

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Сергій ВАНЄСВ  
(підпис)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
на здобуття освітнього ступеня магістр  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,  
освітньо-професійної програми «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна  
техніка»

на тему: «Енергозберігаючий турбогенератор на базі струминно-  
реактивної розширювальної машини для газорозподільних станцій»

Здобувача групи К.м-31 Герзанича Михайла Михайловича

а

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень.  
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на  
відповідне джерело.

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Михайло ГЕРЗАНИЧ

Керівник завідувач кафедри ТТФ, к.т.н., доц. Сергій ВАНЄСВ \_\_\_\_\_  
(підпис)

Суми – 2024

## ЗМІСТ

	ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1.	КОНСТРУКЦІЯ ТА ГАЛУЗІ РАЦІОНАЛЬНОГО ЗАСТОСУВАННЯ СТРУМІННО-РЕАКТИВНОЇ РОЗШИРЮВАЛЬНОЇ МАШИНИ	7
1.1.	Конструкція та принцип роботи СРРМ.	7
1.2.	Переваги та можливі галузі застосування СРРМ	9
РОЗДІЛ 2.	ВИХІДНІ ДАНІ	12
РОЗДІЛ 3.	РОЗРАХУНОК ТУРБОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНОЇ СТАНЦІЇ НА БАЗІ СТРУМІННО- РЕАКТИВНОЇ РОЗШИРЮВАЛЬНОЇ ТУРБОМАШИНИ	15
3.1.	Визначення коефіцієнта стисливості природного газу	15
3.2.	Розрахунок струмінно-реактивної розширювальної машини з тяговими соплами Лаваля	16
3.4.	Порівняння характеристик СРРМ з тяговими соплами Лаваля та СРРМ без розширювальної частини	29
3.5.	Розрахунки геометрії втулки-дифузору та щілинного сопла	30
3.6.	Розрахунки характеристик СРРМ з щілинним соплом	32
РОЗДІЛ 4.	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	57
4.1.	Небезпечні і шкідливі фактори на виробництві	57

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>			
Зм	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Герзанич				Енергозберігаючий турбогенератор на базі струмінно-реактивної розширювальної машини для газорозподільних станцій	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Ванєєв						2	53
Реценз.					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i> м/д/у К.м-31			Арк.
Н. Копр.	Шарапов							3
Затвердк.	Арк.	Ванєєв	№ докум.	Підпис		Дата		

4.2.	Вимоги охорони праці і пожежної безпеки при обслуговуванні турбоагрегату	60
4.3.	Електробезпека	64
4.4.	Шум при роботі агрегату	65
	ВИСНОВКИ	68
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	70

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						4
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

## ВСТУП

На сьогоднішній день актуальною задачею є проблема енергозбереження всіма відомими напрямками. Одним із варіантів вирішення проблеми енергозбереження є використання (утилізація) вторинних енергоресурсів, а саме утилізація енергії стиснутих газів та пари, котрі дроселюються на редукторах і регуляторах тиску на газорозподільчих станціях (ГРС) та газорозподільчих пунктах в газовій промисловості, в різноманітних технологічних процесах, хімічній та інших галузях промисловості, а також комунально-побутовому господарстві.

Широкомаштабне впровадження турбодетандерних утилізаційних систем на середніх та малих газорозподільчих станціях і пунктах в газовій промисловості, на вузлах дроселювання газів та пари в хімічній та інших галузях промисловості стає можливим лише на основі рішень, які забезпечують швидку та дешеву реконструкцію існуючих дроселюючих систем, за умови окупності не більше року. Дану задачу можливо вирішити шляхом застосування турбодетандерних агрегатів (ТДА) малої та середньої потужності (50 ... 500 кВт), простих та компактних за конструкцією, що забезпечують можливість їх установки безпосередньо замість клапанів-регуляторів прямої дії чи паралельно з ними. З таких простих ТДА, освоєння яких можливе звичайним виробництвом, буде можливо гнучко набрати також ТДА великої потужності, що складе здорову конкуренцію турбодетандерним установкам великої одиничної потужності [1].

Інтенсивний розвиток газотранспортних систем обумовлює нові підвищені вимоги до початкових характеристик та експлуатаційним показникам обладнання компресорних станцій (КС), і лінійної частини магістральних газопроводів (МГ). Надійність та ефективність функціонування основного обладнання КС та МГ багато в чому залежить від запорної та регулюючої арматури, що використовується в обв'язці КС та на лінійній частині газопроводу [2].

Головна проблема заключається в турбіні, котра повинна бути пустою за конструкцією з можливістю освоєння звичайним виробництвом, проста та надійна

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						5
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

в експлуатації, не потребує важких допоміжних систем, включно з системою підготовки газу перед турбіною, тобто бути стійкою к ерозійному зносу та обледенінню. Адже висока вартість ТДА на основі класичних лопаткових турбін і порівняльна складність їх експлуатації та ремонту пов'язані саме з турбіною, висока собівартість виробництва якої визначається конструктивною і технологічною складністю лопаткових апаратів і, отже, вимогами високого рівня технології (на рівні авіаційного). Складна та дорога турбіна потребує відповідних складних допоміжних систем, які забезпечували її надійну роботу та необхідний ресурс: примусове змащування опор ротора та передавальних муфт; система кінцевих ущільнень валу ротора; система автоматичного керування та регулювання, система контролю та аварійного захисту, і бажано, технічного діагностування; система підготовки газу перед турбіною (очистка, сушка, підігрів), тому що лопаткові апарати та ущільнення турбін схильні до забруднення, ерозійного зношення та обледенінню.

Якісною альтернативою регуляторам тиску газу і дроселюючих пристроїв є утилізаційні системи, що базуються в основному на турбодетандерних електрогенераторних установках і агрегатах (ТДУ і ТДА). Дані системи забезпечують одночасно зниження і регулювання тиску газу при його розширенні в турбіні, а також отримання механічної роботи на валу турбіни з перетворенням її в електроенергію.

Суттю даного напрямку, з урахуванням вище викладеного, є використання для малих ТДА в якості турбодетандера безлопаткової струминно-реактивної розширювальної машини (СРРМ), яка має назву також струминно-реактивна турбіна (СРТ), в діапазоні потужностей від 50 до 500...700 кВт [3].

На базі СРРМ створений головний дослідний зразок турбодетандер-електрогенераторного агрегату отужністю 100 кВт (ТДА-СРТ-100) (див. рис. В.1) [4].

Застосування СРРМ тільки в трьох видах утилізаційних систем забезпечить додаткові вироблення електроенергії в Україні. До цих систем відноситься:

1) використання перепаду тиску природного газу в системах його розподілу (газорозподільчі станції);

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 2) утилізація енергії водяної пари промислових та побутових котелень;
- 3) утилізація тепла димових газів водогрійних котлів комунально-побутового та непромислового сектору України.

Струминно-реактивна розширювальна машина може використовуватись в усіх цих системах, а також в різноманітних турбоприводах (пневмоприводи кульових кранів великих приходних перерізів (DN>300мм), турбостартери газотурбінних двигунів та дизелей, турбоелектроагрегати в системах підготовки паливного газу газоперекачувальних агрегатів приводи малих турбонасосів і турбокомпресорів, пневматичний інструмент і т.п.) [2].

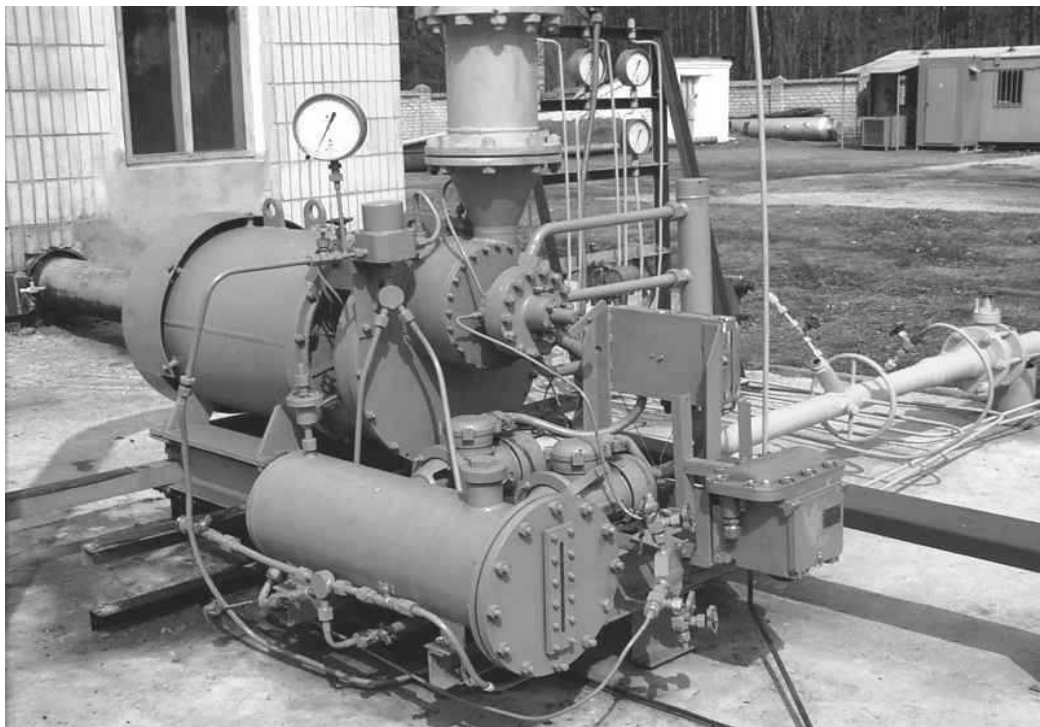


Рисунок В.1 – Агрегат ТДА СРРМ 100\130-5.5\0.6 ВРД на «ГРС-1 Суми».

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

# 1 КОНСТРУКЦІЯ ТА ГАЛУЗІ РАЦІОНАЛЬНОГО ЗАСТОСУВАННЯ СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ РОЗШИРЮВАЛЬНОЇ МАШИНИ

## 1.1 Конструкція та принцип роботи СРРМ

Струминно-реактивні розширювальні машини застосовуються в реверсивному і неревверсивному виконанні. СРРМ можна віднести до нового класу турбін, так як у порівнянні з класичним сегнеровим колесом вона відрізняється за термодинамічними процесами, а її ефективність (характеристика ККД) виросла в декілька разів та по мірі відпрацювання її характеристики постійно покращуються та наближаються к характеристикам лопаткових турбін. За конструкцією вона відноситься до безлопаткових турбін з одиночним підвідним соплом, а за кінематикою потоку – це відцентрова реактивна турбіна. Принципова схема неревверсивної СРРМ представлена на рис. 1.1 [1].

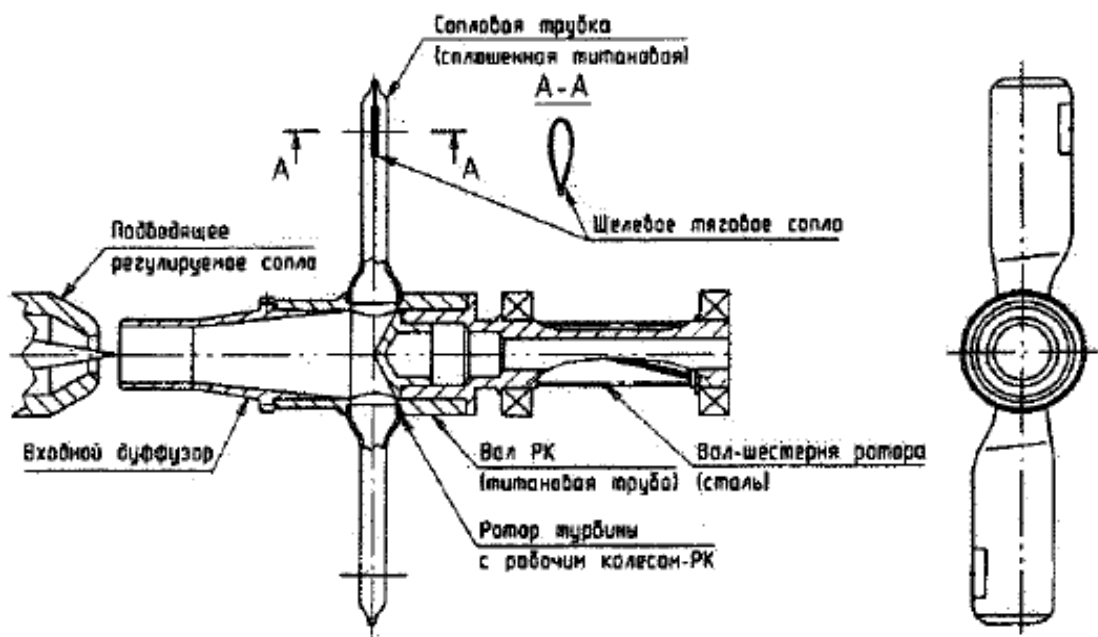


Рисунок 1.1 – Принципова схема неревверсивної струминно-реактивної розширювальної машини

Конструктивно СРРМ дуже проста (див. рис. 1.1). Вона містить ротор, що складається з валу та робочого колеса, що виконане у вигляді однієї, двох чи

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

більше радіальних соплових трубок, консольно закріплених (приварених) на валу, на вільному кінці тангенціально направлені тягові сопла (ТС). Пустоти валу та соплових трубок з'єднані та утворюють безперервний газовий тракт від торцевого входу в осьовий канал (порожнину) валу до ТС.

Робоче колесо може бути виконане також у вигляді порожнього диску-барабану з соплами на периферії. СРРМ в даному виконанні, на відміну від лопаткових турбін, взагалі не має будь-яких контактних чи мало-мало-проміжних (малозазорних) лабіринтних ущільнень, що швидко зношувались би. Тут газ підводиться по осі валу за допомогою підвідного сопла (ПС), яке може бути регульованим, розміщеним з достатнім осьовим зазором по відношенню до вхідного торцю валу. Усунення витоку з порожнини валу через осьовий зазор (проміжок) (слабкі обурення розповсюджуються зі швидкістю звука та, отже не можуть проникнути назустріч надзвукового струменя). В дифузорі, розміщеному у вхідній ділянці валу течія гальмується, переходячи через скачок ущільнення на дозвукову швидкість, і далі рухається по тракту з невеликою швидкістю та невеликими втратами енергії в ТС, з яких витікає зі надзвуковою швидкістю, створюючи реактивну силу тяги та обертаючий момент на валу турбіни, а при обертанні валу здійснюється механічна робота.

Таким чином, принцип дії СРРМ полягає в перетворенні потенційної енергії стисненого газу в кінетичну енергію надзвуковий струменя, що витікає з тягового сопла. Процес перетворення потенційної енергії газу в кінетичну енергію струменя є основним і відбувається в ТС. При цьому ефективність процесу перетворення і, отже, ефективність (ККД) турбіни в цілому зростає з ростом тиску і температури газу перед ТЗ. У зв'язку з цим підведення газу до ТЗ повинно здійснюватися з найменшими втратами енергії (повного тиску).

У СРРМ проблема підведення газу вирішена газодинамічним надзвуковим замиканням із забезпеченням режиму течії на вході і по всьому тракту з малими втратами енергії за рахунок оптимального узгодження прохідних (критичних) перетинів ПС, ТС і дифузора, а зовнішній аеродинамічний опір знижено застосуванням соплових трубок плавно-обтікаємого поперечного перерізу,

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						9
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		



одержуваного технологічно просто - шляхом прокатки трубок, а також оптимізацією діаметра РК і частоти обертання ротора [5,6].

## 1.2 Переваги та можливі галузі застосування СРРМ

СРРМ в порівнянні з класичними лопатковими турбінами має ряд переваг [3].

1) Простота конструкції, особливо в реверсивному виконанні, забезпечує освоєння звичайним виробництвом, при низькій собівартості виготовлення.

2) Високий рівень уніфікації. На базі одного ротора можуть виконуватися СРРМ декількох типорозмірів по потужності. Замінюються тільки сопла і дифузор. Можливо також використання одного ротора для всього діапазону потужностей від 50 до 500 кВт.

3) Висока надійність роботи навіть в екстремальних умовах роботи на забрудненому, вологому газі при температурі до  $-60^{\circ}\text{C}$ . Це обумовлено відсутністю лопаткових апаратів і малозазорних ущільнень, чутливих до ерозії і обмерзання (обледеніння).

4) Стабільність вихідних характеристик в широкому діапазоні тисків, температури і навантаження, а також слабкий вплив на них виробничо-технологічних відхилень при виготовленні турбіни.

5) Мала маса і момент інерції ротора, що обумовлює:

- хороші динамічні характеристики і, отже, ефективну роботу в системі регулювання;
- стійку і надійну роботу в частині динаміки на великих частотах обертання;
- малі навантаження на опори валу ротора при знижених вимогах статичного і динамічного балансування ротора.

6) Простота конструкції і відповідно низька вартість ТДА на основі СРРМ, так як мала маса ротора СРРМ забезпечує можливість її консольної установки в звичайних кулькових підшипниках, а корпус турбодетандера знаходиться під низьким вихідним тиском газу (під високим тиском знаходиться тільки внутрішня проточна частина самої СРРМ) .

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7) Низькі малогабаритні показники ТДА-СРРМ. У порівнянні з аналогічними ТДА з лопатковими турбінами маса ТДА-СРРМ в 3 і більше разів менше.

8) Простота експлуатації ТДА і низькі експлуатаційні витрати.

Конструктивне виконання СРРМ, з підведенням робочого тіла в канал обертового валу за допомогою безконтактного газодинамічного ущільнення за принципом замикання каналу газового тракту надзвуковим струменем відкриває широкі можливості застосування СРРМ в різних областях (галузях). Це обумовлено тим, що безконтактне підведення робочого тіла забезпечує можливість роботи турбіни на високих частотах обертання, тобто в зоні максимального ККД.

Загальними критеріями раціонального застосування СРРМ є:

а) наявність робочого тіла з досить високим значенням ентальпії, при цьому межа мінімальних значень тиску робочого тіла слід приймати, виходячи з величини надкритичного ступеня розширення газу;

б) необхідність роботи в екстремальних умовах, тобто на забрудненому і / або вологому робочому тілі при низьких температурах. У деяких випадках наявність цієї вимоги є визначальним;

в) у випадках, коли простота конструкції і технології виготовлення СРРМ переважають над вимогами досягнення максимально можливого значення ККД;

г) використання в системах з підвищеними вимогами динаміки.

Перспективним є використання ССРМ у пневмоприводах кульових кранів великих прохідних перерізів (більше 300 мм), які можуть бути альтернативою існуючим пневмогідроприводам на магістральних газопроводах і компресорних станціях.

Ефективним є використання СРРМ в турбогенераторах на газорозподільних станціях і пунктах в блоках редукування газу. При такому застосуванні СРРМ використовується одночасно для керованого редукування тиску газу з отриманням механічної роботи на валу СРРМ, яка може бути перетворена в електричну енергію або використана безпосередньо для приводу різних пристроїв і механізмів [1].

На основі СРРМ можуть бути створені турбокомпресорні агрегати для систем підготовки імпульсного повітря на газоконпресорних станціях. При цьому в якості

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						11
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

робочого тіла для СРРМ може бути використане повітря від компресорів газотурбінних приводів газоперекачувальних агрегатів або магістральний природний газ.

Як і турбіна будь-якого типу СРРМ може працювати також на високотемпературному робочому тілі, що виробляється газогенераторами різних видів (твердопаливними, рідинними, турбокомпресорним і ін.). При цьому її вихідні характеристики ще більш підвищуються за рахунок підвищення температури і тиску робочого тіла. Як зазначалося вище, це пов'язано з тим, що СРРМ може ефективно спрацьовувати на великі перепади ентальпії в одному ступені, тобто при підвищенні ентальпії зростає швидкість витікання з тягового сопла, а отже, підвищується питома тяга сопла і ККД СРРМ.

Найбільш ефективно СРРМ може працювати на робочому тілі з низькою молекулярною вагою, так як при однаковій ентальпії зі зменшенням молекулярної ваги робочого тіла швидкість його витікання з сопла зростає. Цей фактор обумовлює перспективу використання СРРМ в турбонасосних агрегатах рідинних ракетних двигунів, що працюють на водні.

Перспективним є створення парової СРРМ, що працює на сухому насиченому парі. При цьому відпадає необхідність в пароперегрівачі, тому що за рахунок компресорного ефекту СРРМ сама виконує функцію пароперегрівача.

У СРРМ можливо поєднання одночасно функції двигуна і приводу при конструктивному виконанні робочого колеса у вигляді порожніх лопастей повітряного гвинта або вентилятора з тяговими соплами на кінцях. Це може виявитися перспективним використанням СРРМ, наприклад, в якості двигунів літальних апаратів.

В даному аналізі кілька напрямків СРРМ не охоплюють всі можливі сфери її застосування. У кожному конкретному випадку необхідно проводити більш глибокий аналіз ефективності застосування СРРМ. [1, 2, 3].

Відомі дослідження струминно-реактивних розширювальних машин [7-10].

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2. ВИХІДНІ ДАНІ

Існують технічне завдання і вимоги на створення автоматичних газорозподільних станцій (АГРС) пропускною здатністю 5000, 10000, 30000 н.м<sup>3</sup>/год).

Технічне завдання на створення автоматичних газорозподільних станцій представлено у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – 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

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Основні технічні характеристики ГРС повинні відповідати вказаним в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – 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 <sup>3</sup> /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

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

На вузлах редукування газу на ГРС можливе отримання електроенергії за допомогою турбогенераторних установок для власних потреб ГРС та/або з метою енергозбереження з віддачою в зовнішню мережу. Пропонується для цих цілей використовувати турбогенератор на базі струминно-реактивної розширювальної машини (СРРМ).

Для розрахунків приймемо наступні вихідні дані.

$P_{\text{вх}}=2,6$  МПа – тиск газу на вході СРРМ;

$P_{\text{вих}}=0,4$  МПа - тиск газу на виході СРРМ ;

$T_{\text{вх}}=288$  К – температура газу на вході СРРМ;

$N = 30$  кВт - електрична потужність турбогенератора;

Робоче тіло – природний газ ( $k=1,3$  – показник адіабати газу,

$R=506$  Дж/(кг·К) - питома газова стала).

Розрахунковий склад природного газу і необхідні термодинамічні властивості його компонентів наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Термодинамічні властивості складових компонентів природного газу

Назва	Мольний склад	Хімічна формула	Мольна вага, кг/кмоль	Критичний параметр	
				$P_{кр}$ , МПа	$T_{кр}$ , К
Метан	0,9781	CH <sub>4</sub>	16,043	4,626	190,77
Етан	0,0040	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,070	4,872	305,33
Пропан	0,0018	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,097	4,246	370,00
Н-бутан	0,0016	nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	3,789	425,16
Н-пентан	0,0003	nC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,151	3,376	469,77
Н-гексан	0,0001	nC <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,171	2,988	507,31
Двоокис вуглецю	0,0010	CO <sub>2</sub>	44,010	7,383	304,20
Азот	0,0131	N <sub>2</sub>	28,013	3,400	126,20

### 3. РОЗРАХУНОК ТУРБОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНОЇ СТАНЦІЇ НА БАЗІ СТРУМІННО-РЕАКТИВНОЇ РОЗШИРЮВАЛЬНОЇ ТУРБОМАШИНИ

#### 3.1 Визначення коефіцієнта стисливості природного газу

Визначення параметрів газової суміші.

Використовуючи рівняння Кея, визначаємо критичний тиск і критичну температуру природного газу, як суміші газів.

Критичний тиск:

$$P_{кр} = \sum_{k=1}^k y_k P_{кр,k} = 0,9781 \cdot 4,626 + 0,0040 \cdot 4,872 + 0,0018 \cdot 4,246 + \\ + 0,0016 \cdot 3,789 + 0,0003 \cdot 3,376 + 0,0001 \cdot 2,988 + 0,001 \cdot 7,383 + 0,0131 \cdot 3,4 = 4,610 \text{ МПа}$$

Критична температура:

$$T_{кр} = \sum_{k=1}^k y_k T_{кр,k} = 0,9781 \cdot 190,77 + 0,0040 \cdot 305,33 + 0,0018 \cdot 370 + 0,0016 \cdot 425,16 + \\ + 0,0003 \cdot 469,77 + 0,0001 \cdot 507,31 + 0,001 \cdot 304,2 + 0,0131 \cdot 126,20 = 191,31 \text{ К}$$

Наведений тиск і температура на вході струмінно-реактивної розширювальної машини:

$$\pi_{вх} = \frac{P_{вх}}{P_{кр}} = \frac{2,6}{4,61} = 0,564;$$

$$\theta_{вх} = \frac{T_{вх}}{T_{кр}} = \frac{288}{191,31} = 1,505;$$

Із  $z, \pi$ -діаграма природного газу (рис. 3.1) визначаємо коефіцієнт стисливості газу на вході СРРМ  $z_{вх} = 0,92$ .

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

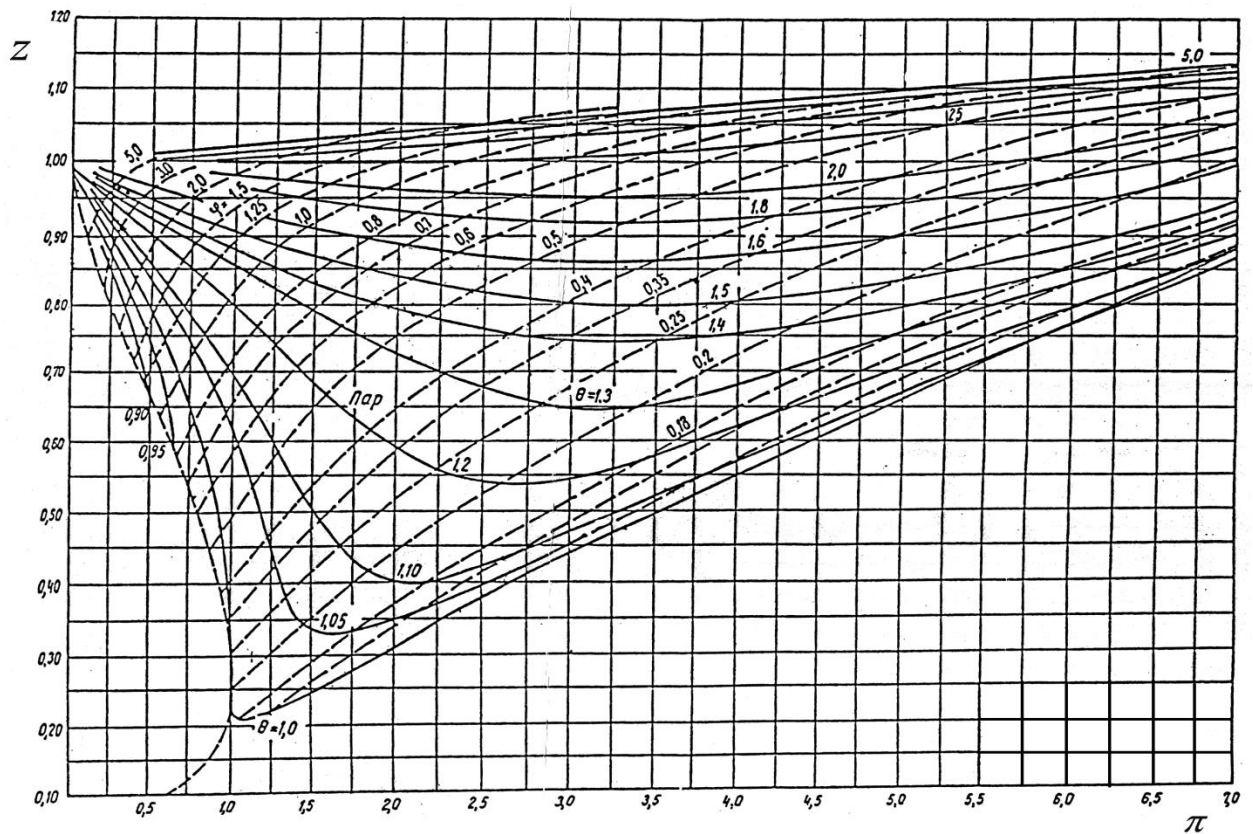


Рисунок 3.1 - z, pi-діаграма природного газу

### 3.2 Розрахунок струминно-реактивної розширювальної машини з тяговими соплами Лаваля

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів.

Ступінь пониження тиску в струминно-реактивній розширювальній машині:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{ВХ}}}{P_{\text{ВИХ}}};$$

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

Адіабатна робота розширення 1 кг газу в машині:

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

M142 04.00.00.00 ПЗ

Арк.

17



$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 506 \cdot 0,92 \cdot 278 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,4}{2,6} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 196705 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Адіабатний (ізоентропний) ККД струминно-реактивної розширювальної машини залежить від конструкції машини: для машин з робочим колесом у вигляді двох трубчатих консолей він складає 0,3-0,35; для робочого колеса у вигляді диску з каналами він складає 0,35-0,40. Приймаємо  $\eta_s = 0,33$ .

ККД електрогенератора при потужності 30 кВт дорівнює  $\eta_{ел} = 0,9$ .

Тоді загальний ККД турбогенератора:

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

$$\eta_{ТГ} = 0,33 \cdot 0,9 = 0,3.$$

Потужність привода турбогенератора (струминно-реактивної розширювальної турбомашини)

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{30000}{0,9} = 33333,3 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора (вихрової розширювальної турбомашини):

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{33333,3}{0,33} = 101010 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

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

$$G_n = \frac{101010}{196705} = 0,5135 \text{ кг/с.}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа і діаметр критичного перерізу підвідного сопла

$$f_{кр.п} = \frac{G_n \cdot \sqrt{R \cdot z_{вх} \cdot T_{вх}^*}}{P_{вх}^* \cdot m} = \frac{0,5135 \cdot \sqrt{506 \cdot 0,92 \cdot 288}}{2,6 \cdot 10^6 \cdot 0,667} = 108,419 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

де  $m$  - постійна, що залежить від показника ізоентропи

$$m = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k+1}}} = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,312+1}\right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,667$$

$$d_{кр.п} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кр.п}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 108,419 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 11,752 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Площа та діаметр критичного перерізу тягових сопел

$$f_{кр.т} = \bar{f}_{кр.т} \cdot f_{кр.п}$$

де:  $\bar{f}_{кр.т} = 1,1 \dots 1,3$  відношення площ критичних перерізів тягових сопел і підвідного сопла.

Приймаємо  $\bar{f}_{кр.т} = 1,2$ . Тоді маємо:

- площа критичного перерізу тягових сопел

$$f_{кр.т} = \bar{f}_{кр.т} \cdot f_{кр.п} = 1,2 \cdot 108,419 \cdot 10^{-6} = 130,103 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

- діаметр критичного перерізу тягових сопел

$$d_{кр.т} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кр.т}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 130,103 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 12,874 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

					M142 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Безрозмірна швидкість на зрізі тягового сопла в відносному русі визначається з виразу

$$\frac{P_{зр.м}}{P_{Wзр.м}^*} = \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{Wзр.м}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

де:  $P_{зр.м}$  - статичний тиск на зрізі тягового сопла;

$P_{Wзр.м}^*$  - повний тиск (тиск загальмованого потоку) на зрізі тягового сопла для відносного руху.

Статичний тиск на зрізі тягового сопла

$$P_{зр.м} = S \cdot P_{н.с} = 1 \cdot 0,4 = 0,4 \text{ МПа},$$

де  $S$  - газодинамічна ступінь нерозрахованості.

Приймаємо розрахунковий режим  $S=1$ .

$P_{Wзр.м}^*$  визначається з рівняння нерозривності для відносного руху

$$P_{Wзр.м}^* \approx P_{Wкр.м}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{Wкр.м}^*}}{f_{кр.м} \cdot m} = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{Wзр.м}^*}}{f_{кр.м} \cdot m},$$

де:  $P_{Wкр.м}^*$  - повний тиск в критичному перерізі тягового сопла в відносному русі;

$T_{Wкр.т}^*$ ,  $T_{Wзр.м}^*$  - температура гальмування в відносному русі (в критичному перетині і на зрізі тягового сопла);

$z_m$  - коефіцієнт стисливості газу на вході в тягове сопло;

$G_m$  – витрата газу через тягові сопла:

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_m = G_n \cdot (1 - \alpha_{вит}) = 0,5135 \cdot (1 - 0,1) = 0,462 \text{ кг/с},$$

де:  $\alpha_{вит}$  - коефіцієнт витоків, визначається експериментально, залежить в основному від  $f_{кр.т}^-$ , причому чим більше  $f_{кр.т}^-$  тим менше  $\alpha_{вит}$ .

Приймаємо  $\alpha_{вит}=0,1$ .

Приймаємо номінальну частоту обертання валу машини  $n=20000$  об/хв.

Окружна швидкість газу на зрізі тягового сопла при частоті обертання ротора турбіни  $n=20000$  об/хв.

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 20000}{60} = 209,44 \text{ м/с}.$$

Визначаємо температуру гальмування на зрізі тягового сопла

$$T_{Wзр.м}^* = T_n + \frac{u^2 \cdot (k - 1)}{2 \cdot k \cdot R} = 288 + \frac{209,44^2 \cdot (1,3 - 1)}{2 \cdot 1,3 \cdot 506} = 298 \text{ К}$$

Наведений тиск і температура на вході с в тягове сопло струминно-реактивної розширювальної машини:

$$\pi_{вх.м} = \frac{P_{вх.м}}{P_{кр}} = \frac{P_{вх.м}^*}{P_{кр}} = \frac{\sigma \cdot P_{вх.л}^*}{P_{кр}} = \frac{0,8 \cdot 2,6}{4,61} = 0,451,$$

де  $\sigma$  - коефіцієнт відновлення повного тиску між входом у підвідне сопло і входом у тягове сопло; за експериментальними даними  $\sigma \approx 0,8$ .

$$\theta_{вх.м} = \frac{T_{вх.м}}{T_{кр}} = \frac{T_{Wкр.м}^*}{T_{кр}} = \frac{T_{Wзр.м}^*}{T_{кр}} = \frac{298}{191,31} = 1,558;$$

Із  $z, \pi$ -діаграма природного газу (рис. 3.1) визначаємо коефіцієнт стисливості газу на вході в тягове сопло СРРМ  $z_{вх} = 0,95$ .

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді повний тиск на зрізі тягового сопла в відносному русі

$$P_{W_{cp.m}}^* \approx P_{W_{кр.m}}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{W_{cp.m}}^*}}{f_{кр.m} \cdot m} = \frac{0.462 \cdot \sqrt{506 \cdot 0.95 \cdot 298}}{130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.667} = 2.015 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Безрозмірна швидкість на зрізі тягового сопла

$$\lambda_{W_{cp.m}} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{f_{кр.m}}{\pi_m \cdot (1 - \alpha_{ym})} \cdot \sqrt{\frac{T_n^*}{T_{W_{cp.m}}^*}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$$= \sqrt{\frac{1.3+1}{1.3-1} \left[ 1 - \left( \frac{1.2}{6.5 \cdot (1-0.1)} \cdot \sqrt{\frac{288}{398}} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} \right]} = 1.539$$

Площа  $f_{зр.m}$  вихідного перерізу (зрізу) тягових сопел визначається з рівняння нерозривності:

$$\frac{f_{кр.m} \cdot m \cdot P_{W_{кр.m}}^*}{\sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{W_{кр.m}}^*}} = \frac{f_{зр.m} \cdot m \cdot P_{W_{зр.m}}^* \cdot q(\lambda_{W_{зр.m}})}{\sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{W_{зр.m}}^*}}$$

При прийнятих допущеннях

$$f_{зр.m} = \frac{f_{кр.m}}{q(\lambda_{W_{зр.m}})} = \frac{130.103 \cdot 10^{-6}}{0.7155} = 181.835 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

де:  $q(\lambda_{W_{cp.m}})$  - газодинамічна функція визначається за формулою

					M142 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

$$q(\lambda_{W_{зр.м}}) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_{W_{зр.м}} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{W_{зр.м}}^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

$$q(\lambda_{W_{ср.м}}) = \left(\frac{1.3+1}{2}\right)^{\frac{1}{1.3-1}} \cdot 1.539 \cdot \left(1 - \frac{1.3-1}{1.3+1} \cdot 1.539^2\right)^{\frac{1}{1.3-1}} = 0.7155$$

Еквівалентний діаметр зрізу тягових сопел визначається за формулою

$$d_{зр.м} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{зр.м}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 181.835 \cdot 10^{-6}}{3.14}} = 15.220 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Площа  $f_{г.т}$  газового тракту:

$$f_{г.т} = \frac{f_{г.м}}{f_{кр.п}} \cdot f_{кр.п} = \bar{f}_{г.т} \cdot f_{кр.п}$$

де:  $\bar{f}_{г.т}$  - за результатами експериментальних досліджень відношення площ перетину газового тракту і критичного визначається за формулою,  $\bar{f}_{г.т}=12-14$ .

Приймаєм  $\bar{f}_{г.т}=13$ .

$$f_{г.т} = 13 \cdot 108.419 \cdot 10^{-6} = 1.409 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Швидкість потоку газу на зрізі тягового сопла у відносному русі

$$W_{ср.м} = \lambda_{W_{ср.м}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R Z_m T_{W_{ср.м}}^*} = 1.539 \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 506 \cdot 0.95 \cdot 298} = 635.396 \text{ м/с}$$

Сила тяги тягового сопла у відносному русі

$$P_{W1} = G_m \cdot W_{зр.м} + f_{зр.м} \cdot P_{н.с} (S - 1) = 0,462 \cdot 635.396 = 293,55 \text{ Н}$$

					M142 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для струминно-реактивної розширювальної машини важливим є пусковий режим, тобто при частоті обертання ротора  $n=0$  об/хв.

Величина тяги в пусковому режимі  $P_{n=0}$  визначається за формулою:

$$P_{n=0} = (C_{зр.м})_{n=0} \cdot G_m + f_{ср.м} \cdot P_{н.с} \cdot (S_{n=0} - 1),$$

де  $(C_{зр.м})_{n=0}$  - швидкість газового потоку на зрізі тягового сопла в пусковому режимі;

$S_{n=0}$  - газодинамічна ступінь нерозрахованості в пусковому режимі; приймаємо  $S_{n=0}=1$ .

Величина  $(C_{зр.м})_{n=0}$  визначається за формулою:

$$(C_{зр.м})_{n=0} = (\lambda_{зр.м})_{n=0} \cdot (a_{кр.зр.м})_{n=0},$$

де  $(\lambda_{зр.м})_{n=0}$  - безрозмірна швидкість на зрізі тягового сопла в пусковому режимі.

$$(\lambda_{зр.м})_{n=0} = \lambda_{Wзр.м};$$

$(a_{кр.зр.м})_{n=0}$  - критична швидкість потоку на зрізі тягового сопла.

Величина  $(a_{кр.зр.м})_{n=0}$  визначається за формулою:

$$(a_{кр.зр.м})_{n=0} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot z_m \cdot T_n^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 506 \cdot 0.95 \cdot 288} = 395.6 \text{ м/с.}$$

$$(C_{зр.м})_{n=0} = 1.539 \cdot 395.6 = 608.83 \text{ м/с,}$$

$$P_{n=0} = 608.83 \cdot 0,462 + 130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.4 \cdot 10^6 (1 - 1) = 281.28 \text{ Н}$$

Пусковий момент на валу СРРМ визначається за формулою:

$$M_{пуск1} = P_{n=0} \frac{D}{2} = 281.28 \cdot \frac{0.2}{2} = 28.128 \text{ Н·м,}$$

де  $D$  – діаметр робочого колеса по центрам вихідного перерізу (зрізу) тягових сопел; приймаємо  $D=200$  мм.

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.3 Розрахунок струминно-реактивної розширювальної машини з тяговими соплами без розширювальної частини.

Ступінь пониження тиску в струминно-реактивній розширювальній машині:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{ВХ}}}{P_{\text{ВИХ}}};$$

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

Адіабатна робота розширення 1 кг газу в машині:

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

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 506 \cdot 0,92 \cdot 278 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,4}{2,6} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 196705 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Адіабатний (ізоентропний) ККД струминно-реактивної розширювальної машини залежить від конструкції машини: для машин з робочим колесом у вигляді двох трубчатих консолей він складає 0,3-0,35; для робочого колеса у вигляді диску з каналами він складає 0,35-0,40. Приймаємо  $\eta_s = 0,33$ .

ККД електрогенератора при потужності 30 кВт дорівнює  $\eta_{\text{ел}} = 0,9$ .

Тоді загальний ККД турбогенератора:

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

$$\eta_{\text{ТГ}} = 0,33 \cdot 0,9 = 0,3.$$

Потужність привода турбогенератора (вихрової розширювальної турбомашини)

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



$$N_{\text{ТГ}} = \frac{N}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{30000}{0,9} = 33333,3 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора (вихрової розширювальної турбомашини):

$$N_S = \frac{N_{\text{ТГ}}}{\eta_S};$$

$$N_S = \frac{33333,3}{0,33} = 101010 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

$$G_n = \frac{N_S}{h_S};$$

$$G_n = \frac{101010}{196705} = 0,5135 \text{ кг/с.}$$

Площа і діаметр критичного перерізу підвідного сопла

$$f_{\text{кр.п}} = \frac{G_n \cdot \sqrt{R \cdot z_{\text{ex}} \cdot T_{\text{ex}}^*}}{P_{\text{ex}}^* \cdot m} = \frac{0,5135 \cdot \sqrt{506 \cdot 0,92 \cdot 288}}{2,6 \cdot 10^6 \cdot 0,667} = 108,419 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

де  $m$  - постійна, що залежить від показника ізоентропи

$$m = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k+1}}} = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,312+1}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3-1}}} = 0,667$$

$$d_{\text{кр.п}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{кр.п}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 108,419 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 11,752 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Площа та діаметр критичного перерізу тягових сопел

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$f_{кр.м} = \bar{f}_{кр.м} \cdot f_{кр.н}$$

де:  $\bar{f}_{кр.м} = 1.1 \dots 1.3$  відношення площ критичних перерізів тягових сопел і підвідного сопла.

Приймаємо  $\bar{f}_{кр.м} = 1.2$ . Тоді маємо:

- площа критичного перерізу тягових сопел

$$f_{кр.м} = \bar{f}_{кр.м} \cdot f_{кр.н} = 1.2 \cdot 108.419 \cdot 10^{-6} = 130.103 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

- еквівалентний діаметр критичного перерізу тягових сопел

$$d_{кр.м} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кр.м}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 130.103 \cdot 10^{-6}}{3.14}} = 12.874 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$G_m$  – витрата газу через тягові сопла:

$$G_m = G_n \cdot (1 - \alpha_{вип}) = 0,5135 \cdot (1 - 0.1) = 0,462 \text{ кг/с ,}$$

Окружна швидкість газу на зрізі тягового сопла при частоті обертання ротора турбіни  $n=20000$  об/хв.

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.2 \cdot 20000}{60} = 209.44 \text{ м/с.}$$

Визначаємо температуру гальмування на зрізі тягового сопла

$$T_{Wзр.м}^* = T_n + \frac{u^2 \cdot \langle k - 1 \rangle}{2 \cdot k \cdot R} = 288 + \frac{209.44^2 \cdot \langle 1.3 - 1 \rangle}{2 \cdot 1.3 \cdot 506} = 298 \text{ К}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Наведений тиск і температура на вході в тягове сопло струминно-реактивної розширювальної машини:

$$\pi_{вх.м} = \frac{P_{вх.м}}{P_{кр}} = \frac{P_{вх.м}^*}{P_{кр}} = \frac{\sigma \cdot P_{вх.н}^*}{P_{кр}} = \frac{0,8 \cdot 2,6}{4,61} = 0,451,$$

де  $\sigma$  - коефіцієнт відновлення повноту тиску між входом у підвідне сопло і входом у тягове сопло; за експериментальними даними  $\sigma \approx 0,8$ .

$$\theta_{вх.м} = \frac{T_{вх.м}}{T_{кр}} = \frac{T_{Wкр.м}^*}{T_{кр}} = \frac{T_{Wзр.м}^*}{T_{кр}} = \frac{298}{191,31} = 1,558;$$

Із  $z, \pi$ -діаграма природного газу (рис. 3.1) визначаємо коефіцієнт стисливості газу на вході в тягове сопло СРРМ  $z_{вх} = 0,95$ .

Повний тиск на зрізі тягового сопла в відносному русі

$$P_{Wср.м}^* \approx P_{Wкр.м}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{Wср.м}^*}}{f_{кр.м} \cdot m}, = \frac{0,462 \cdot \sqrt{506 \cdot 0,95 \cdot 298}}{130,103 \cdot 10^{-6} \cdot 0,667} = 2,015 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Статичний тиск на зрізі тягового сопла

$$P_{зр.м} = P_{Wзр.м}^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{зр.м}^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 2,015 \cdot 10^6 \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 1^2\right)^{\frac{1,3}{1,3-1}}$$

$$= 1099639 \text{ Па} \cong 1,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Ступінь нерозрахованості тягового сопла

$$S_m = \frac{P_{зр.м}}{P_{н.с}} = \frac{1099639}{400000} = 2,749$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Безрозмірна швидкість на зрізі тягового сопла  $\lambda_{W_{cp.m}} = 1$  так як відсутня надзвукова частина сопла і надзвукова швидкість.

Швидкість потоку газу на зрізі тягового сопла у відносному русі

$$W_{cp.m} = \lambda_{W_{cp.m}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R Z_m T_{W_{cp.m}}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 506 \cdot 0.95 \cdot 298} = 402.409 \text{ м/с}$$

Сила тяги тягового сопла у відносному русі

$$P_{W2} = G_m \cdot W_{зр.m} + f_{зр.m} \cdot P_{н.с} (S - 1) = 0,462 \cdot 402.409 + 130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.4 \cdot 10^6 (2.749 - 1) = 276,93 \text{ Н}$$

Величина тяги в пусковому режимі  $P_{n=0}$  визначається за формулою:

$$P_{n=0} = (C_{зр.m})_{n=0} \cdot G_m + f_{зр.m} \cdot P_{н.с} \cdot (S_{n=0} - 1),$$

де  $(C_{зр.m})_{n=0}$  - швидкість газового потоку на зрізі тягового сопла в пусковому режимі;

$S_{n=0}$  - газодинамічна ступінь нерозрахованості в пусковому режимі;  
 $S_{n=0} = 2.749$ .

Величина  $(C_{зр.m})_{n=0}$  визначається за формулою:

$$(C_{зр.m})_{n=0} = (\lambda_{зр.m})_{n=0} \cdot (a_{кр.зр.m})_{n=0},$$

де  $(\lambda_{зр.m})_{n=0}$  - безрозмірна швидкість на зрізі тягового сопла в пусковому режимі;

$$(\lambda_{зр.m})_{n=0} = \lambda_{W_{зр.m}};$$

$(a_{кр.зр.m})_{n=0}$  - критична швидкість потоку на зрізі тягового сопла.

Величина  $(a_{кр.зр.m})_{n=0}$  визначається за формулою:

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$(a_{кр.зр.м})_{n=0} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot z_m \cdot T_n^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 0.95 \cdot 506 \cdot 288} = 395.6 \text{ м/с.}$$

$$(C_{зр.м})_{n=0} = 1 \cdot 395.6 = 395.6 \text{ м/с,}$$

$$P_{n=0} = 395.6 \cdot 0,462 + 130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.4 \cdot 10^6 (2,749 - 1) = 273.79 \text{ Н}$$

Пусковий момент на валу СРРМ визначається за формулою:

$$M_{пуск2} = P_{n=0} \frac{D}{2} = 273.79 \cdot \frac{0.2}{2} = 27.379 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

### 3.4 Порівняння параметрів СРРМ з тяговими соплами Лаваля та СРРМ без розширювальної частини

пускових моментів

$$\Delta M = M_{пуск1} - M_{пуск2} = 28.128 - 27.379 = 0.749 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

У відносному вираженні

$$\varepsilon_M = \frac{M_{пуск1} - M_{пуск2}}{M_{пуск1}} \cdot 100 = \frac{28.128 - 27.379}{28.128} \cdot 100 = 2,66\%$$

Різниця сил тяги тягового сопла у відносному русі при  $n=20000$  об/хв.

$$\Delta P_W = P_{W1} - P_{W2} = 293.55 - 276.93 = 16.62 \text{ Н}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У відносному вираженні

$$\varepsilon_{P_W} = \frac{P_{W1} - P_{W2}}{P_{W1}} \cdot 100 = \frac{293.55 - 276.93}{293.55} \cdot 100 = 5,66 \%$$

Розраховавши параметри СРРМ і розглянувши їх конструктивні особливості приходимо до висновку, що використання СРРМ без розширювальної частини більш раціонально, так як конструкція СРРМ з соплами без розширювальної частини простіша у виконанні та маємо момент менший лише на 5,66 %.

Також змінюючи геометрію трубок-плечей і геометрії соплового апарату (щілинне сопло) можна домогтися меншого аеродинамічного опору на робочих оборотах.

### 3.5 Розрахунки геометрії втулки-дифузору та щілинного сопла

Діаметр циліндричної частини втулки-дифузору вибирається, виходячи з конструктивних міркувань і технологічних можливостей забезпечення співісності між вихідним перерізом підвідного сопла і вхідним перерізом втулки-дифузору; чим менше різниці між діаметром зрізу підвідного сопла  $d_{зр.н}$  і діаметром циліндричної частини втулки-дифузора  $d_1$ , тим менше втрати енергії в скачку ущільнення у втулці-дифузори; з експериментальних досліджень  $d_1 = d_{кр.н} + (1 \div 2) = 11.75 + (1 \div 2) = 12.75 \div 13.75$  мм.

Приймаємо  $d_1 = 13$  мм.

Довжина циліндричної частини втулки-дифузора:

$$l = (3 \div 5)d_1 = (3 \div 5)13 = 39 \div 65 \text{ мм. Приймаємо } l=50 \text{ мм.}$$

Величина  $l$  може бути зменшена з конструктивних міркувань;

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідний діаметр втулки-дифузора:

$$d_{\text{вих.диф}} = d_{\text{г.т}} - (0.5 \div 1) = 42 - (0.5 \div 1) = 42.5 \div 43,$$

де  $d_{\text{г.т}}$  – еквівалентний діаметр газового тракту

$$d_{\text{г.т}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{г.т}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.409 \cdot 10^{-3}}{3.14}} = 40.71 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Приймаємо  $d_{\text{г.т}} = 42$  мм. Приймаємо  $d_{\text{вих.диф}} = 43$  мм

Площа і геометрія тягового сопла на одному плечі:

$$f_{\text{кр.т1}} = \frac{f_{\text{кр.т}}}{2} = \frac{130.103 \cdot 10^{-6}}{2} = 65.0515 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Тягове сопло є щілинним (рис. 3.2):

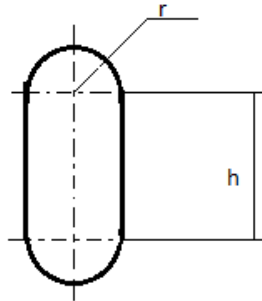


Рисунок 3.2 – Геометричні параметри щілинного сопла

Для цього сопла площа поперечного перерізу визначається за формулою

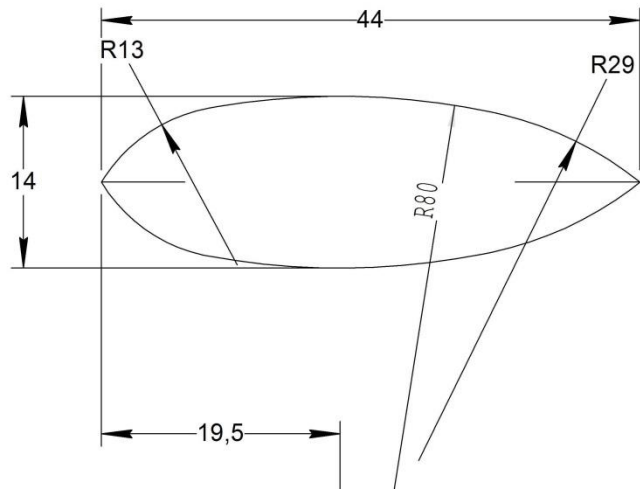
$$f_{\text{кр.т1}} = \pi \cdot r^2 + 2 \cdot r \cdot h .$$

При  $r = 2,5$  мм, величина  $h$  буде дорівнювати  $h=9,08$  мм.

Співвідношення  $h/r = 9,08/2,5 = 3,63$ , що типове для цього виду сопла, приймаєм ці значення.

На рис. 3.3 показано робоче колесо і параметри профілю трубок.

										M142 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							32



а)

б)

Рисунок 3.3 – Робоче колесо СРРМ: (а) – твердотільна модель, б) - профіль трубок

### 3.6 Розрахунки характеристик СРРМ з щілинним соплом

Задаючись рядом значень частоти обертання ротора отримаємо розмірні характеристики СРРМ у вигляді залежностей моменту, потужності і ККД на валу машини від частоти обертання ротора  $M_T = f(n_T)$ ,  $N_T = f(n_T)$ ,  $\eta_T = f(n_T)$ .

Прийmemo частоту обертання ротора СРРМ  $n=5000$  об/хв.

Окружна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.2 \cdot 5000}{60} = 52.333 \text{ м/с}$$

Температура гальмування на зрізі тягового сопла

$$T_{Wзр.м}^* = T_n + \frac{u^2 \cdot (k - 1)}{2 \cdot k \cdot R} = 288 + \frac{52.333^2 \cdot (1.3 - 1)}{2 \cdot 1.3 \cdot 506} = 288.62 \text{ К}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33



Повний тиск на зрізі тягового сопла в відносному русі

$$P_{W_{зр.м}}^* \approx P_{W_{кр.м}}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{W_{зр.м}}^*}}{f_{кр.м} \cdot m}, = \frac{0.462 \cdot \sqrt{506 \cdot 0.95 \cdot 288,62}}{130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.667}$$

$$= 1.983 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Статичний тиск на зрізі тягового сопла. Так як  $\lambda_{зр.м}=1$ , то

$$P_{зр.м} = P_{W_{зр.м}}^* \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1.983 \cdot 10^6 \left( \frac{2}{1.3+1} \right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 1.0821 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Ступінь нерозрахованості тягового сопла

$$S_m = \frac{P_{зр.м}}{P_{н.с}} = \frac{1082100}{400000} = 2.705$$

Швидкість потоку газу на зрізі тягового сопла у відносному русі

$$W_{ср.м} = \lambda_{W_{ср.м}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R z_m T_{W_{ср.м}}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 506 \cdot 0.95 \cdot 288,62} = 396.025 \text{ м/с}$$

Абсолютна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$C_{ср.м} = W_{ср.м} - U = 396.025 - 52.333 = 343.692 \text{ м/с}$$

Момент, який виникає при взаємодії потоку газу з елементами проточної частини турбіни за рахунок обертання робочого колеса

$$M_U' = G_m C_{ср.м} \frac{D}{2} = 0.462 \cdot 343.692 \cdot \frac{0.2}{2} = 15.878 \text{ Н·м}$$

										Арк.
										34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

M142 04.00.00.00 ПЗ

Момент, який утворюється за рахунок різниці тисків на зрізі тягового сопла і в довкіллі називається моментом від нерозраховності ТС і визначається наступною залежністю

$$M_{нер} = f_{зр.м} P_{н.с} (S_m - 1) \frac{D}{2} = 130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.4 \cdot 10^6 \cdot (2.705 - 1) \frac{0.2}{2} = 8.873 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Напрямок моменту  $M_{нер}$  визначається режимом роботи тягового сопла : при роботі на режимах перерозширення ( $P_{зр.т} < P_{н.с}$ ) напрям моменту  $M_{нер}$  протилежно  $M_U'$ , а при роботі на режимах недорозширення ( $P_{зр.т} > P_{н.с}$ ) напрям моментів  $M_{нер}$  та  $M_U'$  співпадають [3].

Користуючись термінологією, що використовують при дослідженні турбомашин, окружний момент буде дорівнювати

$$M_U = M_U' + M_{нер} = 15.878 + 8.873 = 24.751 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Кутова швидкість обертання валу ротора СРРМ

$$\omega_T = \frac{2U}{D} = \frac{\pi \cdot n_T}{30} = \frac{3.14 \cdot 5000}{30} = 523.333 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент на валу машини

$$M_T = M_U - M_{с.в} = 24.751 - 0.0548 = 24.696 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де:  $M_{с.в}$  - момент опору обертанню ротора в навколишньому середовищі (момент аеродинамічного опору), визначається за формулою

$$M_{с.в} = K_{с.в} \omega_T^2 = 0.2 \cdot 10^{-6} \cdot 523.333^2 = 0.0548 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де:  $K_{c.в}$  - коефіцієнт аеродинамічного опору; залежить від щільності навколишнього середовища, зовнішнього діаметру ротора, форми, кількості і взаємного розташування трубок плечей ротора, частоти обертання валу машини і може бути визначений тільки експериментально; приймаємо  $K_{c.в}=0.2 \cdot 10^{-6}$ .

Потужність на валу СРРМ

$$N_T = M_T \omega_T = 24.696 \cdot 523.333 = 12.924 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Коефіцієнт корисної дії розширювальної машини

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_n h_s} = \frac{12.924 \cdot 10^3}{0.5135 \cdot 196705} = 0.128$$

Прийmemo частоту обертання ротора СРРМ  $n=10000$  об/хв.

Окружна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.2 \cdot 10000}{60} = 104.6 \text{ м/с}$$

Температура гальмування на зрізі тягового сопла

$$T_{Wзр.м}^* = T_n + \frac{u^2 \cdot \langle k - 1 \rangle}{2 \cdot k \cdot R} = 288 + \frac{104.6^2 \cdot \langle 1.3 - 1 \rangle}{2 \cdot 1.3 \cdot 506} = 290.49 \text{ К}$$

Повний тиск на зрізі тягового сопла в відносному русі

$$P_{Wзр.м}^* \approx P_{Wкр.м}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{Wзр.м}^*}}{f_{кр.м} \cdot m}, = \frac{0.462 \cdot \sqrt{506 \cdot 0.95 \cdot 290.49}}{130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.667} \\ = 1.989 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Статичний тиск на зрізі тягового сопла. Так як  $\lambda_{зр.м}=1$ , то

$$P_{зр.м} = P_{W_{зр.м}}^* \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1.989 \cdot 10^6 \left( \frac{2}{1.3+1} \right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 1.0854 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Ступінь нерозрахованості тягового сопла

$$S_m = \frac{P_{зр.м}}{P_{н.с}} = \frac{1085400}{400000} = 2.713$$

Швидкість потоку газу на зрізі тягового сопла у відносному русі

$$W_{ср.м} = \lambda_{W_{ср.м}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R Z_m T_{W_{ср.м}}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 506 \cdot 0.95 \cdot 290,49} = 397.306 \text{ м/с}$$

Абсолютна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$C_{ср.м} = W_{ср.м} - U = 397.306 - 104.6 = 292.706 \text{ м/с}$$

Момент, який виникає при взаємодії потоку газу з елементами проточної частини турбіни за рахунок обертання робочого колеса

$$M_U' = G_m C_{ср.м} \frac{D}{2} = 0.462 \cdot 292.706 \cdot \frac{0.2}{2} = 13.523 \text{ Н·м}$$

Момент, який утворюється за рахунок різниці тисків на зрізі тягового сопла і в довкіллі називається моментом від нерозрахованості ТС і визначається наступною залежністю

					M142 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{нер} = f_{зр.м} P_{н.с} (S_m - 1) \frac{D}{2} = 130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.4 \cdot 10^6 \cdot (2.713 - 1) \frac{0.2}{2} = 8.914 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Напряг моменту  $M_{нер}$  визначається режимом роботи тягового сопла: при роботі на режимах перерозширення ( $P_{зр.т} < P_{н.с}$ ) напряг моменту  $M_{нер}$  протилежно  $M_U'$ , а при роботі на режимах недорозширення ( $P_{зр.т} > P_{н.с}$ ) напряг моментів  $M_{нер}$  та  $M_U'$  співпадають.

Користуючись термінологією, що використовують при дослідженні турбомашин, окружний момент буде дорівнювати

$$M_U = M_U' + M_{нер} = 13.523 + 8.914 = 22.437 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Кутова швидкість обертання валу ротора СРРМ

$$\omega_T = \frac{2U}{D} = \frac{\pi \cdot n_T}{30} = \frac{3.14 \cdot 10000}{30} = 1046.6 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент на валу машини

$$M_T = M_U - M_{с.в} = 22.437 - 0.219 = 22.218 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де:  $M_{с.в}$  - момент опору обертанню ротора в навколишньому середовищі (момент аеродинамічного опору), визначається за формулою

$$M_{с.в} = K_{с.в} \omega_T^2 = 0.2 \cdot 10^{-6} \cdot 1046.6^2 = 0.219 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де:  $K_{с.в}$  - коефіцієнт аеродинамічного опору; залежить від щільності навколишнього середовища, зовнішнього діаметру ротора, форми, кількості і взаємного розташування трубок плечей ротора, частоти обертання валу машини і може бути визначений тільки експериментально; приймаємо  $K_{с.в} = 0.2 \cdot 10^{-6}$ .

Потужність на валу СРРМ

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_T = M_T \omega_T = 22.218 \cdot 1046.6 = 23.253 \cdot 10^3 \text{ Bm}$$

Коефіцієнт корисної дії розширювальної машини

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_n h_s} = \frac{23.253 \cdot 10^3}{0.5135 \cdot 196705} = 0.230$$

Прийmemo частоту обертання ротора СРРМ n=15000 об/хв.

Окружна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.2 \cdot 15000}{60} = 157 \text{ м/с}$$

Температура гальмування на зрізі тягового сопла

$$T_{W_{зр.м}}^* = T_n + \frac{u^2 \cdot \langle k - 1 \rangle}{2 \cdot k \cdot R} = 288 + \frac{157^2 \cdot \langle 1.3 - 1 \rangle}{2 \cdot 1.3 \cdot 506} = 293.62 \text{ K}$$

Повний тиск на зрізі тягового сопла в відносному русі

$$P_{W_{зр.м}}^* \approx P_{W_{кр.м}}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{W_{зр.м}}^*}}{f_{кр.м} \cdot m} = \frac{0.462 \cdot \sqrt{506 \cdot 0.95 \cdot 293.62}}{130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.667} = 2 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Статичний тиск на зрізі тягового сопла. Так як  $\lambda_{зр.м}=1$ , то

$$P_{зр.м} = P_{W_{зр.м}}^* \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{2}{1.3+1} \right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 1.0914 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Ступінь нерозрахованості тягового сопла

					M142 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S_m = \frac{P_{зр.м}}{P_{н.с}} = \frac{1091400}{400000} = 2.728$$

Швидкість потоку газу на зрізі тягового сопла у відносному русі

$$W_{ср.м} = \lambda_{W_{ср.м}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R Z_m T_{W_{ср.м}}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 506 \cdot 0.95 \cdot 293,62} = 399.44 \text{ м/с}$$

Абсолютна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$C_{ср.м} = W_{ср.м} - U = 399.44 - 157 = 242.44. \text{ м/с}$$

Момент, який виникає при взаємодії потоку газу з елементами проточної частини турбіни за рахунок обертання робочого колеса

$$M_U' = G_m C_{ср.м} \frac{D}{2} = 0.462 \cdot 242.44 \cdot \frac{0.2}{2} = 11.2 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент, який утворюється за рахунок різниці тисків на зрізі тягового сопла і в доквіллі називається моментом від нерозраховності ТС і визначається наступною залежністю

$$M_{нер} = f_{зр.м} P_{н.с} (S_m - 1) \frac{D}{2} = 130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.4 \cdot 10^6 \cdot (2.728 - 1) \frac{0.2}{2} = 8.992 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Напрямок моменту  $M_{нер}$  визначається режимом роботи тягового сопла : при роботі на режимах перерозширення ( $P_{зр.т} < P_{н.с}$ ) напрям моменту  $M_{нер}$  протилежно  $M_U'$ , а при роботі на режимах недорозширення ( $P_{зр.т} > P_{н.с}$ ) напрям моментів  $M_{нер}$  та  $M_U'$  співпадають.

Користуючись термінологією, що використовують при дослідженні турбомашин, окружний момент буде дорівнювати

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_U = M_U' + M_{неp} = 11.2 + 8.992 = 20.192 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Кутова швидкість обертання валу ротора СРРМ

$$\omega_T = \frac{2U}{D} = \frac{\pi \cdot n_T}{30} = \frac{3.14 \cdot 15000}{30} = 1570 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент на валу машини

$$M_T = M_U - M_{c.в} = 20.192 - 0.4929 = 19.699 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де:  $M_{c.в}$  - момент опору обертанню ротора в навколишньому середовищі (момент аеродинамічного опору), визначається за формулою

$$M_{c.в} = K_{c.в} \omega_T^2 = 0.2 \cdot 10^{-6} \cdot 1570^2 = 0.4929 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де:  $K_{c.в}$  - коефіцієнт аеродинамічного опору; залежить від щільності навколишнього середовища, зовнішнього діаметру ротора, форми, кількості і взаємного розташування трубок плечей ротора, частоти обертання валу машини і може бути визначений тільки експериментально; приймаємо  $K_{c.в} = 0.2 \cdot 10^{-6}$ .

Потужність на валу СРРМ

$$N_T = M_T \omega_T = 19.699 \cdot 1570 = 30.927 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Коефіцієнт корисної дії розширювальної машини

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_n h_s} = \frac{30.927 \cdot 10^3}{0.5135 \cdot 196705} = 0.306$$

Прийmemo частоту обертання ротора СРРМ  $n=20000$  об/хв.

Окружна швидкість газу на зрізі тягового сопла

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

M142 04.00.00.00 ПЗ

Арк.

41



$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.2 \cdot 20000}{60} = 209.3 \text{ м/с}$$

Температура гальмування на зрізі тягового сопла

$$T_{W_{зр.м}}^* = T_n + \frac{u^2 \cdot (k - 1)}{2 \cdot k \cdot R} = 288 + \frac{209.3^2 \cdot (1.3 - 1)}{2 \cdot 1.3 \cdot 506} = 297.989 \text{ К}$$

Повний тиск на зрізі тягового сопла в відносному русі

$$P_{W_{зр.м}}^* \approx P_{W_{кр.м}}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot Z_m \cdot T_{W_{зр.м}}^*}}{f_{кр.м} \cdot m} = \frac{0.462 \cdot \sqrt{506 \cdot 0.95 \cdot 297,989}}{130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.667} = 2.014 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Статичний тиск на зрізі тягового сопла. Так як  $\lambda_{зр.м}=1$ , то

$$P_{зр.м} = P_{W_{зр.м}}^* \left( \frac{2}{k + 1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 2.014 \cdot 10^6 \left( \frac{2}{1.3 + 1} \right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 1.0991 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Ступінь нерозрахованості тягового сопла

$$S_m = \frac{P_{зр.м}}{P_{н.с}} = \frac{1099100}{400000} = 2.747$$

Швидкість потоку газу на зрізі тягового сопла у відносному русі

$$W_{ср.м} = \lambda_{W_{ср.м}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R Z_m T_{W_{ср.м}}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 506 \cdot 0.95 \cdot 297,989} = 402.401 \text{ м/с}$$

Абсолютна швидкість газу на зрізі тягового сопла

					M142 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_{cp.m} = W_{cp.m} - U = 402.401 - 209.3 = 193.101. \text{ м/с}$$

Момент, який виникає при взаємодії потоку газу з елементами проточної частини турбіни за рахунок обертання робочого колеса

$$M_U' = G_m C_{cp.m} \frac{D}{2} = 0.462 \cdot 193.101 \cdot \frac{0.2}{2} = 8.921 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент, який утворюється за рахунок різниці тисків на зрізі тягового сопла і в довкіллі називається моментом від нерозраховності ТС і визначається наступною залежністю

$$M_{нер} = f_{зр.м} P_{н.с} (S_m - 1) \frac{D}{2} = 130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.4 \cdot 10^6 \cdot (2.747 - 1) \frac{0.2}{2} = 9.091 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Напрямок моменту  $M_{нер}$  визначається режимом роботи тягового сопла : при роботі на режимах перерозширення ( $P_{зр.т} < P_{н.с}$ ) напрям моменту  $M_{нер}$  протилежно  $M_U'$ , а при роботі на режимах недорозширення ( $P_{зр.т} > P_{н.с}$ ) напрям моментів  $M_{нер}$  та  $M_U'$  співпадають.

Користуючись термінологією, що використовують при дослідженні турбомашин, окружний момент буде дорівнювати

$$M_U = M_U' + M_{нер} = 8.921 + 9.091 = 18.012 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Кутова швидкість обертання валу ротора СРРМ

$$\omega_T = \frac{2U}{D} = \frac{\pi \cdot n_T}{30} = \frac{3.14 \cdot 20000}{30} = 2093.3 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент на валу машини

$$M_T = M_U - M_{с.в} = 18.012 - 0.876 = 17.136 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де:  $M_{c.в}$  - момент опору обертанню ротора в навколишньому середовищі (момент аеродинамічного опору), визначається за формулою

$$M_{c.в} = K_{c.в} \omega_T^2 = 0.2 \cdot 10^{-6} \cdot 2093.3^2 = 0.876 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де:  $K_{c.в}$  - коефіцієнт аеродинамічного опору; залежить від щільності навколишнього середовища, зовнішнього діаметру ротора, форми, кількості і взаємного розташування трубок плечей ротора, частоти обертання валу машини і може бути визначений тільки експериментально; приймаємо  $K_{c.в}=0.2 \cdot 10^{-6}$ .

Потужність на валу СРРМ

$$N_T = M_T \omega_T = 17.136 \cdot 2093.3 = 35.87 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Коефіцієнт корисної дії розширювальної машини

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_n h_s} = \frac{35.87 \cdot 10^3}{0.5135 \cdot 196705} = 0.355$$

Прийmemo частоту обертання ротора СРРМ  $n=25000$  об/хв.

Окружна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.2 \cdot 25000}{60} = 261.6 \text{ м/с}$$

Температура гальмування на зрізі тягового сопла

$$T_{W_{зр.м}}^* = T_n + \frac{u^2 \cdot (k - 1)}{2 \cdot k \cdot R} = 288 + \frac{261.6^2 \cdot (1.3 - 1)}{2 \cdot 1.3 \cdot 506} = 303.605 \text{ К}$$

Повний тиск на зрізі тягового сопла в відносному русі

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{W_{зр.м}}^* \approx P_{W_{кр.м}}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{W_{зр.м}}^*}}{f_{кр.м} \cdot m}, = \frac{0.462 \cdot \sqrt{506 \cdot 0.95 \cdot 303,605}}{130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.667}$$

$$= 2.033 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Статичний тиск на зрізі тягового сопла. Так як  $\lambda_{зр.м}=1$ , то

$$P_{зр.м} = P_{W_{зр.м}}^* \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 2.033 \cdot 10^6 \left( \frac{2}{1.3+1} \right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 1.1094 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Ступінь нерозрахованості тягового сопла

$$S_m = \frac{P_{зр.м}}{P_{н.с}} = \frac{1109400}{400000} = 2.773$$

Швидкість потоку газу на зрізі тягового сопла у відносному русі

$$W_{ср.м} = \lambda_{W_{ср.м}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R z_m T_{W_{ср.м}}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 506 \cdot 0.95 \cdot 303,605} = 406.176 \text{ м/с}$$

Абсолютна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$C_{ср.м} = W_{ср.м} - U = 406.176 - 261.6 = 144.576 \text{ м/с}$$

Момент, який виникає при взаємодії потоку газу з елементами проточної частини турбіни за рахунок обертання робочого колеса

$$M_U' = G_m C_{ср.м} \frac{D}{2} = 0.462 \cdot 144.576 \cdot \frac{0.2}{2} = 6.679 \text{ Н·м}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Момент, який утворюється за рахунок різниці тисків на зрізі тягового сопла і в довкіллі називається моментом від нерозраховності ТС і визначається наступною залежністю

$$M_{нер} = f_{зр.м} P_{н.с} (S_m - 1) \frac{D}{2} = 130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.4 \cdot 10^6 \cdot (2.773 - 1) \frac{0.2}{2} = 9.226 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Напрямок моменту  $M_{нер}$  визначається режимом роботи тягового сопла : при роботі на режимах перерозширення ( $P_{зр.т} < P_{н.с}$ ) напрям моменту  $M_{нер}$  протилежно  $M_U'$ , а при роботі на режимах недорозширення ( $P_{зр.т} > P_{н.с}$ ) напрям моментів  $M_{нер}$  та  $M_U'$  співпадають.

Користуючись термінологією, що використовують при дослідженні турбомашин, окружний момент буде дорівнювати

$$M_U = M_U' + M_{нер} = 6.679 + 9.226 = 15.905 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Кутова швидкість обертання валу ротора СРРМ

$$\omega_T = \frac{2U}{D} = \frac{\pi \cdot n_T}{30} = \frac{3.14 \cdot 25000}{30} = 2616.6 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент на валу машини

$$M_T = M_U - M_{с.в} = 15.905 - 1.369 = 14.536 \text{ м}$$

де:  $M_{с.в}$  - момент опору обертанню ротора в навколишньому середовищі (момент аеродинамічного опору), визначається за формулою

$$M_{с.в} = K_{с.в} \omega_T^2 = 0.2 \cdot 10^{-6} \cdot 2616.6^2 = 1.369 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де:  $K_{с.в}$  - коефіцієнт аеродинамічного опору; залежить від щільності навколишнього середовища, зовнішнього діаметру ротора, форми, кількості і взаємного

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розташування трубок плечей ротора, частоти обертання валу машини і може бути визначений тільки експериментально; приймаємо  $K_{c.в.}=0.2 \cdot 10^{-6}$ .

Потужність на валу СРРМ

$$N_T = M_T \omega_T = 14.536 \cdot 2616.6 = 38,03 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Коефіцієнт корисної дії розширювальної машини

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_n h_s} = \frac{12.924 \cdot 10^3}{0.5135 \cdot 196705} = 0.376$$

Прийmemo частоту обертання ротора СРРМ  $n=30000$  об/хв.

Окружна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.2 \cdot 30000}{60} = 314 \text{ м/с}$$

Температура гальмування на зрізі тягового сопла

$$T_{W_{зр.м}}^* = T_n + \frac{u^2 \cdot (k - 1)}{2 \cdot k \cdot R} = 288 + \frac{314^2 \cdot (1.3 - 1)}{2 \cdot 1.3 \cdot 506} = 310.483 \text{ К}$$

Повний тиск на зрізі тягового сопла в відносному русі

$$P_{W_{зр.м}}^* \approx P_{W_{кр.м}}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{W_{зр.м}}^*}}{f_{кр.м} \cdot m} = \frac{0.462 \cdot \sqrt{506 \cdot 0.95 \cdot 310,483}}{130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.667} = 2.056 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Статичний тиск на зрізі тягового сопла. Так як  $\lambda_{зр.м}=1$ , то

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{зр.м} = P_{Wзр.м}^* \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 2.056 \cdot 10^6 \left( \frac{2}{1.3+1} \right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 1.1220 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Ступінь нерозрахованості тягового сопла

$$S_m = \frac{P_{зр.м}}{P_{н.с}} = \frac{1122000}{400000} = 2.805$$

Швидкість потоку газу на зрізі тягового сопла у відносному русі

$$W_{ср.м} = \lambda_{Wср.м} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R Z_m T_{Wср.м}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 506 \cdot 0.95 \cdot 310,483} = 410.751 \text{ м/с}$$

Абсолютна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$C_{ср.м} = W_{ср.м} - U = 410.751 - 314 = 96.751 \text{ м/с}$$

Момент, який виникає при взаємодії потоку газу з елементами проточної частини турбіни за рахунок обертання робочого колеса

$$M_U' = G_m C_{ср.м} \frac{D}{2} = 0.462 \cdot 96.751 \cdot \frac{0.2}{2} = 4.469 \text{ Н·м}$$

Момент, який утворюється за рахунок різниці тисків на зрізі тягового сопла і в довіклілі називається моментом від нерозраховності ТС і визначається наступною залежністю

$$M_{нер} = f_{зр.м} P_{н.с} (S_m - 1) \frac{D}{2} = 130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.4 \cdot 10^6 \cdot (2.805 - 1) \frac{0.2}{2} = 9.393 \text{ Н·м}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Напрямок моменту  $M_{нер}$  визначається режимом роботи тягового сопла : при роботі на режимах перерозширення ( $P_{зр.т} < P_{н.с}$ ) напрям моменту  $M_{нер}$  протилежно  $M_U'$ , а при роботі на режимах недорозширення ( $P_{зр.т} > P_{н.с}$ ) напрям моментів  $M_{нер}$  та  $M_U'$  співпадають.

ористуючись термінологією, що використовують при дослідженні турбомашин, окружний момент буде дорівнювати

$$M_U = M_U' + M_{нер} = 4.469 + 9.393 = 13.862 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Кутова швидкість обертання валу ротора СРРМ

$$\omega_T = \frac{2U}{D} = \frac{\pi \cdot n_T}{30} = \frac{3.14 \cdot 30000}{30} = 3140 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент на валу машини

$$M_T = M_U - M_{с.в} = 13.862 - 1.971 = 11.891 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де:  $M_{с.в}$  - момент опору обертання ротора в навколишньому середовищі (момент аеродинамічного опору), визначається за формулою

$$M_{с.в} = K_{с.в} \omega_T^2 = 0.2 \cdot 10^{-6} \cdot 3140^2 = 1.971 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де:  $K_{с.в}$  - коефіцієнт аеродинамічного опору; залежить від щільності навколишнього середовища, зовнішнього діаметру ротора, форми, кількості і взаємного розташування трубок плечей ротора, частоти обертання валу машини і може бути визначений тільки експериментально; приймаємо  $K_{с.в} = 0.2 \cdot 10^{-6}$ .

Потужність на валу СРРМ

$$N_T = M_T \omega_T = 11.891 \cdot 3140 = 37.33 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Коефіцієнт корисної дії розширювальної машини

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_n h_s} = \frac{37.33 \cdot 10^6}{0.5135 \cdot 196705} = 0.370$$

Прийmemo частоту обертання ротора СРРМ  $n=30000$  об/хв.

Окружна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.2 \cdot 30000}{60} = 314 \text{ м/с}$$

Температура гальмування на зрізі тягового сопла

$$T_{W_{зр.м}}^* = T_n + \frac{u^2 \cdot \langle k - 1 \rangle}{2 \cdot k \cdot R} = 288 + \frac{314^2 \cdot \langle 1.3 - 1 \rangle}{2 \cdot 1.3 \cdot 506} = 310.483 \text{ К}$$

Повний тиск на зрізі тягового сопла в відносному русі

$$P_{W_{зр.м}}^* \approx P_{W_{кр.м}}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{W_{зр.м}}^*}}{f_{кр.м} \cdot m} = \frac{0.462 \cdot \sqrt{506 \cdot 0.95 \cdot 310,483}}{130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.667} \\ = 2.056 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Статичний тиск на зрізі тягового сопла. Так як  $\lambda_{зр.м}=1$ , то

$$P_{зр.м} = P_{W_{зр.м}}^* \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 2.056 \cdot 10^6 \left( \frac{2}{1.3+1} \right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 1.1220 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь нерозрахованості тягового сопла

$$S_m = \frac{P_{зр.м}}{P_{н.с}} = \frac{1122000}{400000} = 2.805$$

Швидкість потоку газу на зрізі тягового сопла у відносному русі

$$W_{ср.м} = \lambda_{W_{ср.м}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R Z_m T_{W_{ср.м}}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 506 \cdot 0.95 \cdot 310,483} = 410.751 \text{ м/с}$$

Абсолютна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$C_{ср.м} = W_{ср.м} - U = 410.751 - 314 = 96.751 \text{ м/с}$$

Момент, який виникає при взаємодії потоку газу з елементами проточної частини турбіни за рахунок обертання робочого колеса

$$M_U' = G_m C_{ср.м} \frac{D}{2} = 0.462 \cdot 96.751 \cdot \frac{0.2}{2} = 4.469 \text{ Н·м}$$

Момент, який утворюється за рахунок різниці тисків на зрізі тягового сопла і в довкіллі називається моментом від нерозрахованості ТС і визначається наступною залежністю

$$M_{нер} = f_{зр.м} P_{н.с} (S_m - 1) \frac{D}{2} = 130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.4 \cdot 10^6 \cdot (2.805 - 1) \frac{0.2}{2} = 9.393 \text{ Н·м}$$

Напрямок моменту  $M_{нер}$  визначається режимом роботи тягового сопла : при роботі на режимах перерозширення ( $P_{зр.т} < P_{н.с}$ ) напрям моменту  $M_{нер}$  протилежно

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$M_U'$ , а при роботі на режимах недорозширення ( $P_{зр.т} > P_{н.с}$ ) напрямку моментів  $M_{нер}$  та  $M_U'$  співпадають.

Користуючись термінологією, що використовують при дослідженні турбомашин, окружний момент буде дорівнювати

$$M_U = M_U' + M_{нер} = 4.469 + 9.393 = 13.862 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Кутова швидкість обертання валу ротора СРРМ

$$\omega_T = \frac{2U}{D} = \frac{\pi \cdot n_T}{30} = \frac{3.14 \cdot 30000}{30} = 3140 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент на валу машини

$$M_T = M_U - M_{с.в} = 13.862 - 1.971 = 11.891 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де:  $M_{с.в}$  - момент опору обертанню ротора в навколишньому середовищі (момент аеродинамічного опору), визначається за формулою

$$M_{с.в} = K_{с.в} \omega_T^2 = 0.2 \cdot 10^{-6} \cdot 3140^2 = 1.971 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де:  $K_{с.в}$  - коефіцієнт аеродинамічного опору; залежить від щільності навколишнього середовища, зовнішнього діаметру ротора, форми, кількості і взаємного розташування трубок плечей ротора, частоти обертання валу машини і може бути визначений тільки експериментально; приймаємо  $K_{с.в} = 0.2 \cdot 10^{-6}$ .

Потужність на валу СРРМ

$$N_T = M_T \omega_T = 11.891 \cdot 3140 = 37.33 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

Коефіцієнт корисної дії розширювальної машини

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_n h_s} = \frac{37.33 \cdot 10^6}{0.5135 \cdot 196705} = 0.370$$

Прийmemo частоту обертання ротора СРРМ  $n=35000$  об/хв.

Окружна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.2 \cdot 35000}{60} = 366.3 \text{ м/с}$$

Температура гальмування на зрізі тягового сопла

$$T_{W_{зр.м}}^* = T_n + \frac{u^2 \cdot (k - 1)}{2 \cdot k \cdot R} = 288 + \frac{366.3^2 \cdot (1.3 - 1)}{2 \cdot 1.3 \cdot 506} = 318.596 \text{ К}$$

Повний тиск на зрізі тягового сопла в відносному русі

$$P_{W_{зр.м}}^* \approx P_{W_{кр.м}}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot z_m \cdot T_{W_{зр.м}}^*}}{f_{кр.м} \cdot m} = \frac{0.462 \cdot \sqrt{506 \cdot 0.95 \cdot 318,596}}{130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.667} = 2.083 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Статичний тиск на зрізі тягового сопла. Так як  $\lambda_{зр.м}=1$ , то

$$P_{зр.м} = P_{W_{зр.м}}^* \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 2.083 \cdot 10^6 \left( \frac{2}{1.3+1} \right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 1.13675 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Ступінь нерозрахованості тягового сопла

$$S_m = \frac{P_{зр.м}}{P_{н.с}} = \frac{1136750}{400000} = 2.842$$

									Арк.
									53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

M142 04.00.00.00 ПЗ

Швидкість потоку газу на зрізі тягового сопла у відносному русі

$$W_{cp.m} = \lambda_{W_{cp.m}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R Z_m T_{W_{зр.m}}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3+1} \cdot 506 \cdot 0.95 \cdot 318,569} = 416.065 \text{ м/с}$$

Абсолютна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$C_{cp.m} = W_{cp.m} - U = 416.065 - 366.3 = 49.765 \text{ м/с}$$

Момент, який виникає при взаємодії потоку газу з елементами проточної частини турбіни за рахунок обертання робочого колеса

$$M_U' = G_m C_{cp.m} \frac{D}{2} = 0.462 \cdot 49.765 \cdot \frac{0.2}{2} = 2.299 \text{ Н·м}$$

Момент, який утворюється за рахунок різниці тисків на зрізі тягового сопла і в довкіллі називається моментом від нерозраховності ТС і визначається наступною залежністю

$$M_{нер} = f_{зр.m} P_{н.с} (S_m - 1) \frac{D}{2} = 130.103 \cdot 10^{-6} \cdot 0.4 \cdot 10^6 \cdot (2.842 - 1) \frac{0.2}{2} = 9.583 \text{ Н·м}$$

Напрямок моменту  $M_{нер}$  визначається режимом роботи тягового сопла : при роботі на режимах перерозширення ( $P_{зр.т} < P_{н.с}$ ) напрям моменту  $M_{нер}$  протилежно  $M_U'$ , а при роботі на режимах недорозширення ( $P_{зр.т} > P_{н.с}$ ) напрям моментів  $M_{нер}$  та  $M_U'$  співпадають.

Користуючись термінологією, що використовують при дослідженні турбомашин, окружний момент буде дорівнювати

$$M_U = M_U' + M_{нер} = 2.299 + 9.583 = 11.882 \text{ Н·м}$$

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кутова швидкість обертання валу ротора СРРМ

$$\omega_T = \frac{2U}{D} = \frac{\pi \cdot n_T}{30} = \frac{3.14 \cdot 35000}{30} = 3663.3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент на валу машини

$$M_T = M_U - M_{c.в} = 11.882 - 2.683 = 9.199 \cdot \text{м}$$

де:  $M_{c.в}$  - момент опору обертанню ротора в навколишньому середовищі (момент аеродинамічного опору), визначається за формулою

$$M_{c.в} = K_{c.в} \omega_T^2 = 0.2 \cdot 10^{-6} \cdot 3663.3^2 = 2.683 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де:  $K_{c.в}$  - коефіцієнт аеродинамічного опору; приймаємо  $K_{c.в} = 0.2 \cdot 10^{-6}$ .

Потужність на валу СРРМ

$$N_T = M_T \omega_T = 9.199 \cdot 3663.3 = 33,699 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Коефіцієнт корисної дії розширювальної машини

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_n h_s} = \frac{33,699 \cdot 10^3}{0.5135 \cdot 196705} = 0.334$$

Результати розрахунків заносимо у таблицю 1.4 і будуємо графічні залежності моменту, потужності і ККД на валу машини від частоти обертання ротора  $M_T = f(n_T)$ ,  $N_T = f(n_T)$ ,  $\eta_T = f(n_T)$  (рис. 3.4).

З аналізу характеристик бачимо, що момент на валу турбіни практично лінійно зменшується в залежності від частоти обертання ротора, а потужності і

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ККД на валу машини мають максимальні значення при частоті обертання ротора 25000 об/хв: максимальне значення потужності складає 38 кВт, а ККД - 0,376.

Потужність на валу СРРМ 33,3 кВт, яка відповідає електричній потужності турбогенератора 30 кВт досягається при частоті обертання ротора 18000 об/хв.

Таблиця 1.4.- Результати розрахунків.

Частот обертання ротора, об/хв	Момент на валу машини, Н·м	Потужність на валу, кВт	ККД
0	27.8	0	0
5000	24.7	12.92	0.128
10000	22.2	23.25	0.23
15000	19.7	30.9	0.306
20000	17.1	35.87	0.355
25000	14.5	38.03	0.376
30000	11.9	37.33	0.370
35000	9.199	33,699	0.334

Конструктивно робоче колесо СРРМ може бути розташовано на валу високочастотного електрогенератора, або в конструкції турбогенератора треба мати зубчасту передачу. В якості електрогенератора можна використати асинхронний електродвигун або синхронний електрогенератор. Якщо прийняти частоту обертання ротора електрогенератора 3000 об/хв, то передаточне число зубчастої передачі дорівнює  $18000/3000=6$ .

При розташовані робочого колеса СРРМ безпосередньо на валу електрогенератора конструкція турбогенератора буде компактною, безмастільною. Така конструкція є кращою, але проблемою є наявність високочастотного електрогенератора.

Для проектування приймаємо конструкцію турбогенератора з циліндричною зубчастою передачею.

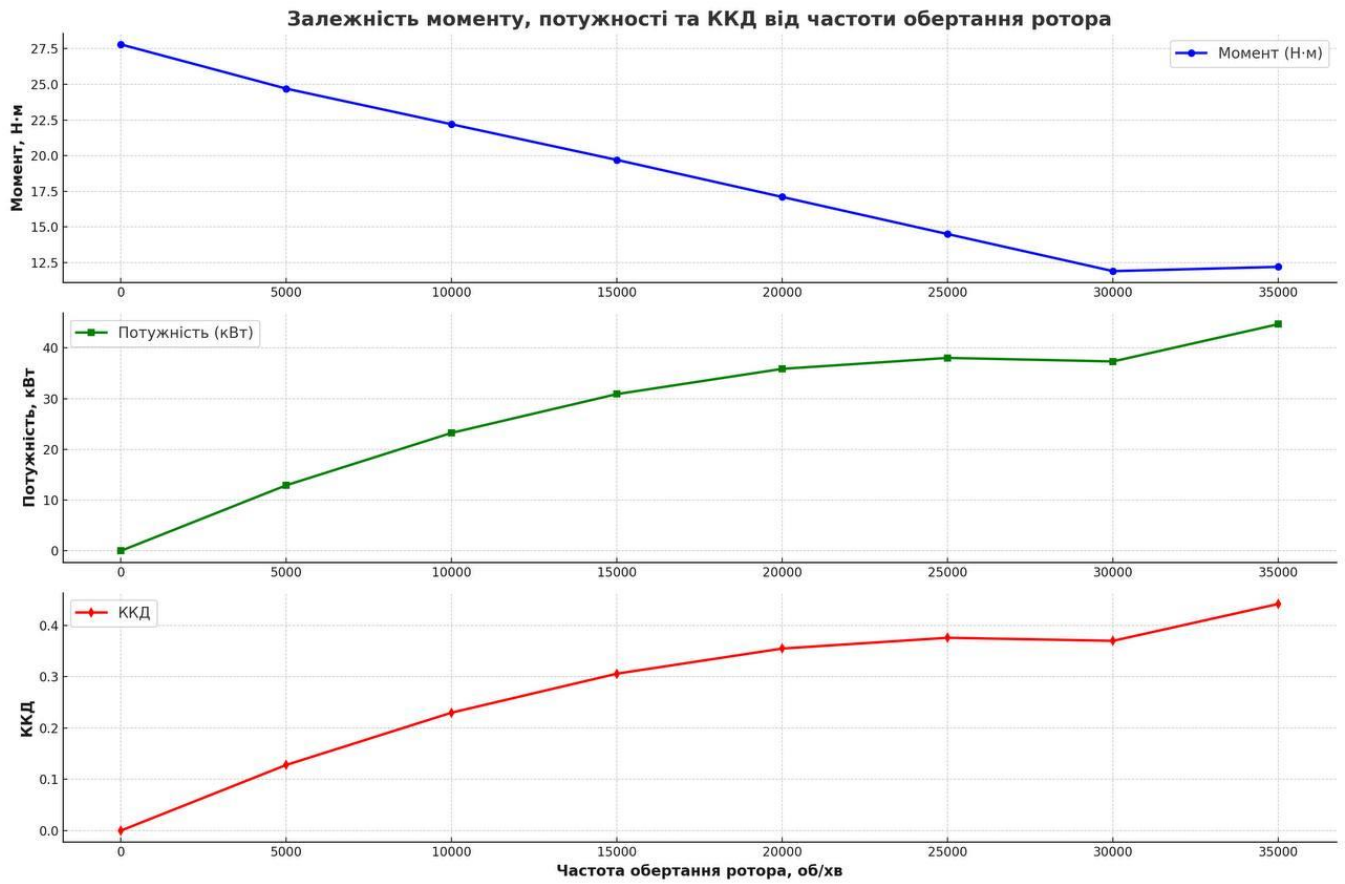


Рисунок 3.4 – Характеристики струминно-реактивної розширювальної машини



## 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 4.1 Небезпечні і шкідливі фактори на виробництві

Розглянемо небезпечні і шкідливі фактори, які можуть виникати при виробництві струминно-реактивної розширювальної машини.

Небезпечними основними потенційними факторами можуть бути:

- вибухонебезпечність;
- пожежонебезпека;
- ураження електричним струмом.

До шкідливих потенційних чинників відносять:

- шум при роботі агрегату;
- вібрація.

Протипожежний захист має забезпечуватися:

- засобами пожежогасіння;
- автоматичними установками пожежної сигналізації та пожежогасіння;
- засобами індивідуального та колективного захисту людей від небезпечних факторів пожежі.

У виробничому приміщенні застосовуються головним чином вуглекислотні вогнегасники, перевагою яких є висока ефективність гасіння пожежі, схоронність електронного устаткування. Діелектричні властивості CO<sub>2</sub> дозволяють використовувати дані вогнегасника в разі неможливості знеструмлення агрегату.

Небезпечним називається виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призводить до травми або іншого раптового різкого погіршення здоров'я. Якщо ж виробничий фактор призводить до захворювання або зниження працездатності, то його вважають шкідливим.

Шкідливі чинники погіршують умови праці, знижують його продуктивність, а при тривалому впливі можуть стати причиною професійних захворювань, загострення захворювань, не пов'язаних з виробництвом, зниження опірності

					M142 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

організму. Залежно від рівня і тривалості впливу шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним.

У ДСТ 12.0.003-74 ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація» [11, 12] наводиться класифікація елементів умов праці, які виступають в ролі небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Вони підрозділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні.

До небезпечних і шкідливих виробничих факторів відносяться: незадовільні метеорологічні умови; забрудненість повітря виробничого пилом і шкідливими речовинами; несприятливий освітлення; шум і вібрація, що перевищують допустимі норми; підвищений рівень іонізуючих випромінювань; рухомі машини і механізми, рухомі частини виробничого обладнання, рухомі вироби (матеріали, заготовки) і ряд інших чинників.

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливо тільки при строгому дотриманні санітарно-гігієнічних вимог і норм, визначених Санітарними нормами, відповідними главами Будівельних норм і правил і Державними стандартами.

Шкідливими називаються речовини, які при контакті з організмом людини в разі порушень вимог безпеки можуть викликати виробничі травми, професійні захворювання або відхилення в стані здоров'я, що визначаються сучасними методами, як в процесі роботи, так і у віддалені строки життя теперішнього і наступних поколінь.

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

Нагляду підлягає проектна та конструкторська документація, вироби машинобудування (машини, апарати, судини, технологічні трубопроводи, трубопровідна арматура, складальні одиниці, елементи, деталі). До переліку піднаглядний продукції входять також прилади контролю та регулювання технологічних процесів, програмно-технічні комплекси управління

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						59
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

технологічними процесами, системи протиаварійного захисту, їх елементи, вибухозахищене обладнання.

Обладнання повинно відповідати встановленим вимогам технічної безпеки, загальних правил вибухо- і пожежобезпеки виробничих комплексів, правилам будови і безпечної експлуатації відповідного устаткування.

Основні небезпечні та шкідливі чинники устаткування:

- обертів частини;
- дія предметів, що розлітаються в результаті вибуху, або від значних статичних і динамічних навантажень (тиск газу або повітря, статичні і циклічні навантаження, вібрація);
- віброшумове вплив на працюючих;
- порушення чистоти повітря робочої зони (при наявності витоків газу і викиду відпрацьованих газів);
- електромагнітний вплив на працюючих; підвищене значення напруги в електромережі, коротке замикання при якому електричний струм проходить через тіло людини;
- гострі кромки на поверхні деталей і інструменту.

Керівники підприємства, власник, зобов'язані щорічно розробляти та реалізовувати організаційно-технічні заходи для створення безпечних і нешкідливих умов праці при експлуатації компресорного устаткування, які повинні відповідати вимогам чинних законодавчих і нормативних актів про охорону праці та нормативно-технічної документації, забезпечувати постійний контроль за відповідністю обладнання умовами безпеки, дотримання працівниками вимог норм і правил з охорони праці та обслуговування робочого місця, використання індивідуальних засобів захисту.

В даний час підприємства мають зношений парк обладнання (об'єктів), а коштів для його заміни і модернізації у них недостатньо. Тому підвищення його надійності і безпечної експлуатації є актуальним завданням. Необхідно продовжувати залишковий ресурс об'єктів і економити кошти при проведенні ремонтів.

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

## 4.2 Вимоги охорони праці і пожежної безпеки при обслуговуванні турбоагрегату

1. При обслуговуванні турбогенераторів дотримуватися вимог інструкцій з охорони праці для своєї посади, вимоги "Інструкції з пожежної безпеки КТЦ-2". правила ДНОП, ПБСГУ.

2. Весь персонал повинен на робочому місці бути в спецодязі, застебнутому на всі гудзики без розвиваються частин, користуватися рукавицями, індивідуальними засобами захисту відповідно до характеру виконуваних робіт, знати телефони медпункту, швидкої допомоги та пожежної охорони.

3. В турбінному цеху весь персонал повинен бути в застебнутій підборідним ременем захисній касці. Волосся повинні забиратися під каску.

4. Весь персонал повинен вміти звільнити людину, яка потрапила під напругу від дії електричного струму, а так само надати йому долікарську допомогу і знати, вміти застосовувати прийоми долікарської допомоги потерпілому при інших нещасних випадках; періодично поповнювати, вміти користуватися аптечками.

5. До місця роботи персонал повинен приходити за затвердженими безпечним маршрутами прямування по території підприємства.

6. Всі гарячі частини обладнання, трубопроводи, баки та інші елементи, дотик до яких може викликати опіки, повинні мати теплову ізоляцію. Температура на поверхні ізоляції при температурі навколишнього середовища 25 ° С повинна бути не вище 45 ° С.

7. При шліфуванні (затиранні) обладнання забороняється намотувати на руку обтиральний матеріал.

8. Особливу обережність слід дотримуватися при вологому прибиранні обладнання, при цьому не допускати попадання води на електрообладнання і устаткування ЦТАВ.

9. У турбінному цеху неприпустимо:

- захаращувати шляхи евакуації і сходові марші обладнанням, матеріалами та іншими предметами;

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- прибирати приміщення і обладнання із застосуванням бензину, гасу та інших легкозаймистих і горючих рідин;
- залишати без постійного нагляду діюче обладнання;
- відігрівати замерзлі труби паяльними лампами або іншим способом із застосуванням відкритого вогню;
- виконувати в приміщеннях і на обладнанні роботи, не пов'язані із завданням і не передбачені технологічними інструкціями.

10. На шляхах евакуації повинно підтримуватися в справному стані робоче й аварійне освітлення, а також повинні бути встановлені покажчики напрямку виходу персоналу. Двері на шляху евакуації повинні відкриватися назовні.

11. Куріння дозволяється тільки в спеціально відведених місцях, у яких повинна бути напис "Місце для куріння", і обладнаних урною з вогнетривкого матеріалу або попільничкою.

12. На робочих місцях дозволяється зберігати тільки таку кількість мастильних матеріалів, яке не перевищує змінну потребу, при цьому ємності повинні застосовуватися з тари, що не б'ється і щільно закривається.

Пролиті паливно-мастильні матеріали і горючі рідини слід негайно прибирати, а підлогу витирати насухо.

Використані промаслені обтиральні матеріали треба складати в спеціальні металеві ящики місткістю не більше 0,5 м<sup>3</sup> з написом "Для дрантя" і регулярно, щодоби, видаляти для утилізації.

Збирання обладнання дозволяється проводити пральним порошком, гарячою водою, мильним або фосфатним розчинами.

13. При проведенні ремонтних робіт на маслосистемі необхідно:

- Роботи всередині маслобаків робити тільки після очищення їх від масла і шламу, пропарювання, вентиляції і з виконанням вимог ВІД («Робота в резервуарах і підземних спорудах»).

Не дозволяється проводити роботи, пов'язані з ремонтом і заміною арматури на маслопроводах, при працюючій турбіні або працюючому маслонасоса, крім заміни манометрів.

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						62
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

14. Проведення вогнебезпечних робіт на обладнанні турбінного цеху повинні проводитися за письмовим нарядом допуском, виданим начальником цеху, або особами мають право видачі нарядів в КТЦ-2, з дотриманням всіх вимог пожежної безпеки при проведенні вогневих робіт. Обов'язково спостереження оперативним персоналом за місцем проведення вогневих робіт після їх закінчення протягом 3-х годин.

Вогневі роботи на відстані менше 10 м від ділянок газо-масляної системи, що містять водень, повинні проводитися за нарядом з виконанням заходів, що забезпечують безпеку роботи (установка огорож, перевірка повітря на відсутність водню та ін.).

Вогневі роботи безпосередньо на корпусі генератора, трубопроводах і апаратах газо-масляної системи до повного переключення генератора на повітря забороняється.

Близько генератора і пристроїв масляної системи повинні бути вивішені попереджувальні знаки ВІД «Обережно! Небезпека вибуху».

Турбінне відділення цеху повинно бути обладнане стаціонарними системами охолодження ферм перекриття машинного залу.

Приступати до пуску паротурбінної установки дозволяється тільки після закінчення всіх робіт на основному і допоміжному обладнанні, прибирання робочих місць, відновлення ізоляції паропроводів і корпусів установки, після виконання заходів щодо пожежної безпеки і охорони праці.

Перед пуском паротурбінної установки персонал повинен перевірити готовність засобів пожежогасіння.

Забороняється під час експлуатації установок попадання масла на гарячі поверхні, в підвальні приміщення та на кабельні траси.

Забороняється (за винятком аварійних випадків) для збору протікання масла з ущільнень і сальників укладати ганчірки і дрантя, а так само використовувати тимчасові лотки. При неможливості негайно усунути протікання масла і при його незначній надходженні розпорядженням по цеху повинен бути встановлений посилений нагляд за місцями протікання, а патьоки масла повинні періодично

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						63
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

витиратися насухо. При значних протічках необхідно вжити заходів до аварійного зупину обладнання і виведення його в ремонт.

Якщо під час пуску або експлуатації масляної системи виникла сильна вібрація маслопроводів або з'явилися гідроудари, що створюють безпосередню загрозу порушення щільності масло системи, турбіна повинна бути аварійно зупинена. Після виявлення і усунення причин, що викликали вібрацію або гідроудари, масло система повинна бути опресована тиском, що перевищує в 1,5 рази нормальне або вказане заводом-виробником.

Засувки аварійного зливу з маслбаків повинні бути опломбовані і встановлюватися в доступному при пожежі місці. На них має бути напис «Аварійний злив масла» і штурвали цих засувок пофарбовані в червоний колір.

Негайний аварійний зупинок паротурбінної установки повинен проводитися у випадках:

- поява раптової вібрації агрегату, маслопроводів або гідроударів, що можуть призвести до руйнування агрегату або маслосистеми, а так само викликати руйнування системи ущільнення валу генератора і подальший пожежа;

- поява диму або іскор з підшипників і кінцевих ущільнень;

- сильніше течі масла з загрозою його розтікання і займання;

- займання масла або промасленим ізоляції на турбіні;

- виникнення пожежі на допоміжному обладнанні в зоні установки, якщо вогонь і висока температура загрожують пошкодженням обладнання установки, а вжиті заходи щодо негайної ліквідації пожежі виявилися малоефективними;

- пожежа в машинному залі, якщо фактори пожежі загрожують обслуговуючому персоналу і унеможливають нормальну експлуатацію установки.

При виникненні пожежі або загрозу виникнення пожежі на турбогенераторі, зупинку необхідно провести ключем "ПОЖЕЖА ОЛІЇ" негайно. При цьому:

- простежити за спрацьовуванням захистів і блокувань, виконати операції по зупинці обладнання, які не виконані захистами;

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- повідомити НСЦ, НСЕС, начальника цеху, викликати пожежну охорону, організувати її зустріч; виконати вимоги оперативної картки гасіння пожежі та технологічної інструкції до прибуття пожежної охорони розгорнути первинні засоби пожежогасіння під керівництвом НСЦ або старшого машиніста, приступити до гасіння пожежі.

При гасінні загорянь на електрообладнанні (або електрообладнання знаходиться в зоні горіння) під напругою до 1000 в оперативному персоналу використовувати тільки порошкові і вуглекислотні вогнегасники, причому, відстань від розтруба вогнегасника до струмопровідних частин повинно бути не менше 1 метра.

Застосування будь-яких видів піни при ручній подачі, при гасінні обладнання під напругою неприпустимо.

Використання пожежних рукавів з компактними або розпорошений струменями води можливо (бійцями пожежної охорони) тільки з заземленням стовбура, застосуванням діелектричних бот та рукавиць, при дотриманні допустимих відстаней до струмоведучих частин обладнання.

Оперативному персоналу використовувати воду і пожежні рукави можна тільки для гасіння масла, мазуту, вугільного пилу та інших горючих матеріалів, а також електрообладнання після зняття напруги (після розбору електросхем).

Після прибуття пожежного підрозділу передати керівництво гасінням пожежі старшому варти, продовжуючи консультувати за технологією виробництва РТП ДПЧ [13-15].

### 4.3 Електробезпека

Небезпека поразки електричним струмом, на відміну від інших небезпек, посилюється тим, що людина не може без спеціальних приладів виявляти присутність високої напруги дистанційно. Часто виявлення небезпеки відбувається у момент отримання травми. Результат дії електричного струму на людину може призводити до наступного: виникають порушення діяльності життєво важливих

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						65
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		



органів людини (мозок, серце, легені); опіки окремих ділянок тіла; нагрів кровоносних судин, а також, супроводжує протікання по тілу електричного струму, судорожні скорочення м'язів серця і легенів, аж до повного припинення діяльності органів дихання і кровообігу. Вимоги по електробезпеці регламентовані ДСТУ ГОСТ 12.1.030-81 «ССБТ. Електробезпека. Захисне заземлення. Занулення».

Захисне заземлення і занулення повинні забезпечувати захист людей від поразки електрично струмом при дотику до металевих нетоковедущим частин, які можуть виявитися під напругою. Захисному заземленню і зануленню підлягають металеві частини електроустановок, що доступні для дотику людини і не мають іншого вигляду захисту, що забезпечує електробезпеку. Захисне заземлення або занулення електроустановок слід виконувати: при номінальній напрузі 380В і вище за змінний струм 440В і вище за постійний струм в усіх випадках; при номінальній напрузі від 42В до 380В змінного струму і від 110В до 440В постійного струму при роботах в умовах з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних по [16].

#### 4.4 Шум при роботі агрегату

Джерелами шуму в проектованій струминно-реактивній розширювальній машині можуть бути:

- аеродинамічний шум надзвукових струменів, що витікають з підвідного сопла і з тягових сопел;
- ненормальна робота підшипників;
- незбалансована маса колеса.

Під впливом сильного шуму (90-100 дБА) притупляється гострота зору, з'являються головні болі і запаморочення, змінюється ритми дихання і серцевої діяльності, підвищується внутрішньочерепний і кров'яний тиск, порушується процес травлення, відбуваються зміни об'єму внутрішніх органів [17].

Одним з найпотужніших джерел шуму в турбіні є струмінь газу на виході з турбіни. Шум струменя створюється в результаті турбулентного перемішування часток газу, що мають велику швидкість витікання. У більшості випадків заходи по

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

послабленню цих шумів в джерелі опиняються недостатніми, тому додаткове, а часто і основне зниження шуму досягається шляхом установки глушника.

Для зниження рівня шуму до регламентованого в агрегаті необхідно дотримуватися наступних заходів:

- експлуатувати установку в номінальному режимі;
- ротор у зборі піддати динамічному балансуванню;
- своєчасно оглядати і планово-запобіжні ремонти.

Рівень звуку на постійних робітниках місцях у виробничих приміщеннях і по території підприємств згідно з санітарними нормами проектування промислових підприємств, згідно ДСТУ ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ. Шум. Загальні вимоги» і [17, 18], при тривалій безперервній роботі компресорів і турбін не повинен перевищувати 85 за шкалою «А». Якщо рівень звуку перевищує цей рівень, необхідно вжити заходи до зниження виробничого шуму до встановленої величини. Це можна здійснити шляхом:

- розміщення турбогенератора в звукоізоляційній камері;
- застосування віброізолюючих підстав будівельних конструкцій будівлі компресорної станції;
- застосування звукоізолюючих прокладень в місцях з'єднання турбогенератора з газопроводами і іншими частинами, а також спеціальних глушників на газопроводах;
- покриття глушників, стін і дахів в приміщенні турбогенератора звукопоглинальними матеріалами [19].

Засоби захисту :

- турбіна має бути надійно заземлена відповідно до ДСТУ ГОСТ 12.2.007-75 «Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів»;
- рівень шуму в зоні роботи обслуговуючого персоналу не повинен перевищувати значень, встановлених ДСТУ ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ Шум. Загальні вимоги безпеки»;
- захист обслуговуючого персоналу необхідно здійснювати відповідно до ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ Засобу і методи захисту від шуму».

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шумонебезпечні зони мають бути позначені знаками безпеки по ГОСТ 12.4.026-76 «ССБТ Кольору сигнальні і знаки безпеки». У шумонебезпечних зонах обслуговуючий персонал повинен мати засоби індивідуального захисту органів слуху по ДСТУ ГОСТ 12.4.051-78 «ССБТ Засобу індивідуального захисту органу слуху», знати правила користування цими засобами захисту.

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						68
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

## ВИСНОВКИ

1. У роботі проведені порівняльні розрахунки параметрів струминно-реактивної розширювальної машини з соплами Лаваля та з соплами без розширювальної частини. Аналіз даного розрахунку встановив, що використання струминно-реактивної розширювальної машини без розширювальної частини більш раціонально, так як конструкція струминно-реактивної розширювальної машини з соплами без розширювальної частини суттєво простіша у виконанні та маємо момент менший лише на 5,66 %.

2. Виконані розрахунки параметрів струминно-реактивної розширювальної машини з урахуванням стисливості природного газу і отримані геометричні розміри проточної частини струминно-реактивної розширювальної машини, зокрема: діаметр критичного перерізу підвідного сопла 11,75 мм; вхідний діаметр втулки-дифузору 13 мм; сумарний еквівалентний діаметр критичного перерізу тягових сопел 12,87 мм.

З розрахунку геометрії щілинного сопла встановлено його розміри, які складають  $h = 9,08$  мм,  $r = 2,5$  мм. Співвідношення  $h/r = 9,08/2,5 = 3,63$ , що типове для цього виду сопла.

3. Отримані характеристики струминно-реактивної розширювальної машини у вигляді залежностей моменту, потужності і ККД на валу машини від частоти обертання ротора.

Момент на валу розширювальної машини практично лінійно зменшується в залежності від частоти обертання ротора, а потужності і ККД на валу машини мають максимальні значення при частоті обертання ротора 25000 об/хв: максимальне значення потужності складає 38 кВт, а ККД - 0,376.

Потужність на валу струминно-реактивної розширювальної машини 33,3 кВт, яка відповідає електричній потужності турбогенератора 30 кВт досягається при частоті обертання ротора 18000 об/хв.

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Конструктивно робоче колесо струминно-реактивної розширювальної машини може бути розташовано на валу високочастотного електрогенератора, або в конструкції турбогенератора треба мати зубчасту передачу.

Для проектування прийнято конструкцію турбогенератора з частотою обертання ротора струминно-реактивної розширювальної машини 18000 об/хв, частотою обертання ротора електрогенератора 3000 об/хв і з циліндричною зубчастою передачею, що має передаточне число 6.

5. В розділі охорони праці розглянуті небезпечні і шкідливі фактори на виробництві, питання пожежної безпеки, електробезпеки, шуму при роботі агрегату.

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гетало В. В. Удосконалення систем редукування тиску шляхом застосування струменево-реактивних пневмоагрегатів: автореф. дисертації на здобуття уч. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати, нав. рук. к.т.н., доц. Ванєєв С.М. / Гетало Віктор Валерійович, Сумський державний університет. – Суми, 2014. – 22 с.

2. Бережний, О.С. Удосконалення робочих характеристик струминно-реактивного пневмоагрегата на основі уточнення моделі робочого процесу: автореф. дисертації на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати, наук. кер. канд. техн. наук, доц. Ванєєв С.М. / Бережний О.С; Сумській державний університет. – Суми, 2014. – 21 с.

3. Ванєєв С. М. Розширювальні турбомашини радіального типу: курс лекцій / укладач С. М. Ванєєв. – Суми: Сумський державний університет, 2023. – 148 с.

4. Sergej Vanyeyev, Viktor Getalo. Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares // Applied Mechanics and Materials. – 2014. - Volume 630. - Pages 66–71.

5. Пат. 20192 Україна, МКІ F02C3/00. Струминно-реактивна турбіна / С.К. Корольов, С.М. Ванєєв, Ю.Л. Рухлов, Ю.Т. Федотов (Україна). - №4712261/SU; Заявл. 05.05.89; Опубл. 25.12.97, Бюл. № 6. – 2 с.

6. Патент України № 154343, МПК (2023.01) F01D1/00, F01D1/32 (2006.01). Струменево-реактивна турбіна / Корольов С.К., Золотоноша О.О., Алексєєв С.О, Ванєєв С.М., Мелейчук С.С.; власник Корольов С.К.. – № и 202300738, заявл. 24.02.2023; опубл. 08.11.2023, Бюл. № 45.

7. Sergej Vanyeyev, Aleksandr Berezhnoi. Influence of Gap Between Driving Wheel and Corps on Characteristics of Jet-Reactive Turbine.// Procedia Engineering, Volume 39, 2012, Pages 1–8.

					M142 04.00.00.00 ПЗ	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Vanyeyev S.M., Meleychuk S.S., Baga V.N., Rodymchenko, T.S. Investigation of the Influence of Gas Pressure at the Inlet in Jet-Reactive Turbine on its Performance Indicators // Problems of the regional energetics. – 2018 - Volume 3 (38). - Pages 71-82.

9. S Vaneev, T Rodymchenko, S Meleychuk, V Baga, O Bolotnikova. Influence of the degree of off-design of the traction nozzle of a jet reaction turbine on its efficiency // HERVICON+PUMPS 2020. - Journal of Physics: Conference Series 1741 (2021) 012004 IOP Publishing. - doi:10.1088/1742-6596/1741/1/012004

10. Tetiana Rodymchenko, Serhii Vanieiev, Stanislav Meleychuk, Michal Hatala. Olga Miroshnychenko Jet-Reactive Torbine Circular Efficitncy // Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. Proceedings of the 5th International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2022, June 7–10, 2022, Poznan, Poland – Volume 2: Mechanical and Chemical Engineering, pp.288-298, 2022. ISSN 2195-4356. [https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-06044-1\\_28](https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-06044-1_28).

11. Пістун І. П., Стець Р. Є., Трунова І. О. Охорона праці в галузі машинобудування: Навч. посіб. – Суми: Університетська книга, 2011. – 557 с.

12. ДСТУ 12.0.003-74\*. ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори Класифікація. <https://budinfo.org.ua/doc/1810987/DST-12-0-003-74-SSBT-Nebezpechni-i-shkidliivi-virobnichi-faktori-Klasifikatsiia>

13. ДСТУ 8828:2019. Пожежна безпека. Загальні положення. – Київ, 2020. – 84 с. [https://zakon.isu.net.ua/sites/default/files/normdocs/dstu\\_8828\\_2019.pdf](https://zakon.isu.net.ua/sites/default/files/normdocs/dstu_8828_2019.pdf)

14. Правила пожежної безпеки в Україні: НАПБ А.01.001-14. – К.: МВС України, 2014. – 47 с. – URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0252-15>.

15. Ференц, Надія Олександрівна. Пожежна профілактика технологічних процесів: підручник / Н. О. Ференц, Ю. Е. Павлюк. – Львів : ЛДУ БЖД, 2019. – 332 с. <https://books.ldubgd.edu.ua/index.php/ed/catalog/download/34/22/98-1?inline=1>

16. ДСТУ ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ. Електробезпека. Захисне заземлення. Занулення [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id\\_doc=7051](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=7051)

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

17. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку:  
ДСН 3.3.6.037-99. – К.: МОЗ України, 1999.

<http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va037282-99>

18. ДСТУ 2867-94. «Шум. Методи оцінювання. Виробничого шумового навантаження. Загальні вимоги». [https://dnaop.com/html/43864/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3\\_2867-94](https://dnaop.com/html/43864/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3_2867-94)

19. ДБН В.1.1-31:2013 Захист територій, будинків і споруд від шуму. – К.:, 2014 – 48с. <https://www.acoustic.ua/img/pdfs/pdf/131.pdf>

					<i>M142 04.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73