

Харківський авіаційний інститут
ім. М. С. Жуковського

Д 621.438.

На правах рукопису

Шкабура Володимир Анатолійович

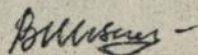
РОЗРАХУНКОВІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ
ПРОЦЕСІВ У ХВИЛЬОВИХ ТАНГЕНЦІАЛЬНИХ ТУРБОМАШИНАХ ДВИГУНІВ
ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Спеціальність 05.07.05

Теплові двигуни літальних апаратів

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук



Харків - 1997

29.7.03



00738131 (N)

Дисертація

Роботу виконано на кафедрі теплофізичних основ двигунобудування
Харківського авіаційного інституту ім. М.Є. Жуковського.

Науковий керівник:	кандидат фіз.-мат. наук, доцент Дикий Григорій Петрович.
Офіційні опоненти:	доктор фіз.-мат. наук, ст. наук. співроб. Бастеев Андрій Володимирович; кандидат техн. наук, доцент Коваль В'ячеслав Олексійович.

Провідна установа: ЗМКБ "Прогресс"

Захист відбудеться "26" червня 1997 р. о 10⁰⁰ на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 02.27.05 у Харківському авіаційному інституті ім. М.Є. Жуковського за адресою:
310070, м. Харків, вул. Чкалова, 17.

З дисертацій можна ознайомитися в бібліотеці ХАІ.

Автореферат розіслано "24" червня 1997 року.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д 02.27.05
канд. технічних наук, професор *Г. Л. Корнілов* Г. Л. Корнілов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Безперервне вдосконалення двигунів літальних апаратів (ЛА) і силових ГТУ різного призначення шляхом підвищення температури газу перед турбіною та пошук способу зчищення ерозійного зносу лопаток при роботі у запыленому потоці стимулювали пошукові дослідження щодо розширення можливостей турбомашин різних конструктивних схем і робочих процесів.

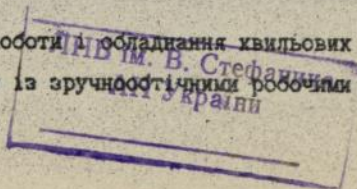
У Харківському авіаційному інституті запропоновано турбомашини з відмінними ознаками, що здатні підвищити технічний рівень турбокомпресорів двигунів. За напрямом руху газу вони тангенціальні, а за характером робочих процесів вони хвильові, тому їх можна визначити як хвильові тангенціальні турбомашини.

Мета роботи. Встановлення потенціальних можливостей хвильових тангенціальних компресора та турбіни для двигунів літальних апаратів, розробка розрахункових схем їх робочих процесів і методик газодинамічних розрахунків проточних частин цих машин з перевіркою на дослідних зразках турбіни та компресора.

Наукова новизна роботи. Обґрунтовано способи роботи і обладнання хвильових компресора і турбіни із зручнообтічними робочими органами. Розроблено методики газодинамічних розрахунків проточних частин хвильових компресора та турбіни в одновимірному наближенні. Виведено вирази для визначення колового зусилля, яке виникає на робочих органах, потужності та питомої корисної роботи у тангенціальних турбомашинах. Досліджено вплив різних геометричних параметрів на ефективність роботи хвильових компресора та турбіни.

На захист вносяться:

- обґрунтування способів роботи і обладнання хвильових тангенціальних компресора та турбіни із зручнообтічними робочими органами;



- методики газодинамічних розрахунків проточних частин хвильових компресора та турбіни в одновимірному наближенні;

- вирази для визначення колового зусилля, яке виникає на робочих органах, потужності та внутрішньої роботи у тангенціальних турбомашинах;

- результати розрахункових та експериментальних досліджень впливу геометричних параметрів на ефективність роботи хвильових компресора та турбіни.

Практична цінність. Обґрунтовано робочі процеси хвильових тангенціальних компресора і турбіни та визчені їх особливості. Розроблено методики газодинамічного розрахунку проточних частин цих машин в одновимірному наближенні. Спроектовано, виготовлено і експериментально досліджено зразки турбіни та компресора. Досягнуті характеристики хвильових турбіни та компресора в цей час дозволяють їх використати їх у допоміжних силових установках, наприклад, турбіну - як повітряний стартер для запуску авіаційного двигуна, а також приводу реверса тяги.

Апробація роботи. Зміст дисертації пройшов апробовано на технічній нараді Державського заводу турбокомпресорів, на семінарі ЗМКБ "Прогрес", на розширеному засіданні кафедри теплофізичних основ двигунобудування ХАІ. Нині в організаціях ОАО Державського заводу турбокомпресорів і ЗМКБ "Прогрес" обговорюється питання про необхідність початку проведення дослідно-конструкторських робіт з метом створення турбокомпресора, здатного ефективно працювати при малих об'ємних витратах ($0,05 \dots 0,25 \text{ м}^3/\text{с}$) і при високій температурі газу ($\geq 1500\text{К}$) перед турбіною без охолодження в перспективних ДВЗ і ГТД. У ЗМКБ "Прогрес" розглядається питання про використання хвильової турбіни для приводу реверса тяги авіаційного ГТД.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 7 друкованих праць, серед них - одна стаття у науково-технічному журналі, три тези доповідей на науково-технічних конференціях і три авторських свідотства.

Обсяг дисертації. Дисертаційна робота включає вступ, 7 розділів, висновок і перелік літератури, що складається із 64 найменувань. Робота містить 112 сторінок тексту, 41 рисуноків.

ЗМІСТ РОБОТИ

Вступ включає стислу характеристику роботи, обґрунтування актуальності теми, мету виконання роботи, відомості про наукову новизну та практичну цінність роботи.

У першому розділі наведено огляд існуючих проблем використання турбомашин у двигунах.

Рівень технічного вдосконалення турбомашин визначається співвідношенням між енергією, яку газ передає робочим органам (у компресорів навпаки), та її дисипацією в проточній частині.

У турбокомпресорах двигунів використовують найрізноманітніші компресори та турбіни. Вибір тієї чи іншої конструкції турбомашини та схеми турбокомпресора зумовлюється, у першу чергу, технічними вимогами і умовами роботи двигуна.

У перспективних ГТД проектується досягнути в порівнянні з сучасними двигунами значно вищого ступеня підвищення тиску ($\pi_k \geq 40$) та температури газу перед турбіною ($T_p \geq 1800\text{K}$). Це дозволить значно підвищити рівень питомих показників двигуна.

З підвищенням загальної величини тиску в газогенераторах багатьох типів ГТД спостерігається тенденція до зменшення висоти лопаток на останніх ступенях компресора до 15...25 мм, а це призводить до появи значних труднощів одержання високих ККД компресора внаслідок

док таких факторів:

- збільшується вплив радіального зазору між лопатками та корпусом;
- збільшується співвідношення між об'ємом пограничного шару та об'ємом ядра потоку;
- знижується число Рейнольдса, що впливає на зростання втрат при течії газу в каналах.

Тому висоту лопатки 15...20 мм вважають гранично допустимов і в двигунах з високим загальним ступенем підвищення тиску застосування тільки осьових компресорів стає неможливим, тому виникає потреба у використанні замикаючого відцентрового або (1) тангенціального ступеня замість кількох осьових.

У другому розділі описується обладнання (рис. 1) і спосіб роботи хвильового тангенціального компресора. Він складається із корпусу 1, робочого колеса 2 з рівномірно розташованими робочими органами 3, всмоктувального 4, нагнітального 5, робочого каналів 6 та роздільника 7. Робочий канал $\theta_{\text{роб}}$ умовно поділено на елементарні ступені (мал. 2), а з метов спрощення розрахунків перетворено у прямолінійний. Також зроблено припущення, що течія квазіусталена у відносному русі, тому прохідний переріз каналу F , відносна швидкість газу W і його густина ρ у проточній частині пов'язані рівнянням

$$G_w = \rho W F = \text{const} \quad (1)$$

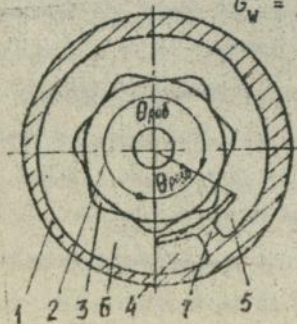


Рис. 1

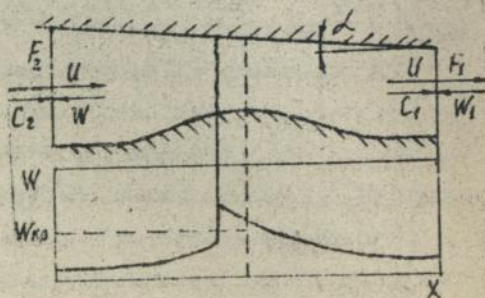


Рис. 2

Для забезпечення однотипного обтікання робочих органів площа робочого каналу має змінюватися за формулою

$$F_2 = F_1 / \sigma_w \quad (2)$$

де σ_w - коефіцієнт відновлення повного тиску у відносному русі.

Вектор абсолютної швидкості є дотичним до середньої лінії каналу

$$|\vec{C}| = C_u = U - W \quad (3)$$

У зв'язку з перетіканням газу через роздільник $G_{пер}$ у робочому каналі компресора витрати газу складають $G_{кан} = G_K + G_{пер}$ (4)

При розрахунках хвильового компресора необхідно визначити такі втрати та відповідні коефіцієнти:

- газодинамічні в проточній частині η_r ;
- об'ємні та термодинамічні від перетікання газу через роздільник $\eta_{об}$; η_t ;
- у всмоктувальному і нагнітальному каналах $\eta_{вн}$;
- дискового тертя η_d ;
- механічні від тертя в опорах $\eta_{мех}$;

Загальний ККД компресора знаходять як

$$\eta_K = \eta_r \eta_{вн} \eta_{об} \eta_t \eta_d \eta_{мех} \quad (5)$$

Формули для розрахунку цих коефіцієнтів наведені в самій роботі.

У третьому розділі описується обладнання (рис. 1) і спосіб роботи хвильової тангенціальної турбіни. Вона складається із корпусу 1, робочого колеса 2 з рівномірно розташованими робочими органами 3, соплового, 4, дифузійного 5, робочого каналів 6 та роздільника 7. Робочий канал $\theta_{роч}$ умовно поділений на елементарні ступені (рис. 2), а з метою спрощення розрахунків перетворений у прямолінійний. Також зроблено припущення, що течія квазіусталена у відносному русі, тому прохідний переріз каналу F , відносна швидкість газу W і його густина ρ у проточній частині зв'язані рівнянням (1).

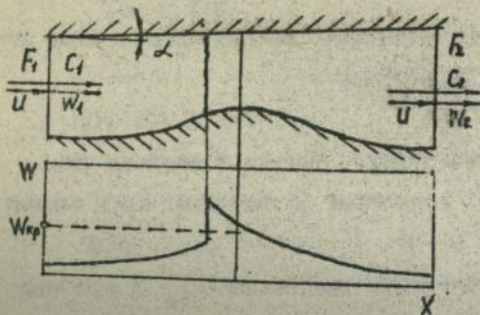


Рис. 3

Вектор абсолютної швидкості є дотичним до середньої лінії каналу

$$|\vec{C}| = C_u = U + W \quad (6)$$

У зв'язку з перетіканням через роздільник $G_{\text{пер}}$ у робочому каналі турбіни витрати газу складають

$$G_{\text{кан}} = G_T + G_{\text{пер}} \quad (7)$$

При розрахунках хвильової турбіни необхідно визначити такі види втрат потужності N або відповідні коефіцієнти η :

- газодинамічні внаслідок хвильових процесів і тертя газу об стінки робочого каналу N_T ;
- гідравлічні в сопловому N_c і дифузорному $N_{\text{диф}}$ каналах;
- на перетікання газу через роздільник $N_{\text{об}}$;
- на тертя диска робочого колеса N_d ;
- з вихідної швидкості $0,5 G_T C_{\text{вих}}^2$;
- на тертя в опорах $N_{\text{мех}}$.

На основі наведеної класифікації втрат у хвильовій тангенціальній турбіні рівняння балансу потужності має вигляд

$$N_{T \text{ зд}} = N_T + N_c + N_{\text{об}} + N_{\text{диф}} + N_d + 0,5 G_T C_{\text{вих}}^2 + N_{\text{мех}}$$

де $N_{T \text{ зд}}$ - наявна потужність; N_T - ефективна потужність.

Із рівняння нерозривності для контрольного об'єму виведено зв'язок зміни витрат газу у загальному вигляді

$$G_{w1} - G_{w2} = \frac{d}{dt} \int_V \rho \, dV \quad (8)$$

При використанні рівняння балансу кількості руху для елементарного ступеня за умов $G_w = \text{const}$ одержано формулу для визначення ко-

лового зусилля у напрямі обертання:

$$(R_{p.c})_x = G_w (C_1 - C_2) + p_1 F_1 - p_2 F_2 - F_{ст}. \quad (9)$$

де $F_{ст}$ - реакція статорної позеркні в коловому напрямі.

При використанні інтегрального рівняння енергії для елементарного ступеня тангенціальних турбомашин формула для обчислення його потужності має вигляд

$$N_{p.o} = G_w \left[\left(e + \frac{p}{\rho} + \frac{C^2}{2} \right)_1 - \left(e + \frac{p}{\rho} + \frac{C^2}{2} \right)_2 \right] + \left(\frac{p}{\rho} G_w \right)_1 - \left(\frac{p}{\rho} G_w \right)_2 - \frac{d}{dt} \left(e + \frac{C^2}{2} \right) \int_{V_2} \rho dV. \quad (10)$$

де e - питома внутрішня енергія.

У відносній системі координат при використанні інтегрального рівняння енергії для елементарного ступеня тангенціальних турбомашин одержано формулу зміни температури гальмування у відносному русі

$$T_{w2} = T_{w1} + \frac{1}{c} \frac{1}{G_w} \left[\bar{p} U (F_2 - F_1) + (\tau W) F_{ст} - \frac{d}{dt} \left(e + \frac{W^2}{2} \right) \int_{V_2} \rho dV \right]. \quad (11)$$

де c_p - ізобарна теплосмність; \bar{p}, W - середні значення тиску та відносної швидкості вздовж елементарного ступеня; τ - поверхнева напруга в'язких сил.

Внутрішня питома робота розширення в елементарному ступені

$$L_{TW} = \frac{R}{k-1} [T_{w1} - T_{w2} \sigma_w^{\frac{k-1}{k}}]. \quad (12)$$

де R - універсальна газова стала; k - показник адиабати.

Із рівняння нерозривності, для забезпечення однотипної структури обтікання робочих органів, виведені умови розширення каналу з урахуванням відведеної роботи

$$F_2 = F_1 \frac{p_{w1}}{p_{w2}} \left[\frac{T_{w2}}{T_{w1}} \right]^{0.5}. \quad (13)$$

де p_w - повний тиск у відносному русі.

У четвертому розділі описано методику газодинамічного розрахунку

хвильової турбіни та результати комп'ютерних досліджень.

Методика розрахунку розроблено на основі використання одновимірних рівнянь газової динаміки, одержаних методом інтегральних балансів маси, кількості руху і енергії. Зроблено припущення, що течія адиабатна, квазіусталена у відносному русі, внутрішні перетікання відсутні, кільцевий канал перетворено в прямолінійний. Течія біля кожного робочого органу розглядається окремо, таким чином, робочий канал поділено на елементарні ступені (рис. 3), які розділені на N_3 розрахункових перерізів. Зміна площі проточної частини задається коефіцієнтом $K_F = F_2 / F_1$, ступінь зниження тиску $\pi_{T_1} = p_1 / p_2$ визначається методом послідовного наближення. Поперечно береться в залежності від ступеня зниження тиску в турбіні π_T і числа робочих органів (Z) в робочому каналі $\pi_{T_1} = (\pi_T)^{1/Z}$.

Потрібна площа робочого органу для забезпечення необхідного режиму течії

$$F_{p.o} = F_1 \frac{K_F + 1}{2} (1 - q(\lambda_{w1})), \quad (14)$$

де $q(\lambda_{w1})$ - функція витрат у відносному русі $q(\lambda_{w1}) = F_{\text{MIN}} / F_1$;

F_{MIN} - мінімальна площа вздовж елементарного ступеня.

Зниження температури гальмування у відносному русі визначають

$$T_{w2} = T_{w1} + \frac{1}{c_p} \sigma_w [p_1 U (F_2 - F_1)] \quad (15)$$

Параметри в розрахункових перерізах знаходять за допомогою газодинамічних функцій (ГДФ) в залежності від функції витрат

$$q(\lambda_{w1}) = F_{\text{MIN}} / F_1; \quad W_1 = \lambda_{w1} a_{cr}(T_{w1}); \quad T_1 = T_{w1} \tau(\lambda_{w1}); \quad p_1 = p_{w1} \pi(\lambda_{w1}).$$

Положення стрибка на робочому органі та величина зниження тиску в ньому σ_{cx} визначають за допомогою таких рівнянь методом послідовного наближення

$$q(\lambda_{w2}) = (F_{\text{MIN}} / F_2) (q(\lambda_{wв.ск}) / q(\lambda_{wск})); \quad (16)$$

$$\pi(\lambda_{w2}) = (p_2 / p_{w2}) (p_{w2} / p_{w1}) = \pi'(\lambda_{w2}) (q(\lambda_{wск}) / q(\lambda_{wв.ск}));$$

де $\lambda_{\text{вск}}, \lambda_{\text{вп.ск}}$ - приведені відносні швидкості перед і за стрибком.

Після стрибка функцію витрат одержують із виразу

$$q(\lambda_{\text{вп}}) = F_{\text{МН}} / (F_1 \sigma_{\text{ск}}) \quad (17)$$

Кослові зусилля знаходять із формули (9) або із рівняння

$$(R_{\text{р.о}})_x = (P_{1S} - P_{2S})(F_{\text{р.о}})_x \quad (18)$$

де P_{1S}, P_{2S} - середні значення тиску на передній і задній кромках робочого органу;

$(F_{\text{р.о}})_x$ - проекція площі робочого органу на напрямок, перпендикулярний до його руху.

Середні значення повного тиску та витрати газу вздовж елементарного ступеня визначають як $p_{\text{CS}} = \sum_{i=1}^{\text{Max}} p_{\text{C}i} / N_S$; $G_{\text{CS}} = \sum_{i=1}^{\text{Max}} G_{\text{C}i} / N_S$ (19)

Ізоентропійна робота розширення газу в елементарному ступені

$$L_{\text{ТС1}} = c_p T_{\text{C}2} [1 - 1 / (p_{\text{C}1} / p_{\text{C}2})^{k-1}] \quad (20)$$

ККД елементарного ступеня турбіни знаходять за формулою

$$\eta_{\text{T1}} = [(R_{\text{р.о}})_x U] / (L_{\text{ТС1}} G_{\text{CS}}) \quad (21)$$

На основі розробленої методики розрахунку було проведено ряд комп'ютерних досліджень. Виявлено, що ефективність хвильової турбіни значно залежить від таких параметрів:

- ступеня зниження тиску газу в турбіні π_T (рис. 4);
- коефіцієнта зміни площі меридіонального перерізу робочого

каналу K_T :

- приведені швидкості газу на виході із сопла λ_c (рис. 5);
- критеріального параметра $U/C_{\text{ад}}$ (мал. 4,5,6).
- коефіцієнта площі робочих органів $K_{\text{р.о}} = (F_{\text{р.о}})_x / F_{\text{вх}}$ (рис. 6).

Найбільшої ефективності турбіна досягає при $K_{\text{р.о}} = 0,95 \dots 0,99$.

На ефективність роботи турбіни значно впливає величина λ_c . При невеликих значеннях $\lambda_c = 0,2 \dots 0,5$ енергообмін проходить з низькими ККД і великими перетіканнями газу через роздільник. При високих

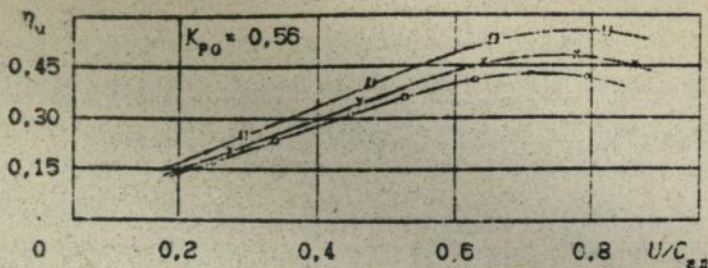


Рис. 4. Вплив ступеня зниження тиску на ККД турбіни:
 -○- - $\pi_T = 1,4$; -x- - $\pi_T = 1,6$; -□- - $\pi_T = 2,0$;

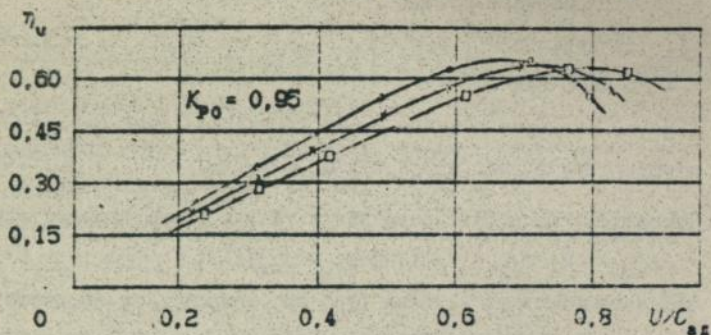


Рис. 5. Вплив приведеної швидкості газу на виході із сопла:
 -○- - $\lambda_c = 0,75$; -x- - $\lambda_c = 0,85$; -□- - $\lambda_c = 0,95$;

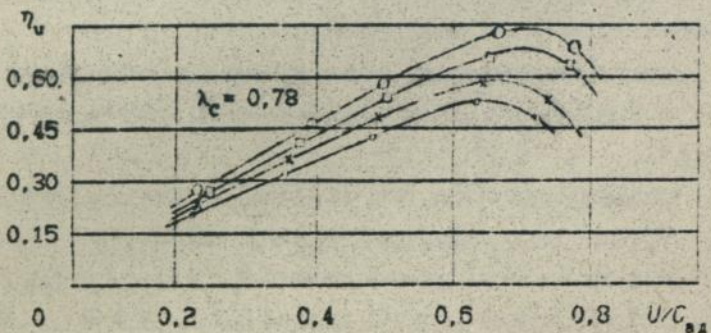


Рис. 6. Вплив коефіцієнта робочих органів $K_{рo}$:
 -○- - $K_{рo} = 0,70$; -x- - $0,80$; -□- - $0,95$; -○- - $0,99$.

$\lambda_c \geq 1,1$ ($\kappa_T = 2$) спостерігаються великі гідравлічні втрати.

У п'ятому розділі описуються експериментальні дослідження спробного зразка хвильової турбіни, які були проведені в лабораторії кафебри.

Під час експериментів вимірювалися такі параметри: витрати повітря, частота обертання ротора, гальмівний момент, повний тиск і температура гальмування повітря перед турбіною, повний тиск за невстатичний тиск після сопла, у роздільнику і в кількох місцях робочого каналу. Схема стенда зображена на рис. 7.

Створені та досліджені декілька варіантів роторів турбіни, які складаються із двох дисків діаметром 120 мм з вісьма робочими органами висотою 9 мм і змінного кільця, розташованого між ними. При зміні взаємного розташування дисків одне відносно другого було одержано кілька варіантів проточних частин для дослідження турбіни (рис. 8).

В результаті експериментальних досліджень виявлено, що на ефективність турбіни впливають:

- взаємне розташування робочих органів (рис. 9);
- значення ступеня зниження тиску κ_T (рис. 10);
- значення критеріального параметра $U/C_{ад}$;
- наявність дифузора після турбіни;

Як і очікувалося, турбіна з формою робочого каналу N1 (рис. 9) показала найбільшу ефективність. Установлення у проточну частину додаткових лопаток призвело лише до зниження ефективності турбіни (рис. 9).

Зіставлення розрахункових та експериментальних залежностей серії кривих $\eta_T = f(U/C_{ад})$ виявило добрий їх збіг (рис. 11). Це дозволяє сподіватися, що розроблена методика газодинамічного розрахунку може використовуватися при створенні ефективних хвильових турбін.

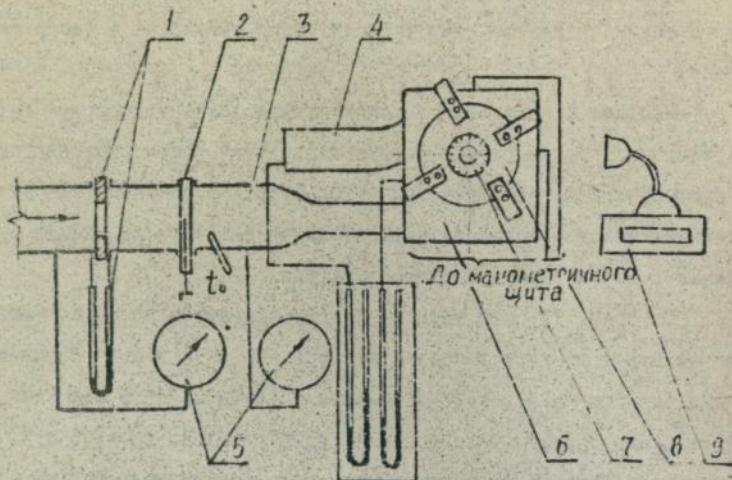


Рис. 7. Схема стенда для іспитів турбіни:

1.-вимірник витрат; 2.-регульвальний дросель; 3,4 - підвідний та випускний канали; 5 - манометри; 6 - дослідна турбіна; 7 - вимірник крутильного моменту; 8 - повітряне гальмо; 9 - частомір.



Рис. 8. Варіанти форм робочого каналу турбіни

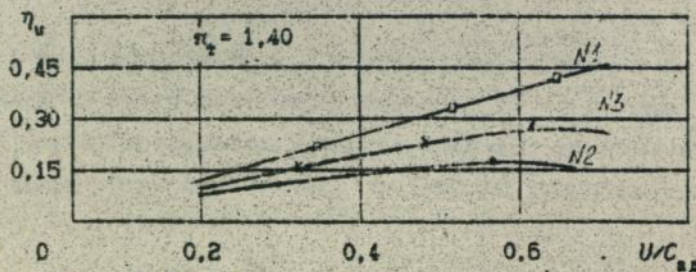


Рис. 9. Вплив форми робочого каналу на ККД турбіни

У шостому розділі описано методику газодинамічного розрахунку хвильового компресора та результати його комп'ютерних досліджень.

Методика розрахунку розроблена на основі використання таких же рівнянь газової динаміки і припущень, які описані у четвертому розділі дисертації. Робочий канал також поділений на елементарні ступені (рис. 2). Зміна площі робочого каналу задається коефіцієнтом: $K_p = F_1 / F_2$.

Ступінь стиснення газу також задається попередньо $P_1 = P_2 K_v$. Функція витрат у відносному русі має вигляд $q(\lambda_{w1}) = F_{MIN} / F_1$.

Збільшення температури гальмування у відносному русі визначають

$$T_{w1} = T_{w2} + \frac{1}{\sigma_p} \frac{1}{C_v} [P_2 U (F_2 - F_1)] \quad (22)$$

Гідравлічні втрати знаходять із виразу

$$\sigma_r = (F_1 / F_2) (T_{w1} / T_{w2})^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (23)$$

Решту параметрів одержують із таких рівнянь

$$P_1 = \sigma_r^{k-1} K_v^k P_2; \quad T_1 = \sigma_r K_v^{k-1} T_2;$$

$$W_1 = \lambda_{w1} a_{кр} (T_{w1}); \quad C_1 = U - W_1; \quad P_{w1} = P_1 (T_{w1} / T_1)^{\frac{k}{k-1}} = P_1 \pi(\lambda_{w1}).$$

Температуру гальмування в абсолютному русі та повний тиск знаходять із рівнянь $T_{c1} = T_1 + C_1^2 / (2 C_p)$; $P_{c1} = P_1 (T_{c1} / T_1)^{\frac{k}{k-1}}$.

Параметри в розрахункових перерізах визначають за допомогою газодинамічних функцій (ГДФ) залежно від функції витрат

$$q(\lambda_{w1}) = F_{MIN} / F_1; \quad W_1 = \lambda_{w1} a_{кр} (T_{w1}); \quad T_1 = T_{w1} \tau(\lambda_{w1}); \quad P_1 = P_{w1} \pi(\lambda_{w1}).$$

Положення стрибка на робочому органі знаходять із рівнянь (16) методом послідовного наближення. Якщо біля робочого органу присутній стрибок, то параметри роботи і геометрія каналу задані вірно. Після стрибка функція витрат визначають із виразу (17).

Колосе зусилля знаходять із формули (9) або (18).

Середні значення повного тиску і витрати газу вздовж елементарного ступеня одержують із формул (19).

Ізоентропійна робота підвищення тиску в елементарному ступені

$$L_{K1} = c_p T_{CS2} \left[\left(P_{CS1} / P_{CS1-1} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \quad (24)$$

ККД елементарного ступеня компресора знаходять як

$$\eta_{K1} = (L_{K1} G_{CS}) / (R_1 U) \quad (25)$$

На основі розробленої методики розрахунку було проведено ряд комп'ютерних досліджень. Виявлено, що ефективність хвильового компресора значно залежить від таких параметрів:

- коефіцієнта витрат $\rho = V / (F_{BX} U)$ (рис. 12),

де V - об'єми витрати; F_{BX} - площа на вході в робочий канал;

- коефіцієнта зміни площі меридіонального перерізу K_F (рис. 13);

- приведеної швидкості газу на виході із випускної ділянки робочого каналу $\lambda_{вип}$ (рис. 14);

- коефіцієнта площі робочих органів $K_{p.o} = (F_{p.o})_к / F_{BX}$.

Найбільшої ефективності компресор досягає при $K_{p.o} = 0,15 \dots 0,2$, але для забезпечення потрібного режиму роботи необхідно достатньо великі швидкості обертання робочих органів.

У цьому розділі описуються експериментальні дослідження хвильового компресора, проведені на модернізованому заводському стенді. Дослідний зразок компресора було виготовлено під серійний турбокомпресор ТКР 11. Під час експериментів вимірювалися такі величини: витрати повітря, частота обертання ротора, температура повітря перед компресором і після нього, розрідження на вході в компресор і надлишок тиску після нього, надлишковий тиск і температура гальмування перед турбіною, статичний тиск у кількох місцях вздовж проточної частини компресора і в роздільнику.

В результаті експериментів виявлено, що на ефективність компресора впливають:

- значення приведеної швидкості потоку на виході із випускної ді-

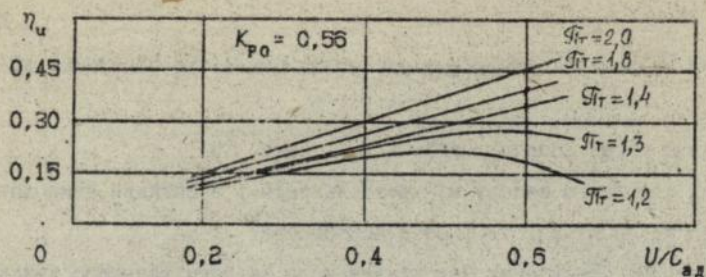


Рис. 10. Вплив ступеня зниження тиску π_T на ККД турбіни

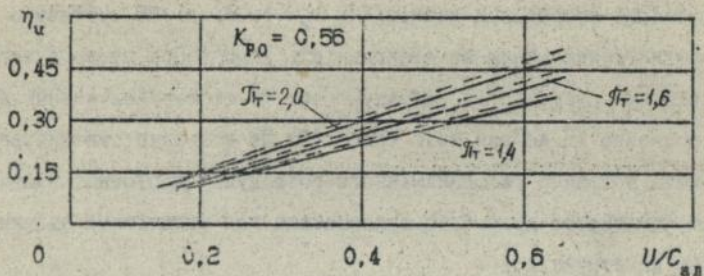


Рис. 11. Зіставлення розрахункових та експериментальних залежностей серії кривих $\eta_T = f(U/C_{ад})$:

--- розрахункові; — дослідні.

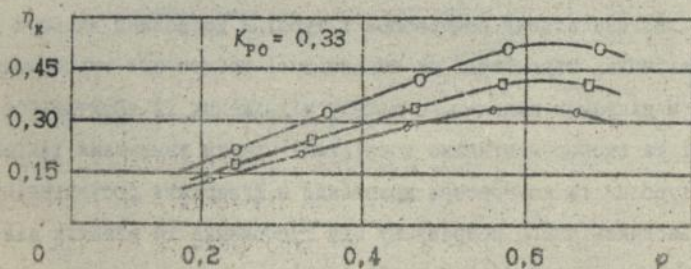


Рис. 12. Вплив коефіцієнта витрат на ККД компресора:

--- $K_T = 1,01$; — \square — 1,04; — \diamond — 1,07.

- значення приведеної швидкості потоку на виході із випускної ділянки $\lambda_{\text{вип}}$;
- коефіцієнт площі робочих органів $K_{p,0}$ (рис. 15);
- значення торцевого зазору між роздільником і лопатками який істотно впливає на ефективність роботи компресора;
- конструктивне оформлення всмоктувального та нагнітального каналів.

Результати дослідів показали, що підведення газу за допомогою кутового патрубка більш ефективніше, ніж від радіального.

У діапазоні проведених досліджень $\eta_k = 1,05 \dots 1,25$ суттєвого впливу довжини роздільника на ефективність компресора не виявлено.

Зіставлення результатів розрахункових та експериментальних досліджень показало їх добрий збіг (рис. 15). Це дозволяє стверджувати, що розроблена методика газодинамічного розрахунку проточної частини хвильового компресора може бути використана для кількісної оцінки розроблених конструкцій.

ВИСНОВКИ

1. Теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено способи роботи хвильових тангенціальних компресора і турбіни.
2. Розроблені методики газодинамічних розрахунків проточних частин хвильових тангенціальних компресора і турбіни дозволили виявити вплив геометричних параметрів на особливості роботи цих турбомашин, та визначити напрямок подальшого пошуку підвищення їх ефективності.
3. Створені та експериментально досліджені зразки хвильових тангенціальних турбіни та компресора дозволили підтвердити достовірність методик газодинамічного розрахунку цих турбомашин та виявити діапазон зміни експериментальних коефіцієнтів.

Досягнуті характеристики хвильових турбіни та компресора в цей час дозволяють їх використати у допоміжних силових установках,

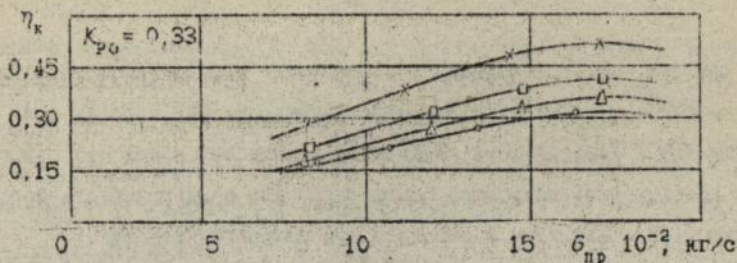


Рис. 13. Вплив коефіцієнта зміни меридіонального перерізу:
 --- $K_p = 1,01$; -□- - 1,04; -x- - 1,07; -△- - 1,15.

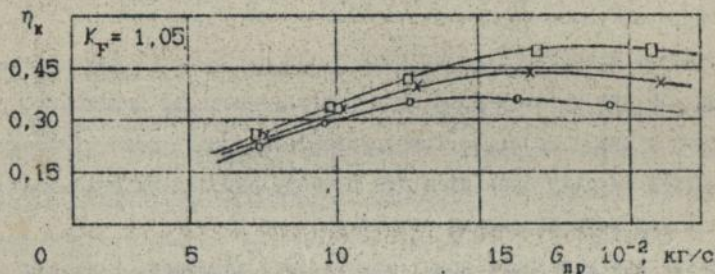


Рис. 14. Вплив приведенної швидкості газу на виході із
 випускної ділянки на ККД компресора:
 --- $\lambda_{вип} = 0,4$; -x- - $\lambda_{вип} = 0,7$; -□- - $\lambda_{вип} = 0,9$;

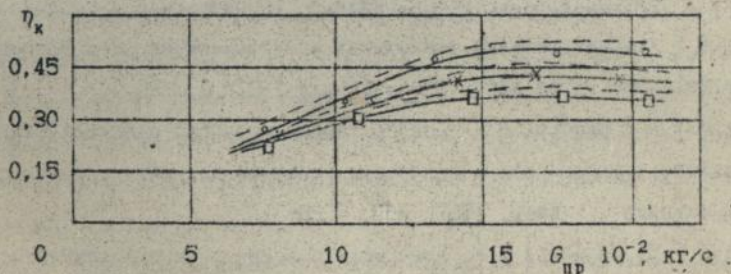


Рис. 15. Зіставлення результатів розрахункових та експериментальних досліджень:
 --- $K_{p0} = 0,28$; -x- - 0,33; -□- - 0,38;
 - - - - розрахункові; ——— - дослідні.

го двигуна, а також приводу реверса тяги. При об'ємних витратах $V = 0,075 \dots 0,10 \text{ м}^3/\text{с}$, згідно з розрахунками, ККД турбіни може досягти 75%. Ефективність хвильового компресора в цей час відповідає ефективності вихрового компресора, але продуктивність його значно вище, виходячи з особливостей робочого процесу.

4. Одержані вирази для визначення колового зусилля, яке виникає на робочих органах, потужності та внутрішньої роботи в тангенціальних турбомашинах дозволили удосконалити методики газодинамічних розрахунків.
5. Сукупність розрахункових методик є завершальною частиною пізнавального етапу науково-дослідних робіт і дозволяє перейти до наступного етапу - дослідно-конструкторських робіт щодо створення допоміжних силових агрегатів для приводу виконавчих механізмів літаків і двигунів літальних апаратів.

Результати наведеної праці можуть бути застосовані на підприємствах, які займаються проектуванням і доводков енергетичних установок.

Список праць з теми дисертації:

1. Дикий Г. П., Шкабура В. А. Об одной расчетной схеме одномерного потока в тангенциальных турбомашинах // Газодинамика и теплообмен в комбинированных двигателях и турбомашинах. 8-я Всесоюз. межвуз. конф.: Тез. докл. (М., 13-24 мая 1991г.) С. 89.
2. Дикий Г. П., Шкабура В. А. Основы теории рабочего процесса тангенциальных компрессоров с волновыми рабочими органами // Фермерская техника. Киев, 1997, №40. С. 28-31.
3. Дикий Г. П., Шкабура В. А. Совершенствование волновых тангенциальных турбомашин // Энергоустановки периодического сгорания: Тез. докл. К Всерос. межвуз. науч.-техн. конф. (М., 19-21 ноября 1996г.) С. 164.

4. Шкабура В. А., Дикий Г. П., Карпенко А. Ф. Оптимизация центробежных компрессоров для наддува ДВС. // Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели: Тез. докл. X Всерос. межвуз. науч.-техн. конф. (М., 19-21 ноября 1996г.). С. 164.
5. А. с. 1471673 СССР, F 02 C 3/00 1/34. Газовая турбина/Дикий Г. П., Шкабура В. А. Заявлено 08.07.87. Опубликовано 07.10.89. Бюл. N 14/ Открытия. Изобретения 1989. N 14.
6. А. с. 1682633 СССР, МКИ F 04 D 17/06. Вихревой компрессор и способ нагнетания в нем рабочего тела /Дикий Г. П., Шкабура В. А. Заявлено 28.06.88; Опубл. 07.10.91, Бюл. N 37/ Открытия. Изобретения. 1991. N 37.

АННОТАЦИЯ

Шкабура Владимир Анатольевич. "Расчетное и экспериментальное исследование газодинамических процессов в волновых тангенциальных турбомашинных двигателях летательных аппаратов". Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.07.05 "Тепловые двигатели летательных аппаратов", Харьковский авиационный институт им. Н.Е. Жуковского, 1997 год.

Защищается научная работа, в которой получили обоснование и развитие способы работы и устройства волновых компрессора и турбины с усоообтекаемыми рабочими органами, методики газодинамического расчета их проточных частей в одномерном приближении. Выполнены расчетные исследования волновых тангенциальных компрессора, турбины и экспериментальные исследования опытных моделей. Проведены сопоставления и доработки методик газодинамического расчета проточных частей данных машин. Полученные расчетно-теоретические результаты позволяют выработать комплекс предложений, направленных на значительное повышение показателей эффективности волновых компрессора, турбины, и обеспечить

их устойчивую работу при заданном расходе газа и степени повышения или понижения давления в ступени.

SUMMARY

Shkabura V. A. Calculations and experimental investigation of gas dynamics processes in wave tangent-flow turbo-compressors for aircraft engines. This thesis is submitted for a Candidate of Sciences Degree (Engineering) in the specialty 05.07.05 - thermal aircraft engines. Kharkov Aviation institute named after N. E. Zhukovsky, 1997.

Being defended the scientific work in which the process of functioning and construction of wave flow compressor and turbine with easy streamlined elements and methods of gas dynamics one dimensional calculations of their flowing parts have been grounded and developed. Wave tangent-flow compressor and experimental investigations of test models have been conducted. The methods of gas dynamics calculations of these machines flowing parts have been compared and modified. Theoretically calculated results allow to elaborate a complex of proposals directed to significant increase of efficiency indicators of wave flow compressor, turbine and to provide their stable functioning under set gas rate and pressure expansion or compression ratio in stage.

КЛЮЧОВІ СЛОВА

Хвильові тангенціальні компресор і турбіна, зручнообтічні робочі органи, методика газодинамічного розрахунку, одновимірне наближення, дослідна модель.

Підписано до друку

1997

Умовн. - друк. арк. 1. Замовлення 28

прим. Безкоштовно

Надруковано у типографії ХАІ

18 58 212



AB 38.212
AB 38.212