МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра «Суднові енергетичні системи та комплекси»

ПРИБЛИЗНИЙ РОЗРАХУНОК ТУРБОНАГНІТАЧА СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

Методичні вказівки
до виконання розрахунково-графічної роботи
з дисципліни «Суднові турбінні установки»
Спеціальність 271 «Морський та внутрішній водний транспорт»
Спеціалізація:271.02 «Управління судновими технічними системами і комплексами»

Одесса - 2026

Методичні вказівки до розрахунково-графічної роботи розроблені старшим викладачем кафедри «Суднові енергетичні системи та комплекси» Клінаєвим Ю. В. згідно з навчальним планом.

Методичні вказівки схвалені на засіданні кафедри «Суднові енергетичні системи та комплекси» ОНМУ (протокол № 25 від 01.06.2026р.).

ЗМІСТ:

1. Пристрій відцентрового компресора……..…….……...3стор.
2. Розрахунок енергетичного балансу ГТН суднового ДВЗ….……5стор.
3. Розрахунок вхідного пристрою..……..…9стор.
4. Розрахунок робочого колеса…….……..…11стор.
5. Розрахунок безлопаткового дифузора……..12стор.
6. Розрахунок лопаткового дифузора……....13стор.
7. Розрахунок вихідного пристрою…..……...14стор.
8. Тепловий розрахунок одноступінчастої газової турбіни…….16стор.
9. Особливості експлуатації агрегатів турбонаддува суднових ДВЗ..…21стор.
10. Конструкція турбонагнітача фірми «Броун-Бовери» VTR-630…….24стор.
11. (Додаток 1.): Розрахунок паропродуктивності утилізаційного котла……...26стор.
12. (Додаток 2.): Трикутники швидкостей на вході і виході з робочого колеса компресора……...…..…27стор.
13. (Додаток 3.): Трикутники швидкостей на виході з соплового апарату і на виході з робочого колеса турбіни……....28стор.
14. (Додаток 4.) Варіанти завдань……...28стор.
15. (Додаток 5.) Ескіз проточної частини компресора……..31стор.
16. Література……..…….…32стор.

ПРИСТРІЙ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

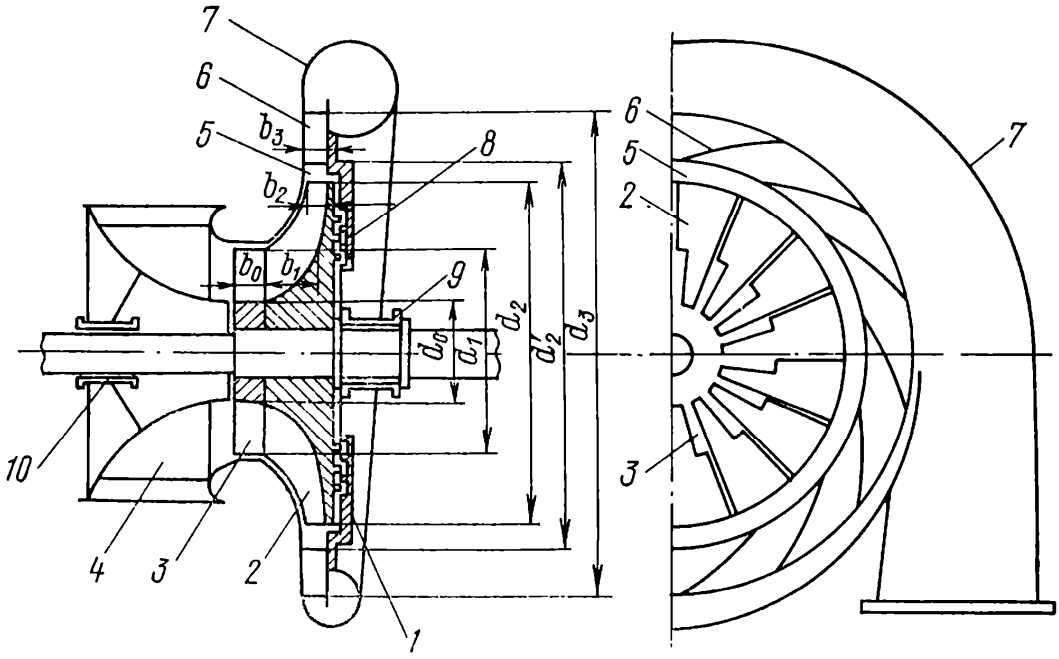
Системи газообміну і наддуву суднових дизелів включають в себе турбокомпресори, додаткові приводні компресори, охолоджувачі наддувного повітря, автоматичні продувальні клапани, керовані заслінки які обертаються на випускних патрубках, колектори і трубопроводи газоповітряного тракту.

В якості наддувних агрегатів використовуються газотурбокомпресори (ГТК), що складаються з відцентрового компресора і газової турбіни, встановлених на одному валу.

Турбокомпресори подають повітря через охолоджувачі в ресивер під тиском $p_к$ = 130 ÷ 350 кПа. Температура газів, що надходять в газову турбіну при повному навантаженні дизеля, становить $T_т$ = 320 ÷ 650°С. Більші значення температур відносяться до чотиритактних двигунів. Конструкція турбокомпресора визначається типом застосовуваних турбін і компресорів, розташуванням і конструкцією підшипників ротора.

В суднових дизелях застосовують відцентрові одноступінчасті компресори з щілинним лопатковим дифузором, що володіють рядом переваг в порівнянні з осьовими.

Основними їх перевагами є: менші габаритні розміри, менший вплив забруднення лопаток на адіабатний ККД, менший момент інерції ротора, що забезпечує кращу прийомистість турбокомпресора при пусках і зміні режиму роботи дизеля. Відцентрові одноступінчасті компресори мають адіабатний КПД $\eta \approx 0{,}70 \div 0{,}85$.



Мал. 1. Схема відцентрового компресора

1 — корпус; *2* — робоче колесо; *3* — направляючий апарат; *4* — нерухомий вхідний направляючий апарат; *5* — безлопаточний дифузор; *6* — лопатковий дифузор; *7* — равлик з кінцевим дифузором; *8* — ущільнення; *9* — опорно-упорний підшипник; *10* — опорний підшипник.

Корпус компресора 1 призначений для відділення робочої порожнини компресора від навколишнього середовища, він виконує також функцію несучої конструкції машини. Він має складну просторову конфігурацію і тому найчастіше виконується литим з технологічними і монтажними роз'ємами.

При великих розмірах окремі частини корпусу можуть бути виготовлені штампованими і звареними, що дозволяє зменшити масу конструкції.

Робоче колесо 2 є одним з основних елементів у компресорі. Спільно з попередньо включеним направляючим апаратом *3* робоче колесо утворює обертову лопаточну систему, в якій здійснюється перетворення енергії двигуна в кінетичну енергію спрямованого руху газу, а також відбувається часткове перетворення останньої в потенційну енергію.

Направляючий апарат 3 являє собою своєрідний осьової вінець, попередньо включений до робочого колеса, призначений для забезпечення безударного входу потоку на лопатки робочого колеса. Іноді виконується за одне ціле з колесом.

Нерухомий вхідний направляючий апарат 4 представляє собою кільцевий вінець нерухомих або поворотних лопаток. Він призначений для надання потоку попередньої закрутки перед робочим колесом і може бути відсутнім, якщо необхідності в такій закрутки немає. Направляючий, апарат разом з зовнішньою і внутрішньою обичайками (воронками) корпусу утворюють криволінійний конфузорний кільцевий канал для підведення робочого середовища до колеса, називається вхідним пристроєм компресора.

Призначення вхідного пристрою полягає в забезпеченні рівномірного підведення газу і заданого поля швидкостей на вході в робоче колесо.

Безлопатковий (щілинний) дифузор 5 являє собою кільцевий простір за робочим колесом, який утворений бічними стінками корпусу. Він служить для часткового перетворення кінетичної енергії газу за робочим колесом в потенційну і для вирівнювання поля швидкостей потоку перед наступним елементом.

Лопатковий дифузор 6 являє собою радіальний лопатковий вінець, розташований між бічними стінками корпусу за безлопаточним дифузором. У ньому закінчується в основному перетворення кінетичної енергії газу в потенційну, що відбувається з більшою ефективністю, ніж в безлопаточному дифузорі.

Тому при використанні лопаточного дифузора на нього покладається в основному перетворення енергії газу. Безлопаточний дифузор, який має в цьому випадку невелику радіальну протяжність і часто званий щілинним, служить головним чином для вирівнювання поля швидкостей па вході в дифузор 6, що покращує роботу останнього.

Вихідний пристрій 7 складається зі збірної камери (равлика) і кінцевого дифузора. На рис. 10 зображений равлик, що є найбільш поширеним вихідним пристроєм суднових відцентрових компресорів.

Ущільнення 8 призначені для зменшення перетікання через зазори між обертовими і нерухомими елементами або для роз'єднання порожнини компресора з навколишнім середовищем. При високих окружних швидкостях ущільнюваних елементів в газоподібному середовищі практично неможливо забезпечити тривалу надійну роботу звичайних контактних ущільнень сальникового і манжетного типів. Тому в відцентрових компресорах зазвичай використовуються безконтактні лабіринтові ущільнення. В даний час починають застосовувати контактні ущільнення з графітовими кільцями.

Підшипники 9. В суднових компресорах застосовуються як підшипники ковзання, що допускають великі навантаження, так і кочення, які прості в експлуатації і мають більш високий К.К.Д.

Перевагами відцентрового компресора є створення великих тисків в одноступеневої конструкції ($\pi_к$ досягає 4,5), простота пристрою і надійність в експлуатації, малі осьові розміри і маса.

Недоліки - більш низький у порівнянні з осьовими компресорами ККД (75-81%), відносно великі діаметральні розміри, труднощі здійснення багатоступеневої конструкції з високим ККД.

Розрізняють такі види компресорів:

1) *по конструкції входу* — компресори з одностороннім входом и одностороннім колесом і компресори з двостороннім входом і двостороннім колесом. Останні використовуються при великих витратах повітря;
2) *по конструкції лопаток колеса* — з радіальними лопатками і лопатками, загнутими в сторону обертання;
3) *по типу колеса* — з відкритим, напіввідкритим і закритим колесом;
4) *за кількістю ступенів стиснення* — одноступінчасті і багатоступінчасті;
5) *по типу дифузора* — з безлопаточним і лопаточним дифузором.

Розрахунок виконується з метою забезпечення газовою турбіною роботи нагнітача, що постачає в дизель повітря в необхідній кількості і при заданих параметрах. Дані для розрахунку ГТН наведені в додатку 2.

Таблиця 1

Розрахунок енергетичного балансу ГТН суднового ДВЗ

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
1. Ефективна потужність	N_e	*кВт*	Задана	
2. Питома ефективна витрата палива	g_e	$\frac{кг}{кВт \cdot ч}$	Задан	
3. Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	Приймається $\alpha = 2{,}0 \div 3{,}6$	

Продовження табл. 1

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
4. Коефіцієнт продувки	φ_a	-	Приймається $\varphi_a = 1{,}15 \div 1{,}4$	
5. Тиск і температура довкілля	P_0 T_0	*МПа* *К*	Приймається	
6. Тиск і температура наддувочного повітря	P_S T_S	*МПа* *К*	Приймається $P_S = 0{,}2 \div 0{,}35\,МПа;$ $T_S = 313 \div 323\,К$	
7. Тиск і темпе-ра газів до моменту відкриття випускних органів	P_B T_B	*МПа* *К*	Приймається $P_B = 0{,}9 \div 1{,}2\ МПа;$ $T_B = 900 \div 1100\,К$	
8. Молекулярна маса повітря	μ_B	$\frac{кг}{моль}$	$\mu_B = 28{,}92$	
9. Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння палива	L_o	$\frac{кгмоль}{кг}$	$L_o = 0{,}496$	
10. Показник адіабати повітря	$к$	-	$к = 1{,}4$	
11. Газова постійна повітря	$R_в$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	$R_в = 0{,}287$	
12. Адіабатична робота стиснення повітря в компресорі	L_k	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{к}{к-1} R_в T_0 \left[\left(\frac{P_s}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$	
13. Секундна витрата повітря через компресор	G_K	*кг/с*	$G_K = g_e N_e L_o \mu_B \alpha \varphi_a / 3600$	
14. ККД компресора	$\eta_к$	-	Приймається от 0,7 до 0,85	
15. Потужність, споживана компресором	N_k	*кВт*	$N_K = \frac{G_k L_k}{\eta_k}$	
16. Секундна витрата газів через турбіну	G_T	*кг/с*	$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{3600} (1 + L_o \mu_B \alpha \varphi_a)$	
17. Показник політропи розширення на випуску	m	-	Приймається от 1,3 до 1,33	

Продовження табл. 1

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
18. Тиск газу перед турбіною	P_T	*МПа*	Приймається от (0,8 до 0,9) P_S	
19. Температура продуктів згоряння при їх випуску	$T_Г$	*К*	$T_Г = \frac{T_B}{(P_B/P_T)^{\frac{m-1}{m}}}$	
20. Середня питома ізобарна теплоємність при температурі $T_Г$:				
- повітря	$C_P^{'}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	$C_P^{'} = 0{,}91406 + 2{,}77600*10^{-4}T_Г - 5{,}41100*10^{-8}T_Г^2$;	
- чистіх продуктів згоряння	$C_P^{''}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	$C_P^{''} = 0{,}93135 + 4{,}16570*10^{-4}T_Г - 8{,}79061*10^{-8}T_Г$;	
- суміші в циліндрі з урахуванням коефіцієнта молекулярної зміни β_o	$C_P^{'''}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	$C_P^{'''} = \frac{\beta_o C_P^{''} + (\alpha - 1)C_P^{'}}{\alpha - 1 + \beta_o}$ *де:* $\beta_o = 1{,}03 \div 1{,}04$	
- суміші в випускному колекторі з урахуванням коеф-та продувки	C_P	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	$C_P = \frac{(\varphi_a - 1)C_P^{'} + C_P^{'''}}{\varphi_a}$	
21. Підвищення температури газів перед турбіною за разунок гальмування потоку	ΔT	^{0}C	Приймається от 40 до 50	
22. Температура газів перед турбіною	T_T	*К*	$T_T = \frac{(\varphi_a - 1)C_P^{'}T_s}{\varphi_a C_P} + \frac{\beta_o C_P T_Г}{\varphi_a C_P} + \Delta T$	
23. Температура газів після турбіни	$T_{ЗТ}$	*К*	$T_{ЗТ} = T_T \left(\frac{P_{ЗТ}}{P_T}\right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}}$	
24. Адіабатична робота разширення газів в турбіні	L_T	$\frac{кДж}{кг}$	$L_T = \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_T \left[1 - \left(\frac{P_{ЗТ}}{P_T}\right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}}\right]$	

Продовження табл. 1

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
25. Газова постійна відпрацьованих газів	R_T	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	R_T приймається рівною Rв	
26. Показник адіабати розширення газів в турбіні	K_T	-	Приймається от 1,33 до 1,35	
27. Тиск газів за турбіною	P_{3T}	МПа	Приймають при наявності утилізаційного котла та глушника от 0,105 до 0,109	
28. Потужність газової турбіни	N_T	кВт	$N_T = G_T L_T \eta_T$ где: η_T - ККД турбіни от 0,8 до 0,85	
39. Відносний небаланс потужностей турбіни і компресора	ΔN_T	%	$\Delta N_T = \frac{N_T - N_k}{N_T} 100\%$	

ПРИМІТКА: Розрахунок повинен привести до результату: $N_m > N_к$;
де N_m и $N_к$ - потужність турбіни і компресора, відповідно.

Якщо є значне перевищення потужності турбіни над потужністю компресора (понад 5%), можна використовувати цей надлишок потужності за допомогою застосування:
- утилізаційної силової газової турбіни;
- утилізаційного газотурбогенератора;
- перепуску надлишку газів повз турбонагнітача для направлення їх в утилізаційний котел. (Розрахунок утилізаційного котла - Додаток 1.).

В результаті розрахунку виходять також всі параметри, що вимагаються для проектувального розрахунку проточної частини ГТН. Можливі випадки, коли при варіюванні заданих величин потужність турбіни все ж менше потужності компресора. Тоді необхідно підняти температуру газів перед турбіною T_T шляхом більш раннього відкриття випускного клапана і переглянути розрахунок енергетичного балансу ГТН. Відповідгість турбіни компресору вважається досягнутим, якщо $\Delta N_T \leq 1\%$.

Нижче наводиться наближений розрахунок компрессора, що дозволяє визначити його основні разміри (рис. 1): діаметри: втулки – d_0, на вході в колесо – d_1, зовнішній робочого колеса – d_2, зовнішній щілинного фільтра d_2', зовнішній дифузора – d_3, ширини лопаток b_1 и b_2 – на вході і виході робочого колеса.

Таблиця 2

Розрахунок вхідного пристрою

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
1. Витрата повітря через компресор	G_K	*кг/с*	з таблиці 1.	
2. Параметри атмосферного повітря - тиск - температура	P_0 T_0	*МПа* *К*	з таблиці 1.	
3. Показник адіабати для повітря	K_B	-	$K_B = 1,4$	
4. Газова постійна для повітря	$R_в$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	$R_в = 0,287$	
5. Ступінь підвищення тиску в компресорі	π_K	-	$\pi_K = P_s / P_0$	
6. Параметри повітря у вхідному патрубку: - тиск - температура	$P_{вх}$ $T_{вх}$	*МПа* *К*	$P_{вх} = P_0 - \Delta P_ф$ $\Delta P_ф$ от 0,002 до 0,005 $T_{вх} = T_o$	
7. Температура повітря перед робочим колесом	T_1	*К*	$T_1 = T_o - \frac{C_{1a}^2}{2\frac{к}{к-1}R_в \cdot 10^3}$ где: C_{1a} от 80 до 150 м/с	
8. Робота ізоентропійного стиснення	L_k	$\frac{кДж}{кг}$	з таблиці 1.	
9. Коэфіцієнт ізоентропічного напору	ψ_u	-	див. вказівки п.1	
10. Окружна швидкість колеса на зовнішньому діаметрі	u_2	*м/с*	$u_2 = \sqrt{L_k \cdot 10^3 / \psi_u}$ $u_2 < 500$ м/с	
11. Критерій стійкості	C_{1a}/u_2	-	див. вказівки п. 2	
12. Швидкість звуку на вході в робоче колесо	a_1	*м/с*	$a_1 = 20,05\sqrt{T_1}$	
13. Відносні діаметри:	$\frac{\overline{d_1}}{\overline{d_0}}$	- -	див. вказівки п. 3	
14. Відносна і окружна швидкість на вході в колесо	w_1 u_1	*м/с*	$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_{1a}^2}$ $u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2}$	

Продовження табл.2

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
15. Число Маха на периферії вхідної кромки обертового апарату	M_{w1}	-	M_{W1}= w_1 / a_1 див. вказівки п. 4	
16. Попередня закрутка перед колесом	C_{1u}	м/с	C_{1u} от 40 до 60	
17. Абсолютна швидкість на вході в колесо	C_1	м/с	$C_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + C_{1u}^2}$ див. вказівки п. 5	
18. Температура повітря перед робочим колесом	T_1	м/с	$T_1 = T_o - \frac{C_{1a}^2}{2\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B \cdot 10^3}$	
19. Швидкість звуку на вході в робоче колесо	a_1	м/с	$a_1 = 20{,}05\sqrt{T_1}$	
20. Число Маха	M_{w1}	м/с	$M_{w1} = w_1 / a_1$ где $w_1 = \sqrt{(u_1 - c_{1u})^2 + c_{1a}^2}$	
21. Закон розподілу закрутки		-	Приймається C_{ur} r = Const	
22. Відносний середньогеометричний діаметр перетину на вході в колесо	d_{1cp}	м	$d_{1cp} = \sqrt{\frac{(d_1)^2 + (d_0)^2}{2}}$	
23. Окружна складова середньої швидкості на вході	C_{1ucp}	м/с	$C_{1ucp} = C_{1u}\frac{d_1}{d_{1cp}}$	
24. Абсолютна середня швидкість на вході в колесо	C_{1cp}	м/с	$C_{1cp} = \sqrt{C_{1a}^2 + C_{1ucp}^2}$	
25. Коефіцієнт втрат у вхідному пристрої	$\xi_{вх}$	-	$\xi_{вх}$ от 0,03 до 0,06	
26. Втрата тертя у вхідному пристрої	$q_{вх}$	$\frac{Дж}{кг}$	$q_{вх} = \frac{C_{1cp}^2}{2}\xi_{вх}$	
27.Показаник політропи у вхідному пристрої	$n_{ВХ}$	-	див. вказівки п. 6	

Продовження табл.2

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
28. Тиск повітря на вході в колесо	P_1	МПа	$P_1=P_{BX}\left(\frac{T_1}{T_0}\right)^{n_{BX}/(n_{BX}-1)}$	
29. Щільність повітря на вході в колесо	ρ	кг/м^3	$\rho = \frac{P_1}{R_B \cdot T_1}\cdot 10^3$	
30. Площа перетину на вході в робоче колесо	F_1	м^2	$F_1 = G_K / (\rho C_{1a})$	

Таблиця 3

Розрахунок робочого колеса

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
1. Зовнішній діаметр робочого колеса	d_2	*м*	$d_2 = \sqrt{4F_1/\left[\pi\cdot\left(\overline{d_1^2}-\overline{d_0^2}\right)\right]}$	
2. Діаметри: - на вході в колесо - втулки	d_1 d_0	*м*	$d_1 = d_2\ \overline{d_1}$ $d_0 = d_2\ \overline{d_0}$	
3. Число лопаток колеса	$Z_{рк}$		Вибираємо, див. вказівки, п. 7	
4. Шаг лопаток (перевірка)	t_0	*мм*	$t_0 = 10^3\pi d_0 / Z_{рк} \geq 8 \div 9$мм	
5. Частота обертання колеса	n	*мин*$^{-1}$	$n = 60\ u_2 /(\pi d_2)$	
6. Коефіцієнт потужності для компресорів з радіальними лопатками	μ	-	$\mu = \frac{1}{1+\frac{2\pi}{3z_{рк}}\frac{1}{1-\left(\frac{r_{ср}}{r_2}\right)^2}}$ где: $r_{ср} = \sqrt{0{,}5(r_0^2+r_1^2)}$	
7. Абсолютна і відносна швидкість на виході з колеса	C_2 W_2	*м/с*	$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2+C_{2u}^2}$ див. вказівки, п. 8	
8. Кут виходу потоку з робочого колеса і в відносному русі	α_2 β_2	*град.*	$\alpha_2 = arctg\ (C_{2r} / C_{2u})$; $\beta_2 = arctg\ (W_{2r} / W_{2u})$	
9. Коеф. втрат на тертя і вентиляцію в робочому колесі	$\alpha_{тр.в}$	-	$\alpha_{тр.в} = 0{,}03 \div 0{,}08$	
10. Внутрішня витрачена робота	L_i	$\frac{кДж}{кг}$	$L_i = (\mu+\alpha_{тр.в})\,u_2^2$	

Продовження табл.3

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
11. Параметри повітря за колесом: - температура - тиск - шільність	T_2 P_2 ρ_2	К МПа кг/м^3	див. вказівки п. 9 $P_2 = P_1 (T_2 / T_1)^{n_2/(n_2-1)}$ $\rho_2 = P_2 /(R_B T_2)\ 10^3$ де: $n_2 = 1{,}45 \div 1{,}55$	
12. Ширина лопатки: - на вході - на виході без урахування захаращення лопатками	b_1 b_2	*м* *м*	$b_1 = \dfrac{d_1^2 - d_0^2}{4d_1}$ $b_2 = G /(\pi d_2 \rho_2 C_{2r})$ див. вказівки п. 10	
13. Число Маха на выході з колеса (перевірка)	M_{C_2}	-	$M_{C_2} = C_2 /\ 20{,}05\sqrt{T_2}$	

Таблиця 4

Розрахунок безлопаточного дифузора

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
1. Радіальна протяжність щілинного дифузора	δ	м	$M_{C_2} \langle 1$ Вибираємо δ от 0,01 до 0.03	
2. Швидкість повітря на виході з дифузора. Вихідний діаметр.	C_2' d_2'	м/с м	$C_2' = C_2 d_2 / d_2'$ $d_2' = d_2 + 2\delta$	
3. Параметри повітря на виході з дифузора: - температура - тиск - щільність	T_2' P_2' ρ_2'	К МПа кг/м^3	$T_2' = T_2 + \dfrac{C_2^2 - (C_2')^2}{2\dfrac{k}{k-1} R_в \cdot 10^3}$ $P_2' = P_2 (T_2' / T_2)^{n_2'/(n_2'-1)}$ де: $n_2' = 1{,}65 \div 1{,}95$ $\rho_2' = P_2' / (R_в T_2')\ 10^3$	
4. Перевірка числа Маха за дифузором	$M_{C_2'}$		$M_{C_2'} = C_2' / (20{,}05\sqrt{T_2'})$ див. вказівки п. 11	
5. Число Маха на виході з дифузора	$M_{C_2'}$	-	$M_{C_2'} \geq 1$ приймаємо $M_{C_2'} \leq 0{,}85 \div 0{,}9$	

Продовження табл.4

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
6. Параметри повітря за дифузором: - температура	T_2'	*К*	$T_2' = T_2 \frac{1+\frac{к-1}{к}M_{C_2}^2}{1+\frac{к-1}{к}M_{C_2'}^2}$	
- тиск	P_2'	*МПа*	$P_2' = P_2(T_2'/T_2)^{n_2'/(n_2'-1)}$	
- щільність	ρ_2'	*кг/м³*	$\rho_2' = P_2'/(R_в T_2')$	
7. Швидкість повітря на виході з дифузора	$C'2$	*м/с*	$C'2 = 20{,}05\, M_{C_2'}\sqrt{T_2'}$	
8. Зовнішній діаметр щілинного дифузора	$d'2$	*м*	$d'2 = d_2 / (C_2 / C'2)$	
9. Радіальна протяжність дифузора	δ	*м*	$\delta = (d'2 - d2)/2$	
10. Ширина дифузора	$b'2$	*м*	$b'2 = b2$	

Таблиця 5

Розрахунок лопаточного дифузора

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
1. Різниця кутів на вході і виході дифузора	$\Delta\alpha$	*Град*	$\Delta\alpha = \alpha_{ЗЛ} - \alpha'_{2Л} = 13 \div 18$	
2. Швидкість повітря на виході з компресора	$C_{вых}$	*м/с*	$C_{вых} = (60 \div 80)$	
3. Швидкість повітря на виході з лопаточного дифузора	C_3	*м/с*	$C_3 = (1{,}8 \div 3{,}0)\, C_{вых}$	
4. Кут виходу потока з дифузора	α_3	*Град*	$\alpha_3 = \alpha_2 + \Delta\alpha$	
5. Параметри повітря за дифузором: - температура	T_3	*К*	$T_3 = T'_2 + \frac{(C'_2)^2 - C_3^2}{2\frac{k}{k-1}R_в}$	
- тиск	P_3	*МПа*	$P_3 = P'_2(T_3/T'_2)^{n_3/(n_3-1)}$ *где:* $n_3 = 1{,}6 \div 1{,}7$	
- щільність	ρ_3	*кг/м³*	$\rho_3 = P_3 / (R_в T_3)$	

Продовження табл.5

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
6. Зовнішній діаметр дифузора - ширина дифузора	d_3 b_3	*м* *м*	$d_3 = d_2' \frac{\rho_2'}{\rho_3} \frac{C_2'}{C_3} \frac{Sin\alpha_2'}{Sin\alpha_3}$ $b_3 = b_2;\quad \alpha_2' = \alpha_2$	
7. Число лопаток дифузора (попередньо)	Z*лд*	*шт*	див. вказівки п. 12	
8. Середній еквівалентний кут розкриття	θср	*град*	див. вказівки п. 13	
9. Гранично допустиме мін. число лопаток	$Z_{лд.min}$	*шт*	$Z_{лд.min} = 2{,}75 / (\frac{d_3}{d_2'} - 1)$	
10. Прийняте число лопаток дифузора	Z*лд*	*шт*		

Таблиця 6

Розрахунок вихідного пристрою

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
1. Показник політропи для улітки з вихідним дифузором	n_4	-	$n_4 = 1{,}85 \div 2{,}1$	
2. Параметри повітря за компресором: - температура - тиск - щільність	 T_4 P_4 ρ_4	 *К* Мпа $кг/м^3$	$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_{вых}^2}{2\frac{к}{к-1}R_в}$ $P_4 = P_3 (T_4 / T_3)^{n_4/(n_4-1)}$ $\rho_4 = P_4 / (R_в T_4)$	
3. Ступінь підвищення тиску	π_K	-	$\pi_K = P_4 / P_0$ див. вказівки п. 14	
4. Розміри прохідного перетину на виході з компресора	F_4	$м^2$	$F_4 = G_к / (\rho_4 C_{вых})$	
5. Внутрішня витрачена робота	L_i	$\frac{кДж}{кг}$	$L_i = \frac{к}{к-1} R_в (T_к^* - T_0)$ де: $T_к^* = T_4 + \frac{C_{вых}^2}{2\frac{к}{к-1}R_в \cdot 10^3}$ див. вказівки п. 15	

Продовження табл.6

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
6. ККД компресора	$\eta_к$	-	$\eta_к = Lк / Li$	
7. Потужність приводу	Ne	кВт	$Ne = Gк\ Li / \eta мех$ де: $\eta мех = 0,96 \div 0,98$	

Газова турбіна *складається з наступних основних елементів*: корпуса турбіни з охолодженням або без нього, газоподвідних каналів, соплового апарату, ротора з диском і лопатками, підшипників (опорних і упорних) і ущільнень. Корпуси турбін виготовляють з чавуну.

Сопловий апарат турбіни складається з направляючих лопаток, виконаних переважно у вигляді двох кілець, півкілець або сегментів з лопатками, вставними або привареними до кілець.

Турбінне колесо (диск) встановлюють на роторі на пресовій посадці або кріплять болтами до полувалів. Робочі лопатки турбіни приварюють до диска або закріплюють в пазах спеціальної форми. Лопатки частіше встановлюють без бандажа.

Однак в деяких випадках для запобігання їх від вібрації і для підвищення ККД турбіни застосовують бандажі (з дроту), які скріплюють пакети лопаток в окремі групи. Для виготовлення робочих і соплових лопаток турбін використовують аустенітні жароміцні сталі. Жароміцні леговані і корозійностійкі сталі застосовують для дисків турбін. Вали роторів виконують з вуглецевих або легованих сталей.

Ресурс турбокомпресора визначається, перш за все, тривалістю терміну служби лопаток ротора. Під дією високих напруг і температур вони можуть поступово збільшуватися, що виявляється по зменшенню радіального зазору між лопатками і кожухом соплового апарату. Прискорене подовження лопаток служить свідченням їх наближеного руйнування, тому ротор або лопатки турбіни підлягають заміні.

В якості опор ротора використовуються підшипники кочення або ковзання. Підшипники кочення (роликові й кулькові) хоча і мають високий механічний ККД, однак, як показує досвід експлуатації, мають обмежений ресурс (8000 - 10000ч), після чого потрібна їх заміна.

У турбокомпрессорах потужних суднових дизелів найчастіше застосовують підшипники ковзання. Підшипники ковзання виконують з олов’яністої бронзи, а іноді заливають тонким шаром бабіту (0,5 - 3,0 мм). Ресурс таких підшипників становить 20000 - 50000год. Підшипники ротора в експлуатації, перевіряють через кожні 2500 – 4000год. роботи.

Нижче наводиться розрахунок одноступінчастої осьової турбіни реактивного типу, яка найчастіше застосовується в ГТН суднових дизелів середньої і великої потужності.

Таблиця 7

Тепловий розрахунок одноступінчастої газової турбіни

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
1. Параметри газу перед соплами турбіни: - тиск - температура	P_T T_T	МПа К	з таблиці 1.	
2. Тиск газу за турбіною	P_{3T}	МПа	з таблиці 1.	
3. Витрата газу через турбіну	G_T	кг/с	з таблиці 1.	
4. Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	з таблиці 1.	
5. Теплоємність газу в процесі розширення в турбіні	$C_{pг}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	Приймається в першому наближенні $C_{Pг} = 1{,}13$ *кДж /(кг К)*	
6. Температура газу в кінці ізоентропійного розширення	T_{2o}	К	$T_{2o} = T_T \cdot \left(\frac{P_T}{P_{3T}}\right)^{-m_г}$ $m_г = R / C_{pг}$ $R = 0{,}2884$ *кДж /(кг К)*	
7. Теплоємність газу в процесі розширення в турбіні *(перевірка)*	$C_{PГ}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	див. вказівки п.16	
8. Наявний теплоперепад на турбіну	H_a	$\frac{кДж}{кг}$	$H_a = C_{PГ} \cdot T_T \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{3T}}{P_T}\right)^{m_г}\right]$	
9. Ступінь реакції на середньому діаметрі	ρ	-	Приймається $\rho = 0{,}2 \div 0{,}3$	
10. Кут виходу потока з сопел	α_1	град	Приймається $\alpha_1 = 12^0 \div 15^0$	
11. Ізоентропійна характеристика	v_{u3}	-	$v_{u3} = 0{,}95\frac{\varphi \cdot Cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}$, где: $\varphi = 0{,}95 \div 0{,}97$	
12. Ізоентропійна швидкість	C_{u3}	м/с	$C_{u3} = \sqrt{2 \cdot H_a \cdot 10^3}$	
13. Окружна швидкість на середньому діаметрі	u	м/с	$u = v_{u3} \cdot C_{u3}$ (u = 300 ÷ 400 м/с)	
14. Швидкість виходу потока з сопел	C_1	м/с	$C_1 = \varphi \cdot C_{u3}\sqrt{1-\rho}$	

Продовження табл. 7

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
15. Температура газу за соплами	T_c	К	$T_c = T_T - \frac{C_1^2}{2 \cdot C_{PГ}} \cdot 10^{-3}$	
16. Тиск газу за соплами	P_c	МПа	$P_C = P_T \left[1 - \frac{H_a(1-\rho)}{T_C \cdot C_{PГ}} \right]^{\frac{1}{m_г}}$	
17. Питомий обсяг газу за соплами	v_c	$м^3 / кг$	$v_c = \frac{R \cdot T_c}{P_c} \cdot 10^{-3}$	
18. Відносний діаметр	λ	-	Приймається $\lambda \geq 6$	
19. Середній діаметр щаблі	D	м	$D = \frac{G \cdot v_c \cdot \lambda}{\pi \cdot C_1 \cdot Sin\alpha_1}$	
20. Висота сопла	L_c	м	$L_c = D / \lambda$	
21. Частота обертання ротора	n	$\frac{об}{мин}$	$n = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D}$; $n < 30000$ *об / мин*	
22. Відносна швидкість газу при вході в робочий канал	w_1	м/с	з вхідного трикутника швидкостей	
23. Кут входу потоку в рабочий канал	β_1	град.	з вхідного трикутника швидкостей	
24. Відносна швидкість виходу потока з робочих каналів	w_2	м/с	$w_2 = \psi \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot \rho \cdot H_a \cdot 10^3}$ $\psi = 0{,}95 - 0{,}97$ - швидкісний коефіцієнт робочих лопаток	
25. Температура газу при виході з робочих каналів	$T_л$	К	$T_Л = T_T - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 \cdot C_{PГ}} \cdot 10^{-3}$	
26. Питомий обсяг газу при виході з робочих каналів	$v_л$	$м^3 / кг$	$v_Л = \frac{R \cdot T_Л}{P_{ЗТ}} \cdot 10^{-3}$	
27. Висота робочих лопаток ΔL величина перекрыша	$L_л$	м	$L_л = L_c + \Delta L$ де: ΔL = 0,003÷0,005м	
28. Кут виходу газу з робочих каналів у відносному русі	β_2	град	$\beta_2 = arcSin\left(\frac{L_c v_c c_1}{L_л v_л w_2} Sin\alpha_1 \right)$	

Продовження табл. 7

Найменування величини	Позначення	Розмірність	Розрахункові формули або спосіб визначення	Чисельні значення
29. Абсолютна швидкість газу при виході з щаблі	C_2	м/с	з вихідного трикутника швидкостей	
30. Кут виходу газу з щаблі	α_2	град	з вихідного трикутника швидкостей	
31. Втрати в соплах	q_c	$\frac{кДж}{кг}$	$q_c = (1-\varphi^2)(1-\rho)H_a$	
32. Втрати в робочих каналах	$q_л$	$\frac{кДж}{кг}$	$q_л = \frac{1-\psi^2}{\psi^2} \cdot \frac{w_2^2}{2} 10^{-3}$	
33. Втрата з вихідною швидкістю	q_a	$\frac{кДж}{кг}$	$q_a = \frac{C_2^2}{2} 10^{-3}$	
34. Окружний ККД щаблі	η_u	-	$\eta_u = \frac{H_a - (q_c + q_л + q_a)}{H_a}$	
35. Коефіцієнт втрат на тертя диска о газ	$\xi_{тр}$	-	$\xi_{тр} = \frac{0,6 \cdot \lambda \cdot 10^{-3}}{Sin\alpha_1}$	
36. Відносна величина радіального зазору робочого вінця	$\bar{\delta}_p$	-	$\bar{\delta}_p = \delta_p / L_л$ *приймають* $\delta_P = 0,005 \div 0,015$	
37. Коефіцієнт втрати від витоків газу через радіальні зазори робочого колеса	$\xi_{ут}$	-	$\xi_{ут} = (1- \eta_\tau)\, \eta_u$ див. вказівки п.17	
38. Втрати на тертя диска і витоки	$q_{тр}$	$\frac{кДж}{кг}$	$q_{тр} = (\xi_{тр} + \xi_{ут}) \cdot H_a$	
39. Температура газу за ступенем	T_2	К	$T_2 = T_л + \frac{q_{тр}}{c_{рг}}$	
40. Повна температура газу за ступенем	T_{2n}	К	$T_{2n} = T_2 + \frac{c_2^2}{c_{рг}} 10^{-3}$	
41. Повний тиск газу за ступенем	P_{2n}	МПа	$P_{2n} = P_2 \left(\frac{T_{2n}}{T_2} \right)^{m_г}$	
42. Внутрішній ККД ступені	η_i	-	$\eta_i = \eta_u - \xi_{ут} - \xi_{тр}$	
43. Внутрішня потужність турбіни	N_i	кВт	$N_i = GH_a\eta_i$	

Вказівки до виконання розрахунку компресора турбонагнітача

1. Безрозмірна величина $\psi_u = l_u / u_2^2$ характеризує частку корисно використаної в колесі енергії від располагаемой колесом кінетичної енергії на зовнішньому діаметрі колеса. (Приймаємо $\psi_u =$ от 0,57 до 0,65).
2. Для того щоб уникнути відриву шару на робочій поверхні лопатки відношення C_{1a} / u_2 має перебувати в межах від 0,25 до 0,36.
3. Встановлені досвідом оптимальні співвідношення відносних діаметрів наступні:

$$\bar{d}_1 = d_1 / d_2 \text{ от } 0{,}45 \text{ до } 0{,}65 \text{ и } \bar{d}_0 = d_0 / d_2 \text{ от } 0{,}15 \text{ до } 0{,}25.$$

4. Щоб уникнути виникнення стрибків ущільнень в каналах колеса необхідно дотримуватися умови $M_{w_1} \le 0{,}85\text{-}0{,}9$. Якщо ця умова не виконується, то необхідно ввести попередню закрутку потоку перед колесом, знайти значення швидкості C_1, уточнити значення T_1 і знайти нове значення M_{w_1}. Якщо ця умова виконується, то розрахунок триває з п. 25.
5. При відсутності закрутки $C_1 = C_{1a}$, ($C_{1u cp} = 0$); ($\alpha_1 = 90^0$); ($\beta_1 = \text{arctg } C_{1a} / u_1$). При закрутки потоку див. Вказівки п.4.
6. Показник політропи процесу у вхідному пристрої ($n_{BX} = 1{,}37 \div 1{,}39$) і визначається за рівнянням:

$$n_{BX} = K_B \cdot \frac{1 + \xi_{вх}}{1 + K_B \cdot \xi_{вх}};$$

7. У щаблях з радіальними лопатками найчастіше $Z_{рк} = 16 \div 28$.

За експериментальними даними коефіцієнт μ для компресорів з радіальними лопатками становить:

$Z_{рк}$	2	4	7	14	16	25	100
μ	0,52	0,67	0,77	0,87	0,89	0,92	0,97

8. $C_{2u} = \mu u_2$; $C_{2r} = K_{C2r} C_1$; где K_{C2r} – коефіцієнт радіальної складової швидкості на виході з робочого колеса ($K_{C2r} = 0{,}9 \div 1{,}1$).

Відносна швидкість на виході з колеса $W_2 = \sqrt{W_{2r}^2 + W_{2u}^2}$; де радіальна і окружна складові відносної швидкості $W_{2r} = C_{2r}$; $W_{2u} = u_2 - C_{2u}$

9. Температура повітря за робочим колесом розраховується за формулами:

- з попереднюю закруткою:

$$T_2 = T_1 + \frac{L_i}{\frac{k}{k-1} R_B} - \frac{C_2^2 - C_1^2}{2\frac{k}{k-1} R_B}, \qquad \text{Где: } C_2^2 = \mu^2 u_2^2 + C_{1a}^2; \qquad (\mu = 0{,}88 \div 0{,}93).$$

- без закрутки:

$$T_2 = T_1 + \left(\mu + \frac{\alpha}{2} - \frac{\mu^2}{2}\right) \cdot \frac{u_2^2}{\frac{k}{k-1} R_B \cdot 10^3};$$

10. Щоб уникнути значного захаращення прохідного перетину колеса прикордонними шарами при занадто вузьких каналах, необхідно дотриматися умови: b_2 / d_2 має перебувати в межах від 0,04 до 0,08.

11. Якщо дотримується умова $M_{C_2'} \le 0{,}85 \div 0{,}9$. приступають до розрахунку лопаточного дифузора (таблиця №5).
12. Прийняте число лопаток дифузора має відповідати наступним вимогам:
$Z_{л.д.} = 13 \div 31$ і не приймають кратним числу лопаток робочого колеса, щоб уникнути посилення пульсації потоку.

$$Z_{л.д.} \neq mZ$$
$$m = 1/3,\ ½,\ 1,\ 2,\ 3\ \ldots.$$
$$Z_{л.д.} > (Z_{л.д.})_{min.}$$

13. Середній еквівалентний кут розкриття розраховується за формулою:

$$\Theta_{ср} = 2arctg\frac{\pi\left(r_3 Sin\alpha_3 - r_2 Sin\alpha_2\right)}{Z_{л.д.}\cdot L};$$

де $L = \left(\frac{d_3 - d_2'}{2}\right) / Sin\frac{\alpha_{3л} + \alpha_{2л}}{2}$; L – довжина каналу.

Вибираємо - $\Theta_{ср} \le 8 - 9$

14. Перевіряють забезпечення заданого вихідного ступеня підвищення тиску $\pi_K = P_4 / P_0$. Якщо задана π_K не забезпечується, необхідно змінити обраний ψ_u або показники політропи і повторити розрахунок.
15. Контроль правильності розрахунків проводять шляхом порівняння L_i знайдений в п. 10 (Розрахунок робочого колеса) з обчисленої за рівнянням енергії в п. 5 (Розрахунок вихідного пристрою).

Вказівки до виконання теплового розрахунку газової турбіни

16. Теплоємність газу в процесі розширення визначається за формулою:

$$C_{pг} = 0{,}9102 + \frac{0{,}1187}{\alpha} + 0{,}1187\frac{T_o + T_{2o}}{1000}.$$

Якщо отримане значення $C_{pг}$ відрізняється від прийнятого більш ніж на $\pm 5\%$, то слід прийняти нове значення $C_{pг}$, отримане в п.7, і повторити розрахунок у другому наближенні, починаючи з п.5.

17. Для безбандажних лопаток без ущільнення радіального зазору коефіцієнт втрати може бути визначений за такими формулами:

$$\xi_{ут} = (1 - \eta_\tau)\,\eta_u; \qquad \text{где: } \eta_\tau = 1 - \overline{f}_\delta^{1,2}\cdot(2{,}08 + 17{,}3\cdot\rho_в^2),$$

$$\overline{f_\delta} = \overline{\delta_p}\cdot\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \text{ - відносна площа зазору,}$$

$$\rho_в = 1 - (1-\rho)\cdot\left(\frac{\lambda}{\lambda+1}\right)^2 \text{ - ступінь реактивності у вершини лопатки.}$$

Примітка: *У пояснювальній записці слід привести в масштабі ескіз проточної частини компресора, вхідний і вихідний трикутники швидкостей компресора і газової турбіни.*

ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АГРЕГАТІВ ТУРБОНАДДУВУ СУДНОВИХ ДВЗ

Під час експлуатації газотурбонагнітача контролю підлягають: стабільність параметрів газу і повітря на певних режимах роботи дизеля; правильність роботи системи охолодження і мастила газотурбонагнітача; справність газотурбонагнітача за параметрами газу та повітря. На експлуатацію газотурбонагнітача впливають зовнішні умови, зокрема: температура повітря на вході в компресор і в продувному ресівері, атмосферний тиск, вологість повітря, температура забортної води.

Занесення фільтрів компресорів. Компресори газотурбонагнітачів суднових ДВЗ здійснюють прийом повітря з палуби або з машинного відділення. Для очищення повітря від аерозольних часток перед компресорами встановлюють повітряні фільтри, які бувають двох типів: сеточно-набивні (з металевим плетінням з дроту) і мастилоомивні. Ознакою забруднення повітряних фільтрів є падіння тиску наддувочного повітря.

Сеточно-набивні фільтри очищають у ванні будь-яким маслорастворяющім препаратом (дизельним паливом, розчином сульфаната і ін.). Після промивання проводять продування вологою парою, а потім стисненим повітрям.

Мастилоомивні повітряні фільтри промивають в нафтовому сульфанаті або іншому розчиннику, рекомендованому заводом- будівельником.

Промивання дизельним паливом або гасом забороняється.

Після обробки розчином елементи фільтрів промивають у прісній підігрітій воді і просушують теплим повітрям. Після просушування елементи фільтрів занурюють на 1 хв в масло, а потім на 8 - 10 год залишають в теплому приміщенні для стікання надлишку масла. Після цих операцій фільтр готовий до збирання і роботи.

Занесення проточної частини компресора і турбіни.

Ознаками забруднення проточної частини газотурбонагнітача служать падіння тиску наддувочного повітря і підвищення частоти обертання ротора. Крім того, підвищується температура випускних газів дизеля при тому ж навантаженні.

Для визначення необхідності очищення газотурбонагнітача слід керуватися інструкціями заводу-будівельника.

Промивання проточної частини може здійснюватися на ходу або під час розбирання. Промивання на ходу виконують підігрітою прісною водою, яка подається під тиском через спеціальні сопла на обертову частину компресора або на сопла турбіни.

Ефект промивання заснований на використанні ударного впливу дрібних крапель. Компресори промивають через 100 — 150ч роботи, турбіни — через 250 - 300ч. Пристрій для промивання включає бачок місткістю 5 — 6л з підведеною до нього трубопроводом від системи гарячої прісної митьевої води. Бачок розташований на висоті близько 5м.

На деяких установках вода з бачка витісняється наддувочним повітрям, що відбирається від компресора газотурбонагнітача.

На промивку турбіни вода підводиться при $t \approx 50°C$ и $p = 0,4 \div 0,5$ МПа; тиск стисненого повітря $p_B = 0,6 \div 0,7$ МПа. При цьому отримують невеликий розпил, що зменшує ерозію робочих лопаток.

При застосуванні високосірчистих палив проточні частини промивають спеціальними миючими засобами або вдаються до сухого чистки шляхом подачі в процесі роботи твердого рису, шкарлупи волоських горіхів.

В процесі промивки необхідно здійснювати дренаж мийних відходів з корпусних частин газотурбонагнітача. Водопромивка компресора здійснюється на номінальному режимі, турбіни - на режимі 0,25 від номінального навантаження. Після промивання дизель повинен пропрацювати не менше 1 год для просушки повітряного тракту.

При технічному обслуговуванні компресори газотурбонагнітачів очищують будь якими мастилорозчинниками. Робочі та направляючі лопатки турбін очищують в гарячій прісній воді, в сульфатному або слабкому содовому розчині, в дизельному паливі, що не містить свинець.

Головною причиною відмов у роботі турбокомпресорів є порушення працездатності підшипників ротора внаслідок їх пошкодження або передчасного виходу з ладу.

Пошкодження підшипників ротора відбуваються через погану якість мастила, ненормальних умов змазування, недоброякісної збірки турбокомпресора, а також з-за його тривалої роботи при підвищеній вібрації.

Ця вібрація може виникнути в результаті неврівноваженості ротора при великих відкладеннях нагару на лопатках або при механічних пошкодженнях останніх.

Динамічне балансування роторів турбокомпресорів виконують на спеціальних балансувальних стендах. Ревізію турбокомпресорів суднових двигунів для оглядів, очищення проточних каналів компресорів і турбін і виявлення можливих пошкоджень деталей виконують відповідно до інструкцій заводів-будівельників.

Після ревізії турбокомпресора і в процесі експлуатації періодично перевіряють ротор на легкий і спокійний хід при пусках і зупинках двигуна. Заміряють час розгону або вибігання ротора (обертання по інерції) і порівнюють його з даними заводських інструкцій.

Для технічно справних турбокомпресорів суднових дизелів час вільного обертання ротора за інерцією до повної його зупинки залежить від маси ротора і становить 3,5 ÷ 5,0 хв.

При монтажі ротора після ревізії або при заміні пошкодженого запасним, необхідно дотримуватися рекомендованих норм встановлених і гранично допустимих зазорів в турбокомпресорі, що вказуються в заводських і фірмових інструкціях.

Помпаж компресора

Помпаж – це нестійка робота компресора, що виникає при великих позитивних кутах атаки, обумовлена зривом потоку за вхідними кромками лопаток і, відповідно, різким збільшенням втрат в робочих каналах.

Явище помпажа в компресорі супроводжується різким збільшенням шуму, пульсацією тиску повітря, що нагнітається і його подачі, появою вібрації. У період зриву потоку повітря з нагнітальної порожнини спрямовується у всмоктувальну і прориває через фільтр в атмосферу, а потім, в наступний період нормальної роботи повітря рухається в природному напрямку.

Причини помпажа

Система подачі палива:

- низкий тиск за циркуляційним (паливопідкачуючим) насосом;
- повітря або вода в паливі;
- низька температура підігріву палива;
- несправні всмоктуючий і відсічний клапани ТНВД;
- заїдання плунжера і голки;
- пошкодження сопла форсунки.

Система випуску:

- порушення у відктитті випускного клапана;
- засмічення решітки перед ГТК;
- збільшення протитиску за ГТК.

ГТК:

- забруднення або пошкодження турбіни, компресора;
- забруднення повітряних фільтрів;
- пошкодження глушника;
- вихід з ладу підшипників.

Система наддувочного повітря:

- забруднення повітроохолоджувача;
- припинення циркуляції води в повітроохолоджувачі;
- дуже висока температура в повітроохолоджувачі.

Різне:

- порушення в роботі регулятора числа обертів (коливання);
- різкі зміни навантаження двигуна;
- дуже різкі зміни частоти обертання:
- при роботі на високому навантаженні (маневруванні);
- при спрацьовуванні захисту зупинкою / зниженням частоти обертання;
- при роботі двигуна назад;
- при оголенні гвинта в штормових умовах.

Останні причини можуть носити випадковий короткочасний характер і не є небезпечними. Якщо ж помпаж триває тривалий час, то в якості першого кроку рекомендується прийняти наступну рекомендацію.

Способи усунення:

- Помпаж може бути нейтралізований шляхом відведення повітря з ресивера через встановлений на ньому протипомпажний або запобіжний клапан. Але треба враховувати, що при цьому відбудеться підвищення температури випускних газів. Важливо, щоб вона не перевищувала допустимої величини.

- Другий спосіб полягає в з'єднанні виходу повітря з компресора з трубопроводом подачі газів в ГТК з установкою в цій галузі клапана. При появі помпажа клапан відкривається, тиск за компресором падає, а збільшення кількості що надходить на газову турбіну суміші газів і повітря, збільшується. Падіння тиску за компресором і зростання оборотів ГТК призводять до припинення помпажа.

Конструкція газотурбонагнітача фірмы «Броун-Бовері VTR 630

Вал 21 ротора виконаний разом з диском 23, до якого приварені робочі лопатки 24. Робоче колесо 20 нагнітача з радіальними лопатками, відлите разом з напрямним апаратом 16, має лабіринтовие ущільнення 18 і через втулку 39 закріплюється на валу шпонкою і гайкою 40.

Дифузор 19 закріплений на газовипускному корпусі 26 шпильками. Улітка 17 виконується з різним розташуванням вихідного патрубка 1. Кріплення газотурбонагнітача до двигуна проводиться за допомогою знімних кронштейнів 34.

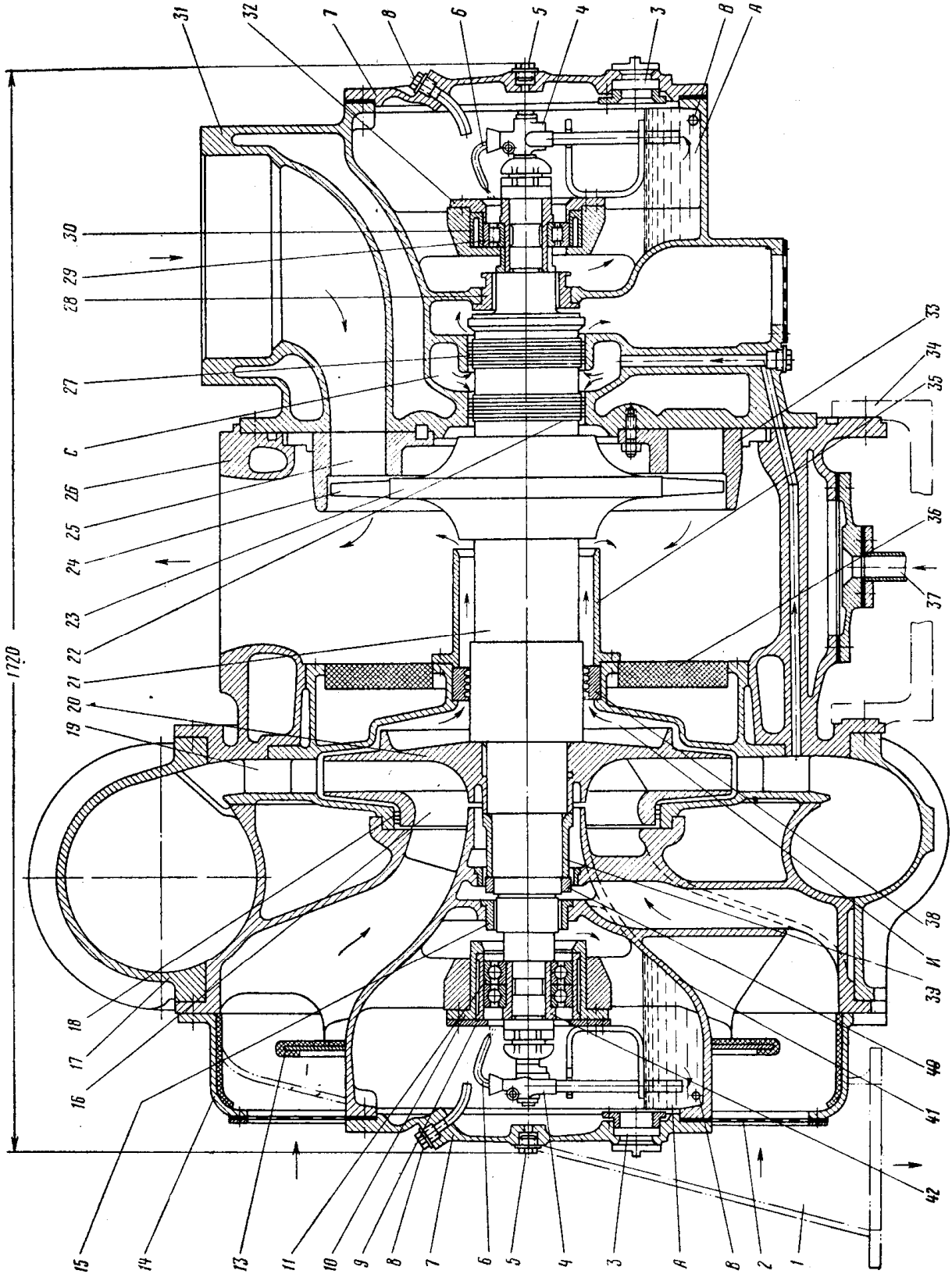
У корпусі 41 нагнітача розміщені два опорних шарикопідшипника 11, закріплених на валу втулкою 42 за допомогою гайки. В чавунному корпусі 10 є втулка 9, яка припускає відносне осьове зміщення ротора при зміні навантаження двигуна.

Завзято-опорний роликовий підшипник 29 з пружним сталевим демпферним кільцем 30 закріплюється в газовипускному корпусі 31 фланцем 32.

Змащення підшипників проводиться двома зубчастими насосами 4 з приводом від торців ротора через розпилювачі на патрубках 6. Рівень мастила у ванні А контролюється по оглядовому склу 3. Витрата мастила поповнюється через отвір, закритий пробкою 8, а спуск здійснюється по трубках з отворів В. Масляні камери ущільнюються втулками 15 і 28, що мають різьбу з напрямком, зворотним напрямку обертання ротора.

Газові і повітряні порожнини ущільнюються в газовпускному корпусі лабіринтовими пасками 22 і 27, а в газовипускному корпусі - втулкою 38 з лабіринтовими виточками і по корпусу 41 - лабіринтовим пристроєм. У порожнинах С і И створюється повітряний затвор подачею в них стисненого повітря від нагнітача.

Від впливу випускних газів вал захищений патрубками 35. Для зменшення притоку тепла від газів до надувного повітря встановлена перегородка з тепловою ізоляцією 36.



Лист 138. Газотурбонагнетатель «Броун-Бовери» VTR650

Соплової апарат 33 з направляючими лопатками 25 виконаний литим, без роз'ємів. У трьох місцях по колу направляючого апарату через 120^0 є компенсаційні вирізи, що йдуть від центру діафрагми до напрямних лопаток.

Для запобігання появи тріщин кінці надрізів мають свердління. Сопловий апарат фіксується щодо корпуса штифтами і кріпиться до нього шпильками. Отвори в кришках 7, закриті пробками 5, використовуються для підключення дистанційного тахометра. Тахометри виводяться до посту управління двигуном і включаються в роботу тільки на період контролю швидкості обертання газотурбонагнітача.

Прісна вода, що охолоджує газові частині корпусу, підводиться по трубопроводу 37 від замкнутої системи охолодження двигуна і відводиться з верхньої частини. Зниження шуму при всмоктуванні досягається наклейкою тонкої повсті на внутрішні стінки кришки 14 з дрібною сіткою 2 і на кільце 13.

(Додаток 1.)

РОЗРАХУНОК ПАРОПРОДУКТИВНОСТІ УТИЛІЗАЦІЙНОГО КОТЛА

Приймаємо температуру газів на виході з котла $\mathbf{t_г'}$ = (на **30 - 40°С** вище температури насиченої пари, одержуваного в котлі, але не нижче **180°С**). Ентальпія продуктів згоряння **1кг** палива до котла (за емпіричною формулою), Кдж/кг:

$$i''_г = 15{,}3\ \alpha\ \varphi_а\ t_{зт};$$

Ентальпія продуктів згоряння **1кг** палива після котла (за емпіричною формулою), Кдж/кг:

$$i'_г = 15{,}3\ \alpha\ \varphi_а\ t'_г;$$

Кількість тепла випускних газів головного двигуна, що використовується в котлі, Кдж/ч:

$$q_{вг} = g_e \sum P_e\ (i''_г - i'_г);$$

Приймаємо тиск насиченої пари, одержуваного в утилізаційному котлі P_k = 0,5 ÷1,0 Мпа. і температуру живильної води $t_{пв}$ = 40 ÷ 90 °С.

Температура насиченої пари (за емпіричною формулою), °С:

$$t_п = 106{,}7 + 104{,}7\ P_k - 32{,}1\ P_k^2;$$

Ентальпія насиченої пари (за емпіричною формулою), Кдж/кг:

$$i_п = 2694 + 126{,}5\ P_k - 44{,}05\ P_k^2;$$

Ентальпія живильної води, Кдж/кг:

$$i_{пв} = 4{,}187\ t_{пв};$$

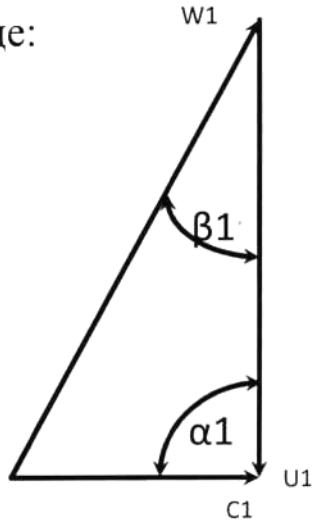
Продуктивність утилізаційного котла, кг/ч:

$$D_{ук} = q_{вг}/(i_п - i_{пв}).$$

(Додаток 2.)

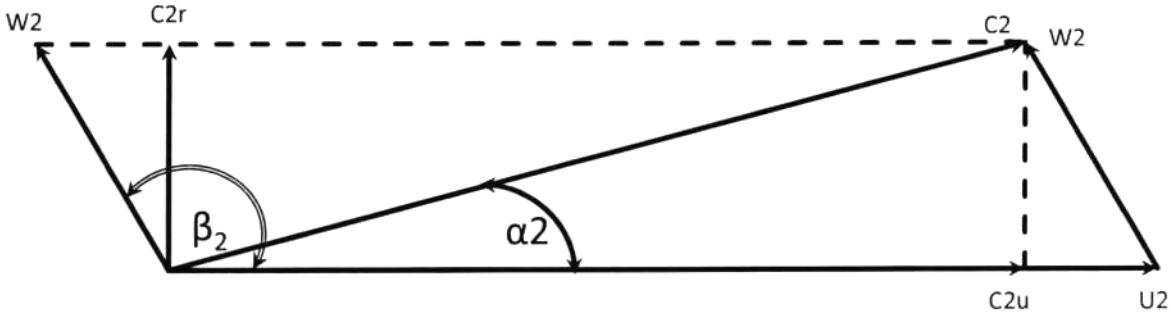
на входе:

U1= 154,859 м/с
C1= 85,695 м/с
α1= 90 градус
β1= 28,959 градус



U2= 342,78 м/с
C2u= 296,85 м/с
C2= 306,70 м/с
C2r= 77,125 м/с
α2= 14,564 градус

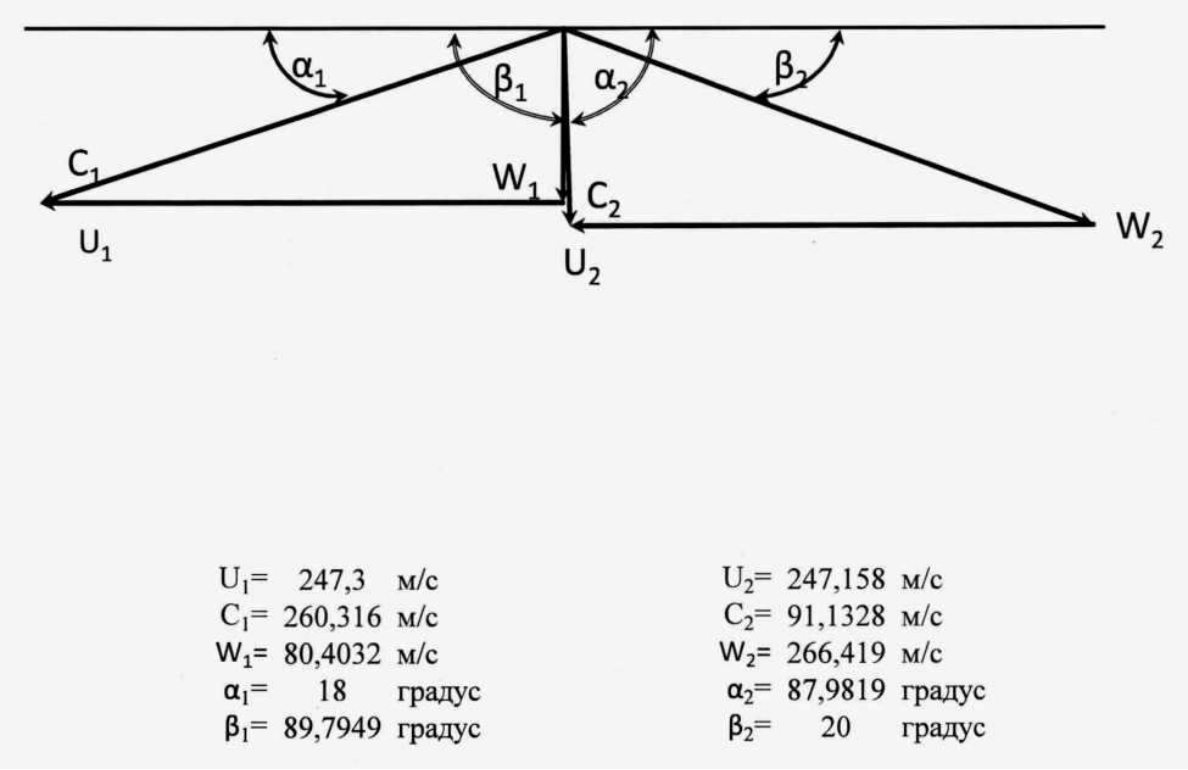
на выходе:



Масштаб: в 1см – 26 м/с

Мал. 2. Трикутники швидкостей на вході і виході з робочого колеса компресора

(Додаток 3.)



Масштаб: в 1см – 34 м/с

Мал. 3 - Трикутники швидкостей на виході з соплового апарату і на виході з робочого колеса турбіни

(Додаток 4.)

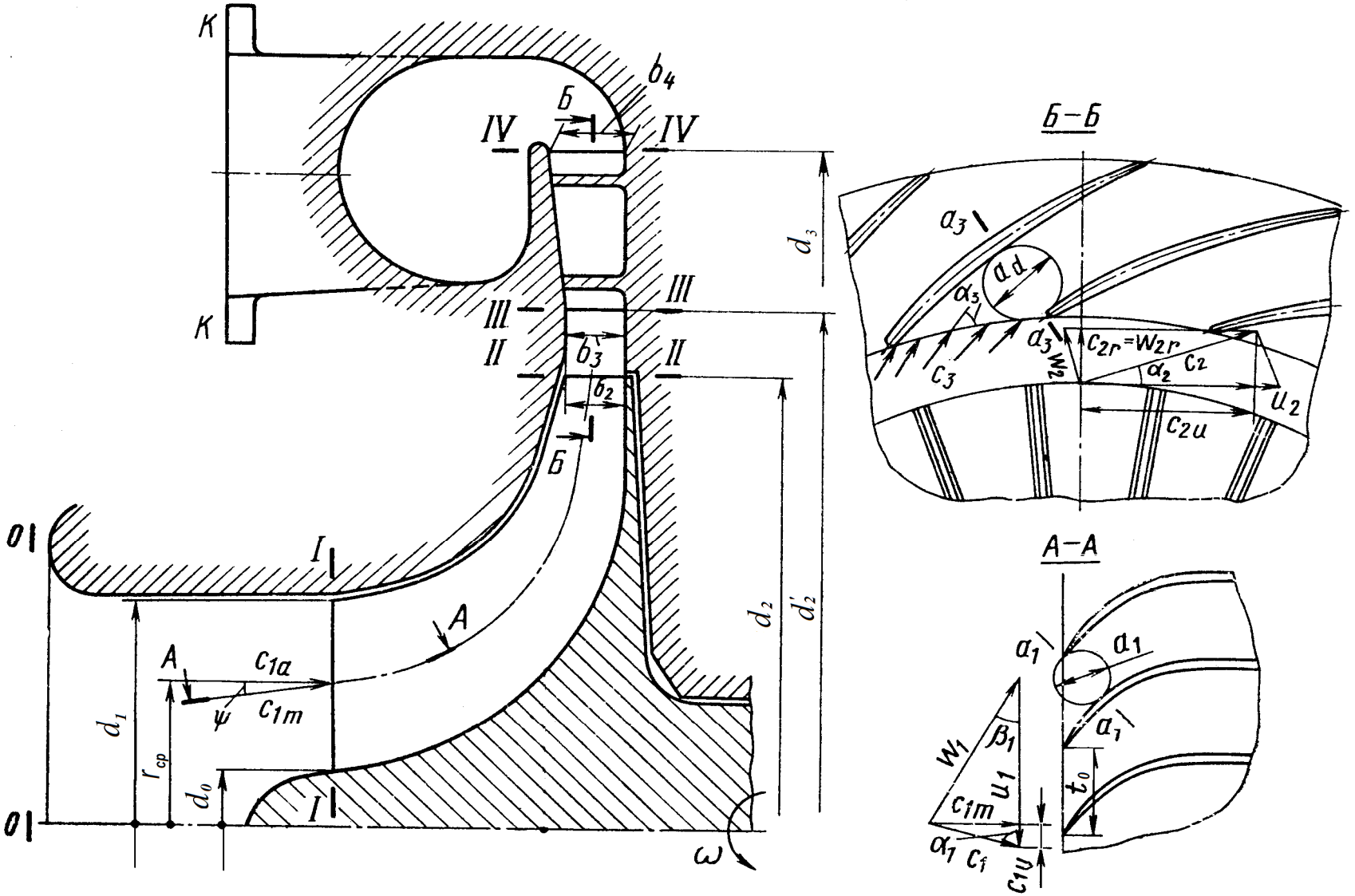
ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ

№ № завдань	Ефективна потужність N_e, кВт	Питома ефективна витрата палива g_e, кг/(кВт ч)	Коефіцієнт надлишку повітря α	Тиск наддуву P_S, МПа
1.	1600	0,179	2,0	0,2
2.	2000	0,179	2,1	0,21
3.	2400	0,179	2,2	0,22
4.	2800	0,179	2,3	0,23
5.	3200	0,179	2,4	0,24
6.	3600	0,179	2,5	0,25
7.	4000	0,179	2,6	0,26
8.	4400	0,179	2,7	0,27
9.	4800	0,179	2,8	0,28
10.	2600	0,177	2,9	0,29
11.	3250	0,177	3,0	0,3
12.	3900	0,177	3,1	0,31
13.	4550	0,177	3,2	0,32
14.	5200	0,177	3,3	0,33
15.	5850	0,177	3,4	0,34

№ № завдань	Ефективна потужність N_e, кВт	Питома ефективна витрата палива g_e, кг/(кВт ч)	Коефіцієнт надлишку повітря α	Тиск наддуву P_S, МПа
16.	6500	0,177	3,5	0,35
17.	7175	0,177	3,6	0,2
18.	7800	0,177	2,0	0,21
19.	2960	0,178	2,1	0,22
20.	3700	0,178	2,2	0,23
21.	4440	0,178	2,3	0,24
22.	5180	0,178	2,4	0,25
23.	5920	0,178	2,5	0,26
24.	6660	0,178	2,6	0,27
25.	7400	0,178	2,7	0,28
26.	8140	0,178	2,8	0,29
27.	8880	0,178	2,9	0,3
28.	3980	0,177	3,0	0,31
29.	4975	0,177	3,1	0,32
30.	5970	0,177	3,2	0,33
31.	6965	0,177	3,3	0,34
32.	7960	0,177	3,4	0,35
33.	8955	0,177	3,5	0,2
34.	9950	0,177	3,6	0,21
35.	10945	0,177	2,0	0,22
36.	11940	0,177	2,1	0,23
37.	4100	0,174	2,2	0,24
38.	5125	0,174	2,3	0,25
39.	6150	0,174	2,4	0,26
40.	7175	0,174	2,5	0,2
41.	8200	0,174	2,6	0,21
42.	9225	0,174	2,7	0,22
43.	10250	0,174	2,8	0,23
44.	11275	0,174	2,9	0,24
45.	12300	0,174	3,0	0,25
46.	5240	0,174	3,1	0,26
47.	6550	0,174	3,2	0,27
48.	7860	0,174	3,3	0,28
49.	9170	0,174	3,4	0,29
50.	10480	0,174	3,5	0,3
51.	5320	0,173	3,6	0,31
52.	6650	0,173	2,0	0,32
53.	7980	0,173	2,1	0,33
54.	9310	0,173	2,2	0,34
55.	10640	0,173	2,3	0,35
56.	5720	0,171	2,4	0,2

№ № завдань	Ефективна потужність N_e, кВт	Питома ефективна витрата палива g_e, кг/(кВт ч)	Коефіцієнт надлишку повітря α	Тиск наддуву P_S, МПа
57.	7150	0,171	2,5	0,21
58.	8580	0,171	2,6	0,22
59.	10010	0,171	2,7	0,23
60.	11440	0,171	2,8	0,24
61.	9020	0,170	2,0	0,2
62.	11275	0,170	2,1	0,21
63.	13530	0,170	2,2	0,22
64.	15785	0,170	2,3	0,23
65.	18040	0,170	2,4	0,24
66.	11320	0,174	2,5	0,25
67.	14150	0,174	2,6	0,26
68.	16980	0,174	2,7	0,27
69.	19810	0,174	2,8	0,28
70.	22640	0,174	2,9	0,29
71.	11240	0,169	3,0	0,3
72.	14050	0,169	3,1	0,31
73.	16860	0,169	3,2	0,32
74.	19670	0,169	3,3	0,33
75.	22480	0,169	3,4	0,34
76.	12420	0,169	3,5	0,35
77.	15525	0,169	3,6	0,2
78.	18630	0,169	2,0	0,21
79.	21735	0,169	2,1	0,22
80.	24840	0,169	2,2	0,23
81.	15360	0,167	2,3	0,24
82.	19200	0,167	2,4	0,25
83.	23040	0,167	2,5	0,26
84.	26880	0,167	2,6	0,27
85.	30720	0,167	2,7	0,28
86.	34560	0,167	2,8	0,29
87.	29340	0,167	2,9	0,3
88.	34230	0,167	3,0	0,31
89.	39120	0,167	3,1	0,32
90.	44010	0,167	3,2	0,33
91.	48900	0,167	3,3	0,34
92.	53790	0,167	3,4	0,35
93.	58680	0,167	3,5	0,24
94.	18280	0,171	3,6	0,25
95.	22950	0,171	2,0	0,26

(Додаток 5.)



Мал. 4. Ескіз проточної частини компресора

ЛІТЕРАТУРА:

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. «Суднові енергетичні установки» Навчальний посібник - Миколаїв: УДМТУ, 2002. - 356 с.
2. Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. «Сучасні газотурбінні агрегати.» - Миколаїв.:НУК, 2005. - 344 с.