

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

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

« _____ » _____ 2023 р.

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

на тему: «Розроблення водневого турбогенератора на базі вихрової
розширювальної турбомашини потужністю 20 кВт».

Здобувача групи К.м-21 Ніколаєнка Данила Романовича

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

_____ Данило НІКОЛАЄНКО

Керівник зав. кафедри ТТФ, к.т.н., доцент Сергій ВАНЄЄВ _____

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет ТеСЕТ кафедра технічної теплофізики.
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
ОПП «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»

ЗАТВЕРДЖЕНО

Зав. кафедри технічної теплофізики
С. М. Ванєєв
« » 2023 р.

З А В Д А Н Н Я

до виконання кваліфікаційної роботи здобувача
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти

Ніколаєнко Данило Романович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи Розроблення водневого турбогенератора на базі вихрової розширювальної турбомашини потужністю 20 кВт

затверджена наказом по університету від «10» 11 2022 р. № 1048-VI

2. Термін здачі закінченої кваліфікаційної роботи 18.12.2022
3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи. Виконати варіантні розрахунки вихрового турбогенератора для вихідних даних: робоче тіло – природний, газ; водень; газоводнева суміш; електрична потужність турбогенератора 20 кВт; тиск на вході 2,5 МПа; тиск на виході 0,3 МПа, 0,6 МПа, 1,2 МПа; температура на вході 287 К. Виконати аналіз результатів розрахунків, вибрати найкращий варіант і спроектувати вихровий турбогенератор.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити) Доцільність використання вихрових турбогенераторів. Огляд літератури та практичного досвіду транспортування водню. Термогазодинамічні розрахунки варіантів вихрового турбогенератора з аналізом результатів розрахунків і вибором варіанта для проектування. Розділ охорони праці.
5. Перелік графічного матеріалу (з зазначенням обов'язкових креслень) Схема розташування турбодетандерного агрегату на ГРС; схема вихрового ступеня з зовнішнім периферійним каналом; продовжній і поперечний розрізи вихрової розширювальної турбомашини; креслення робочого колеса

6. Консультанти по кваліфікаційній роботі, із зазначенням розділів роботи, що їх стосуються

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 6.11.2023 р.

Керівник

_____ (підпис)

Завдання прийняв до виконання

_____ (підпис)

7. Календарний план

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Збір матеріалів для виконання кваліфікаційної роботи	6.11-12.11.2023	
1	Розрахунки варіантів вихрового турбогенератора	13.11.-26.11.2023	
2	Аналіз результатів розрахунків і вибір варіанту для проектування	27.11.-29.11.2023	
3	Проектування вихрової розширювальної турбомашини і турбогенератора	30.11.- 10.12.2023	
4	Виконання розділу з охорони праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	11.12.-14.12.2023	
5	Оформлення пояснювальної записки	4.12.-17.12.2023	

Здобувач

_____ (підпис)

Керівник

_____ (підпис)

АНОТАЦІЯ

Пояснювальна записка: 109 с., 13 рис., 3 табл., 17 бібліографічних джерел.

Об'єкт дослідження – вихровий турбогенератор.

Тема роботи: «Розроблення водневого турбогенератора на базі вихрової розширювальної турбомашини потужністю 20 кВт».

Мета роботи – розроблення вихрового турбогенератора з розрахунком варіантів.

У роботі було проведено варіантний розрахунок газодинамічних та геометричних параметрів турбогенератора на базі вихрової розширювальної турбомашини. Враховуючі різні режими роботи газорозподільних станцій, робочі середовища, різні масові витрати газу, знайдено оптимальний варіант турбогенератора для проектування.

Розрахунки проводилися для різних газів, що можуть транспортуватися газотранспортною системою України:

- природний газ;
- водень
- газоводнева суміш з масовою часткою водню у суміші до 10%.

Проведено розрахунки для варіантів з тиском на виході 0,3, 0,6 та 1,2 МПа для кожного робочого середовища.

Виконано розділ з охорони праці.

Виконано проектування вихрового турбогенератора із зовнішнім діаметром робочого колеса 0,367 м.

Ключові слова: турбогенератор, вихровий турбогенератор, проточна частина, робоче колесо, термогазодинамічний розрахунок, водень.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1. ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ВИХРОВИХ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ ...	5
2. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА ПРАКТИЧНОГО ДОСВІДУ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВОДНЮ	9
3. РОЗРАХУНКИ ВАРІАНТІВ ВИХРОВИХ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ	
3.1. Розрахунок для газу $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа.....	11
3.2. Розрахунок для газу $P_{\text{вих}} = 0,6$ МПа.....	21
3.3. Розрахунок для газу $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа.....	31
3.4 Розрахунок для водню $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа	40
3.5 Розрахунок для водню $P_{\text{вих}} = 0,6$ МПа	50
3.6 Розрахунок для водню $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа	<u>60</u>
3.7 Розрахунок для газоводневої суміші $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа	70
3.8 Розрахунок для газоводневої суміші $P_{\text{вих}} = 0,6$ МПа	79
3.9 Розрахунок для газоводневої суміші $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа	88
3.10 Аналіз результатів.....	97
4. ОХОРОНА ПРАЦІ	104
ВИСНОВКИ.....	108
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	109

					КМ 08.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Ніколаєнко			Розроблення водневого турбогенератора на базі вихрової розширювальної турбомашини потужністю 20 кВт	Літ.	Лист	Листів
Перев.		Ванєєв				2	107	
Н. контр.		Ванєєв				СумДУ, К.м-21		
Затв.		Ванєєв						

ВСТУП

Водень є важливою частиною Європейського Зеленого Курсу. Європейський Союз розраховує створення в Україні 10 ГВт потужностей з виробництва «зеленого» водню 75% виробленого палива планується експортувати до ЄС, 25% залишається для внутрішнього використання [1].

Одним із можливих способів експорту водню є транспортування його через переобладнану інфраструктуру газопроводів природного газу.

У той же час, розглядається також можливість використання газо-водневих сумішей в українській газотранспортній системі. До прикладу, в італійській газотранспортній системі допускається використання суміші із вмістом до 10% водню.

Як і при транспортуванні природного газу, велика кількість ексергії стисненої газо-водневої суміші втрачатиметься на редукторах і регуляторах на газорозподільних станціях (ГРС), газорозподільних пунктах або при подачі паливного газу у металургійній чи хімічній промисловості. Цікавим є факт, що під час дроселювання при тисках і температурах, що є зараз на газорозподільних станціях, температура водню, на відмінну від природного газу, буде збільшуватися, тобто в цих умовах процес Джоуля-Томсона призводить до нагрівання газу. Знизити втрати ексергії можливо шляхом використання енергозберігаючої турбогенераторної установки замість звичного спрацьовування перепаду тиску на дроселюючому органі..

У роботі було проведено розрахунок газодинамічних і теоретичних параметрів турбогенератора потужність 20 Вт, робочим середовищем якого є воденю.

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		4

1. ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ВИХРОВИХ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ

Встановлено, що значна кількість ексергії стиснених газів та парів втрачається під час роботи на редукторах і регуляторах на газорозподільних станціях (ГРС), газорозподільних пунктах та при подачі паливного газу на газотурбінні двигуни в газовій промисловості. Це також стосується різноманітних технологічних процесів у хімічній та інших галузях промисловості, а також у комунальному та побутовому секторах [2]. Зниження таких втрат та підвищення коефіцієнта корисного використання енергоресурсів можливе за допомогою використання енергозберігаючих турбогенераторних установок.

Зазвичай для досягнення цієї мети застосовуються високообертові класичні турбіни (доцентрові або осьові) та часто використовується парціальне підведення газу або пари на робоче колесо. Проте, це призводить до потреби в редукторі, що ускладнює конструкцію та підвищує вартість експлуатації установки. Крім того, парціальне підведення робочого середовища знижує Коефіцієнт Корисного Використання (ККД). Такі установки мають значні габарити, а термін окупності інвестицій зазвичай становить не менше 2 років.

Більш перспективним та ефективним рішенням є створення турбогенераторних агрегатів (ТГА) на основі вихрових турбін (ВТ) [3, 4]. Вихрові розширювані машини успішно можуть використовуватися для створення вищезгаданих енергозберігаючих турбоустановок, до того ж, дають ряд переваг перед конкурентами, оскільки мають просту та технологічну конструкцію, невисоку собівартість і забезпечують стабільні вихідні характеристики при високій надійності й невимогливій експлуатації. У порівнянні з осьовою і доцентровою вихрова розширювальна машина простіша за конструкцією, що робить її дешевшою у виготовленні. В області малих витрат, малих потужностей, вихрова розширювальна машина, при інших рівних умовах (потужність, габарити, ККД), часто дозволяє виключити основний недолік

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		5

осьових і відцентрових турбін, а також струминно-реактивних розширювальних машин – високооборотність.

На рисунку 1.1 представлені типові меридіональні перерізи проточних частин вихрових турбомашин.

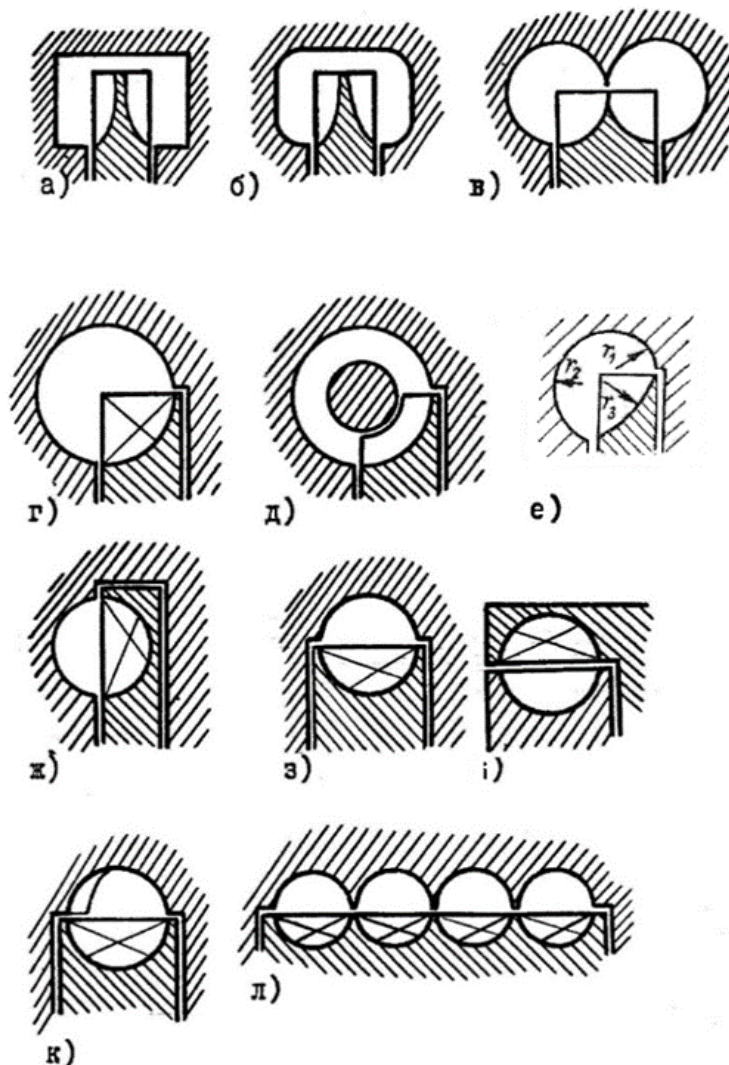


Рис. 1.1. Типи меридіональних перерізів проточних частин вихрових машин.

У вихрових турбінах застосовуються проточні частини з периферійним каналом і круглим профілем (рис. 1.1 з, і, л). Є також дослідження вихрових турбін з периферійно-боковим каналом [5, 6].

В якості турбодетандера (привода елетрогенератора) в турбогенераторе пропонується використовувати вихрову розширювальну турбомашину. На рис. 1.2 показана конструктивна схема вихрової розширювальної турбомашини із зовнішнім периферійним каналом. Машина складається з сопла 1, робочого

колеса 5 корпусу 3, в якому виконаний робочий канал 2 і вихідний отвір. Між соплом та вихідним отвором встановлений відсікач 6. Робоче тіло надходить через сопло 1 (рис. 2) у проточну частину, що утворена каналом 2 корпусу 3 і міжлопатковими каналами 4 робочого колеса 5. Робоче колесо обертається в корпусі з малими радіальними і торцевими зазорами. З проточної частини газ відводиться через вихідний отвір.

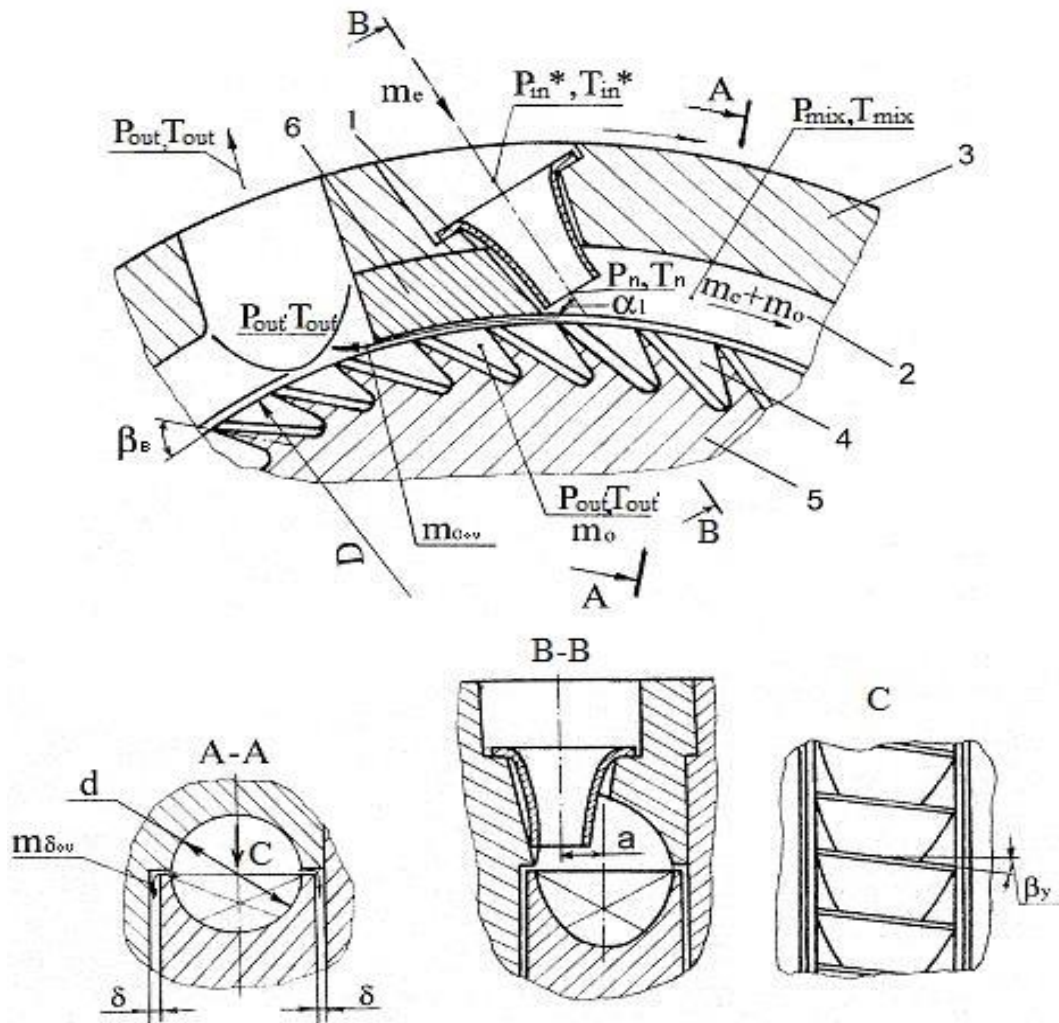


Рис. 1.2. Схема вихрової розширювальної турбомашини з зовнішнім периферійним каналом.

Потенціальна енергія стиснутого газу перетворюється на кінетичну енергію частково в соплі, а частково в каналі корпусу та міжлопаткових каналах робочого колеса. При переміщенні частинок у міжлопаткових каналах робочого колеса змінюється напрям і величина їх швидкості та момент кількості руху, в

						КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			7

результаті на лопатках з'являються сили, що приводять колесо в рух. Таким чином при взаємодії потоку газу з лопатками робочого колеса відбувається перетворення кінетичної енергії на механічну роботу на валу турбіни.

Середня колова складова швидкості (середньовитратна швидкість) робочого тіла в каналі більша за колову швидкість робочого колеса. Частинки газу в проточній частині розширювальної машини рухаються за спіралеподібною траєкторією від входу до виходу проточної частини, багаторазово взаємодіючи з лопатками робочого колеса і поступово віддаючи йому енергію. Ця поздовжньо-вихрова течія є базовою при обміні енергією між потоком газу в каналі корпусу її лопатками робочого колеса, і чим інтенсивніше вона організована, тим вища ефективність машини.

Розрахунки і дослідження проводились для одноканальної двопотокової вихрової розширюваної машини з зовнішнім периферійним каналом (рис. 1.1 з). Ступінь із зовнішнім периферійним каналом технологічна і конструктивно проста, особливо при виконанні багатоканальних і багатопотокових схем, у порівнянні з вихровими ступенями, що мають інші типи проточних частин (з боковим, периферійно-боковим, внутрішнім периферійним каналом тощо).

Переваги вихрової турбіни, що описані вище, дозволяють отримати надійний та відносно простий турбогенератор з терміном окупності інвестицій 1-2 роки [1].

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		8

2. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА ПРАКТИЧНОГО ДОСВІДУ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВОДНЮ

Існують дослідження турбогенераторних агрегатів, що базуються на вихрових турбінах. Значна кількість публікацій на цю тему була видана Сумським державним університетом та машинобудівними компаніями, розташованими у м. Суми. Ці роботи наведені у списку використаної літератури під номерами від [2] до [6].

Проблема використання існуючої газотранспортної інфраструктури для транспортування водню чи газо-водневої суміші широко досліджується з кінця минулого століття [7]. Широко досліджувалася можливість транспортування водню за допомогою існуючої газотранспортної інфраструктури [9].

Як тільки у трубопроводах природного газу буде реалізована передача з використанням водневої суміші, труби постійно піддаватимуться впливу водневого середовища за різних концентрацій водню. Під дією тиску і потоку молекули водню в трубопроводах дисоціюють на атоми. Атоми водню проникатимуть у сталь шляхом адсорбції та проникнення, вступаючи в реакцію з атомною структурою металу, що призводить до появи та поширення мікротріщин. Зрештою макромеханічні властивості труб погіршуються, що призводить до зниження в'язкості руйнування труб у затверджених умовах навантаження, а саме «водневе окрихчування» [10], що становить суттєву небезпеку.

Ще одна складна проблема полягає в тому, що високий тиск, що підтримується у магістральних трубопроводах газотранспортної системи та висока міцність сталі посилять явище окрихчування. Дослідження показали, що високоміцна сталь більш схильна до уповільненого руйнування, викликаного водневим окрихчуванням, ніж низькосортна сталь. Це пов'язано з тим, що сталі з більш високою межею плинності перед пластичною деформацією накопичили більшу пружну деформацію. Таким чином, напруга, необхідна для поширення тріщин, знижується, і трубопроводи також викликатимуть уповільнене

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		9

руйнування, викликане воднем, при невеликому зовнішньому навантаженні. Можна бачити, що існуючі газопроводи схильні до відмов, викликаних воднем [8].

Зі зростанням кількості проектів з транспортування природного газу, змішаного з воднем, високоміцна сталь стикається з високим ризиком появи водневої крихкості, що може призвести до катастрофічних наслідків, таких як розриви трубопроводу, вибуху та займання, і серйозно поставити під загрозу безпечну експлуатацію водневих систем та трубопроводів змішаного газу [8].

Втім, національні оператори ГТС європейських країн вже наразі допускають домішки водню у природному газі, що транспортується. Так, Німеччина регламентує граничну концентрацію водню на рівні 10%. Менші концентрації допускаються у Франції(6%), Іспанії(5%), Австрії(4%), Литві (2%) та Італії (1%). Також Італія розпочала транспортування суміші з домішкою водню на рівні 10% у 2019 році [6].

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

3. РОЗРАХУНКИ ВАРІАНТІВ ВИХРОВИХ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ

3.1. Розрахунок для газу $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа

Вихідні дані

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

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

$T = 278$ К - температура на вході;

$N = 20$ кВт - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – природний газ;

$R = 506$ Дж/(кг · К) - газова стала;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

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

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

Адiabатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

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

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

Приймаємо:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		11

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

- ККД електрогенератора при потужності 20 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

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

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

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{20000}{0,88} = 22727 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{22727}{0,44} = 51652 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

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

$$G = \frac{51652}{235863} = 0,219 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		12

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

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

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

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

Швидкість газу на виході з сопла:

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

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

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

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

Критична швидкість на виході з сопла:

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

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

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

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

Функція $q(\lambda_c)$:

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

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

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

де

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

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

$$f_c = \frac{0,219 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,820} = 0,00003 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

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

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00003}{3,14}} = 0,0062 \text{ м}.$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$f_{кр} = \frac{0,219 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,000025.$$

Критичний діаметр сопла:

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

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000025}{3,14}} = 0,006\text{м.}$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

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

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,38;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,00462}{0,35} = 0,018\text{м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

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

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

$$\bar{d}_{пр.ч} = 0,05 \div 0,07;$$

$$D_{кол} = \frac{0,018}{0,06} = 0,3\text{м.}$$

Приймаємо $D_{кол} = 0,3$ м, тоді:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,018}{0,3} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

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

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

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,3 \cdot 3000 / 60 = 47,1 \text{ м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{47,1}{686,82} = 0,0686,$$

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

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

Рекомендовані значення приведеної окружної швидкості робочого колеса для двопотокової схеми проточної частини $\bar{u} = 0,14 - 0,18$ [2]. Тоді окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \bar{u} \cdot C_s = 0,16 \cdot 687 = 110 \text{ м/с}$$

і частота обертання колеса турбіни

$$n_T = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot D_{\text{кол.}}} = \frac{60 \cdot 110}{\pi \cdot 0,283} = 7000 \text{ об/хв.}$$

Критерій Маха:

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

$$M_u = \frac{47,1}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,11.$$

Приймаємо число лопаток $z = 48$.

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Крок лопаток:

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

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,3 - 0,03)}{48} = 0,0018\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,0018 = 0,036\text{м.}$$

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

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

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,036}{0,3} = 0,24\text{рад} = 13,75^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

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

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

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

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

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

$$\Delta T = 0,44 \cdot 108 = 48\text{K.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 47 = 230\text{K.}$$

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

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

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

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

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,219}{40 \cdot 17,772} = 0,00062 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубку:

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

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00062}{3,14}} = 0,03 \text{ м.}$$

Розрахунок вихідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,3 \cdot 10^6}{506 \cdot 230} = 2,13 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,219}{40 \cdot 2,13} = 0,0051 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

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

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0051}{3,14}} = 0,081.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Побудуємо h-s діаграму для водню за допомогою програми miniREFPROP. Пряма 1 позначає ізоентропний процес розширення, 2 – реальний, 3 – процес дроселювання.

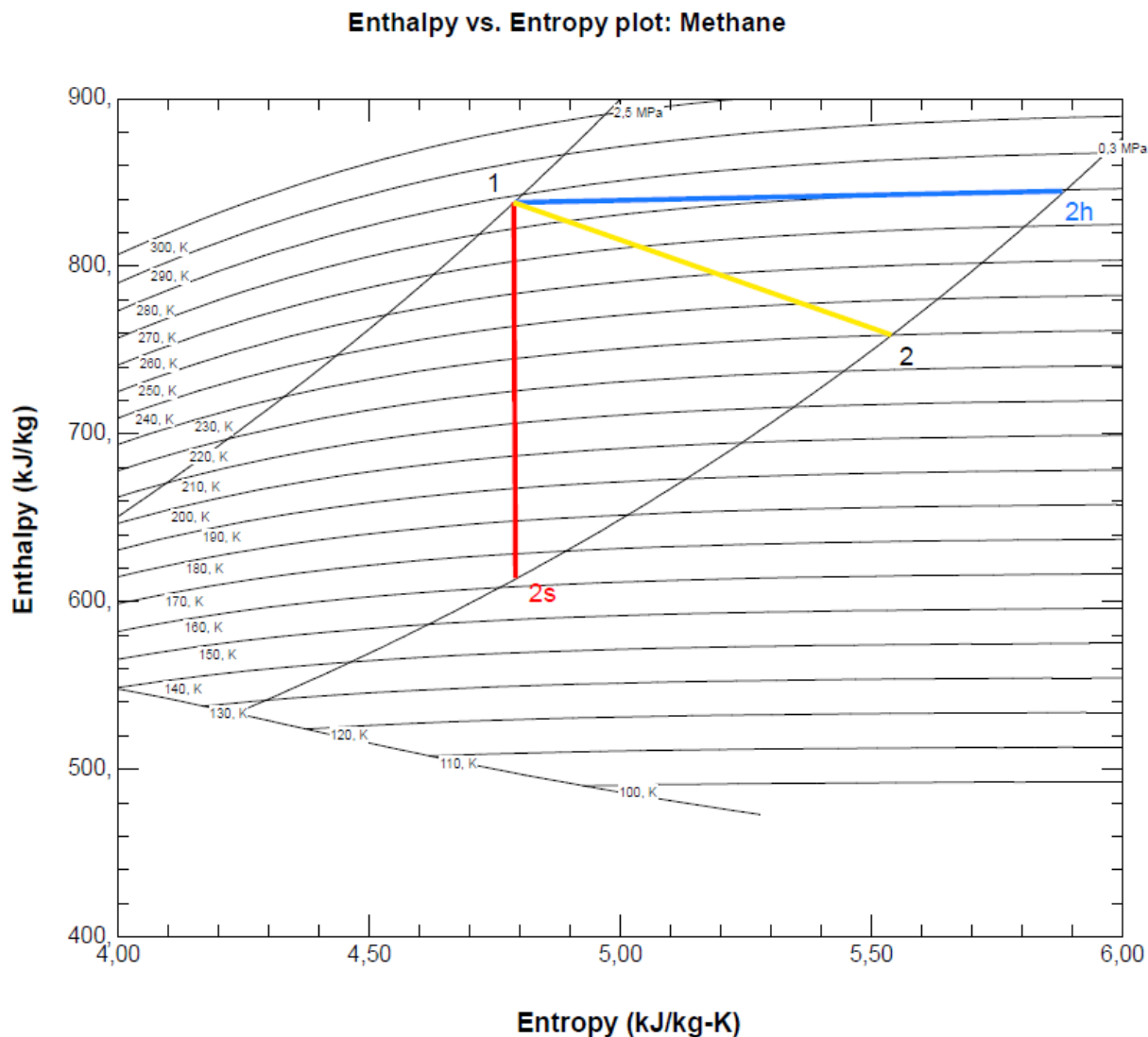


Рисунок 3.1 – h-s діаграма процесу розширення для природного газу

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		20

3.2. Розрахунок для газу $P_{\text{вих}} = 0,6 \text{ МПа}$

Вихідні дані

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

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

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

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

робоче тіло – природний газ;

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

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

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

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

Адіабатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

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

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

Приймаємо:

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

$\eta_s = 0,44$;

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

- ККД електрогенератора при потужності 20 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

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

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

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{20000}{0,88} = 22727 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{22727}{0,44} = 51652 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

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

$$G = \frac{51652}{171042} = 0,302 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$h_{sc} = 0,75 \cdot 171042 = 128282 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

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

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{128282(1,3-1)}{1,3 \cdot 506 \cdot 278} \right]^{1,3} = 0,898 \cdot 10^6 \text{Па}.$$

Швидкість газу на виході з сопла:

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

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 128282} = 481 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

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

Критична швидкість на виході з сопла:

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

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

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

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{481}{398,77} = 1,206.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		23

Функція $q(\lambda_c)$:

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

$$q(\lambda_c) = 1,206 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 1,206^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,953.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

де

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

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

$$f_c = \frac{0,302 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,953} = 0,000036 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

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

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000036}{3,14}} = 0,0067 \text{ м}.$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

$$f_{\text{кр}} = \frac{0,302 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,000034.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Критичний діаметр сопла:

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

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

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

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

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,38;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,0067}{0,35} = 0,019\text{м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

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

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

$$\bar{d}_{пр.ч} = 0,05 \div 0,07;$$

$$D_{кол} = \frac{0,019}{0,06} = 0,317\text{м.}$$

Приймаємо $D_{кол} = 0,317$ м, тоді:

$$\bar{d}_{пр.ч} = \frac{d_{пр.ч}}{D_{кол}} = \frac{0,019}{0,317} = 0,06;$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		25

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

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

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

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,317 \cdot 3000 / 60 = 49,8 \text{ м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{49,8}{584,88} = 0,0851,$$

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

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

Рекомендовані значення приведеної окружної швидкості робочого колеса для двопотокової схеми проточної частини $\bar{u} = 0,14 - 0,18$ [2]. Тоді окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \bar{u} \cdot C_s = 0,16 \cdot 584,88 = 93,5 \text{ м/с}$$

і частота обертання колеса турбіни

$$n_T = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot D_{\text{кол}}} = \frac{60 \cdot 93,8}{\pi \cdot 0,317} = 5640 \text{ об/хв.}$$

Критерій Маха:

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

$$M_u = \frac{93,5}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,219.$$

Приймаємо число лопаток $z = 52$.

Крок лопаток:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,317 - 0,03)}{52} = 0,0017\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,0017 = 0,0034\text{м.}$$

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

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

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,034}{0,317} = 0,22\text{рад} = 12^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

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

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

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

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

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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

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

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

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

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

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

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,302}{40 \cdot 17,772} = 0,00042 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубку:

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

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00042}{3,14}} = 0,0231 \text{ м}.$$

Розрахунок вихідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,6 \cdot 10^6}{506 \cdot 244} = 4,27 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,302}{40 \cdot 4,27} = 0,0018 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

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

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0018}{3,14}} = 0,048.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Побудуємо h-s діаграму для водню за допомогою програми miniREFPROP. Пряма 1 позначає ізоентропний процес розширення, 2 – реальний, 3 – процес дроселювання.

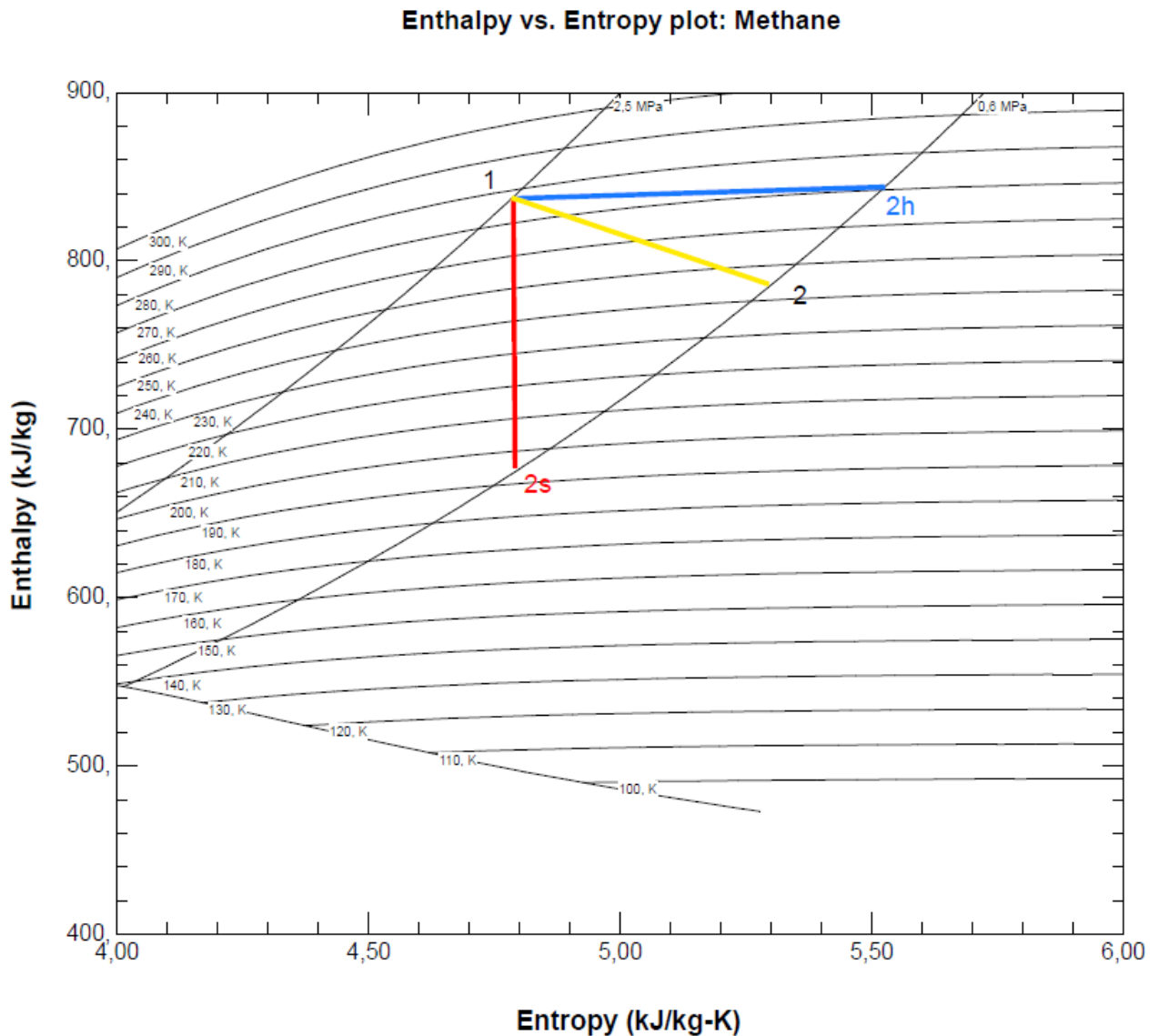


Рисунок 3.2 – h-s діаграма процесу розширення для природного газу

3.3. Розрахунок для газу $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа

Вихідні дані

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

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

$T = 278$ К - температура на вході;

$N = 20$ кВт - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – природний газ;

$R = 506$ Дж/(кг · К) - газова стала;

$k = 1,3$ - показник адіапати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

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

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

Адiabатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

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

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

Приймаємо:

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

$\eta_s = 0,44$;

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

- ККД електрогенератора при потужності 20 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

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

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

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{20000}{0,88} = 22727 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{22727}{0,44} = 51652 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

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

$$G = \frac{51652}{94976} = 0,544 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$h_{sc} = 0,75 \cdot 94976 = 71232 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

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

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{71232(1,3-1)}{1,3 \cdot 506 \cdot 278} \right]^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 1,459 \cdot 10^6 \text{Па}.$$

Швидкість газу на виході з сопла:

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

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 71232} = 359 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

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

Критична швидкість на виході з сопла:

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

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

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

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{359}{398,77} = 0,9.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		33

Функція $q(\lambda_c)$:

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

$$q(\lambda_c) = 0,9 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 0,9^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,988.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

де

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

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

$$f_c = \frac{0,544 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,953} = 0,000062 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

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

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000062}{3,14}} = 0,0089 \text{ м}.$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

$$f_{\text{кр}} = \frac{0,544 \cdot \sqrt{506 \cdot 278}}{2 \cdot 0,667 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,0000612.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Критичний діаметр сопла:

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

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000612}{3,14}} = 0,0088\text{м.}$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

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

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,38;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,0089}{0,35} = 0,025\text{м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

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

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

$$\bar{d}_{пр.ч} = 0,05 \div 0,07;$$

$$D_{кол} = \frac{0,025}{0,06} = 0,417\text{м.}$$

Приймаємо $D_{кол} = 0,417$ м, тоді:

$$\bar{d}_{пр.ч} = \frac{d_{пр.ч}}{D_{кол}} = \frac{0,025}{0,417} = 0,06;$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		35

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

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

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

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,417 \cdot 3000 / 60 = 65,5 \text{ м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{65,5}{435,83} = 0,15,$$

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

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

Критерій Маха:

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

$$M_u = \frac{65,5}{\sqrt{1,3 \cdot 506 \cdot 278}} = 0,153.$$

Приймаємо число лопаток $z = 52$.

Крок лопаток:

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

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,417 - 0,03)}{52} = 0,0023 \text{ м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{роз}}$:

$$L_{\text{роз}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{роз}} = 2 \cdot 0,0023 = 0,0046 \text{ м.}$$

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		36

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

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,046}{0,417} = 0,22 \text{ рад} = 13^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

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

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

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

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

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

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

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

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

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

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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

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

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,544}{40 \cdot 17,772} = 0,00077 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

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

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00077}{3,14}} = 0,0313 \text{ м}.$$

Розрахунок вихідного патрубкa

Площа перерізу патрубкa:

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

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

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

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{1,2 \cdot 10^6}{506 \cdot 259} = 8,53 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,544}{40 \cdot 8,53} = 0,0016 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

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

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0016}{3,14}} = 0,045.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Побудуємо h-s діаграму для водню за допомогою програми miniREFPROP. Пряма 1 позначає ізоентропний процес розширення, 2 – реальний, 3 – процес дроселювання.

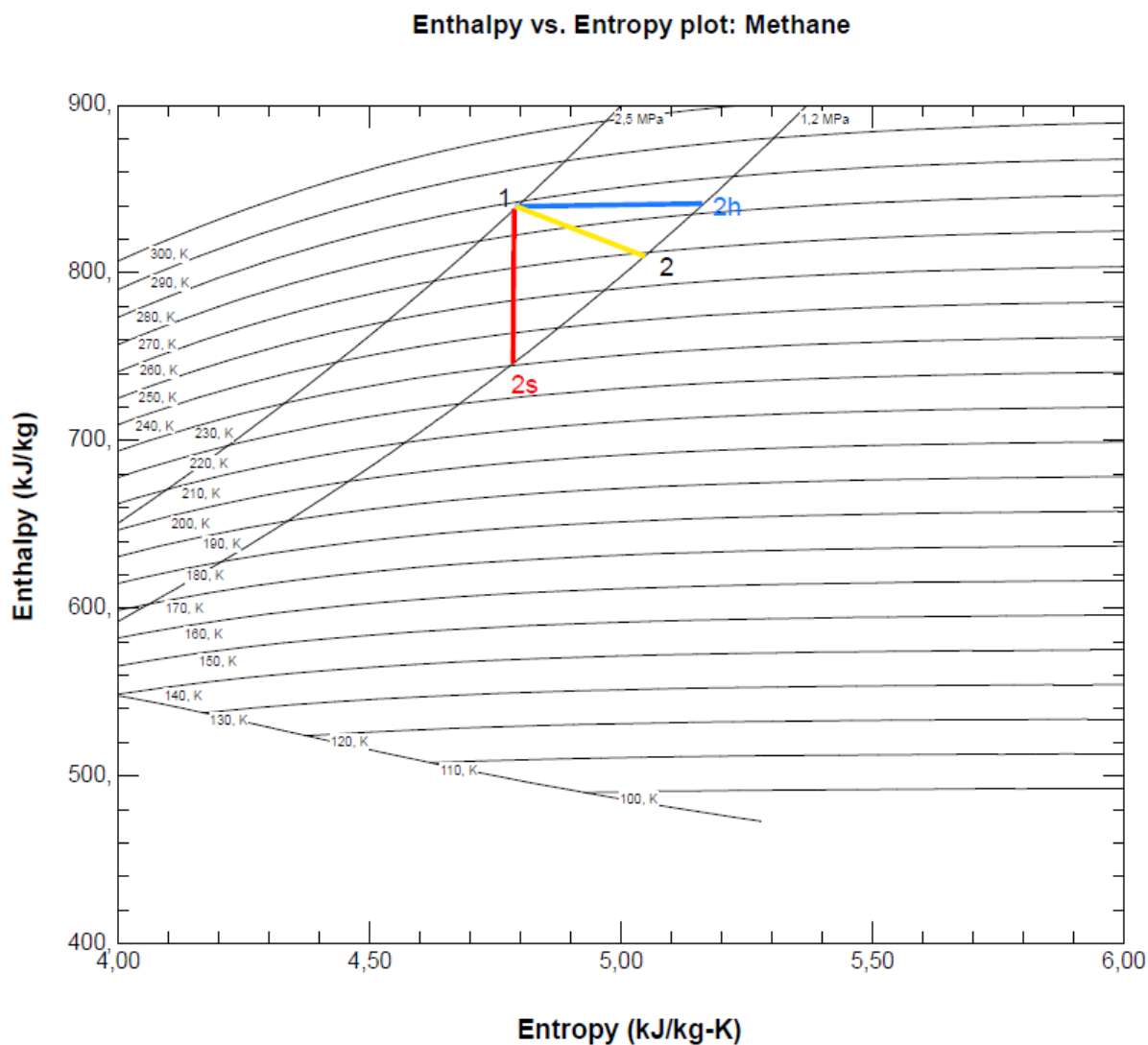


Рисунок 3.3 – h-s діаграма процесу розширення для природного газу

3.4 Розрахунок для водню $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа

Вихідні дані

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

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

$T = 278$ К - температура на вході;

$N = 20$ кВт - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – водень;

$R = 4125$ Дж/(кг · К) - газова стала;

$k = 1,41$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

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

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

Адіабатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

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

$$h_s = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 4125 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,3}{2,5} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} \right] = 1814836 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Приймаємо:

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

- ККД електрогенератора при потужності 20 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

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

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,88 = 0,39.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{20000}{0,88} = 22727 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{11364}{0,44} = 51652 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

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

$$G = \frac{51652}{1814836} = 0,028 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$h_{sc} = 0,75 \cdot 1814836 = 1361127 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

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

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{1361127(1,41-1)}{1,41 \cdot 4125 \cdot 278} \right]^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 0,583 \cdot 10^6 \text{Па.}$$

Швидкість газу на виході з сопла:

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

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 1361127} = 1567 \text{м/с}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

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

Критична швидкість на виході з сопла:

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

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 4125 \cdot 278} = 1158,38 \text{м/с};$$

$$C_{кр} = a_{кр} \cdot \varphi_c = 1158,38 \cdot 0,95 = 1100,46 \text{м/с}.$$

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{1567}{1158,38} = 1,35.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		42

Функція $q(\lambda_c)$:

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

$$q(\lambda_c) = 1,35 \cdot \left[\frac{1,41+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,41-1}{1,41+1} \cdot 1,35^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,41-1}} = 0,86.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

де

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

$$B = \sqrt{1,41 \cdot \left(\frac{2}{1,41+1} \right)^{\frac{1,41+1}{1,41-1}}} = 0,69;$$

$$f_c = \frac{0,028 \cdot \sqrt{4125 \cdot 278}}{2 \cdot 0,69 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,86} = 0,00001011 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

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

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00001011}{3,14}} = 0,0036 \text{ м}.$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

$$f_{\text{кр}} = \frac{0,028 \cdot \sqrt{4125 \cdot 278}}{2 \cdot 0,69 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,000009 \text{ м}^2.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Критичний діаметр сопла:

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

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000009}{3,14}} = 0,003\text{м.}$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

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

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,38;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,0036}{0,35} = 0,001\text{м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

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

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

$$\bar{d}_{пр.ч} = 0,05 \div 0,07;$$

$$D_{кол} = \frac{0,001}{0,06} = 0,1667\text{м.}$$

Приймаємо $D_{кол} = 0,17\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{пр.ч} = \frac{d_{пр.ч}}{D_{кол}} = \frac{0,001}{0,17} = 0,06;$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

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

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

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,17 \cdot 3000 / 60 = 26,2 \text{ м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{26,2}{1905,17} = 0,0138,$$

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

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 1361127} = 1905,17 \text{ м/с,}$$

Рекомендовані значення приведеної окружної швидкості робочого колеса для двопотокової схеми проточної частини $\bar{u} = 0,14 - 0,18$ [2]. Тоді окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \bar{u} \cdot C_s = 0,16 \cdot 1905,17 = 304,82 \text{ м/с}$$

і частота обертання колеса турбіни

$$n_T = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot D_{\text{кол}}} = \frac{60 \cdot 304,82}{\pi \cdot 0,17} = 34800 \text{ об/хв.}$$

Критерій Маха:

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

$$M_u = \frac{26,2}{\sqrt{1,41 \cdot 4125 \cdot 278}} = 0,021.$$

Приймаємо число лопаток $z = 48$.

Крок лопаток:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		45

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

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,1667 - 0,03)}{48} = 0,009\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,009 = 0,018\text{м.}$$

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

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

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,088}{0,17} = 0,216\text{рад} = 12,37^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

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

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

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

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

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

$$T_{\text{вихS}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{0,3}\right)^{\frac{1,41-1}{1,41}}} = 150\text{К.}$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.ум.	Подп.	Дата		46

$$\Delta T_s = 278 - 150 = 128\text{K.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 128 = 56\text{K.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 56 = 222\text{K.}$$

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

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

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

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{4125 \cdot 278} = 2,18 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,028}{40 \cdot 2,18} = 0,00032 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубку:

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

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00032}{3,14}} = 0,0202 \text{ м.}$$

Розрахунок вихідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,3 \cdot 10^6}{4125 \cdot 222} = 0,26 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,028}{40 \cdot 0,26} = 0,0027 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

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

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0027}{3,14}} = 0,059 \text{ м}.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		48

Побудуємо h-s діаграму для водню за допомогою програми miniREFPROP.
 Пряма 1 позначає ізоентропний процес розширення, 2 – реальний, 3 – процес дроселювання.

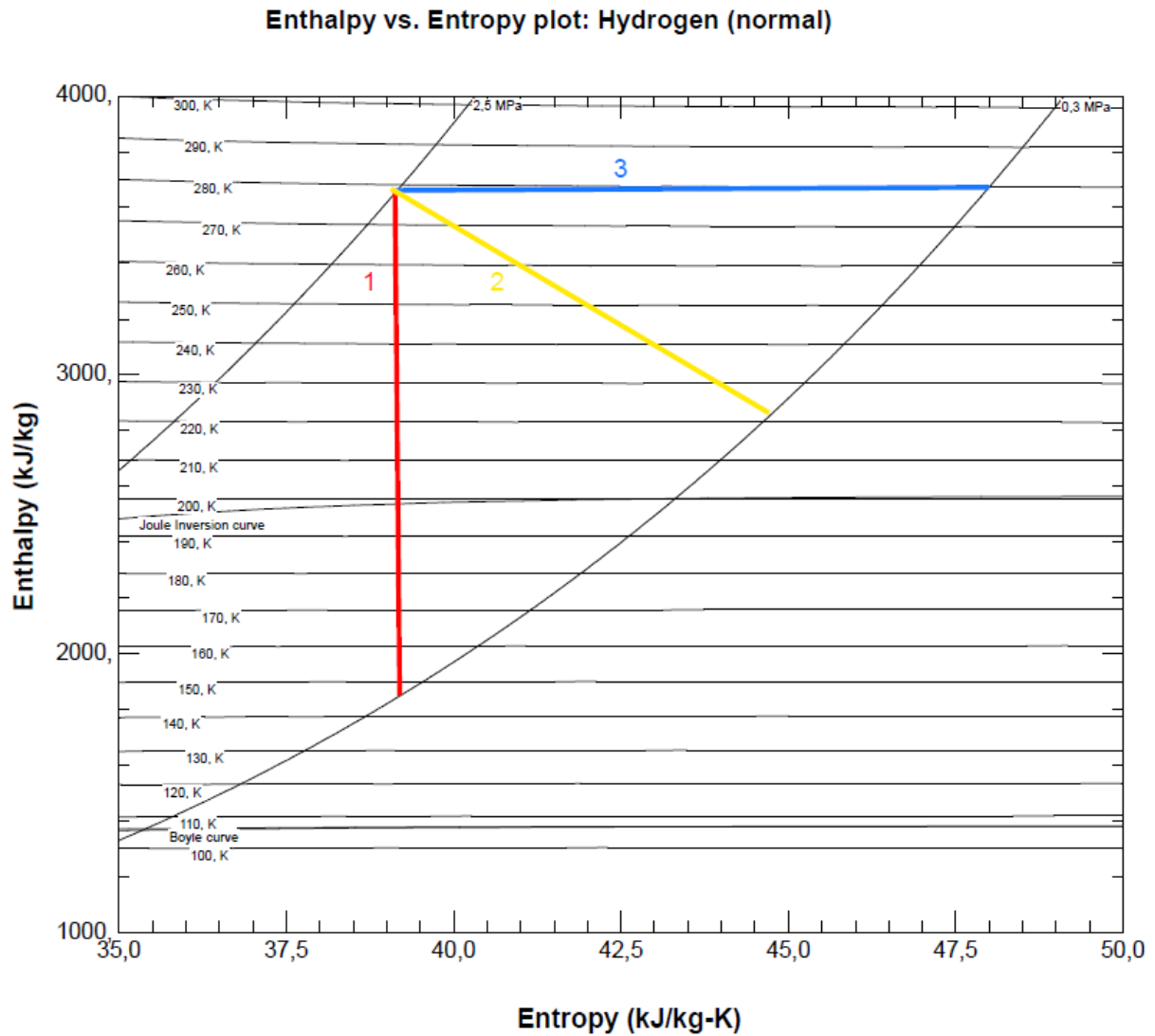


Рисунок 3.4 – h-s діаграма процесу розширення для водню

3.5 Розрахунок для водню $P_{\text{вих}} = 0,6$ МПа

Вихідні дані

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

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

$T = 278$ К - температура на вході;

$N = 20$ кВт - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – водень;

$R = 4125$ Дж/(кг · К) - газова стала;

$k = 1,41$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

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

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

Адіабатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

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

$$h_s = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 4125 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,6}{2,5} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} \right] = 1339457 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Приймаємо:

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

- ККД електрогенератора при потужності 20 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

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

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,88 = 0,39.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{20000}{0,88} = 22727 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{11364}{0,44} = 51652 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

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

$$G = \frac{51652}{1339457} = 0,039 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						51
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$h_{sc} = 0,75 \cdot 1339457 = 1004593 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

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

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{1361127(1,41-1)}{1,41 \cdot 4125 \cdot 278} \right]^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 0,583 \cdot 10^6 \text{Па}.$$

Швидкість газу на виході з сопла:

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

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 1004593} = 1347 \text{М/с}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

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

Критична швидкість на виході з сопла:

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

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 4125 \cdot 278} = 1158,38 \text{М/с};$$

$$C_{кр} = a_{кр} \cdot \varphi_c = 1158,38 \cdot 0,95 = 1100,46 \text{М/с}.$$

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{1347}{1158,38} = 1,163.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		52

Функція $q(\lambda_c)$:

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

$$q(\lambda_c) = 1,163 \cdot \left[\frac{1,41+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,41-1}{1,41+1} \cdot 1,163^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,41-1}} = 0,969.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

де

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

$$B = \sqrt{1,41 \cdot \left(\frac{2}{1,41+1} \right)^{\frac{1,41+1}{1,41-1}}} = 0,69;$$

$$f_c = \frac{0,039 \cdot \sqrt{4125 \cdot 278}}{2 \cdot 0,69 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,969} = 0,00001257 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

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

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00001257}{3,14}} = 0,004 \text{ м}.$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

$$f_{\text{кр}} = \frac{0,039 \cdot \sqrt{4125 \cdot 278}}{2 \cdot 0,69 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,0000122 \text{ м}^2.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						53
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Критичний діаметр сопла:

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

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000122}{3,14}} = 0,0039\text{м.}$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

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

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,38;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,004}{0,35} = 0,011\text{м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

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

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

$$\bar{d}_{пр.ч} = 0,05 \div 0,07;$$

$$D_{кол} = \frac{0,011}{0,06} = 0,183\text{м.}$$

Приймаємо $D_{кол} = 0,183\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{пр.ч} = \frac{d_{пр.ч}}{D_{кол}} = \frac{0,011}{0,183} = 0,06;$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

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

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

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,183 \cdot 3000 / 60 = 28,7 \text{ м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{28,7}{1636,74} = 0,0175,$$

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

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 1339457} = 1636,74 \text{ м/с,}$$

Рекомендовані значення приведеної окружної швидкості робочого колеса для двопотокової схеми проточної частини $\bar{u} = 0,14 - 0,18$ [2]. Тоді окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \bar{u} \cdot C_s = 0,16 \cdot 1636,74 = 261,9 \text{ м/с}$$

і частота обертання колеса турбіни

$$n_T = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot D_{\text{кол}}} = \frac{60 \cdot 261,9}{\pi \cdot 0,183} = 27350 \text{ об/хв.}$$

Критерій Маха:

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

$$M_u = \frac{261,9}{\sqrt{1,41 \cdot 4125 \cdot 278}} = 0,206.$$

Приймаємо число лопаток $z = 52$.

Крок лопаток:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		55

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

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,183 - 0,03)}{52} = 0,009\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,009 = 0,018\text{м.}$$

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

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

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,018}{0,183} = 0,198\text{рад} = 11^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

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

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

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

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

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

$$T_{\text{вихS}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{0,6}\right)^{\frac{1,41-1}{1,41}}} = 184\text{К.}$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		56

$$\Delta T_s = 278 - 184 = 94\text{К.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 94 = 41\text{К.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 41 = 237\text{К.}$$

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

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

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

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{4125 \cdot 278} = 2,18 \text{кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,039}{40 \cdot 2,18} = 0,00045 \text{м}^2.$$

Діаметр патрубку:

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

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00045}{3,14}} = 0,0239 \text{м.}$$

Розрахунок вихідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						57
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,6 \cdot 10^6}{4125 \cdot 237} = 0,52 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,039}{40 \cdot 0,27} = 0,0019 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

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

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0019}{3,14}} = 0,049 \text{ м}.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Побудуємо h-s діаграму для водню за допомогою програми miniREFPROP. Пряма 1 позначає ізоентропний процес розширення, 2 – реальний, 3 – процес дроселювання.

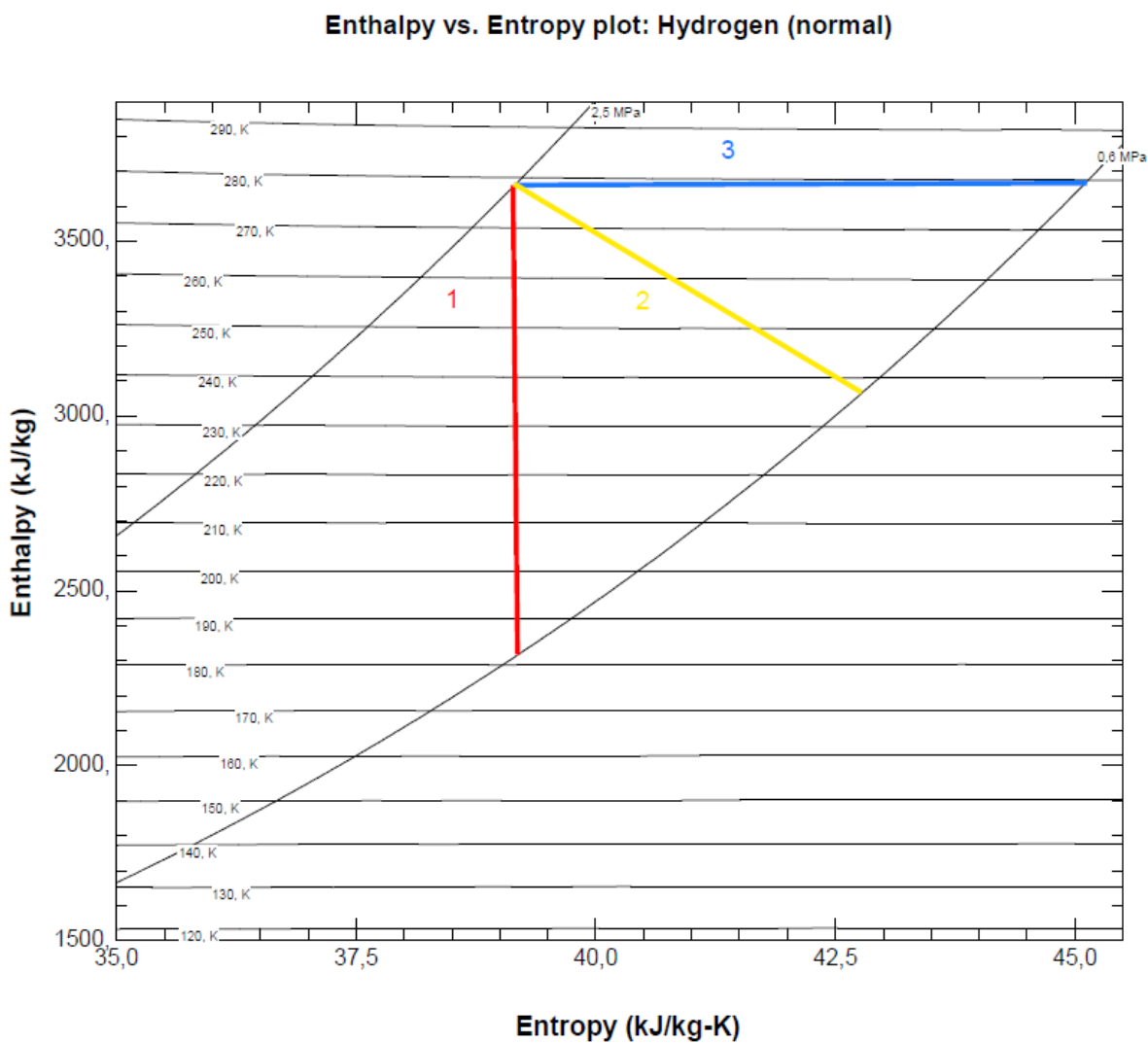


Рисунок 3.5 – h-s діаграма процесу розширення для водню

3.6 Розрахунок для водню $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа

Вихідні дані

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

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

$T = 278$ К - температура на вході;

$N = 20$ кВт - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – водень;

$R = 4125$ Дж/(кг · К) - газова стала;

$k = 1,41$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

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

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

Адiabатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

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

$$h_s = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 4125 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{1,2}{2,5} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} \right] = 757925 \text{ Дж/кг}.$$

Приймаємо:

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

$\eta_s = 0,44$;

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

- ККД електрогенератора при потужності 20 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

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

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,88 = 0,39.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{20000}{0,88} = 22727 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{11364}{0,44} = 51652 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

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

$$G = \frac{51652}{757925} = 0,068 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$h_{sc} = 0,75 \cdot 757925 = 568444 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

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

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{568444(1,41-1)}{1,41 \cdot 4125 \cdot 278} \right]^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 1,464 \cdot 10^6 \text{Па.}$$

Швидкість газу на виході з сопла:

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

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 568444} = 1013 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

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

Критична швидкість на виході з сопла:

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

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 4125 \cdot 278} = 1158,38 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$C_{кр} = a_{кр} \cdot \varphi_c = 1158,38 \cdot 0,95 = 1100,46 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}};$$

$$\lambda_c = \frac{1013}{1158,38} = 0,874.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Функція $q(\lambda_c)$:

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

$$q(\lambda_c) = 0,874 \cdot \left[\frac{1,41+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,41-1}{1,41+1} \cdot 0,874^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,41-1}} = 0,981.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

де

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

$$B = \sqrt{1,41 \cdot \left(\frac{2}{1,41+1} \right)^{\frac{1,41+1}{1,41-1}}} = 0,69;$$

$$f_c = \frac{0,068 \cdot \sqrt{4125 \cdot 278}}{2 \cdot 0,69 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,981} = 0,00002164 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

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

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00002164}{3,14}} = 0,0053 \text{ м}.$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

$$f_{\text{кр}} = \frac{0,068 \cdot \sqrt{4125 \cdot 278}}{2 \cdot 0,69 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,0000212 \text{ м}^2.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Критичний діаметр сопла:

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

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000212}{3,14}} = 0,0052\text{м.}$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

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

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,38;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,0053}{0,35} = 0,015\text{м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

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

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

$$\bar{d}_{пр.ч} = 0,05 \div 0,07;$$

$$D_{кол} = \frac{0,015}{0,06} = 0,25\text{м.}$$

Приймаємо $D_{кол} = 0,183\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{пр.ч} = \frac{d_{пр.ч}}{D_{кол}} = \frac{0,015}{0,25} = 0,06;$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						64
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

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

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

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,25 \cdot 3000 / 60 = 39,3 \text{ м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{39,3}{1231,2} = 0,0319,$$

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

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 757925} = 1231,2 \text{ м/с,}$$

Рекомендовані значення приведеної окружної швидкості робочого колеса для двопотокової схеми проточної частини $\bar{u} = 0,14 - 0,18$ [2]. Тоді окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \bar{u} \cdot C_s = 0,16 \cdot 1231,2 = 197 \text{ м/с}$$

і частота обертання колеса турбіни

$$n_T = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot D_{\text{кол}}} = \frac{60 \cdot 197}{\pi \cdot 0,183} = 15055 \text{ об/хв.}$$

Критерій Маха:

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

$$M_u = \frac{197}{\sqrt{1,41 \cdot 4125 \cdot 278}} = 0,155.$$

Приймаємо число лопаток $z = 52$.

Крок лопаток:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		65

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

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,25 - 0,03)}{52} = 0,013\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,013 = 0,026\text{м.}$$

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

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

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,026}{0,25} = 0,208\text{рад} = 12^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

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

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

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

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

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

$$T_{\text{вихS}} = \frac{278}{\left(\frac{2,5}{1,2}\right)^{\frac{1,41-1}{1,41}}} = 225\text{К.}$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.ум.	Подп.	Дата		66

$$\Delta T_s = 278 - 225 = 53\text{К.}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 53 = 23\text{К.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 23 = 255\text{К.}$$

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

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

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

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{4125 \cdot 278} = 2,18 \text{кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,068}{40 \cdot 2,18} = 0,00078 \text{м}^2.$$

Діаметр патрубку:

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

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00078}{3,14}} = 0,0315 \text{м.}$$

Розрахунок вихідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{1,2 \cdot 10^6}{4125 \cdot 237} = 1,05 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,068}{40 \cdot 1,05} = 0,0016 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

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

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0016}{3,14}} = 0,045 \text{ м}.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		68

Побудуємо h-s діаграму для водню за допомогою програми miniREFPROP. Пряма 1 позначає ізоентропний процес розширення, 2 – реальний, 3 – процес дроселювання.

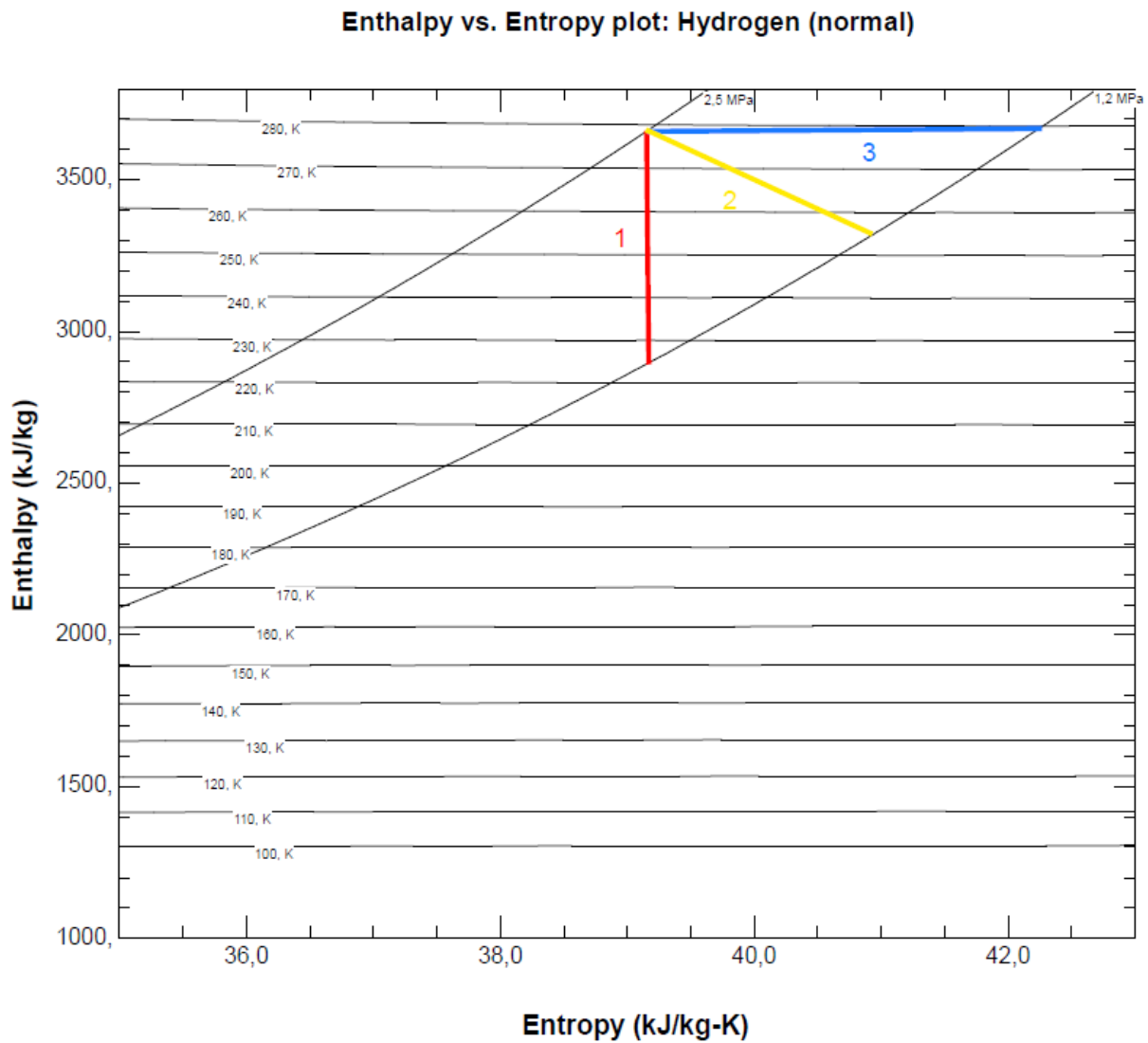


Рисунок 3.6– h-s діаграма процесу розширення для водню

3.7 Розрахунок для газоводневої суміші $P_{\text{вих}} = 0,3$ МПа

Вихідні дані

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

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

$T = 278$ К - температура на вході;

$N = 20$ кВт - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – газо-воднева суміш;

$R_{\text{г}} = 506$ Дж/(кг·К) - газова стала природного газу;

$R_{\text{в}} = 4125$ Дж/(кг·К) - газова стала водню;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів.

Газова стала суміші, Дж/(кг·К):

$$R = \sum g_i R_i$$

де g_i - масова частка газу

$$R = 0,9 \cdot 506 + 0,1 \cdot 4125 = 867,9$$

Ступінь пониження тиску в вихровий турбіні:

$$\pi_{\text{Т}} = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_{\text{Т}} = \frac{2,5}{0,3} = 8,33.$$

Адiabатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 867,9 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,3}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 404557 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Приймаємо:

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

- ККД електрогенератора при потужності 20 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

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

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,88 = 0,39.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{20000}{0,88} = 22727 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{22727}{0,44} = 51652 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

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

$$G = \frac{51652}{404557} = 0,128 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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

$$h_{\text{sc}} = 0,75 \cdot 404557 = 303418 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

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

$$p_C = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{303418(1,3-1)}{1,3 \cdot 867,9 \cdot 278} \right]^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 0,566 \cdot 10^6 \text{Па.}$$

Швидкість газу на виході з сопла:

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

$$C_C = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 303418} = 740 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_C - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

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

Критична швидкість на виході з сопла:

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

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 867,9 \cdot 278} = 522,25 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$C_{\text{кр}} = a_{\text{кр}} \cdot \varphi_C = 522,25 \cdot 0,95 = 496,14 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}}$$

$$\lambda_c = \frac{740}{522,25} = 1,417.$$

Функція $q(\lambda_c)$:

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

$$q(\lambda_c) = 1,417 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 1,417^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,821.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

де

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

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,671;$$

$$f_c = \frac{0,128 \cdot \sqrt{867,9 \cdot 278}}{2 \cdot 0,671 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,821} = 0,0000229 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

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

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000228}{3,14}} = 0,0054 \text{ м}.$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						73
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

$$f_{кр} = \frac{0,128 \cdot \sqrt{867,9 \cdot 278}}{2 \cdot 0,671 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,0000189 \text{ м}^2.$$

Критичний діаметр сопла:

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

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000189}{3,14}} = 0,0049 \text{ м}.$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

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

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,38;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,0049}{0,35} = 0,015 \text{ м}.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

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

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

$$\bar{d}_{пр.ч} = 0,05 \div 0,07;$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		74

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,015}{0,06} = 0,25\text{м.}$$

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,25\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,015}{0,25} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

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

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

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,25 \cdot 3000 / 60 = 39,3\text{м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{39,3}{894,43} = 0,0439,$$

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

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 400000} = 894,43\text{м/с,}$$

Рекомендовані значення приведеної окружної швидкості робочого колеса для двопотокової схеми проточної частини $\bar{u} = 0,14 - 0,18$ [2]. Тоді окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \bar{u} \cdot C_s = 0,16 \cdot 894,43 = 143,92\text{ м/с}$$

і частота обертання колеса турбіни

$$n_T = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot D_{\text{кол}}} = \frac{60 \cdot 143,92}{\pi \cdot 0,25} = 11000\text{ об/хв.}$$

Критерій Маха:

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						75
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$M_u = \frac{143,9}{\sqrt{1,3 \cdot 867,9 \cdot 278}} = 0,257.$$

Приймаємо число лопаток $z = 52$.

Крок лопаток:

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

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,25 - 0,03)}{52} = 0,013\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,013 = 0,026\text{м.}$$

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

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

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,026}{0,25} = 0,208\text{рад} \approx 12^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

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

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

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

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		76

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

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

$$\Delta T = 0,44 \cdot 108 = 48\text{К.}$$

$$T_{\text{вих}} = 278 - 48 = 230\text{К.}$$

Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

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

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

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

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

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{867,9 \cdot 278} = 10,362 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,129}{40 \cdot 10,362} = 0,00031 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубку:

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

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00031}{3,14}} = 0,0199 \text{ м.}$$

Розрахунок вихідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						77
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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

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

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,3 \cdot 10^6}{867,9 \cdot 230} = 1,24 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,107}{40 \cdot 1,24} = 0,0026 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

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

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0026}{3,14}} = 0,058 \text{ м}.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

3.8 Розрахунок для газоводневої суміші $P_{\text{вих}} = 0,6$ МПа

Вихідні дані

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

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

$T = 278$ К - температура на вході;

$N = 20$ кВт - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – газо-воднева суміш;

$R_{\text{г}} = 506$ Дж/(кг·К) - газова стала природного газу;

$R_{\text{в}} = 4125$ Дж/(кг·К) - газова стала водню;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів.

Газова стала суміші, Дж/(кг·К):

$$R = \sum g_i R_i$$

де g_i - масова частка газу

$$R = 0,9 \cdot 506 + 0,1 \cdot 4125 = 867,9$$

Ступінь пониження тиску в вихровий турбіні:

$$\pi_{\text{Т}} = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_{\text{Т}} = \frac{2,5}{0,6} = 4,2.$$

Адiabатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		79

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 867,9 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,6}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 293373 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Приймаємо:

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

- ККД електрогенератора при потужності 20 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

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

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,88 = 0,39.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{20000}{0,88} = 22727 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{22727}{0,44} = 51652 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

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

$$G = \frac{51652}{293373} = 0,176 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		80

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

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

$$h_{sc} = 0,75 \cdot 293373 = 220030 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

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

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{220030(1,3-1)}{1,3 \cdot 867,9 \cdot 278} \right]^{1,3} = 0,898 \cdot 10^6 \text{Па}.$$

Швидкість газу на виході з сопла:

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

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 220030} = 630 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

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

Критична швидкість на виході з сопла:

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

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 867,9 \cdot 278} = 522,25 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$C_{кр} = a_{кр} \cdot \varphi_c = 522,25 \cdot 0,95 = 496,14 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						81
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}}$$

$$\lambda_c = \frac{630}{522,25} = 1,206.$$

Функція $q(\lambda_c)$:

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

$$q(\lambda_c) = 1,206 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 1,206^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,953.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

де

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

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,671;$$

$$f_c = \frac{0,176 \cdot \sqrt{867,9 \cdot 278}}{2 \cdot 0,671 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,953} = 0,0000272 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

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

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000272}{3,14}} = 0,0059 \text{ м}.$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						82
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

$$f_{кр} = \frac{0,176 \cdot \sqrt{867,9 \cdot 278}}{2 \cdot 0,671 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,0000259 \text{ м}^2.$$

Критичний діаметр сопла:

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

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000259}{3,14}} = 0,0057 \text{ м}.$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

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

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,38;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,0059}{0,35} = 0,017 \text{ м}.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

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

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

$$\bar{d}_{пр.ч} = 0,05 \div 0,07;$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		83

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,017}{0,06} = 0,283\text{м.}$$

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,283\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,017}{0,283} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

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

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

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,283 \cdot 3000 / 60 = 44,4\text{м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{44,4}{767} = 0,058,$$

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

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 293373} = 767\text{ м/с,}$$

Рекомендовані значення приведеної окружної швидкості робочого колеса для двопотокової схеми проточної частини $\bar{u} = 0,14 - 0,18$ [2]. Тоді окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \bar{u} \cdot C_s = 0,16 \cdot 767 = 112,56\text{ м/с}$$

і частота обертання колеса турбіни

$$n_T = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot D_{\text{кол}}} = \frac{60 \cdot 112,56}{\pi \cdot 0,283} = 8275\text{ об/хв.}$$

Критерій Маха:

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						84
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$M_u = \frac{112,56}{\sqrt{1,3 \cdot 867,9 \cdot 278}} = 0,219.$$

Приймаємо число лопаток $z = 52$.

Крок лопаток:

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

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,283 - 0,03)}{52} = 0,015\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,015 = 0,03\text{м.}$$

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

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

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,03}{0,283} = 0,212\text{рад} \approx 12^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

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

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

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

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		85

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

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

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

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

Розрахунок вхідного патрубка

Площа перерізу патрубка:

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

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

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

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

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{867,9 \cdot 278} = 10,362 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,176}{40 \cdot 10,362} = 0,00042 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубка:

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

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00042}{3,14}} = 0,0231 \text{ м.}$$

Розрахунок вихідного патрубка

Площа перерізу патрубка:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		86

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

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

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

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,6 \cdot 10^6}{867,9 \cdot 244} = 2,49 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,176}{40 \cdot 2,49} = 0,0018 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

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

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0018}{3,14}} = 0,048 \text{ м}.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						87
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

3.9 Розрахунок для газоводневої суміші $P_{\text{вих}} = 1,2$ МПа

Вихідні дані

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

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

$T = 278$ К - температура на вході;

$N = 20$ кВт - електрична потужність турбогенератора;

робоче тіло – газо-воднева суміш;

$R_{\text{г}} = 506$ Дж/(кг · К) - газова стала природного газу;

$R_{\text{в}} = 4125$ Дж/(кг · К) - газова стала водню;

$k = 1,3$ - показник адіабати.

Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів.

Газова стала суміші:

$$R = \sum g_i R_i$$

де g_i - масова частка газу

$$R = 0,9 \cdot 506 + 0,1 \cdot 4125 = 867,9$$

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

$$\pi_{\text{Т}} = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_{\text{Т}} = \frac{2,5}{1,2} = 2,1.$$

Адiabатна робота розширення 1 кг газу в турбіні:

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		88

$$h_s = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 867,9 \cdot 278 \cdot \left[1 - \left(\frac{1,2}{2,5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 162904 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Приймаємо:

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

- ККД електрогенератора при потужності 20 кВт $\eta_{ел} = 0,88$.

Тоді загальний ККД турбогенератора:

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

$$\eta_{ТГ} = 0,44 \cdot 0,88 = 0,39.$$

Потужність привода турбогенератора

$$N_{ТГ} = \frac{N}{\eta_{ел}} = \frac{20000}{0,88} = 22727 \text{ Вт.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність привода електрогенератора:

$$N_s = \frac{N_{ТГ}}{\eta_s};$$

$$N_s = \frac{22727}{0,44} = 51652 \text{ Вт.}$$

Необхідна масова витрата газу:

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

$$G = \frac{51652}{162904} = 0,317 \text{ кг/с.}$$

Тиск на виході з сопла:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.ум.	Подп.	Дата		89

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

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

$$h_{sc} = 0,75 \cdot 162904 = 122178 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

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

$$p_c = 2,5 \cdot \left[1 - \frac{122178(1,3-1)}{1,3 \cdot 867,9 \cdot 278} \right]^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 1,459 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Швидкість газу на виході з сопла:

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

$$C_c = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 122178} = 470 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де φ_c - швидкісний коефіцієнт для сопла; для профільованих сопел

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

Критична швидкість на виході з сопла:

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

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3+1} \cdot 867,9 \cdot 278} = 522,25 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$C_{кр} = a_{кр} \cdot \varphi_c = 522,25 \cdot 0,95 = 496,14 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Безрозмірна швидкість на виході з сопла в дійсному процесі розширення:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						90
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}}$$

$$\lambda_c = \frac{470}{522,25} = 0,9.$$

Функція $q(\lambda_c)$:

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

$$q(\lambda_c) = 0,9 \cdot \left[\frac{1,3+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} \cdot 0,9^2 \right) \right]^{\frac{1}{1,3-1}} = 0,988.$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

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

де

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

$$B = \sqrt{1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3+1} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3-1}}} = 0,671;$$

$$f_c = \frac{0,317 \cdot \sqrt{867,9 \cdot 278}}{2 \cdot 0,671 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,988} = 0,0000473 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

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

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000473}{3,14}} = 0,0078 \text{ м}.$$

Площа критичного перерізу одного сопла (всього два сопла):

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						91
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

$$f_{кр} = \frac{0,317 \cdot \sqrt{867,9 \cdot 278}}{2 \cdot 0,671 \cdot 2,5 \cdot 10^6} = 0,0000467 \text{ м}^2.$$

Критичний діаметр сопла:

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

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000467}{3,14}} = 0,0077 \text{ м}.$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

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

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,38;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,0078}{0,35} = 0,022 \text{ м}.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

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

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

$$\bar{d}_{пр.ч} = 0,05 \div 0,07;$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		92

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,022}{0,06} = 0,367\text{м.}$$

Приймаємо $D_{\text{кол}} = 0,283\text{м}$, тоді:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = \frac{d_{\text{пр.ч.}}}{D_{\text{кол.}}} = \frac{0,022}{0,367} = 0,06;$$

Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

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

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

$$u_1 = 3,14 \cdot 0,367 \cdot 3000 / 60 = 57,6\text{м/с.}$$

Приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{57,6}{570,8} = 0,1,$$

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

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 162904} = 570,8\text{м/с,}$$

Рекомендовані значення приведеної окружної швидкості робочого колеса для двопотокової схеми проточної частини $\bar{u} = 0,14 - 0,18$ [2]. Тоді окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$u_1 = \bar{u} \cdot C_s = 0,16 \cdot 570,8 = 91,328\text{ м/с}$$

і частота обертання колеса турбіни

$$n_T = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot D_{\text{кол}}} = \frac{60 \cdot 91,32}{\pi \cdot 0,283} = 4755\text{ об/хв.}$$

Критерій Маха:

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						93
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$M_u = \frac{91,33}{\sqrt{1,3 \cdot 867,9 \cdot 278}} = 0,163.$$

Приймаємо число лопаток $z = 52$.

Крок лопаток:

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

$$t = \frac{3,14 \cdot (0,367 - 0,03)}{52} = 0,02\text{м.}$$

Довжина розділювача $L_{\text{РОЗ}}$:

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,02 = 0,04\text{м.}$$

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

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

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,03}{0,283} = 0,217\text{рад} \approx 13^\circ.$$

Температура на виході з турбіни:

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

де ΔT - різниця температур між входом і виходом:

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

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

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

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						94
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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

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

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

Розрахунок вхідного патрубка

Площа перерізу патрубка:

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

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

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

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

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{867,9 \cdot 278} = 10,362 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,317}{40 \cdot 10,362} = 0,00076 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубка:

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

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00076}{3,14}} = 0,0311 \text{ м.}$$

Розрахунок вихідного патрубка

Площа перерізу патрубка:

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		95

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

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

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

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{1,2 \cdot 10^6}{867,9 \cdot 259} = 4,97 \text{ кг/м}^3;$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,317}{40 \cdot 4,97} = 0,0016 \text{ м}^2.$$

Діаметр патрубкa:

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

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0016}{3,14}} = 0,045 \text{ м}.$$

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						96
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

3.10 Аналіз результатів

Зведемо розрахунки для турбогенераторів з потужністю 20 кВт, робоче тіло – водень та природний газ з варіантами тиску на виході 0,3, 0,6 та 1,2 МПа. Результати зведено у Таблицю 2

Таблиця 3.1

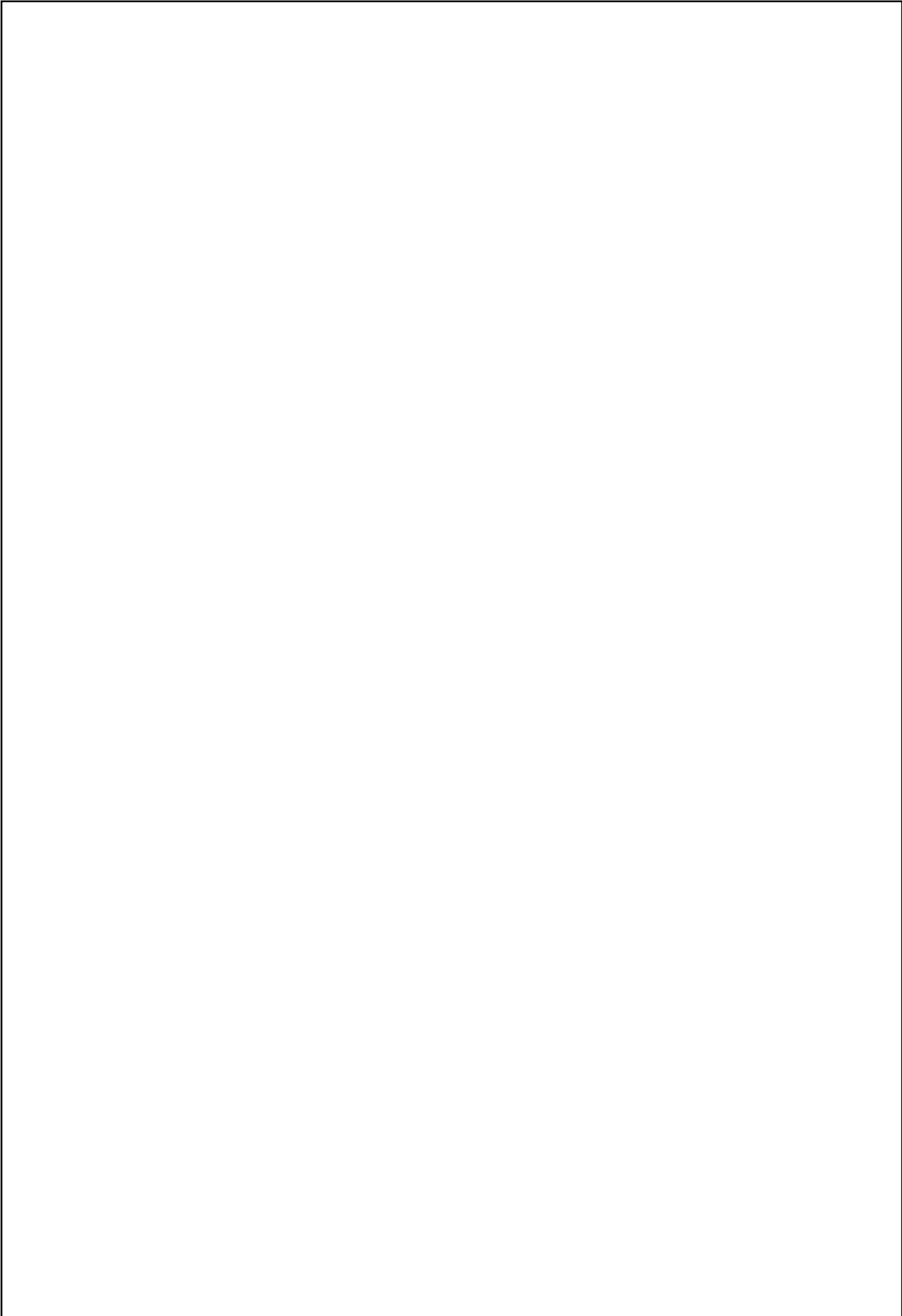
Параметр	Од. виміру	0,3	0,6	1,2	0,3	0,6	1,2
Робоче тіло	-	Природний газ			Водень		
Питома адіабатна робота розширення	Дж/кг	235	171	94	1 814	1 339	757
		863	042	976	836	457	925
Необхідна масова витрата	кг/с	0,219	0,302	0,544	0,028	0,039	0,068
Критерій Маха	-	0,257	0,219	0,163	0,024	0,206	0,155
Перепад температур	К	48	34	19	56	41	23
Температура на виході	К	230	244	259	222	237	255
Густина на виході	кг/м ³	2,13	4,72	8,53	0,26	0,52	1,05
Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі	м/с	109,9	93,6	65,5	304,8	261,9	196,99
Зовнішній діаметр робочого колеса	м	0,3	0,32	0,417	0,167	0,183	0,25
Частота обертання	об/хв	7000	5640	3000	34880	27350	15055

Зведемо у таблицю також розрахунки для турбогенераторів з потужністю 20 кВт, робоче тіло – газо-воднева суміш з варіантами тиску на виході 0,3, 0,6 та 1,2 МПа.

Таблиця 3.2

Параметр	Од. виміру	0,3	0,6	1,2
Робоче тіло	-	Газо-воднева суміш		
Питома адиабатна робота розширення	Дж/кг	404 557	293 373	162 904
Необхідна масова витрата	кг/с	0,128	0,176	0,317
Критерій Маха	-	0,257	0,219	0,163
Перепад температур	К	48	34	19
Температура на виході	К	230	244	259
Густина на виході	кг/м ³	1,24	2,49	4,97
Окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі	м/с	143,9	112,6	91,33
Зовнішній діаметр робочого колеса	м	0,25	0,283	0,367
Частота обертання	об/хв	11000	8275	4755

На рис. 3.7-3.11 показані результати розрахунків у вигляді графічних залежностей основних параметрів турбогенератора від тиску газу на виході газорозподільної станції.



					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						99
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

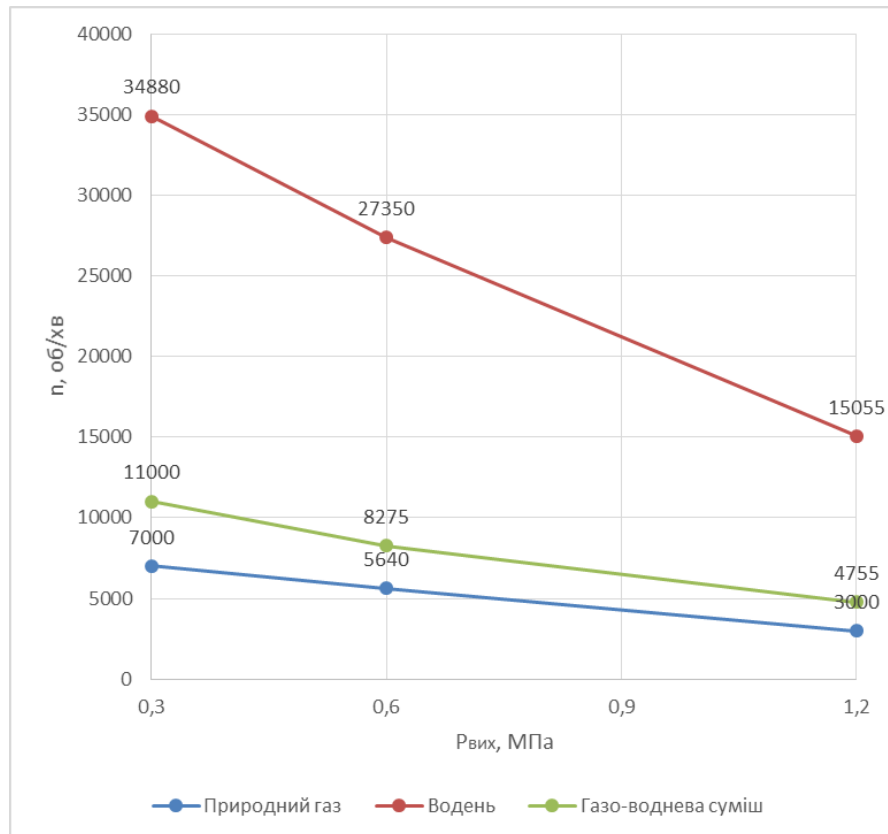


Рисунок 3.7 – Залежність частоти обертання колеса від тиску на виході

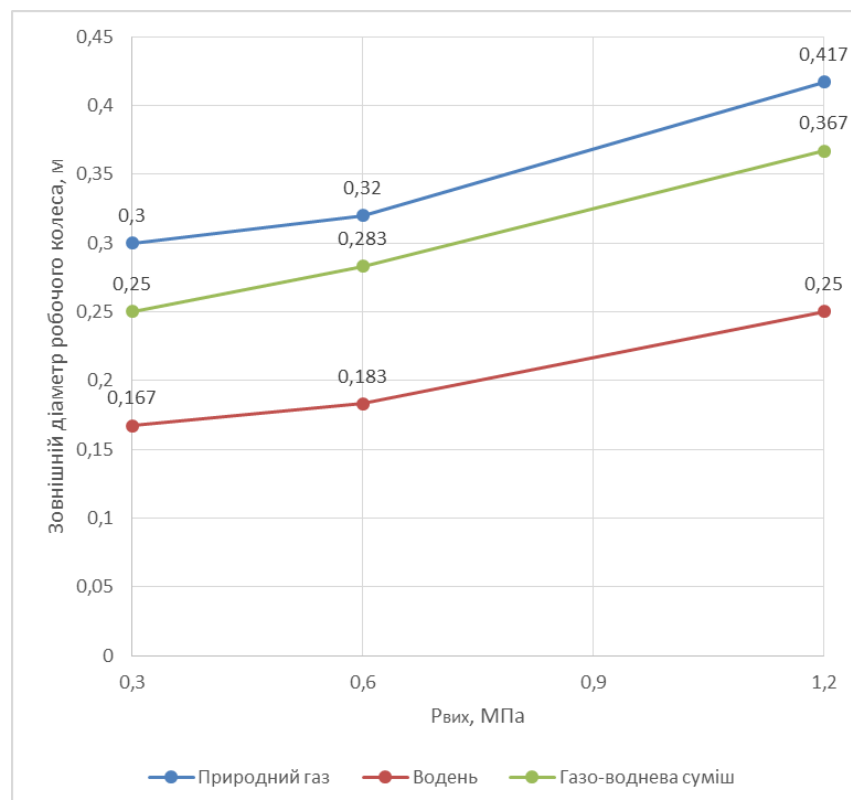


Рисунок 3.8- Залежність зовнішнього діаметра робочого колеса від тиску на виході

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

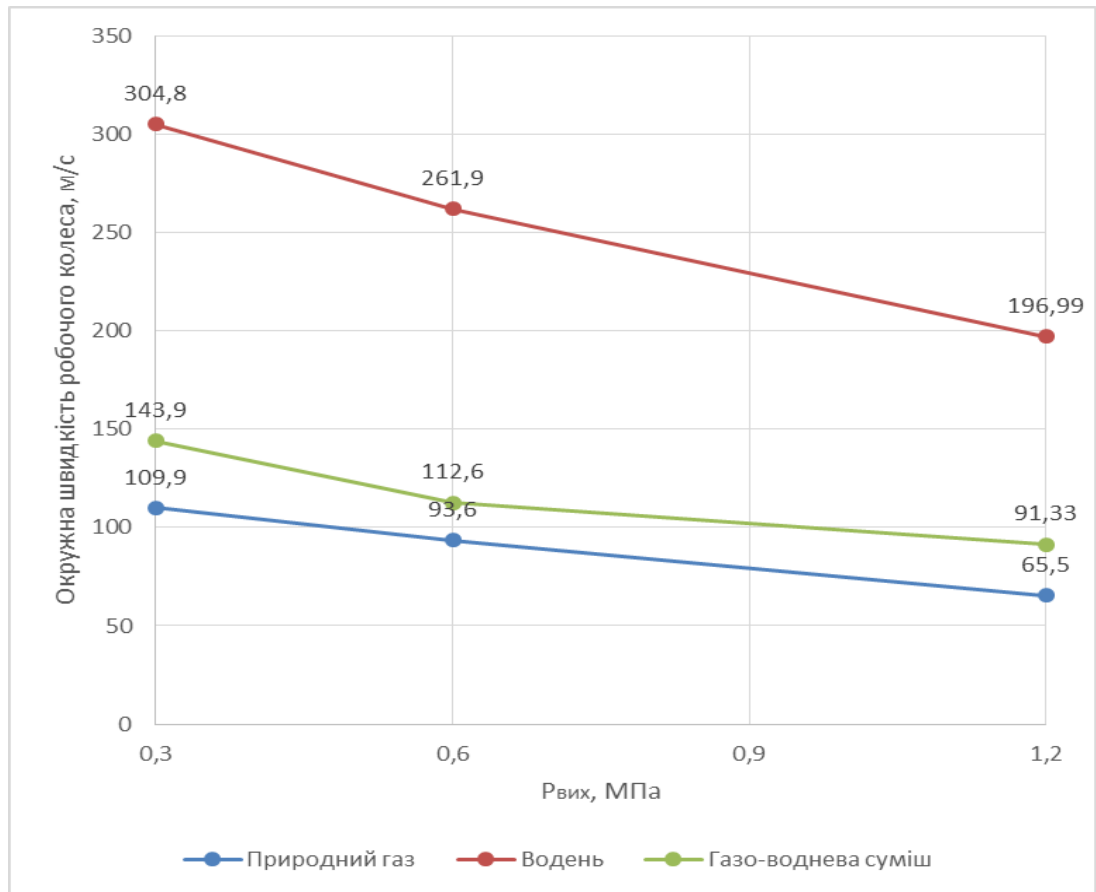


Рисунок 3.9 – Залежність окружної швидкості робочого колеса на зовнішньому діаметрі від тиску на виході.

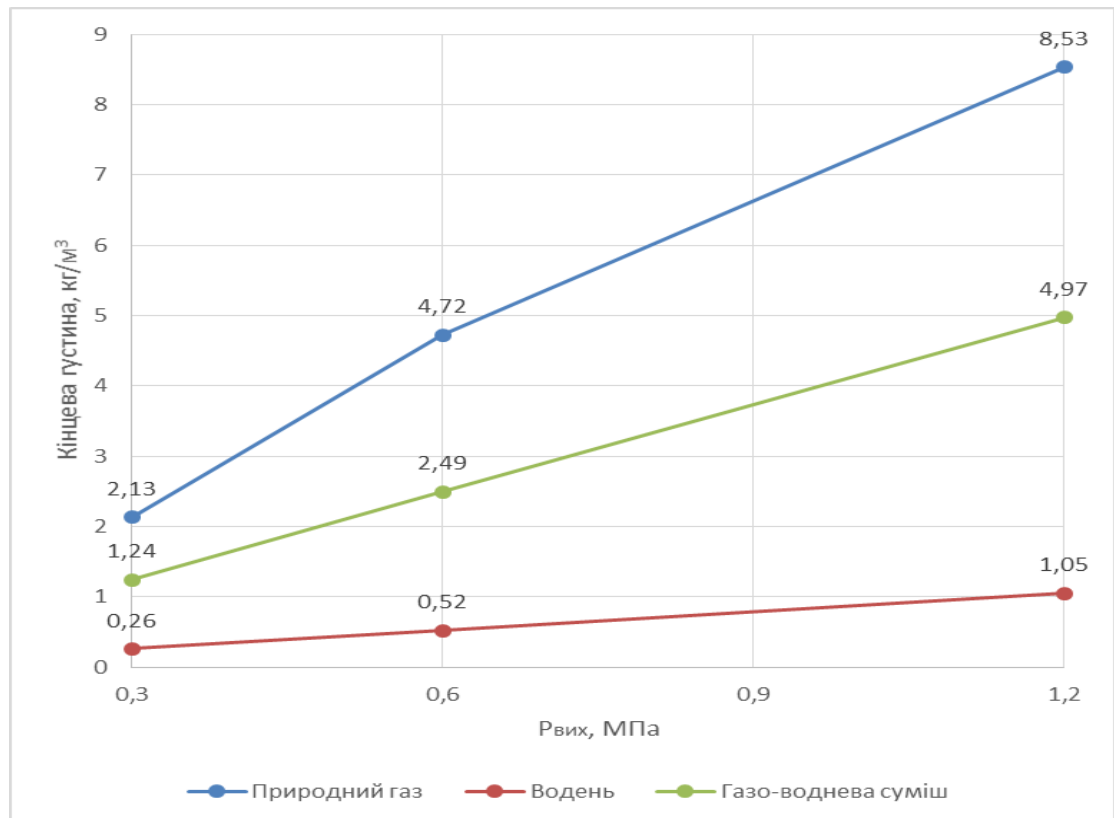


Рисунок 3.10 – Залежність густини на виході від тиску на виході із турбіни

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

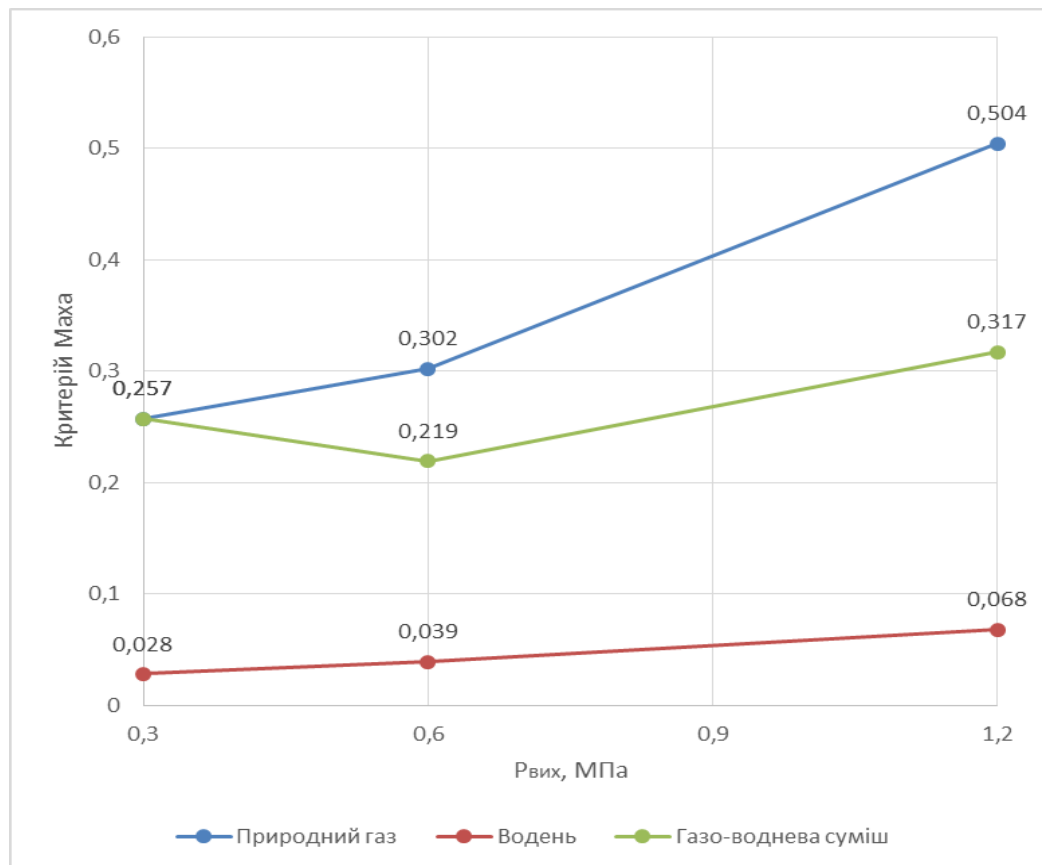


Рисунок 3.11 - Залежність критерія Маха від тиску на виході

Також цікавим є порівняння температури на виході у ізоентропному процесі розширення газу, отриманої аналітично та з h-s діаграми. Результати зведені до таблиці 6.3. Очевидно, що відхилення є незначним. Це підтверджує релевантність методики, обраної для розрахунку.

Таблиця 3.3

Параметр	Од. виміру	Природний газ			Водень		
		0,3	0,6	1,2	0,3	0,6	1,2
Робоче тіло	-	Природний газ			Водень		
Температура на виході, як ідеальний газ	К	170	200	235	150	184	225
Температура на виході, за діаграмою	К	164	196	235	148	183	225
Відхелення	%	3,5	2	0	1,3	0,5	0

Як можна побачити з таблиць 3.1, 3.2 та графіків, параметри турбогенераторних агрегатів, робочими тілами яких є природний газ та газоводнева суміш незначно відрізняються. В той же час, водневі турбогенераторні агрегати мають значно відрізнятися від існуючої лінійки газових турбогенераторних агрегатів. Також значною перепорою є високі значення окружної швидкості робочого колеса та високообертовість, яка нівелює одну з важливих переваг вихрових турбін.

Для останнього варіанту розрахунків для газо-водневої суміші ($P_{\text{вих}}=1,2$ МПа) з метою зменшення частоти обертання ротора турбогенератора змінюємо відносний діаметр сопла $\bar{d}_c = 0,25 \div 0,38$; відносний діаметр меридіонального перерізу проточної частини турбіни $\bar{d}_{\text{пр.ч}} = 0,05 \div 0,07$; приведену колову швидкість робочого колеса $\bar{u}=0,14-0,18$ у рекомендованих діапазонах, що відповідають зоні максимального ККД вихрової турбіни. При $\bar{d}_c = 0,28$; $\bar{d}_{\text{пр.ч}} = 0,0654$ маємо: $d_{\text{пр.ч}}=0,028$ м; $D_{\text{кол}}=0,520$ м; $u_1=81,45$ м/с при частоті обертання ротора турбіни $n_T = 3000$ об/хв; $\bar{u}=0,143$.

Таким чином, для проектування рекомендовано обрати турбогенераторний агрегат, робочим тілом якого є 10-ти відсоткова газоводнева суміш, а саме варіант з тиском газу на виході 1,2 МПа.

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		103

8. ОХОРОНА ПРАЦІ

Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектного обладнання

ДСТУ ГОСТ 12.0003 - 74 ССБТ описує наступні небезпечні та шкідливі фактори, що можуть виникнути під час експлуатації установки[12]:

- рухомі машини та механізми;
- рухомі частини виробничого обладнання;
- конструкції, що руйнуються;
- підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів;
- підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні та його різка зміна;
- підвищена або знижена вологість повітря;
- підвищена або знижена рухливість повітря;
- підвищений рівень статичної електрики;
- відсутність або нестача природного світла;
- недостатня освітленість робочої зони.

Засоби захисту та методи боротьби з цими факторами:

Турбогенератор має бути надійно заземлений відповідно ДСТУ ГОСТ 12.1.030 - 81 ССБТ. Електробезпека. Захисне заземлення і занулення[13];

Рівень шуму в зоні роботи обслуговуючого персоналу не має перевищувати значень, встановлених відповідно до ДСТУ ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ Шум. Загальні вимоги безпеки» [14].

Безпека експлуатації трубопроводів визначається кількома важливими аспектами. В першу чергу, необхідно належним чином прокладати трубопроводи, дотримуючись стандартів глибини закладання враховуючи умови місцевості. Крім того, якісний монтаж, герметичність з'єднань та

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		104

дотримання проектної документації грають ключову роль у забезпеченні надійності системи.

Додаткові заходи безпеки включають встановлення компенсаторів для компенсації термічного розширення, арматури для контролю потоку, а також систем обігрівання та дренажу для запобігання замерзанню та корозії. Регулярний моніторинг технічного стану, виявлення дефектів та своєчасний ремонт допомагають максимізувати безпеку та тривалість експлуатації трубопроводів.

Система сигнального фарбування трубопроводів є важливим елементом забезпечення безпеки та легкості ідентифікації робочого тіла, яке транспортується. Відповідно до норм та стандартів, встановлених для безпечної експлуатації і обслуговування трубопроводів, визначено специфічні кольори для позначення різних видів робочих речовин. Ось деякі з основних кольорів та їх значень:

1. **Вода (зелений):** Зелений колір вказує на те, що трубопровід призначений для транспортування води.
2. **Пар (червоний):** Червоний колір використовується для позначення трубопроводів, які транспортують пар.
3. **Повітря (синій):** Синій колір вказує на те, що трубопровід призначений для транспортування повітря.
4. **Гази (горючі і негорючі, жовтий):** Жовтий колір використовується для горючих та негорючих газів.
5. **Кислоти (помаранчевий):** Помаранчевий колір вказує на те, що трубопровід містить кислоти.
6. **Луги (фіолетовий):** Фіолетовий колір використовується для трубопроводів, які містять луги.
7. **Рідини (горючі і негорючі, коричневий):** Коричневий колір позначає трубопроводи, призначені для горючих та негорючих рідин.

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						105
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

8. Інші речовини (сірий): Сірий колір використовується для трубопроводів, які містять речовини, що не підпадають під вищенаведені категорії.

Окрім кольорового фарбування, на трубопроводах також можуть наноситися сигнальні кільця різних кольорів, які додатково вказують на ступінь небезпеки та характер транспортованої речовини. Також можуть використовуватися попереджувальні знаки, щитки та написи для додаткової інформації та попередження.

ДСТУ ГОСТ 12.2.085-2002 «Посудини, що працюють під тиском. Клапани запобіжні.», визначає вимоги до безпеки клапанів запобіжних, що використовуються в посудинах, які працюють під тиском. Згідно з цим стандартом, застосовуються наступні типи запобіжних пристроїв:[17]

1. Пружинні запобіжні клапани.
2. Важільно-вантажні запобіжні клапани.
3. Імпульсні запобіжні пристрої (ІЗП), які складаються з головного запобіжного клапана (ГЗК) і керуючого імпульсного клапана (ІПК) прямої дії.
4. Запобіжні пристрої з руйнівними мембранами (мембранні запобіжні пристрої).

Низка вимог та обмежень визначається для кожного типу:

- Конструкція пружинного клапана повинна виключати можливість затягування пружини понад встановлену величину, і пружина повинна бути захищена від недопустимого нагріву (охолодження) і впливу робочого середовища.
- Конструкція пружинного клапана також повинна передбачати пристрій для перевірки справності дії клапана в робочому стані методом примусового відкриття його під час роботи.
- Посудини, розраховані на тиск менше за тиск їхнього джерела живлення, повинні мати на підвідному трубопроводі автоматичний редукуючий пристрій з манометром і запобіжним пристроєм.

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		106

- У разі наявності обвідної лінії (байпаса), вона також повинна бути оснащена редукуючим пристроєм.
- Для групи посудин, що працюють при одному тиску, може бути встановлений один пристрій для редукування з манометром і запобіжним клапаном на загальному підвідному трубопроводі до першого відгалуження до однієї з посудин. Встановлення запобіжних пристроїв на самі посудини не є обов'язковим, якщо вони виключають можливість підвищення тиску.
- Кількість, розміри і пропускна здатність запобіжних клапанів повинні бути вибрані так, щоб в посудині не міг утворитися тиск, який перевищує надмірний робочий тиск.
- Якщо працюють запобіжні клапани, допускається перевищення тиску в посудині за умови, що це передбачене проектом і відображене в паспорті посудини, і не перевищує 25% від робочого тиску.

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		107

ВИСНОВКИ

У роботі проведено варіантний розрахунок газодинамічних та геометричних параметрів турбогенератора на базі вихрової розширювальної турбомашини. Враховуючі різні режими роботи газорозподільних станцій, робочі середовища, різні масові витрати газу, знайдено оптимальний варіант турбогенератора для проектування.

Розрахунки проводилися для різних газів, що можуть транспортуватися газотранспортною системою України: природний газ; водень газо-воднева суміш з масовою часткою водню у суміші до 10%.

Проведено розрахунки для варіантів з тиском на виході 0,3, 0,6 та 1,2 МПа для кожного робочого середовища.

Основні геометричні співвідношення (відносний діаметр сопла, відносний діаметр меридіонального перерізу проточної частини) знаходяться в рекомендованих діапазонах.

При розрахунках виявлено, що турбогенераторні агрегати, що працюють на чистому водні, мають незадовільно велику частоту обертання валу.

Для проектування обрано варіант, робочим тілом якого є газоводнева суміш, тиск на виході 1,2 МПа. Даний варіант має задовільні термо- та газодинамічні параметри. Частота обертання валу обраного варіанту знаходиться в рекомендованому діапазоні, температура на виході з турбогенераторного агрегата мінімально відрізняється від рекомендованого значення, основні геометричні співвідношення не виходять за межі рекомендованих діапазонів. Зовнішній діаметр робочого колеса обраного для проекту варіанту – 0,520 м и частот обертання ротора турбіни 3000 об/хв.

В розділі «Охорона праці» розглянуті чинники, які можуть спричинити шкоду для здоров'я, а також призвести до нещасних випадків. Розглянуті запобіжні клапани, що використовуються у подібних агрегатах та загальні вимоги безпеки.

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						108
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Воднева стратегія України : проєкт / Інститут відновлюваної енергетики НАН України. – Київ, 2021. -91

2. Мірошніченко Д.В. Підвищення енергоефективності пневмоагрегатів, створюваних на основі вихрових розширювальних машин: дисертація на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати, наук. кер. канд. техн. наук, доц. Ванєєв С.М. Сумській державний університет. – Суми, 2019. – 209 с.

3. Vaneev S., Miroshnichenko D., Meleychuk S., Baga V. (2017) Research of multi-flow and multi-channel flow parts of the vortex expansion machines with the external peripheral channel/IOP: Materials Science and Engineering Vol. 233, 012020 doi:10.1088/1757-899X/233/1/012020.

4. Ванєєв С. М., Мірошніченко Д. В. Визначення області раціонального застосування вихрових розширювальних турбомашин з використанням критеріальних комплексів / С. М. Ванєєв, Д. В. Мірошніченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 66–74. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.09.

5. Vaneev S. M., Martsynkovskyy V. S., Kulikov A., Miroshnichenko D. V., Bilyk Ya. I., Smolenko D. V., Lazarenko A. D. Investigation of a Turbogenerator Based on the Vortex Expansion Machine with a Peripheral Side Channel dynamometer // JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES. – 2021 - Volume 8, Issue 12 (2021) - pp. F 11–F 18.

6. Vaneev, S., Martsynkovskyy, V., Hatala, M., Miroshnichenko, D., Bilyk, Y., Smolenko, D., Lazarenko, A., Botko, F. (2022). Results of the study of a turbogenerator with a peripheral-side channel in non-dimensional and criterial complexes. MM Science Journal. P. 5913-5917. DOI : 10.17973/MMSJ.2022_10_2022008

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
						109
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

7. Öney, F., T. N. Veziro, and Z. Dülger. "Evaluation of pipeline transportation of hydrogen and natural gas mixtures." International Journal of Hydrogen Energy 19.10 (1994): 813-822.

8. Wu, X., Zhang, H., Yang, M., Jia, W., Qiu, Y., & Lan, L. (2022). From the perspective of new technology of blending hydrogen into natural gas pipelines transmission: mechanism, experimental study, and suggestions for further work of hydrogen embrittlement in high-strength pipeline steels. International Journal of Hydrogen Energy, 47(12), 8071-8090.

9. Haeseldonckx, D., & D'haeseleer, W. (2007). The use of the natural-gas pipeline infrastructure for hydrogen transport in a changing market structure. International Journal of Hydrogen Energy, 32(10-11), 1381-1386.

10. Dwivedi, Sandeep Kumar, and Manish Vishwakarma. "Hydrogen embrittlement in different materials: A review." International Journal of Hydrogen Energy 43.46 (2018): 21603-21616.

11. Nagumo, Michihiko. Fundamentals of hydrogen embrittlement. Vol. 921. Singapore: Springer, 2016.

12. ДСТУ ГОСТ 12.0003 - 74 ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори – М.: Видавництво стандартів, 1974 р.

13. ДСТУ ГОСТ 12.1.030 - 81 ССБТ. Електробезпека. Захисне заземлення і занулення – М.: Видавництво стандартів, 1981 р.

14. ДСТУ ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ Шум. Загальні вимоги безпеки». – М.: Видавництво стандартів, 1983 р

15. ДСТУ ГОСТ 12.1.012 - 90 «ССБТ. Вібраційна безпека». – М.: Видавництво стандартів, 1990 р

16. ДСТУ ГОСТ 12.1.004 -75 «ССБТ. Пожежна безпека». – М.: Видавництво стандартів, 1975 р

17. ДСТУ ГОСТ 12.2.085-2002 «Посудини, що працюють під тиском. Клапани запобіжні.» – М.: Видавництво стандартів, 2002 р

					КМ 08.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		110