

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання самостійних, практичних та
розрахунково-графічних робіт з дисципліни
«Газова динаміка та агрегати наддуву»
для здобувачів вищої освіти
спеціальності G11 «Машинобудування»
усіх форм навчання

Методичні вказівки до виконання самостійних, практичних та розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Газодинаміка і агрегати наддуву» для здобувачів вищої освіти спеціальності G11 «Машинобудування» усіх форм навчання / Укл. : Н. О. Євсєєва, Р. Ф. Сухонос. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2026. 41 с.

Укладачі: Н.О. Євсєєва, доцент, канд. техн. наук
Р.Ф. Сухонос, старш. викл.

Рецензент: С.О. Беженів, доцент, канд. техн. наук

Відповідальний за випуск:
Г.І. Слинько, професор, доктор техн. наук

Затверджено
на засіданні кафедри
«Автомобілі, теплові двигуни та
гібридні енергетичні установки»
Протокол № 11
від «29» квітня 2026 р.

Рекомендовано до видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 4
від «04» червня 2026 р.

ЗМІСТ

	С.
Перелік скорочень та умовних позначок.....	4
Вступ.....	5
1 Мета та завдання навчальної дисципліни.....	6
2 Опис навчальної дисципліни.....	8
3 Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних завдань.....	9
3.1 Структура, зміст розділів і оформлення роботи.....	9
3.2 Завдання до розрахунку агрегату наддуву.....	10
3.3 Призначення та реалізація газотурбінного наддуву двигуна внутрішнього згорання.....	11
4 Методика розрахунку турбокомпресора.....	16
5 Пристрій для входу повітря у компресор.....	22
6 Розрахунки параметрів робочого колеса компресора.....	26
7 Безлопатний дифузор.....	30
8 Лопатний дифузор.....	32
9 Збірна завитка.....	36
10 Параметри стисненого повітря.....	37
Перелік джерел посилання.....	40
Додаток А Зразок титульного аркуша.....	41

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАК

БД, ЛД – безлопатний та лопатний дифузори;
ВГ – відпрацьований газ;
ВипС – випускна система;
ВКО, ВКр – випускні клапанні органи та колектор;
ВП – вхідний пристрій у компресор;
ВПК – відцентровий компресор;
ВпКр, ВпКО – випускні колектор та клапанні органи;
ВС – впускна система;
Гл – глушник шуму вихлопного газу;
ГПТ – газоповітряний тракт;
ГТ – газова турбіна;
ГТН – газотурбінний наддув;
Д – дифузор;
ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;
ДТ – доцентрова турбіна;
Е – енергія;
КДВЗ – комбінований ДВЗ;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
КШМ – кривошипно-шатунний механізм;
ЛМ – лопаткові машини;
ОПН – охолоджувач повітря наддуву;
ОТ – осьова турбіна;
ПД – поршневий двигун;
ПФ – повітряний фільтр;
РК – робоче колесо;
РОТ – радіально-осьова турбіна;
СА – сопловий апарат;
СГТН – система ГТН;
СпрА – спрямовуючий апарат;
ТКР, ТК – турбокомпресори з радіально-осьовою та осьовою турбінами;
ЦПГ – циліндро-поршнева група.

ВСТУП

Згідно навчального плану спеціальності G11 «Машинобудування» передбачено вивчення здобувачами вищої освіти дисципліни «Газодинаміка і агрегати наддуву». Питання, що пропонуються до розгляду в рамках названої дисципліни, стосуються теоретичних знань та практичних навичок з основ форсування двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) за допомогою наддуву, вибору ефективних систем наддуву, розробки конструкції агрегатів, вузлів і деталей, які складають системи наддуву, раціонального використання законів газової динаміки та інших фундаментальних теорій для розрахунку як систем наддуву, так і взагалі робочого циклу комбінованого ДВЗ (КДВЗ).

У наданих методичних вказівках наведено загальні відомості, вихідні дані до розрахунково-графічних завдань, а також рекомендації та пояснення щодо їх розрахунку.

Кожний здобувач одержує номер варіанта. Звіти про виконання розрахунково-графічних робіт здобувачі оформлюють згідно з вимогами чинних стандартів щодо оформлення науково-технічної документації (здобувачі денного відділення – у вигляді розрахунково-графічних робіт, заочного – у вигляді контрольної роботи) і представляють до захисту у термін, визначений графіком самостійної роботи.

1 МЕТА ТА ЗАВДАННЯ НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

Мета – забезпечення майбутніх фахівців теоретичними знаннями та практичними навичками з основ форсування ДВЗ за допомогою наддуву, вибору ефективних систем наддуву, розробки конструкції агрегатів, вузлів і деталей, які складають системи наддуву, раціонального використання законів газової динаміки та інших фундаментальних теорій для розрахунку як систем наддуву, так і взагалі робочого циклу комбінованого ДВЗ.

Газоповітряний тракт КДВЗ показано на рисунку 1.1.

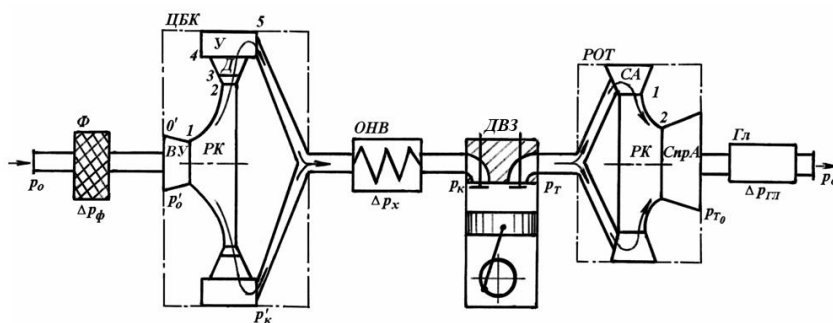


Рисунок 1.1 – Газоповітряний тракт КДВЗ

Завдання – ознайомлення здобувачів з теоретичними основами курсу «Газова динаміка та агрегати наддуву»; вивчення методів з практичного вибору та обґрунтування систем наддуву ДВЗ, компонування елементів систем наддуву, прогнозування зміни параметрів силової установки при рівних рівнях форсування двигунів, застосування ПК для обчислення робочого циклу ДВЗ з системами наддуву.

У результаті вивчення навчальної дисципліни здобувач вищої освіти повинен отримати наступні компетентності.

Загальні компетентності:

- здатність використовувати інформаційні та комунікаційні технології;
- здатність до пошуку, оброблення та аналізу інформації з різних джерел;
- здатність генерувати нові ідеї (креативність);

- здатність приймати обґрунтовані рішення;
- здатність працювати в команді.

Фахові компетентності:

- здатність створювати, удосконалювати та застосовувати кількісні математичні, наукові й технічні методи та комп'ютерні програмні засоби, застосовувати системний підхід для розв'язування інженерних задач галузевого машинобудування, зокрема, в умовах технічної невизначеності;
- здатність створювати нові техніку і технології в галузі механічної інженерії;
- усвідомлення перспективних завдань сучасного виробництва, спрямованих на задоволення потреб споживачів, володіння тенденціями інноваційного розвитку технологій галузі;
- здатність розробляти і реалізовувати плани й проекти у сфері галузевого машинобудування та дотичних видів діяльності, здійснювати відповідну підприємницьку діяльність.

Очікувані програмні результати навчання:

- знання і розуміння засад технологічних, фундаментальних та інженерних наук, що лежать в основі галузевого машинобудування відповідної галузі;
- знання та розуміння механіки і машинобудування та перспектив їхнього розвитку;
- здійснювати інженерні розрахунки для вирішення складних задач і практичних проблем у галузевому машинобудуванні;
- відшуковувати потрібну наукову та технічну інформацію в доступних джерелах, зокрема, іноземною мовою, аналізувати і оцінювати її.

2 ОПИС НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

Найменування показників	Галузь знань, спеціальність, освітній ступінь	Характеристика навчальної дисципліни	
		денна форма навчання	заочна форма навчання
Кількість кредитів – 5	Галузь знань G «Інженерія, виробництво та будівництво»	вибіркова	
Модулів – 2	Спеціальність G11 «Машинобудування»	Рік підготовки	
Змістових модулів – 2		4-й	4-й
Загальна кількість годин – 150		Семестр	
		7-й	7-й
		Лекції	
Тижневих годин для денної форми навчання: аудиторних – 4; самостійної роботи студента – 6	Освітній ступінь: бакалавр	32 год	6 год
		Практичні, семінарські	
		32 год	6 год
		Лабораторні	
		-	-
		Самостійна робота	
		86 год	138 год
		Індивідуальні завдання	
		Вид контролю: залік	

З МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНИХ РОБІТ

3.1 Структура, зміст розділів і оформлення роботи

Структура розрахунково-графічної роботи: титульний аркуш, завдання на проєктування агрегату наддуву, реферат, зміст, введення, основна частина, висновок, список літератури.

Оформлення. Роботу слід оформлювати на аркушах формату А4 згідно вимог ДСТУ 3008-2015.

Завдання. Технічне завдання проєктування агрегату наддуву видається замовником. У навчальному процесі в ролі замовника виступає викладач, у ролі виконавця – студент.

Реферат (до 1 стор.). У рефераті коротко описується суть роботи, наводяться результати та висновки. Реферат починається перерахуванням кількостей сторінок, рисунків, таблиць, літературних джерел, використаних під час її виконання, закінчується ключовими словами.

Введення (до 1 стор.). У запровадженні розкривається дійсний стан проблеми створення та вдосконалення агрегатів наддуву ДВЗ, актуальність розробки. Описуються також призначення та умови роботи ДВЗ, вплив умов на роботу ДВЗ і агрегатів наддуву, обґрунтовується тип турбокомпресора та системи газотурбінного наддуву.

Основна частина. В основному наводяться газодинамічний розрахунок агрегату наддуву, аналіз отриманих результатів з ілюстраціями (трикутники швидкостей потоку, графіки зміни параметрів по довжині тракту), короткий опис конструкції і матеріалів основних деталей та вузлів.

Висновки базуються на результатах виконаного розрахунку агрегату наддуву, в яких дається порівняльна оцінка отриманих показників щодо досягнень вітчизняного та світового двигунобудування. У висновках наводяться рекомендації щодо сфер застосування виконаної роботи.

Список літератури (щонайменше 3 джерела). Наводиться бібліографічний опис літературних джерел, використаних під час виконання роботи. У тексті роботи мають бути посилання на джерела інформації зі списку літератури.

3.2 Завдання до розрахунку агрегату наддуву

Здійснити газодинамічні розрахунки агрегату наддуву двигуна внутрішнього згорання за вихідними даними:

- дизель 6ЧН12/14;
- призначення – дизель;
- тактність ДВЗ (τ);
- число циліндрів (z);
- діаметр циліндра (D , м);
- хід поршня (S , м);
- ефективна потужність поршневого двигуна (N_e , кВт);
- частота обертання колінчатого валу (n , хв⁻¹);
- питома ефективна витрата палива (g_e , г/(кВт·год));
- коефіцієнт надлишку повітря (α);
- коефіцієнт наповнення (η_v);
- коефіцієнт продувки (v);
- втрати тиску в повітряному тракті до компресора (Δp_ϕ , Па);
- втрати тиску в охолоджувачі наддуву повітря (Δp_{ox} , Па);
- тиск навколишнього середовища ($\Delta p_0 = 101300$ Па);
- температура навколишнього середовища (T_0 , К);
- температура повітря після охолоджувача (T_T , К).

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики двигунів

№ п/п	Параметр	Lotus	Mitsubishi	Mazda	Audi	Volvo	Maserati	Porsche	Alfa-romeo	Citroen	Audi	MAN	Seddon	Iveco	Scania	Scania
1	призначення	авт.	авт.	авт.	авт.	авт.	авт.	авт.	авт.	авт.	авт.	авт.	авт.	авт.	авт.	авт.
2	паливо	бенз.	бенз.	бенз.	бенз.	бенз.	бенз.	бенз.	диз.	диз.	диз.	диз.	диз.	диз.	диз.	диз.
3	N_e , кВт	123	118	132	162	125	237	235	62	81	88	169	224	234	235	346
4	n , об/хв	6600	6000	6000	5900	4800	6000	5750	4200	4300	4250	2600	2100	2200	2000	1900
5	g_e , г/(кВт·год)	375	405	332	296	350	337	450	236	284	222	242	290	273	238	300
6	D , мм	80.0	82.3	83.0	81.0	96.0	80.0	97.0	92.0	85.0	81.0	108.0	125.0	120.0	127.0	127.0
7	S , мм	79.2	74.9	84.7	88.3	79.7	80.0	74.7	88.3	91.8	95.6	118.8	135.0	139.2	144.8	139.7
8	i	4	4	4	5	4	8	6	3	4	5	6	6	6	6	8
9	α	0.87	0.88	0.89	0.90	0.92	0.92	0.88	1.45	1.50	1.60	1.60	1.40	1.45	1.50	1.50
10	η_v	0.70	0.69	0.78	0.86	0.80	0.90	0.69	0.87	0.84	0.91	0.93	0.89	0.95	0.91	0.78
11	v	0.03	0.02	0	0.05	0.02	0.04	0.01	0.02	0.01	0.03	0.02	0.01	0	0.02	0.01
12	T_T , К	922	915	892	895	890	910	916	825	842	834	834	842	830	856	848
13	Δp_ϕ , МПа	0.006	0.004	0.003	0.005	0.004	0.007	0.003	0.004	0.007	0.005	0.006	0.004	0.006	0.005	0.005
14	Δp_{ox} , МПа	0.004	0.004	0.003	0.005	0.003	0.005	0.003	0.003	0.005	0.004	0.005	0.003	0.005	0.004	0.004

3.3 Призначення та реалізація газотурбінного наддуву двигуна внутрішнього згорання

Газотурбінний наддув є одним з найпоширеніших методів підвищення питомої потужності дизелів. Більшість сучасних чотиритактних дизелів виготовляється з газотурбінним наддувом. Наддув чотиритактних дизелів дозволяє збільшити їх потужність на 100...150% в порівнянні з потужністю дизелів без наддуву. При цьому зберігається надійність і економічність роботи дизеля. Значного поширення набув також газотурбінний наддув двотактних дизелів. В даний час чотиритактні дизелі з газотурбінним наддувом виготовляються промисловістю для установлення як автомобільні, суднові, тепловозні та стаціонарні двигуни [1-2].

На виході з циліндра ДВЗ випускні гази мають досить високу енергію, яка реалізується у вигляді роботи.

Відомі два способи використання енергії випускних газів у двигунах: перший – корисний ефект отримують без будь-яких додаткових пристроїв; другий – такі пристрої застосовують. У першому випадку енергію випускних газів використовують для поліпшення показників газообміну в циліндрі двигуна.

Сконструювавши відповідним чином випускний трубопровід і вибравши оптимальні фази газорозподілу, можна за рахунок газодинамічних явищ отримати таку зміну тиску на випуску, при якому істотно зростає маса свіжого заряду, зменшується негативна робота процесу випуску, а, отже, поліпшуються ефективні показники двигуна. У другому випадку застосовують додаткові пристрої: котли-утилізатори теплоти, хвильові обмінники тиску і газові турбіни. У великих суднових і стаціонарних силових установках з двигунами внутрішнього згорання для отримання пари або гарячої води широко застосовують котли-утилізатори теплоти випускних газів. У хвильовому обміннику тиску відбувається попереднє стиснення повітря (або суміші) перед його надходженням в циліндр. У самому хвильовому обміннику робота не проводиться, а лише створюються необхідні умови для обміну енергією між випускними газами і свіжою сумішшю [3-4].

Найбільш поширена схема з приводним нагнітачем зображена на рисунку 3.1. Нагнітач 2 приводиться в дію від двигуна 1 через підвищувальний редуктор 3. Стисле повітря охолоджується в радіаторі

4 і надходить в циліндри двигуна. Відпрацьовані гази двигуна випускаються в атмосферу.

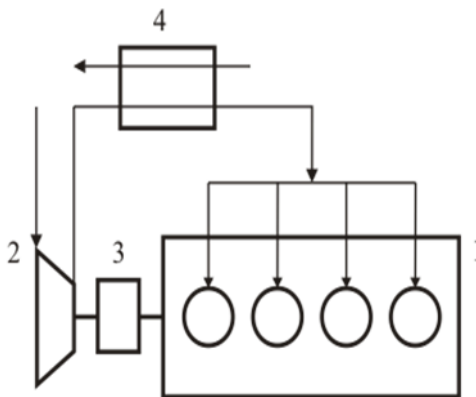


Рисунок 3.1 – Схема наддуву з приводним нагнітачем

Необхідність в редукторі обумовлюється тим, що експлуатаційне число обертів застосовуваних нагнітачів може досягати $20000...30000 \text{ хв}^{-1}$, що значно вище числа обертів двигуна. Іноді використовують ступінчастий редуктор, що дозволяє в певних межах регулювати тиск наддуву. Радіатор не є обов'язковим елементом схеми двигуна з наддувом, проте він сприяє збільшенню густини повітря, що надходить у двигун, і зменшенню середньої температури газів в циліндрі. Якщо встановлений багатоступінчастий нагнітач, то повітря доцільно охолоджувати також між ступенями, що зменшує потужність, затрачену на привод нагнітача. Частина енергії відпрацьованих в циліндрі газів може бути корисно використана, якщо подавати їх при підвищеному тиску в апарат, що працює за рахунок потенційної енергії газів. Як такий апарату встановлюють турбіну, потужність якої використовується для привода нагнітача. Такий апарат отримав назву *турбокомпресора* [5].

Турбокомпресори для наддуву ДВЗ

Турбокомпресором називають агрегат, що складається з компресора та газової турбіни, робочі колеса яких розташовані на одному валу. Енергія, необхідна для стиснення повітря компресором, надходить від газової турбіни. Необхідною умовою роботи

турбокомпресора, крім рівності частот обертання турбіни і компресора, є також рівність їх ефективних потужностей на будь-якому режимі. Маркування турбокомпресора включає тип приводної турбіни і розміри компресора. Приводна газова турбіна може бути або осьовою, або осерадіальною (вхід газу – радіальний, вихід – осьовий). Компресор, як правило, використовується одного типу – відцентровий. Таким чином, для наддуву ДВЗ можна застосувати турбокомпресор, який забезпечує необхідний рівень тиску наддуву повітря. На рисунку 3.2 показано турбокомпресор ТКР-11Н2.



Рисунок 3.2 – Турбокомпресор ТКР-11Н2

Схема відцентрового компресора показана на рисунку 3.3.

Зовнішній діаметр та осьова довжина колеса позначені відповідно D_2 , B_k . Вхідний пристрій за напрямом руху повітря розміщується між перерізами $0'-1$, він має форму конфузору і служить для розгону повітря перед його надходженням у міжлопаткові канали колеса.

Робоче колесо розміщується між перерізами $1-2$; $1'$ – перетин по вхідних кромках лопаток РК, тут, через захаращення прохідного перерізу лопатками, має місце стиснення потоку; 1 – перетин на деякій відстані від РК, де стиснення ще не проявляється. Дифузор розміщується між перерізами $2-3-4$, він служить для гальмування та

стабілізації потоку. Збірна завитка розміщується між перерізами 4-5, служить для гальмування повітря до швидкості, прийнятної для вступу до ВпКр, ОНВ, ВпКО...5' – кінець спіральної частини завитки; 5 – вихід із компресора; вважається, що швидкість потоку на виході з компресора дорівнює швидкості потоку в кінці спіральної частини завитки. На рисунку 3.3 показані також перерізи робочого колеса (розгорнуте) та дифузора.

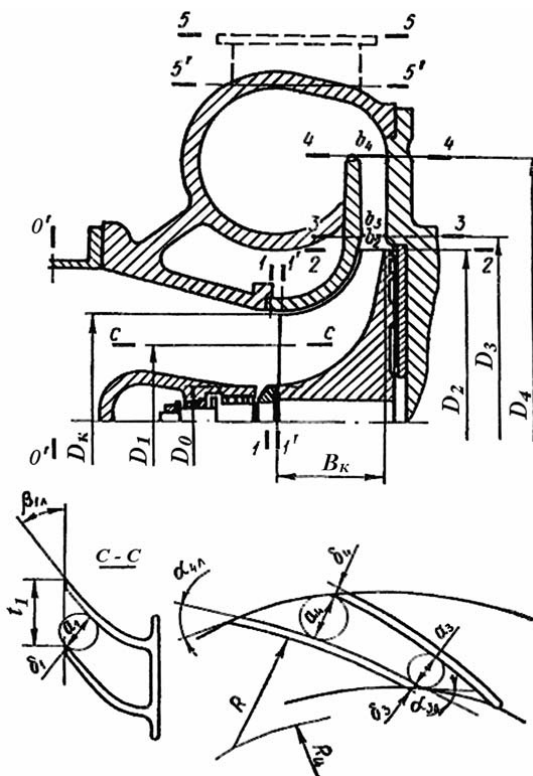


Рисунок 3.3– Схема відцентрового компресора

Розрахунок компресора проводиться за статичними параметрами на вході в компресор і виході з нього, так як швидкісний напір у двигуні не використовується.

Класифікація компресорів

Існує низка класифікаційних ознак. Нас цікавить ознака складності машин.

Основні складності визначаються:

- тепловою та кінематичною схемами машини;
- проєктуванням (розрахунки, конструювання);
- виробництвом (технологія, матеріали);
- експлуатацією (параметри, шкідливості);
- обслуговуванням і ремонтом.

За цією шкалою турбокомпресори займають місце від найпростіших до найскладніших унікальних машин.

Згідно з чинним стандартом весь клас машин динамічного стиснення (осьових і відцентрових) позначається терміном «компресори», незалежно від параметрів, застосування і складності. Проте на практиці встановилась низка термінів, що визначають вид застосування машини: повітро- і газодувки, нагнітачі, компресори, екстаустери, дуттьові машини та ін. За цими назвами легко визначити конструктивні особливості та сферозастосування тієї чи іншої машини.

Основними класифікаційними ознаками (рис. 3.4) з погляду конструктивної побудови є:

- частота обертання ротора;
- кількість ступенів;
- кількість секцій і корпусів стиснення;
- тип привода;
- тип охолодження.



Рисунок 3.4 – Класифікація турбокомпресорів

4 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТУРБОКОМПРЕСОРА

Вибір та обґрунтування типорозміру нагнітача системи газотурбінного наддуву комбінованого ДВЗ

1) Витрата палива поршневого двигуна:

$$q_T = q_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг/год.} \quad (4.1)$$

2) Витрата повітря поршневого двигуна:

$$G = \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1 - \nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot g_T, \text{ кг/с}, \quad (4.2)$$

де l_0 – теоретична необхідна кількість повітря (для бензину, для дизеля).

3) Коефіцієнт, що враховує втрати повітря у тракці після нагнітача:

$$\beta = 1 \dots 1,02.$$

4) Витрати повітря через нагнітач:

$$G_k = G \cdot \beta, \text{ кг/с}, \quad (4.3)$$

де $\beta = 1 \dots 1,02$ – коефіцієнт об'ємних втрат повітря ВС між компресором та ПД.

5) Розрахунковий коефіцієнт для вибору тиску повітря після нагнітача:

$$A = \frac{76,384 \cdot G_k \cdot (1 - \nu) \cdot \tau \cdot R_n}{\eta_v \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot z}, \text{ Па/К} \quad (4.4)$$

де τ – коефіцієнт тактності, для двигунів чотиритактних $\tau = 2$ та двотактних $\tau = 1$;

R_n – питома газова стала для повітря, Дж/кг·К.

6) Ступінь стиску повітря у компресорі (повітря після компресора охолоджують, якщо $\rho_s' > 0,18$ МПа):

$$\pi_k' = \frac{P_s'}{P_0 - \Delta p_{\phi}} \quad . \quad (4.5)$$

7) Температура повітря після компресора (адіабатний ККД компресорів агрегатів наддуву приймаємо: $\eta_k = 0,64 \dots 0,78$):

$$T_k = T_s = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\pi_k'^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_k} \right), \text{ К.} \quad (4.6)$$

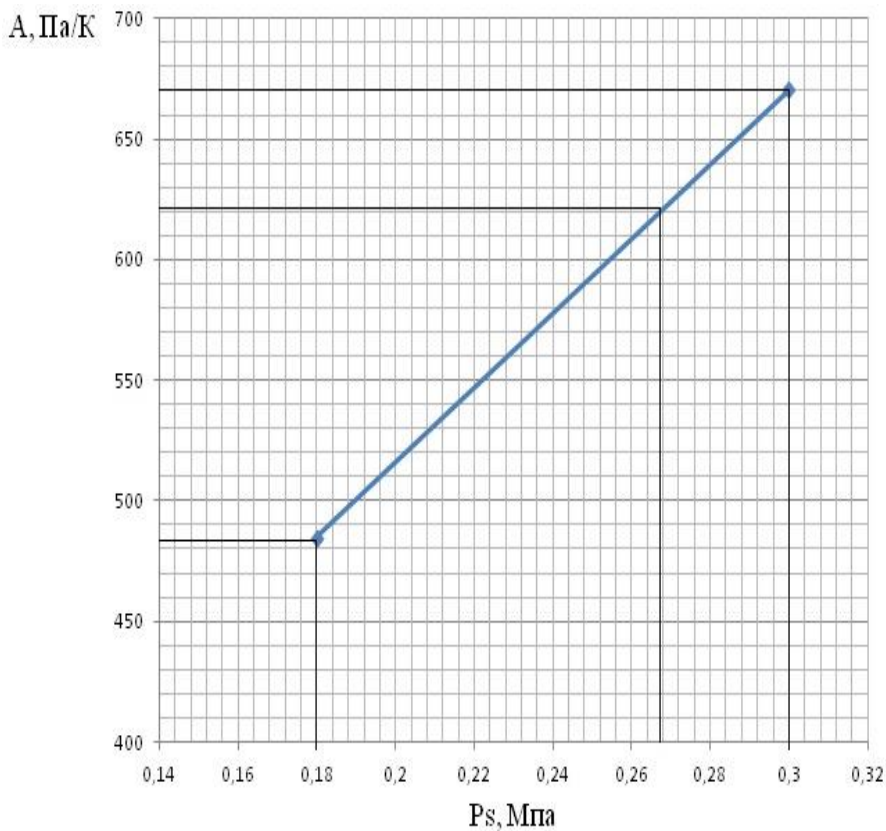
8) Розрахунковий коефіцієнт A' :

$$A' = \frac{P_s'}{T_s}, \text{ Па/К.} \quad (4.7)$$

9) Доцільність використання ОНВ перевіряється за варіантами.

Задаємо практичні значення P_s та визначаємо залежність $A = f(\rho_s)$.

Графік такої залежності показано на рисунку 4.1. За графіком визначається тиск наддуву для конкретного ДВЗ. За розрахованими значеннями P_s , якщо перевищує граничний рівень тиску без використання охолодження повітря наддуву $\rho_s = 0,18$ МПа, необхідно застосувати охолодження повітря наддуву.

Рисунок 4.1 – Графік функції $A = f(\rho_s)$

10) Приймаємо рівень T_s , більше або дорівнює 333 К.

11) Тиск повітря наддуву:

$$\rho_s = A \cdot T_s, \text{ Па.} \quad (4.8)$$

12) Ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\pi_{\kappa} = \frac{p_s + \Delta p_{\kappa}}{p_o - \Delta p_{\Phi}}. \quad (4.9)$$

13) Обираємо типорозмір турбокомпресора: π_k та G_k , кг/с; знаходимо ККД нагнітача та зовнішній діаметр колеса компресора, м.

14) Температура повітря після нагнітача:

$$T_k = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_k} \right), \text{ К.} \quad (4.10)$$

15) Виконаємо уточнення коефіцієнта адіабати:

$$m \cdot C_v = a_\alpha + b_\alpha \cdot \frac{T_0 + T_k}{2}; \quad (4.11)$$

$$\kappa = 1 + \frac{8,314}{m \cdot C_v}, \quad (4.12)$$

де $a_\alpha = 19,81$, $b_\alpha = 419 \cdot 10^{-5}$ – коефіцієнти мольної теплоємності повітря.

16) Уточнюємо температуру повітря після нагнітача:

$$T_k = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_k} \right), \text{ К.} \quad (4.13)$$

17) Перевіряємо значення ступеня охолодження повітря наддуву:

$$E = \frac{T_k - T_s}{T_k - T_0} \leq 0.7 \dots 0.8, \quad (4.14)$$

де $T_s = T_k$ (після уточнення).

18) Питома робота для приводу колеса компресора:

$$l_k = R_n \cdot T_0 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_k}. \quad (4.15)$$

19) Товщина лопаток на вході і виході із колеса компресора обирається в інтервалі $0,001 \dots 0,002$ (рис. 4.2). Приймаємо товщину лопаток на вході і виході із колеса компресора, м:

$$\delta_1 = \delta_2. \quad (4.16)$$

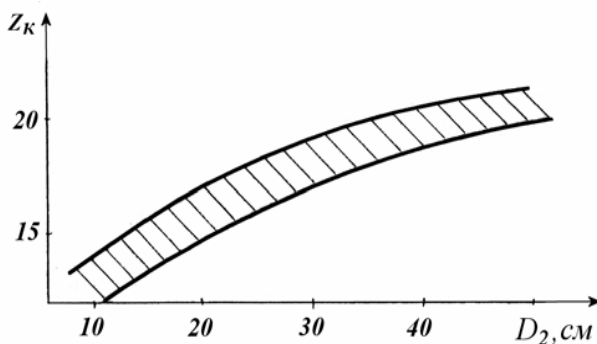


Рисунок 4.2 – Статистична залежність $z_k = f(D_2)$

20) Приймаємо значення емпіричного коефіцієнта $\kappa_{90} = 0,015 \dots 0,03$, визначаємо число лопаток колеса компресора z та коефіцієнт циркуляції μ :

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_k} + \frac{\delta_2}{D_2} + \kappa_{90}. \quad (4.17)$$

21) Вибираємо коефіцієнт дискового тертя α_δ і знаходимо коефіцієнт потужності μ_N :

$$\alpha_\delta = 0,04 \dots 0,08;$$

$$\mu_N = \alpha_\delta + \mu.$$

22) Колова швидкість колеса на діаметрі D_2 :

$$U_2 = \sqrt{\frac{l_k}{\mu_N}}, \text{ м/с.} \quad (4.18)$$

23) Частота обертання ротору турбокомпресора:

$$n_{\text{тк}} = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot D_2}, \text{ хВ}^{-1}. \quad (4.19)$$

5 ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВХОДУ ПОВІТРЯ У КОМПРЕСОР

1) Тиск повітря у перерізі a , Па:

$$P_a = P_o - P_{ок}. \quad (5.1)$$

2) Швидкість повітря у перерізі a приймаємо, м/с:

$$C_a = 30 \dots 70.$$

3) Температура потоку повітря у перерізі a T_a :

$$T_a = T_0 - \frac{C_a^2}{2 \cdot \frac{K}{K-1} \cdot R_n}, \text{ К.} \quad (5.2)$$

4) Густина потоку повітря у перерізі a :

$$\rho_a = \frac{P_a}{T_a \cdot R_n}, \text{ кг/м}^3. \quad (5.3)$$

5) Площа перерізу a :

$$f_a = \frac{G_k}{\rho_a \cdot C_a}, \text{ м}^2. \quad (5.4)$$

6) Швидкість потоку у перерізі 1 приймаємо:

$$C_1 = 80 \dots 120 \text{ м/с},$$

у випадках форсування C_1 може досягати 140 м/с.

7) Температура потоку повітря на вході в колесо у перерізі 1 :

$$T_1 = T_a - \frac{(C_1^2 - C_a^2)}{2 \cdot \frac{K}{K-1} \cdot R_n}, \text{ К.} \quad (5.5)$$

8) Коефіцієнт втрат енергії потоку у вхідному пристрої перед колесом приймаємо:

- для конструкцій з осьовим входом повітря в компресор $\zeta_{ex} = 0,5 \dots 0,1$;
- з радіально-осьовим $\zeta_{ex} = 0,1 \dots 0,2$.

9) Втрати енергії потоку у вхідному пристрої компресора:

$$l_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \cdot \frac{c_1^2}{2}, \text{ Дж/кг.} \quad (5.6)$$

10) Розрахунковий коефіцієнт для визначення показника політропи:

$$m_a = \frac{\kappa}{\kappa - 1} - \frac{l_{\text{вх}}}{R_n(T_1 - T_a)}. \quad (5.7)$$

11) Середній показник політропи потоку повітря для процесів між перерізами a та 1 :

$$n_a = \frac{m_a}{m_a - 1}. \quad (5.8)$$

12) Тиск потоку повітря у перерізі 1 на вході у колесо компресора:

$$p_1 = p_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_a}{n_a - 1}}. \quad (5.9)$$

13) Густина потоку повітря у перерізі 1 :

$$\rho_1 = \frac{p_1}{T_1 \cdot R_n}, \text{ кг/м}^3. \quad (5.10)$$

14) Площина перерізу 1:

$$f_1 = \frac{G_k}{\rho_1 \cdot C_1}, \text{ м}^2. \quad (5.11)$$

15) Діаметр маточини колеса D_0 :

$$D_0 = D_2 \cdot \overline{D_0}, \text{ м.} \quad (5.12)$$

Вибираємо відносний діаметр $\overline{D_0}$:

для турбокомпресорів ТРК – $0,22 \leq \overline{D_0} \leq 0,3$;

ТК – $0,25 \leq \overline{D_0} \leq 0,35$.

16) Знаходимо відносний зовнішній діаметр колеса компресора і перевіряємо його значення:

для турбокомпресорів ТРК – $\overline{D_n} = 0,55 \dots 0,72$;

ТК – $\overline{D_n} = 0,58 \dots 0,7$.

$$\overline{D_n} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_1}{\pi \cdot D_2^2} + \overline{D_0}^2}. \quad (5.13)$$

17) Зовнішній діаметр колеса компресора, м:

$$D_n = D_2 \cdot \overline{D_n}. \quad (5.14)$$

18) Середній діаметр колеса компресора на вході:

$$D_1 = \sqrt{(D_0^2 + D_n^2) \cdot 0,5}, \text{ м.} \quad (5.15)$$

19) Колова швидкість колеса компресора на діаметрі D_1 :

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{\text{ТК}}}{60}, \text{ м/с.} \quad (5.16)$$

20) Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1 :

$$W_1 = \sqrt{(C_1^2 + U_1^2)}, \text{ м/с.} \quad (5.17)$$

21) Кут входу потоку у відносному русі:

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_1}{U_1}, \text{ град.} \quad (5.18)$$

22) Кут атаки потоку повітря; конструктивний кут лопатки колеса на вході:

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i, \text{ град } (30 \dots 35); \quad (5.19)$$

$$2 \leq i \leq 5 \text{ при } \overline{C_1} < 0,3;$$

$$4 \leq i \leq 10 \text{ при } 0,3 \leq \overline{C_1} \leq 0,35.$$

23) Коефіцієнт стиснення потоку на вході у колесо:

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot z_k}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1л}}. \quad (5.20)$$

24) Швидкість потоку повітря з урахуванням його стиснення:

$$C_1' = \frac{C_1}{\tau_1}, \text{ м/с.} \quad (5.21)$$

25) Кут входу потоку у відносному русі з урахуванням стиснення потоку:

$$\beta_1' = \arctg \frac{C_1'}{U_1}, \text{ град.} \quad (5.22)$$

6 РОЗРАХУНКИ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО КОЛЕСА КОМПРЕСОРА

1) Коефіцієнт втрат енергії на вході до колеса компресора; витрати енергії на вході до колеса компресора, вибираємо $\xi_1 = 0,1 \dots 0,2$:

$$l_1 = \xi_1 \cdot \frac{W_1^2}{2}, \text{ Дж/кг.} \quad (6.1)$$

2) Обираємо коефіцієнт витрат енергії при повороті потоку повітря у робочому колесі компресора та визначаємо відповідні витрати енергії, вибираємо $\xi_2 = 0,1 \dots 0,2$:

$$l_2 = \xi_2 \cdot \frac{C_1^2}{2}, \text{ Дж/кг.} \quad (6.2)$$

3) Втрати енергії від тертя диска та газу:

$$l_3 = \alpha_\partial \cdot U_2^2, \text{ Дж/кг.} \quad (6.3)$$

4) Загальні втрати енергії при русі потоку повітря у робочому колесі компресора:

$$l_{pk} = l_1 + l_2 + l_3, \text{ Дж/кг.} \quad (6.4)$$

5) Температура потоку повітря на виході з робочого колеса компресора, К. Після уточнення коефіцієнта адіабати температура потоку повітря на виході з робочого колеса компресора:

$$T_2 = T_1 + \left[(\mu + 0.5 \cdot \alpha_\partial) - \frac{\mu^2}{2} \right] \cdot \frac{U_2^2}{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_n}, \text{ К.} \quad (6.5)$$

6) Знаходимо розрахунковий коефіцієнт для визначення середнього показника політропи і визначаємо середній показник політропи для процесів стиску повітря у робочому колесі компресора:

$$m_{\kappa} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} - \frac{l_{p\kappa}}{R_n \cdot (T_2 - T_1)} ; \quad (6.6)$$

$$n_{\kappa} = \frac{m_{\kappa}}{m_{\kappa} - 1} . \quad (6.7)$$

7) Тиск потоку повітря на виході з робочого колеса компресора (переріз 2):

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_{\kappa}}{n_{\kappa} - 1}} , \text{ Па.} \quad (6.8)$$

8) Густина потоку повітря на виході з робочого колеса компресора:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{T_2 \cdot R_n} , \text{ кг/м}^3. \quad (6.9)$$

9) Крок лопаток на виході з робочого колеса:

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z_{\kappa}} , \text{ м.} \quad (6.10)$$

10) Коефіцієнт стиску на виході з робочого колеса:

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} . \quad (6.11)$$

11) Радіальна швидкість C_{2r} потоку на виході з колеса:

$$C_{2r} = (0,9 \dots 1,1) C_1;$$

$$C_{2r} = w_{2r} \quad (6.12)$$

12) Проекція швидкості C_2 на напрямок U_2 :

$$C_{2U} = \mu \cdot U_2, \text{ м/с.} \quad (6.13)$$

13) Абсолютна швидкість потоку на виході з колеса компресора:

$$c_2 = \sqrt{(C_{2U}^2 + C_{2r}^2)}, \text{ м/с.} \quad (6.14)$$

14) Проекція швидкості W_2 на напрямок U_2 , м/с:

$$W_{2U} = C_{2U} - U_2, \text{ м/с.} \quad (6.15)$$

15) Відносна швидкість потоку на виході з колеса компресора:

$$W_2 = \sqrt{(W_{2U}^2 + W_{2r}^2)}, \text{ м/с.} \quad (6.16)$$

16) Кут виходу потоку у абсолютному русі:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{C_{2U}}, \text{ град} \quad (15 \dots 25). \quad (6.17)$$

17) Кут виходу потоку у відносному русі:

$$\beta_2 = \arctg \frac{W_{2r}}{W_{2U}}, \text{ град} \quad (-45 \dots -65). \quad (6.18)$$

18) Кут відставання потоку:

$$\delta_2 = 90^\circ - |\beta_2|, \text{ град.} \quad (6.19)$$

19) Ширина лопаток на виході з колеса компресора:

$$b_2 = \frac{G_\kappa}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{2r} \cdot \tau_2 \cdot \rho_2}, \text{ м.} \quad (6.20)$$

20) Ступінь підвищення тиску у колесі компресора:

$$\pi_2 = \frac{p_2}{p_1} . \quad (6.21)$$

21) Адіабатичний ККД процесів стиску повітря у колесі компресора:

$$\eta_{2ад} = \frac{\pi_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_2^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}} - 1} . \quad (6.22)$$

7 БЕЗЛОПАТНИЙ ДИФУЗОР

1) Відносний діаметр дифузора для безлопатного дифузора $D_3 = 1,1 \dots 1,2$ та відносна ширина дифузора на виході $b_3 = 0,9 \dots 1,0$.

2) Визначаємо діаметр і ширину дифузора на виході:

$$D_3 = D_2 \cdot \overline{D_3}, \text{ м}, \quad (7.1)$$

$$b_3 = b_2 \cdot \overline{b_3}, \text{ м}. \quad (7.2)$$

3) Збільшення густини потоку повітря у безлопатному дифузорі (задається в межах 5–10%):

$$\frac{\rho_3}{\rho_2}. \quad (7.3)$$

4) Швидкість потоку у абсолютному русі на виході з безлопатного дифузора:

$$C_3 = C_2 \cdot \tau_2 \cdot \frac{D_2}{D_3} \cdot \frac{b_2}{b_3} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_3}, \text{ м/с}. \quad (7.4)$$

5) Температура потоку на виході з безлопатного дифузора:

$$T_3 = T_2 + \frac{(C_2^2 - C_3^2)}{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_n}, \text{ К}. \quad (7.5)$$

6) Виконаємо уточнення коефіцієнта адіабати і визначаємо температуру потоку повітря на виході з безлопатного дифузора:

$$\kappa = 1 + \frac{8.314}{a_\alpha + b_\alpha \cdot \frac{T_2 + T_3}{2}}; \quad (7.6)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{(C_2^2 - C_3^2)}{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_n}, \text{ К.} \quad (7.7)$$

7) Обираємо ККД безлопатного дифузора і визначаємо тиск потоку повітря на виході із безлопатного дифузора:

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\eta_3 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \text{ Па,} \quad (7.8)$$

де $0,5 \leq \eta_3 \leq 0,7$, якщо $D_2 \leq 0,11$ м;
 $0,6 \leq \eta_3 \leq 0,85$, якщо $D_2 > 0,11$ м.

8) Густина потоку на виході з безлопатного дифузора:

$$\rho_3 = \frac{p_3}{T_3 \cdot R_n}, \text{ кг/м}^3 \quad (7.9)$$

9) Перевіряємо прийняте у 3) відношення ρ_3/ρ_2 за результатами розрахунку:

$$\frac{\rho_3}{\rho_2}. \quad (7.10)$$

10) Показник політропи для процесів у безлопатному дифузорі:

$$n_3 = \frac{\eta_3 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1}}{\eta_3 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} - 1} \quad (7.11)$$

11) Втрати енергії при русі повітря у безлопатному дифузорі:

$$l_{r3} = R_n \cdot \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} - \frac{n_3}{n_3 - 1} \right) \cdot (T_3 - T_2), \text{ кДж/кг.} \quad (7.12)$$

12) Ступінь підвищення тиску у безлопатному дифузорі:

$$\pi_3 = \frac{p_3}{p_2}. \quad (7.13)$$

8 ЛОПАТНИЙ ДИФУЗОР

1) Відносний діаметр для лопатного дифузора $D_4 = 1,4 \dots 1,8$ і діаметр дифузора, $D_4 > D_3$:

$$D_4 = D_2 \cdot \overline{D_4}, \text{ м.} \quad (8.1)$$

2) Кут розкриття дифузора у меридіанній площині ($\theta = 0 \dots 6$, град) і ширина дифузора на виході:

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \text{tg} \theta, \text{ м.} \quad (8.2)$$

3) Число лопаток дифузора (z_∂) і крок лопаток на вході до лопатного дифузора та на виході з нього:

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_\partial}, \text{ м;} \quad (8.3)$$

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z_\partial}, \text{ м.} \quad (8.4)$$

Число лопаток дифузора обирають із ряду $z_\partial = 13, 15, 17 \dots 35$. Для зниження ймовірності вібрації лопаток колеса z_∂ має бути непарним простим числом.

4) Товщина лопаток дифузора та коефіцієнти стиску перерізу на вході до лопатного дифузора та на виході з нього:

Приймаємо $\delta_3 \approx \delta_4 = 0,0015 \dots 0,0025$ м:

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3}{t_3}; \quad (8.5)$$

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4}{t_4}. \quad (8.6)$$

5) Швидкість потоку на вході у лопатний дифузор з урахуванням його стиснення:

$$C'_3 = \frac{C_3}{\tau_3}, \text{ м/с.} \quad (8.7)$$

6) Площина горловини лопатного дифузора на вході:

$$f_3 = \frac{G_{\kappa}}{\rho_3 \cdot C'_3}, \text{ м}^2. \quad (8.8)$$

7) Діаметр горловини лопатного дифузора на вході:

$$d_3 = \frac{f_3}{b_3 \cdot z_{\partial}}, \text{ м.} \quad (8.9)$$

8) Визначаємо кут входу потоку у лопатний дифузор (за умови $\alpha_2 \approx \alpha_3$):

$$\alpha_3 = \arcsin\left(\frac{d_3 \cdot z_{\partial}}{\tau_3 \cdot \pi \cdot D_3}\right), \text{ град.} \quad (8.10)$$

9) Конструктивний кут лопатного дифузора на вході та виході:

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + (2 \dots 5), \text{ град;} \quad (8.11)$$

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + (10 \dots 18), \text{ град.} \quad (8.12)$$

10) Середній конструктивний кут лопатного дифузора:

$$\alpha_{cp} = 0,5 \cdot (\alpha_{3л} + \alpha_{4л}). \quad (8.13)$$

11) Кут виходу потоку із лопатного дифузора:

Приймаємо $\alpha_{4л} \sim \alpha_4$, град.

12) Площина по горловинам лопатного дифузора на виході:

$$f_4 = D_4 \cdot \pi \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot \sin \alpha_4, \text{ м}^2. \quad (8.14)$$

13) Дифузорність каналів лопатного дифузора:

$$f_d = \frac{f_4}{f_3} \quad (1.7 \dots 3.5). \quad (8.15)$$

14) Кут розкриття еквівалентного конічного дифузора ($\theta = 6 \dots 12$, град):

$$\theta = 2 \cdot \arctg \left[\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3л}}{D_3 \cdot z_d}} \cdot \frac{\sqrt{f_d - 1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{cp} \right]. \quad (8.16)$$

15) Діаметр горловини лопатного дифузора на виході:

$$d_4 = \frac{f_4}{b_4 \cdot z_d}, \text{ м}. \quad (8.17)$$

16) Температура потоку на вході у лопатний дифузор з урахуванням стиснення потоку:

$$T_3' = T_3 + \frac{C_3^2 - (C_3')^2}{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_n}, \text{ К}. \quad (8.18)$$

17) ККД лопатного дифузора $\eta_4 = 0,7 \dots 0,85$. Температура потоку на виході з лопатного дифузора T_4' , К, у першому наближенні приймаємо на $\approx 10\%$ більше, ніж T_3' .

18) Визначаємо показники ступенів:

$$\frac{n_d}{n_d - 1} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \eta_4; \quad (8.19)$$

$$\frac{1}{n_d - 1} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \eta_4 - 1. \quad (8.20)$$

19) Відношення температури потоку на вході у лопатний дифузор з урахуванням стиснення потоку до температури потоку на виході з лопатного дифузора (m_4) і швидкість потоку на виході з лопатного дифузора:

$$m_4 = \frac{T_3'}{T_4'}; \quad (8.21)$$

$$C_4' = C_3' \cdot \frac{b_3}{b_4} \cdot \frac{\sin \alpha_3}{\sin \alpha_4} \cdot \left(\frac{T_3'}{T_4'} \right)^{\frac{1}{n_d - 1}}, \text{ м/с.} \quad (8.22)$$

20) Температура потоку (уточнене значення) на виході з лопатного дифузора:

$$T_4' = T_3' + \frac{(C_3')^2 - (C_4')^2}{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_n}, \text{ К.} \quad (8.23)$$

21) Абсолютна похибка розрахунку температури:

$$\Delta T_4 = \frac{T_4' - T_3'}{m_4} < 0.5. \quad (8.24)$$

22) Тиск повітря на виході з лопатного дифузора:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{T_4'}{T_3'} \right)^{\frac{n_d}{n_d - 1}}, \text{ Па.} \quad (8.25)$$

23) Ступінь підвищення тиску у лопатному дифузорі:

$$\pi_3 = \frac{p_4}{p_3}. \quad (8.26)$$

24) Втрати енергії при русі повітря у лопатному дифузорі:

$$l_{r4} = R_n \cdot \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} - \frac{n_d}{n_d - 1} \right) \cdot (T_4' - T_3'), \text{ Дж/кг.} \quad (8.27)$$

9 ЗБІРНА ЗАВИТКА

1) Швидкість потоку на виході зі збірної завитку і температура потоку на виході зі збірної завитку, приймаємо $C_5 = 50 \dots 80$ м/с.

$$T_5 = T_4' + \frac{(C_4')^2 - C_5^2}{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_n}, \text{ К.} \quad (9.1)$$

2) ККД збірної завитку і показник ступені політропи для процесів у збірній завитку, ККД завитка приймаємо $\eta_5 = 0,3 \dots 0,65$.

$$\frac{n_y}{n_y - 1} = \frac{\kappa \cdot \eta_5}{\kappa \cdot (\eta_5 - 1) + 1}. \quad (9.2)$$

3) Тиск повітря на виході зі збірної завитку:

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4'} \right)^{\frac{n_y}{n_y - 1}}, \text{ Па.} \quad (9.3)$$

4) Густина потоку повітря на виході зі збірної завитку:

$$\rho_5 = \frac{p_5}{T_5 \cdot R_n}. \quad (9.4)$$

5) Площина розрізу на виході зі збірної завитку:

$$f_5 = \frac{G_\kappa}{\rho_5 \cdot C_5}, \text{ м.} \quad (9.5)$$

6) Ступінь підвищення тиску у збірній завитку:

$$\pi_5 = \frac{p_5}{p_4}. \quad (9.6)$$

7) Втрати енергії при русі повітря у збірній завитку:

$$l_{r5} = R_n \cdot \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} - \frac{n_y}{n_y - 1} \right) \cdot (T_5 - T_4'), \text{ Дж/кг.} \quad (9.7)$$

10 ПАРАМЕТРИ СТИСНЕНОГО ПОВІТРЯ

1) Температура стисненого повітря по загальмованим параметрам:

$$T^* = T_k = T_5 + \frac{C_5^2}{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_n}, \text{ К.} \quad (10.1)$$

2) Уточнюємо коефіцієнт адіабати і значення температури T_k :

$$\kappa = 1 + \frac{8.314}{a_\alpha + b_\alpha \cdot \frac{T^* + T_5}{2}}. \quad (10.2)$$

Тоді:

$$T_k = T_5 + \frac{C_5^2}{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_n}, \text{ К.} \quad (10.3)$$

3) Тиск повітря по загальмованим параметрам:

$$p^* = p_k = p_5 \cdot \left(\frac{T_k}{T_5} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \text{ Па.} \quad (10.4)$$

4) Ступінь підвищення тиску у компресорі:

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0 - \Delta p_k}. \quad (10.5)$$

5) Відносна похибка прийнятого на початку розрахунку й отриманого значення π_k , %:

$$\delta_1 = \frac{\Delta \pi_k}{\pi_k} \cdot 100\%. \quad (10.6)$$

6) Коефіцієнт адіабати для процесів у компресорі:

$$\kappa = 1 + \frac{8.314}{a_{\alpha} + b_{\alpha} \cdot \frac{T_0 + T_{\kappa}}{2}}. \quad (10.7)$$

7) Коефіцієнт корисної дії компресора:

$$\eta_{\kappa} = \frac{\pi_{\kappa}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{T_{\kappa} - T_0} \cdot T_0. \quad (10.8)$$

8) Відносна похибка прийнятого на початку розрахунку та отриманого при розрахунку значення η_{κ} , %:

$$\eta_1 = \frac{\Delta \eta_{\kappa}}{\eta_{\kappa}} \cdot 100\%. \quad (10.9)$$

9) Потужність, яка необхідна для приводу компресора:

$$N_{\kappa} = R_n \cdot T_0 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(\pi_{\kappa}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{\kappa}} \cdot G_{\kappa}, \text{ Вт.} \quad (10.11)$$

10) Після завершення розрахунку для раціонального профілювання проточної частини компресора креслимо трикутники швидкостей повітряного потоку в перерізах на вході в колесо та на виході з нього (рис. 10.1).

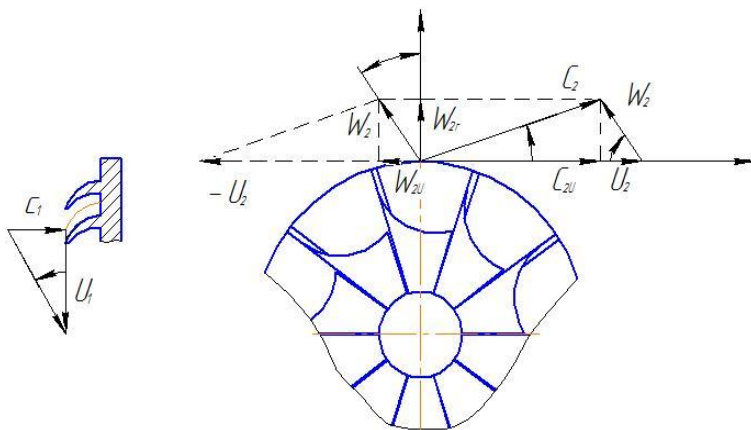


Рисунок 10.1 – Схеми трикутників швидкостей у перерізі 1 на вході в колеса та у перерізі 2 на виході з колеса

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник / В. Г. Дяченко ; за ред. А. П. Марченка. Харків : НТУ «ХПІ», 2008. 488 с.
2. Кисликов В. Ф., Лущик В. В. Будова й експлуатація автомобілів : підручник. 6-те вид. К. : Либідь, 2006. 400 с.
3. Сирота В. І. Основи конструкції автомобілів : навч. посіб. для вузів. К. : Арістей, 2005. 280 с.
4. Автомобільні двигуни : підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. К. : Арістей, 2006. 476 с.
5. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : в 6 т. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. Т. 1. 384 с.

Додаток А**ЗРАЗОК ТИТУЛЬНОГО АРКУША**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Кафедра Автомобілі, теплові
двигуни та гібридні енергетичні
установки (АТД та ГЕУ)

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

Варіант № __

Виконав:

студент групи _____ / _____ / «__» _____ 20 __ р.

Керівник:

/ _____ /

20 __ р.