

ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Єнікєєв Едуард Римович

**УДОСКОНАЛЕННЯ ЛАБІРИНТОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ
ТУРБОМАШИН**

05.04.12 - турбомашини та турбоустановки

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук



Харків - 1996

62-135

AB 36.640

Дисертацією є рукопис
Робота виконана в НВО
турбінобудування Харківського
університету

ЛНБ України ім.В.Стефаніка



00760853 (Т)

Науковий керівник – кандидат технічних наук, професор
Зайцев Михайло Васильович

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, професор
Маляренко Віталій Андрійович
– кандидат технічних наук, доцент
Дроннік Юрій Михайлович.

Провідна організація: Інститут проблем машинобудування НАН
України

Захист відбудеться "23" січня 1997 р. в 14³⁰ год.
на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 02.09.12 у
Харківському державному політехнічному університеті
(310002, Харків, МСП, вул. Фрунзе 21).

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Харківського
державного політехнічного університету

Автореферат розісланий "21" грудня 1996 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Потегенко О.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи: Сутність дії лабіринтових ущільнень всіх типів полягає в створенні опору рухові пари в зазорі між частинами турбіни, що обертаються, та нерухомими частинами. Опір виникає в результаті тертя в вузьких каналах та вихревого руху в камерах ущільнення. Однак, величина зазорів в ущільненнях визначається не тільки прагненням знизити перетік, але й необхідністю забезпечити відсутність черкання ротора за статор на пускових режимах, коли теплові деформації валу максимальні. Статистика свідчить, що уже через рік роботи турбіни радіальні зазори в ущільненнях зростають на 100 ... 150 % .

Таким чином, при заданій величині зазору знизити витрату крізь ущільнення можна тільки шляхом збільшення кількості дроселів у ньому.

Але при застосуванні великої кількості щілин слід враховувати збільшення відстані між підшипниками 1, отже, зростання діаметру валу, що необхідно для зберігання в припустимих межах критичної кількості обертів ротора, що, в свою чергу, викликає збільшення площини кільцевої щілини. Збільшення ж кількості дроселів при фіксованій відстані між крайніми гребенями не призводить, як показано для прямоточних ущільнень, до помітного зниження перетоку. У випадках східчастих ущільнень такий варіант збільшення кількості щілин зустрічає труднощі, пов'язані з необхідністю урахування взаємних переміщень ротора і статора.

Таким чином, практично доводиться упокоритися з деяким перетоком пари, який визначається величиною зазору, обраного з урахуванням перелічених чинників.

Останнього часу знаходять уживання осьорадіальні ущільнення, коефіцієнт витрати яких значно нижчий, ніж у застосованих раніше прямоточних і східчастих ущільненнях.

Дані по витратним характеристикам наведено в РТМ. Однак, ці дані не можуть урахувати різноманітності застосовуваних конструкцій.

Все викладене робить актуальним проведення порівняльних розрахунків та випробовувань ущільнень різного типу.

Для діафрагмових ущільнень практично єдиним засобом поменшення експлуатаційного зазору і, таким чином, зниження перетоку в лабіринтовому ущільненні є створення конструкції ущільнюючого кільця, яка б виключала черкання ротора за ущільнюючі гребені на перехідних режимах. Аналіз вітчизняних та закордонних джерел, присвячених цієї проблемі, свідчить про те, що ефективніше над усе цей принцип реалізовано в конструкціях ущільнень з перемінним під час експлуатації зазором між ротором і гребенями ущільнення. При цьому зміна розташування сегментів ущільнюючого кільця здійснюється в залежності від величини перепаду тиску на ущільненні.

Розробка принципово нової конструкції діафрагмових ущільнень із змінним зазором є складною інженерною та дослідною задачею, розв'язуванню якої присвячена ця дисертаційна робота. Таким чином, викладене свідчить про її актуальність.

Мета роботи: якісно вивчити структуру потоку в камерах лабіринтових ущільнень турбомашин; на основі фізичного експерименту і розрахункового аналізу здобути кількісні залежності для визначення оптимальних геометричних співвідношень в елементах надбандажних та діафрагмових ущільнень; створити теоретичні та експериментальні основи проектування діафрагмових та кінцевих ущільнень з перемінним під час експлуатації зазором, який дозволяє уникнути черкання статорних деталей за ротор на пускових режимах роботи турбіни.

Наукова новина роботи:

- на підставі експеримента уточнено діапазон вживання різних типів ущільнень;

- вперше в СНД розроблено конструкцію і проведено натурні випробовування ущільнюючих кілець із змінним зазором;

- на підставі експерименту і аналізу впливу гідростатичних сил, які діють на рухомі елементи діафрагмових ущільнень, розроблено новий метод оптимізування осьових і кутових розмірів сегментів ущільнюючих кілець діафрагмових ущільнень із змінним і сталим зазором;

- одержано залежність для визначання оптимального співвідношення осьових та радіальних зазорів в парних осьорадіальних ущільненнях;

- сформульовано математичну модель для розрахунку п'яскої турбулентної течії в лабіринтовому ущільненні.

Практична цінність роботи полягає у:

- підвищенні економічності парових турбін за рахунок зниження втрат від витoku через надбандажні і діафрагмові ущільнення в результаті зменшення коефіцієнтів витрат і експлуатаційних зазорів;

- зниженні експлуатаційних витрат при заміні сегментів діафрагмових ущільнень;

- уточненні величини об'ємних втрат в східці турбомашини;

- підвищенні надійності роботи турбін за рахунок запобігання черкання ущільнюючих гребенів за ротор на пускових режимах.

Реалізація результатів роботи: Результати дисертаційної роботи використано при проектуванні турбін К-225-12,8; К-125-12,8; Р-12; К-340-23,5 НВО "Турбоатом", а також протягом робіт з модернізування діафрагмових та кінцевих ущільнень т. К-500-65/3000 Курської АЕС, К-750-65/3000 Ігналінської АЕС, К-220-44 Вірменської АЕС, К-300-240 Зміївської, Добротворської та інших ДРЕС і АЕС України та СНД.

Апробація роботи: Основні розділи дисертаційної роботи докладено:

- на міжнародній науково-технічній конференції "Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического эксперимента", м. Зміїв, 1994 р.;

- на міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми ресурсо- і природосбереження в енергетиці", м. Харків, 1994 р.

Особистий внесок автора. У колективно виконаних роботах особистий внесок автора полягає в пріоритетній ролі при формулюванні, постановці і вирішенні задач, пов'язаних з оптимізацією надбандажних та діафрагмових ущільнень турбомашин.

Автором самостійно розроблено розрахункові основи конструкції ущільнення із змінним зазором. В основних публікаціях, написаних у співавторстві, особисто автору

належать: аналіз, наукове обґрунтування проблеми, підготовка і редагування рукопису, розробка методів випробовувань, участь у експериментах та обробці експериментальних даних.

Публікації: основні результати дисертаційної роботи відображено в 7 публікаціях, у т.ч. в двох патентах.

Об'єм і структура роботи: Дисертаційна робота складається з вступу, шести глав та основних висновків, має 137 сторінок тексту, у тому числі 56 рисунків та 4 таблиці. Список використаних джерел вміщує 30 найменувань.

З М І С Т Р О Б О Т И

У вступу обґрунтовується актуальність розглядаємої науково-технічної задачі.

Перша глава містить огляд літературних джерел за темою роботи і формулює основні задачі досліджень.

Аналізуються відомі методи визначення поля швидкостей при течії середовища в лабіринтовому ущільненні. Наведено відомі експериментальні роботи по визначанню витратних характеристик різних ущільнень. Розглядаються особливості конструкції існуючих типів надбандажних і діафрагмових ущільнень.

Друга глава присвячена чисельному дослідженню течії в лабіринтовому ущільненні. Для розв'язування цієї задачі використовується метод розщеплення за фізичними параметрами.

Відповідно до ідеї цього методу розв'язування задачі розбивається на два етапи. На першому етапі в різностному аналізі рівняння Нав'є-Стокса враховуються тільки конвективні та в'язкісні члени, що дозволяє одержати допоміжну сіточну функцію \tilde{V}

$$\frac{\tilde{V} - V^n}{\Delta t} + (V^n \cdot \nabla) V^n - \frac{1}{\text{Re}} \nabla^2 V^n = 0 \quad (1)$$

В подальшому ця функція використовується для визначення поля швидкостей на кожному часовому кроці

$$V^{n+1} = \tilde{V} - \Delta t \nabla p \quad (2)$$

При цьому поле тиску p , яке забезпечує соленоїдальність функції V^{n+1} , визначається за рівняння Пуасона для тиску

$$\nabla^2 p = \frac{\nabla V}{\Delta t} \quad (3)$$

Наведені рівняння апроксимувалися різничною схемою на грібідній сітці, що дозволяє звичайним способом сполучати межі комірок з гребенями лабіринтового ущільнення та його межами.

Для враховування впливу турбулентності при розрахуванні в'язкої течії в лабіринті використано гіпотезу турбулентної в'язкості Кармана.

Гіпотезу Кармана застосовують до ділянки течії, віддаленої від стінки. Вважається, що поблизу стінки турбулентна в'язкість залежить тільки від величин, вимірених відносно стінки, тобто від U_1 і x_2 , а також від ν .

$$\varepsilon = n^2 u_1 x_2 [1 - \exp(-n^2 u_1 x_2 / \nu)] \quad (4)$$

де n - емпірична стала ($n = 0,124$).

Таким чином, розрахунок турбулентної течії в лабіринтовому ущільненні вільної конфігурації робиться в наступній черзі:

1. За відомим полем V^n за допомогою рівнянь (1) визначаються в усіх вузлах, крім пристінкових, сіточні функції \tilde{u} , \tilde{v} . В пристінкових точках використовувались нестандартні співвідношення.

2. Розв'язується (методом установлення) різництне рівняння Пуасона для тиску (3).

При цьому межові значення $p_{i,j}$ на вході і виході в ущільнення задаються, а поблизу стінок на кожному часовому кроку визначаються методом прогонки.

3. За рівнянням (2) обчислюються значення u^{n+1} , v^{n+1} . Обчислення продовжуються до зіткнення з наданою точністю величин на послідовних часових кроках.

4. Після визначення поля швидкостей в'язкої ламінарної течії за формулою (4) визначаємо у всіх точках розрахункової ділянки значення додаткової турбулентної в'язкості $\varepsilon_{i,j}$.

5. Визначаємо в кожній точці розрахункової ділянки повну величину в'язкості, враховуючи турбулентний додаток, і повторюємо розрахунок течії методом розщеплення ш. 1 - 3, одержуючи в результаті значення швидкостей потоку з урахуванням впливу турбулентності.

За допомогою описаного чисельного методу може бути

визначено умови течії для будь-яких форм ущільнень з тонкими ущільнючими гребенями.

Найбільш докладно було досліджено течію в камері прямооточного ущільнення.

Перед усім, очевидно, що в камерах необхідно відрізняти дві ділянки течії. В нижній частині камери за гребенями спостерігається течія струменю, яка після входу поширюється і звужується після виходу. В верхній частині камери спостерігається рециркуляційна течія з замкненими лініями струму. Цей вихор, з одного боку, виникає під дією течії витoku, а, з іншого боку, він сам індукує вторинні вихори у верхніх кутах камери.

Чітко простежується поширення вхідного струменю і відносно низькі значення швидкостей в ділянці циркуляційної течії.

При низьких числах Рейнольдса ($100 < Re < 1000$) течія витoku заповнює всю камеру. При підвищенні числа Рейнольдса вторинні вихори зливаються з основним вихором та зміщують течію витoku подальш униз.

Термін виконання розрахунків головним чином залежить від кроку між точками сітки, числа Рейнольдса і меж точності.

В третій главі наведено опис статичної експериментальної установки для порівняльних випробовувань надбандажних ущільнень різних типів, методики проведення експериментів, а також їх результатів. Експериментальна установка складає циліндричний корпус, в проточках якого збираються ущільнення, що підлягають дослідженню. Вимірювання витрати повітря робиться за допомогою установленого в мірчій ділянці нормального сопла $\varnothing 13$ мм. Порівняння різних типів ущільнень здійснювалося за зведеним коефіцієнтом витрати. На рис. 1 наведено результати випробовувань прямооточних ущільнень з двома (крива 1) і чотирма (крива 2) ущільнючими гребенями при різній величині радіального зазору. Із залежності на рис. 1 випливає, що із зростанням радіального зазору знижується ефективність від установлення додаткових гребенів та при радіальних зазорах, завбільшки $1 + 1,2$ мм, додаткові гребені практично не знижують коефіцієнт витрати α_y прямооточного ущільнення при фіксованій відстані між крайніми гребенями.

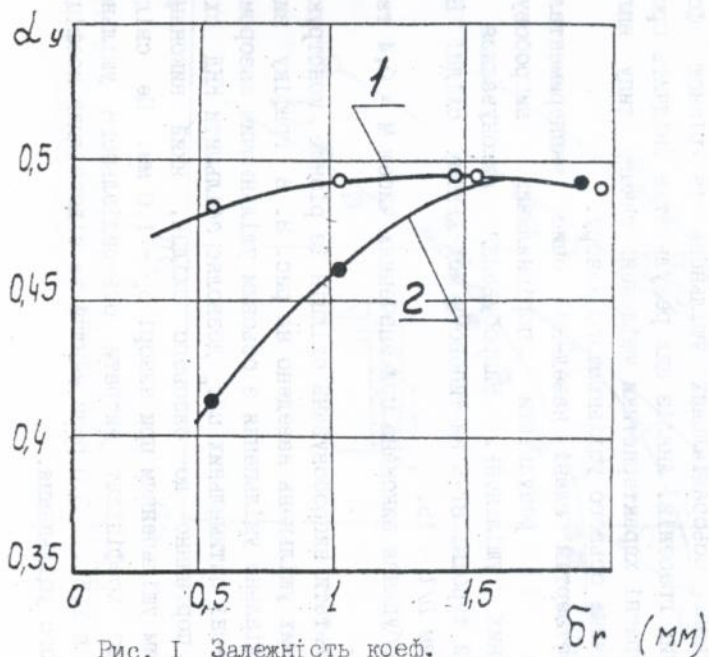
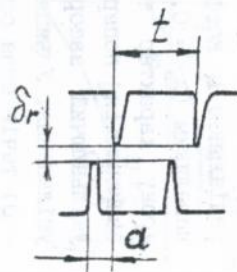
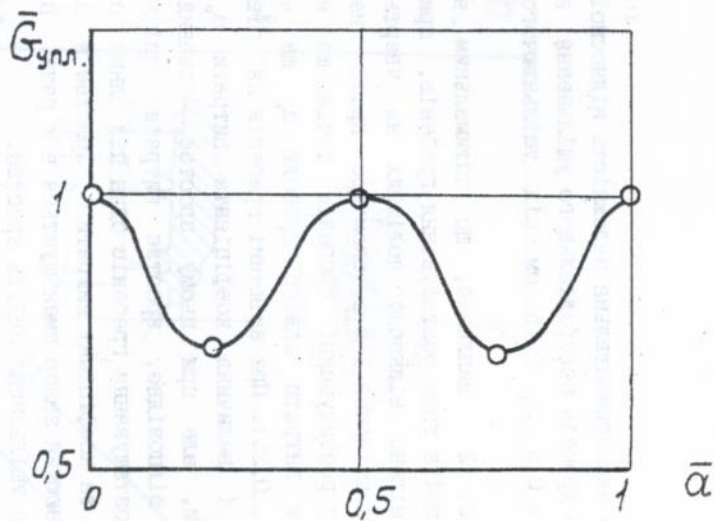


Рис. 1 Залежність коеф. витрати від зазору в ущільненні



$$\bar{a} = a/t$$

Рис. 2 Зміна витрати через осьорадіальне ущільнення

На рис. 2 наведено експериментальна залежність відносно витрати через подвоєний дросель осьорадіального ущільнення з радіальним зазором $\delta_r = 0,5 \dots 0,75$ мм від ущільнючого осевого зазору a .

З графіку на рис. 2 випливає, що оптимальним в осьорадіальному ущільненні є таке розташування гребенів, при якому верхні гребені зміщено відносно долішніх на чверть кроку. При чому напрямок зміщення (за потоком або проти) не має значення. При такому розташуванні гребенів течія ще є радіальною і коефіцієнт витрати одного дроселю α_0 ще є невеликим ($\alpha_0 = 0,27 \dots 0,25$). При зміщенні гребенів на пів кроку характер течії і величина коефіцієнта витрати α_0 залишаються попередніми, але при цьому зростає осевий ущільнючий зазор і, відповідно, зростає витрата крізь ущільнення. У випадку розташування гребенів один під одним ($a = 0$) течія стає осевою та коефіцієнт витрати α_0 зростає в 3 рази. Під цей час ущільнючий зазор зменшується в 2 рази. В результаті витрата крізь ущільнення навіть зростає.

В цій главі також викладено результати порівняльних випробовувань осьорадіальних ущільнень із різною формою ущільнючих гребенів. Аналіз цих результатів свідчить про те, що на витратні характеристики ущільнень такого типу впливає лише величина осевого ущільнючого зазору.

В **четвертій главі** наведено опис експериментальної установки і результати порівняльних випробовувань надбандажних ущільнень. Випробування виконувалися на повітряній турбіні ВТ-5 на типовому модельному східці ВД з відношенням $D/l = 15$.

Випробування виконано при значеннях чисел $M = 0,4$ та $Re = 3,8 \cdot 10^5$.

Результати випробовувань східців із різною конструкцією надбандажних ущільнень наведено на рис. 3. З графіку видно, що осьорадіальне ущільнення з осевим ущільнючим зазором $a = 2,0$ мм в зоні оптимальних u/c_0 дозволяє збільшити ККД східця на 0,3 % порівняно до базового східця, який виконано з прямоточним ущільненням при зазорі $\delta_r = 1,0$ мм. Це свідчить про те, що коефіцієнт витрати осьорадіального ущільнення приблизно в 2,5 ... 3,0 рази менший за відповідний коефіцієнт прямоточного ущільнення.

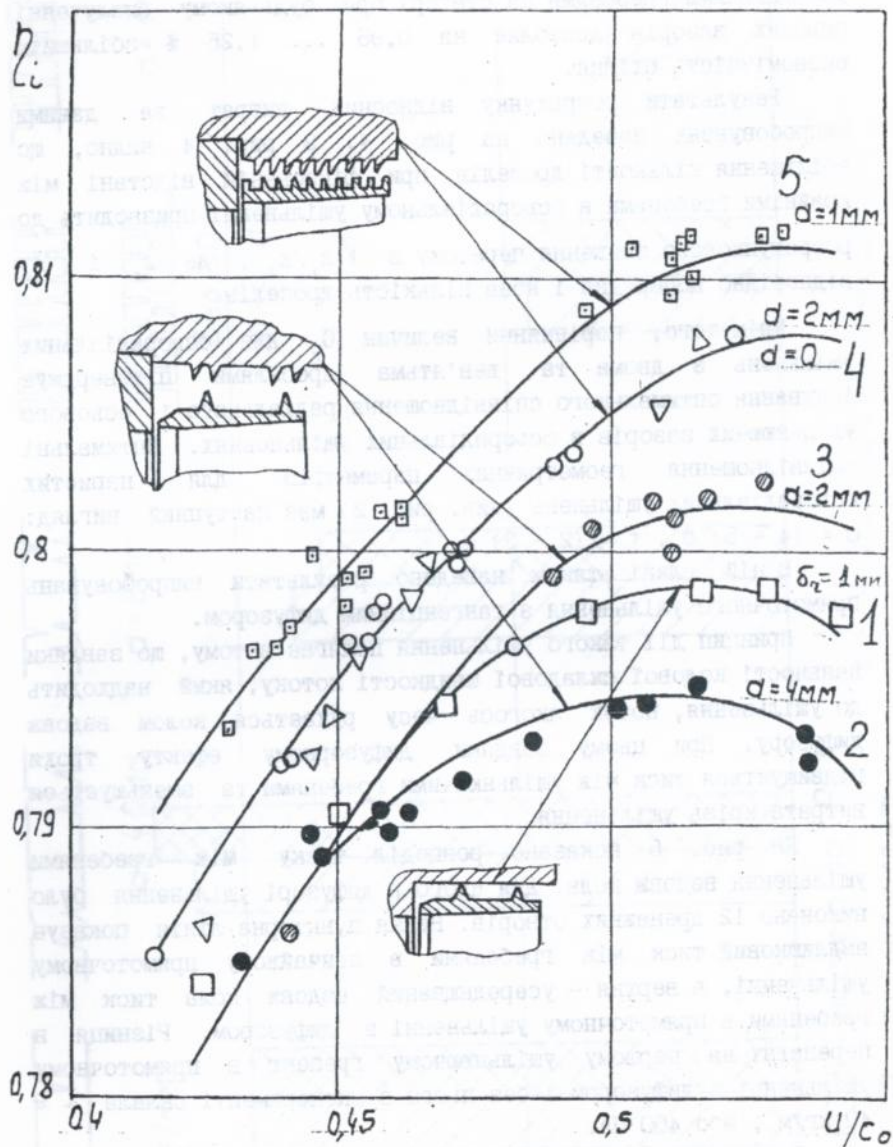


Рис. 3 Економічність східців з різними типами нацбандажних ущільнень

З наведеного графіку видно, що осьорадіальне ущільнення з 10-ма ущільнюючими гребенями на бандажі р.с. та 9-ма ущільнюючими гребенями на статорі при будь-якому сполученні осьових зазорів дозволяє на 0,95 ... 1,25 % збільшити економічність східця.

Результати розрахунку відносних витрат за даними випробовувань наведено на рис. 4. З рис. 4 видно, що збільшення кількості дроселів при фіксованій відстані між крайніми гребенями в осьорадіальному ущільненні призводить до розрахункового зниження перетоку в $\sqrt{z_1/z_2}$, де z_1 і z_2 відповідно попередня і нова кількість дроселів.

Крім того, порівняння величин ζ_y для осьорадіальних ущільнень з двома та дев'ятьма дроселями підтверджує існування оптимального співвідношення радіального і осьового ущільнюючих зазорів в осьорадіальних ущільненнях. Оптимальні співвідношення геометричних параметрів для паристих осьорадіальних ущільнень (див. рис. 2) має наступний вигляд: $a = (4 + 5) \delta_r$, $t = (2 + 3) a$.

В цій главі також наведено результати випробовувань прямооточного ущільнення з тангенційним дифузором.

Принцип дії такого ущільнення полягає в тому, що завдяки наявності колової складової швидкості потоку, який надходить до ущільнення, потік якогось часу рухається колом вздовж дифузору. При цьому завдяки дифузорному ефекту трохи підвищується тиск між ущільнюючими гребенями та зменшується витрата крізь ущільнення.

На рис. 5 показано розподіл тиску між гребенями ущільнення вздовж кола. Для цього в дифузори ущільнення було виконано 12 дренажних отворів. Нижня пунктирна лінія показує надлишковий тиск між гребенями в звичайному прямооточному ущільненні, а верхня – усереднений вздовж кола тиск між гребенями в прямооточному ущільненні з дифузором. Різниця в перепадах на першому ущільнюючому гребеню в прямооточному ущільненні з дифузором і без нього в експерименті склала $\sim \approx 40 \text{ кг/м}^2$, або 400 Па.

Результати випробовувань свідчать, що вживання тангенційного дифузору в ЦВТ збільшує економічність східців на 0,3 %.

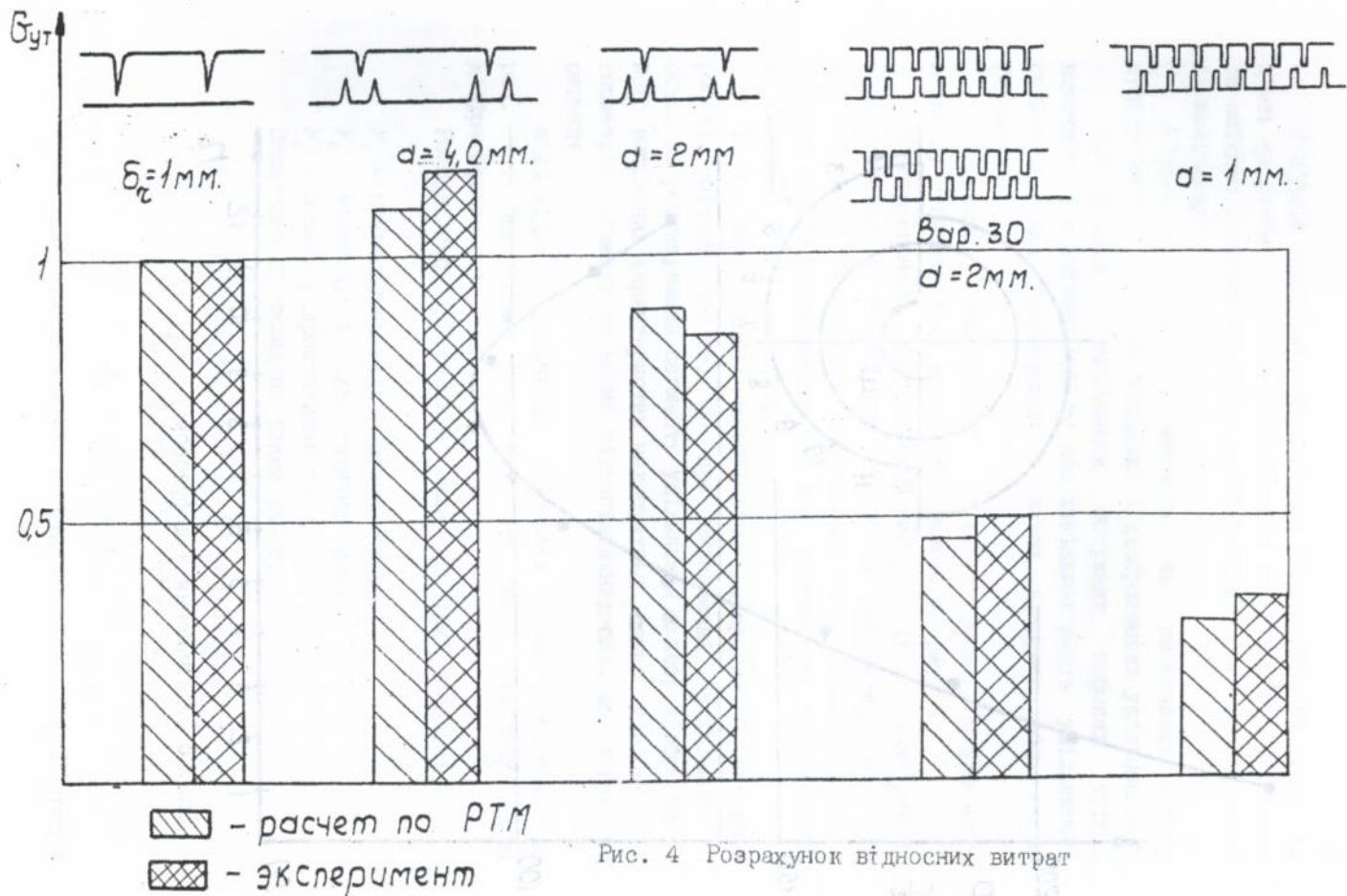


Рис. 4 Розрахунок відносних витрат

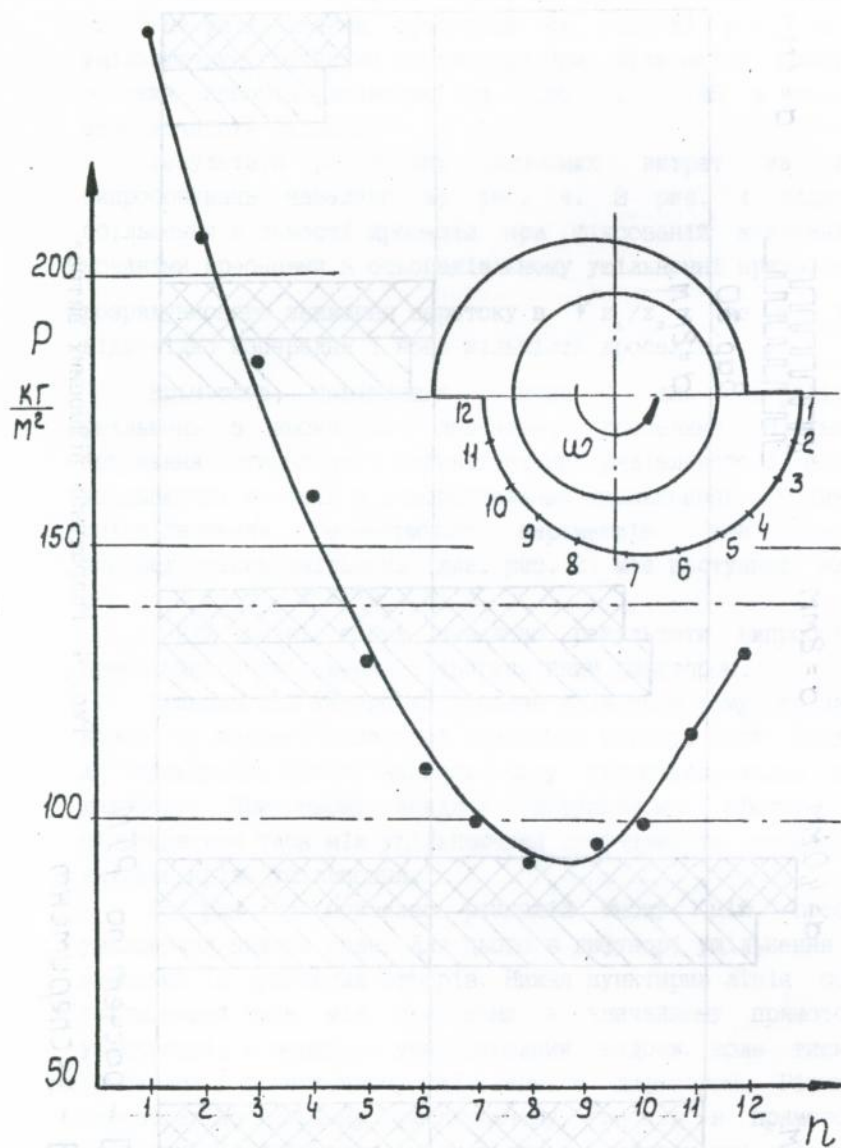


Рис. 5 Ущільнення з дифуззором

В п'ятій главі викладено аналіз гідростатичних сил, що діють на рухомі елементи діафрагмових та кінцевих ущільнень із змінним і сталим зазором, а також надано опис особливостей їх конструкцій.

Відомо, що одним із чинників, які визначають роботу турбоагрегата, є робота кінцевих і діафрагмових ущільнень.

Конструкційно ущільнення потужних парових турбін виконуються у вигляді одного або декількох рядів ущільнюючих сегментів, які встановлено в пазах діафрагм або обойм ущільнень.

Позначимо геометричні характеристики поперечного перерізу сегменту так, як це відображено на рис. 6.

Конструювання ущільнень, вибір їх геометричних характеристик і розрахунок перетоків регламентується РТМ 108.020.33-86 "Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров", яка узагальнює дослідження, що виконано в СНД та за кордоном.

Того ж часу аналіз матеріалів, наведених в згаданій роботі, свідчить про те, що при визначенні радіального і осевого розташування сегменту ущільнення в пазу діафрагми та його витратних характеристик недостатньо повно ураховується геометрія сегменту та вплив гідростатичних сил, що діють на сегмент.

Відповідна розрахункова стержнева схема зображена на рис. 7. При цьому слід мати на увазі кільцеву форму діафрагмового ущільнення.

Розподілимо гідростатичні сили на три складові:

F_n - притискаюча гідростатична сила;

F_o - відтискаюча гідростатична сила;

F_z - осьова гідростатична сила.

Визначимо ці складові таким чином:

$$F_n = \Delta P_o [k_n D_4 M + D_2 (B - M)] \sin \alpha;$$

$$F_o = \frac{1}{2} \Delta P_o (D_1 a) \sin \alpha;$$

$$F_z = \Delta P_o D_c L \alpha,$$

k_n - експериментальний коефіцієнт, що характеризує

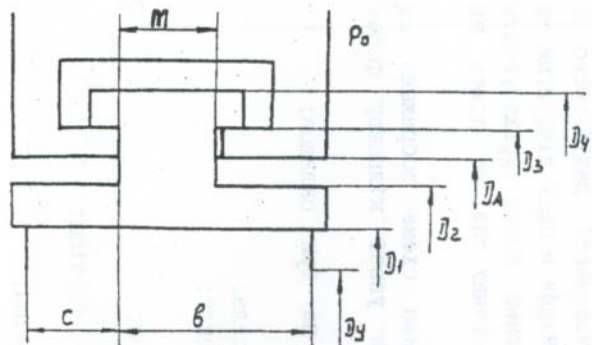


Рис. 6 Сегмент ущільнення

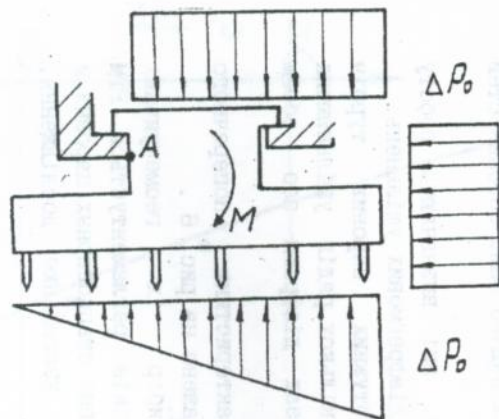


Рис. 7 Сегмент ущільнення

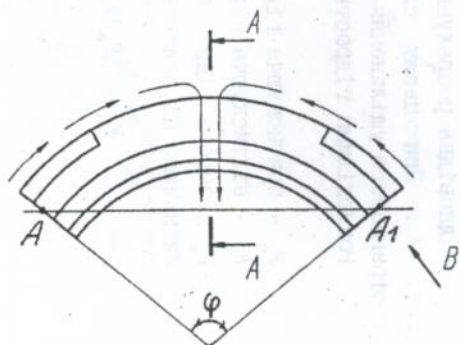
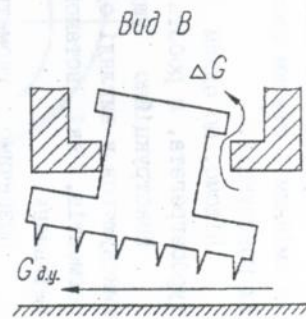
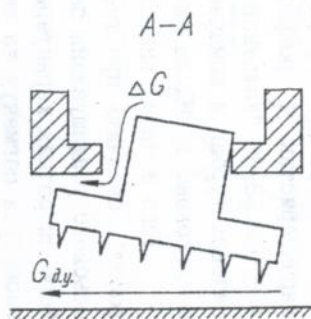


Рис. 8 Перекос сегменту під впливом гідростатичних сил



величину тиску в кільцевому пазі, за дослідними даними $k_n = 0,6 + 0,7$.

Знаючи значення гідростатичних сил, можна визначити реакції опор (див. схему на рис. 7) і, відповідно, силу тертя. Але при цьому слід враховувати вплив перекидуючого моменту, який виникає в меридіональній площині під впливом несиметрично прикладених гідростатичних сил.

Вісь перекидання проходить крізь точки $A - A_1$, які знаходяться на кінцях сегментів в місцях контакту внутрішньої частини пазу та шийки хвостовика з боку низького тиску (рис. 8).

$$M_{\text{пер}} = 0,5 \Delta P_0 \left[LD_c^2 \left[1 - \frac{D}{D_c} \frac{\alpha}{\text{tg} \alpha} \right] + B^2 D_1 \left(0,66 + 0,5k + 0,16k^2 \right) - D_2 \left(B^2 - M^2 \right) - D_3 M^2 - \frac{2}{3} k D_4 \frac{C}{3} \right] \sin \alpha. \quad (5)$$

Із наведених формул видно, що у випадку негативного перекидуючого моменту (на розрахунковій схемі негативний момент відносно точки A , прикладений до стержневої системи, є спрямованим за годинникову стрілкою - див. рис. 7) реакції опор спрямовані в різні боки, та їх сума перевищує осьову гідростатичну силу F_z , що призводить до збільшення сили тертя $F_{\text{тер}}$, яка перешкоджує рухові сегментів в радіальному напрямку і появі перетікання робочого тіла крізь паз. Того ж часу збільшення кута дуги сегменту, поряд з усуванням "перекосу", призводить до зростання поверхні, підвладної до дії осьової гідростатичної сили, що також збільшує силу тертя.

Таким чином, можна зробити висновок про те, що існує оптимальна з точки зору мінімуму сил тертя в системі "паз - сегмент" величина α та відповідна їй кількість сегментів в ущільнюючому кільці.

Оптимізація кількості сегментів необхідна, в першу чергу, в ущільненнях із радіальним зазором, який змінюється під час експлуатації, де фрикційні сили є основною перешкодою на шляху створення працездатних конструкцій. Аналіз наведених формул свідчить про те, що оптимальною є така кутова величина сегменту ϕ , при якій перекидаючий момент дорівнює нулю ($M_{\text{пер}} = 0$).

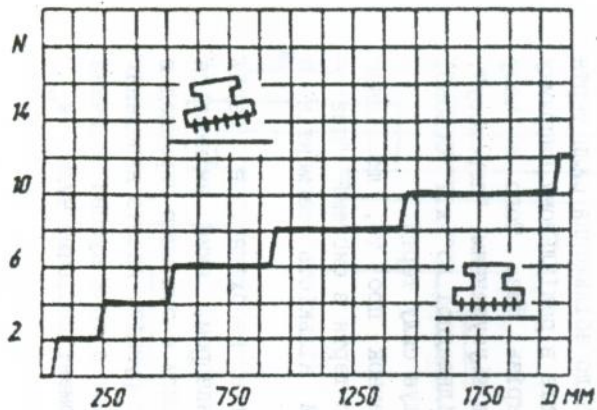


Рис. 9 Оптимальна кількість сегментів

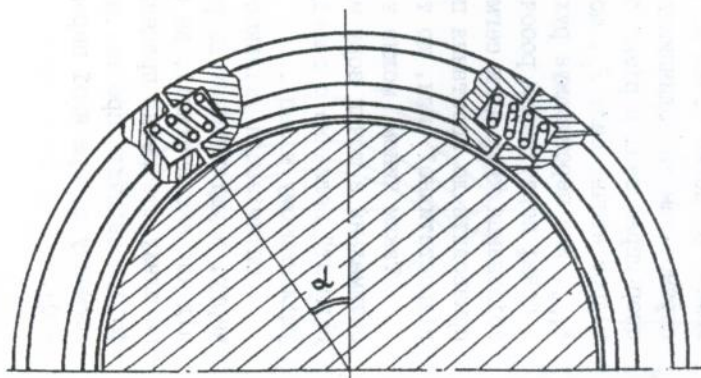


Рис. 10 Ущільнення з змінним зазором

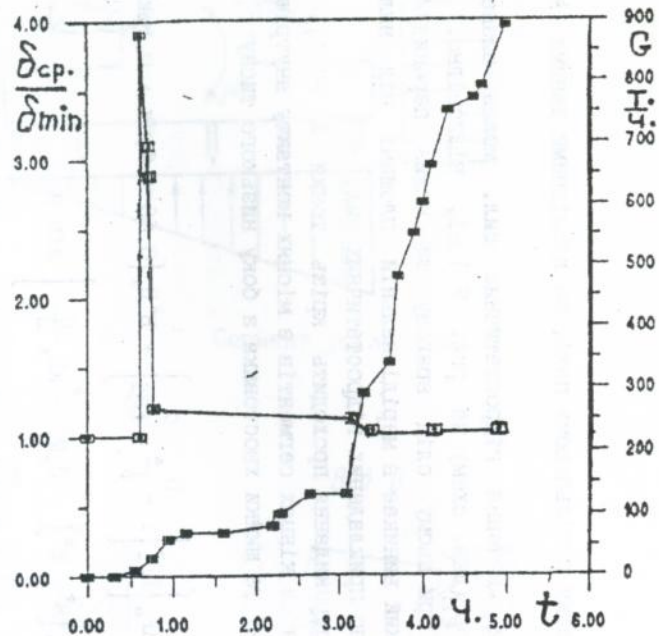


Рис 11. Зміна зазорів у кільді під час пуску

За умов, коли перекидуючий момент дорівнює нулю, легко одержати трансцендентне рівняння:

$$\frac{\alpha}{\tan \alpha} = k_z \quad (6)$$

де k_z - коефіцієнт, який залежить від осевих розмірів і діаметру ущільнення.

За даними цих розрахунків побудовано залежності оптимальної кількості сегментів в кільці N від діаметру ущільнення (рис. 9).

Як відомо, при пускових режимах роботи турбомашини відбувається черкання ротора за гребені ущільнень і відкидання сегментів в положення із більшими радіальними зазорами.

При відкиданні сегментів ротором на більший діаметр між сегментами виникають щілини біля 2 мм завширшки, які з'єднують кільцевий паз і зазори між кінцями сегментів.

В результаті у кільцевому пазі діафрагми виникає течія, спрямована до кінців сегмента, та спадає тиск.

Ефект знижування тиску в кільцевому пазі та "зависання" у ньому ущільнюючих сегментів підтверджено також даними фірми "GENERAL ELECTRIC".

Наявність "перекосу" призводить до додаткових втрат потужності:

- по-перше, з'являється перетік над хвостовиком сегменту крізь серпоподібні щілини, які утворилися внаслідок перекосу;

- по-друге, при "перекосі" зміниться еквівалентний зазор і в самому лабіринтовому ущільненні, що призведе до зростання перетоку;

- і, нарешті, додаткові перетоки викличуть зростання втрат від підсмоктування в проточну частину.

За виконаними розрахунками сумарні втрати на турбіну К-1000-60/1500-2 складуть 0,2 + 0,3 %.

Усунути цих втрат можна за рахунок збільшення величини кута дуги сегменту вище над критичну.

Запропонований метод можна використовувати замість описаного в РТМ 108.020.33-86, де не враховується кільцева форма сегменту і наявність "перекосу".

В шостій главі наведено опис конструкції діафрагмового

ущільнення із зазором, який змінюється під час експлуатації та методики його випробовування на натурному експериментальному стенді.

За базовий варіант при опрацюванні ущільнення із змінним зазором взято конструкцію, яку зображено на рис. 10.

Як видно з рисунка, ущільнюоче кільце складається з шести сегментів, між якими розташовані циліндричні пружини, встановлені в пазах, які виконано в кінцях сегментів.

При складанні ущільнення сегменти і пружини послідовно в коловому напрямку заводять до пазу діафрагми. Під дією пружних елементів сегменти пересуваються до периферії та упираються в тіло діафрагми. Таким чином, після складення встановлюється максимальний радіальний зазор між ущільнюючими сегментами і ротором.

Лабіринтове ущільнення працює таким чином:

При невеликих перепадах тисків, що діють на ущільнючі сегменти, в режимах пуску-зупинки турбіни, кінцеві пружини переборюють сили, які діють на сегмент від перепаду тиску і відтискують ущільнючий сегмент до периферії до упору таким чином, щоб утворився радіальний зазор, який вилючає черкання ротора і статора.

При зростанні навантаження на турбіну в режимах, викликаючих деформування ротора і статора, відбувається зростання перепаду тиску на ущільнючому сегменті, що призводить до зростання сили, яка переміщує сегмент в радіальному напрямку. Таким чином, на розразунковому режимі сегмент опускається в положення з мінімальними радіальними зазорами між ущільнюючими гребенями і ротором при наперед заданому перепаді тиску на ущільненні.

Дослідження і опрацювання ущільнень із змінним зазором проводилися на стенді ущільнень, призначеному для досліджень і опрацювання конструкцій натурних кінцевих ущільнень парових турбін. Робоче середовище при дослідженнях - повітря тиском до 0,6 МПа, яке подається до установки крізь трубопровід. При проведенні досліджень використовувалося два ущільнючі кільця, які встановлено в обійму ущільнень, розташовану у кінця корпусу стенду ущільнень для забезпечування можливості візуального спостереження за кільцями.

Протягом експерименту доведено принципову можливість створення конструкції ущільнюючого кільця, в якій зазор між ущільнючими гребенями і ротором залежить від величини гідростатичних сил, які визначаються режимом роботи турбіни.

Наведено методику визначання гідростатичних і фрикційних сил, діючих на елементи ущільнюючого кільця, яка дозволяє визначити тиск, при якому відбувається переміщення сегментів в одно- та дворядному ущільненні в положення з мінімальними зазорами.

Наведено експериментальні дані про перерозподіл тиску і гідростатичних сил в дворядному ущільненні із змінним зазором при різній величині ущільнюючих зазорів між ротором і кільцями в момент їх "закриття".

На рис. 11 наведена залежність змінювання співвідношення зазорів в ущільнюючому кільці під час пуску турбоагрегату, яку одержано на підставі розробленої методики, стосовно останнього східця ВТ турбіни К-320-23,5. Різке збільшення величини $\delta_{ср} / \delta_{мін}$ при режимі 8 ... 10% навантаження пояснюється спрацюванням верхнього сегменту. З рисунка видно, що до моменту набору агрегатом 20...25% потужності всі сегменти кільця займають положення з мінімальним зазором ($\delta_{ср} / \delta_{мін} = 1$).

Розрахунки свідчать, що досягнене при цьому зниження експлуатаційних зазорів в ущільненнях призведе до підвищення ККД турбоагрегата на 1 ... 1,5% протягом міжремонтного періоду.

В И С Н О В К И

1. Одержано експериментальні дані про розподіл тиску в ущільненнях різних типів та про вплив ущільнюючих зазорів на їх втратні характеристики.

2. Одержано експериментальні дані про економічність східців, оснащуваних різними типами прямоточних і осьорадіальних ущільнень.

3. На підставі експериментальних даних визначено оптимальні з точки зору величини перетоку співвідношення осьових та радіальних зазорів в осьорадіальних ущільненнях.

4. Розроблено і випробовувано в складі східця

експериментальної турбіни нову конструкцію надбандажного ущільнення з тангенційним дифузором.

5 На підставі експериментальних даних розроблено методику визначення гідростатичних і фрикційних сил, які діють на рухомі елементи діафрагмових і кінцевих ущільнень. Вивчено причини, які викликають "перекос" і "зависання" сегментів ущільнюючих кілець в пазах діафрагм і обойм.

Одержано залежність для визначення оптимальної з точки зору мінімуму фрикційних сил кількості сегментів в ущільнюючих кільцях різних діаметрів. Метод оптимізації запатентовано. Проведені розрахунки роботи діафрагмових і кінцевих ущільнень турбіни К-1000-60/1500-2 свідчать про те, що заходи з їх оптимізації підвищують ККД турбоустановки на 0,3 %.

6 На підставі експериментальних даних і досвіду експлуатації розроблено інженерну методику розрахунку конструкційних параметрів однорядних і дворядних (які складаються з двох кілець) діафрагмових і кінцевих ущільнень із змінним під час експлуатації радіальним зазором, який дозволяє запобігти черкань за ротор під час пуску, і який зменшується під дією зростаючого перепаду тиску на номінальному режимі.

7 Одержано експериментальні дані про перерозподіл тиску і гідростатичних сил в дворядному ущільненні із змінним зазором при різній величині ущільнюючих зазорів між ротором і кільцями в момент їх "закриття".

8 Вперше в СНД і Європі розроблено конструкцію та проведено натурні випробування ущільнюючих кілець із змінним зазором для діафрагмових ущільнень турбін К-500-65/3000 і К-220-44. Конструкцію ущільнення запатентовано.

Застосування цієї конструкції підвищує ККД турбоустановки на 1 ... 1,5%.

9 На підставі моделі турбулентної в'язкості запропоновано математичну модель турбулентної течії середовища в лабіринтовому ущільненні. На засаді початкової системи рівнянь методом розщеплення за фізичними параметрами був одержаний чисельний розв'язок задачі, який дозволив провести якісний аналіз течії в прямоочних і східчастих

ущільненнях різної конфігурації з тонкими ущільнючими
ребеннями в широкому діапазоні чисел Рейнольдса.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ З ДИСЕРТАЦІЇ

За темою дисертації опубліковано сім наукових робіт:

1. Єнікеев Е.Р., Зайцев М.В., Галацан В.Н. Анализ гидростатических сил, действующих на подвижные элементы диафрагменных и концевых уплотнений. "Энергетическое машиностроение", Респ. сб., 1995, вып. 53.

2. Єнікеев Е.Р., Галацан В.Н., Гольман В.І. Сравнительные испытания ступеней с различными надбандажными уплотнениями. "Энергетическое машиностроение", Респ. сб., 1995, вып. 53.

3. Єнікеев Е.Р., Галацан В.Н., Рошаль М.Д. Разработка конструкции диафрагменного уплотнения с переменным радиальным зазором. // Тези доповіді на міжнародній науково-технічній конференції "Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов", м. Зміїв, 1994 р.

4. Єнікеев Е.Р., Галацан В.Н., Гольман В.І. Гидростатические силы, действующие на подвижные элементы диафрагменных уплотнений. // Тези доповіді на міжнародній науково-технічній конференції "Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического эксперимента", м. Зміїв, 1994 р.

5. Єнікеев Е.Р., Левченко Є.В., Галацан В.Н., Гольман В.І. Совершенствование лабиринтовых уплотнений. // Тези доповіді на міжнародній науково-технічній конференції "Проблемы ресурсо- и природосбережения в энергетике", м. Харків, 1994 р.

6. Єнікеев Е.Р. та ін. А. с. СРСР № 1810691 "Лабиринтовое уплотнение турбомашин", кл. F 16 J 15/44, 1990.

7. Єнікеев Е.Р. та ін. Патент РФ за заявкою 4943123/29 "Лабиринтное уплотнение турбомашин", ріш. про видання патенту РФ від 23.03.94 р., кл. F16 J 15/44, 1991.

Summary

The manuscript-type thesis to obtain scientific degree of candidate of science (Technic) on speciality 05.04.12 - Turbomachines and Turbine Equipment, Kharkov State Polytechnical University, Kharkov, 1996.

The essentials of the thesis are given in 7 papers. In this work given are the calculations of axisymmetric flows of viscous fluid in different types of sealings. Optimal constructions of the above-shroud and diaphragm sealings are suggested as well. Besides developed and tested is the construction of diaphragm sealings with the radial clearances, changing in accordance with the mode of operation.

Аннотация

Диссертация в виде рукописи на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.04.12 - турбомашин и турбоустановки, Харьковский государственный политехнический университет, Харьков, 1996.

Основные положения диссертации изложены в 7 публикациях. Приведен расчет течения вязкой жидкости в различных типах лабиринтовых уплотнений. Разработаны оптимальные конструкции надбандажных уплотнений. Разработана конструкция и проведены натурные испытания диафрагменного уплотнения с радиальным зазором, автоматически изменяющимся в зависимости от режима работы турбомшины.

Ключові слова: лабиринтове ущільнення, коефіцієнт витрати, гідростатичні сили, ущільнючий сегмент, перекидуючий момент, пружний елемент, змінний зазор.



Підп. до друку 18.12.96 г.
Формат А5.
Папір ксероксний 80 г/м²
Ум.-друк. арк.1,0
Тираж 100 прим.
Замовлення № 1102

Відділ ризографії Фірни "Курсор Лтд"
Харків, пр. Театральний 11/13, тел. (0572) 47-71-74

25/11/11

AP 36.640

AB 36.640