



Інститут проблем міцності
імені Г.С. Писаренка НАН України



II Міжнародна науково-технічна
конференція “Динаміка, міцність та
моделювання в машинобудуванні”
05-08 жовтня 2020 року

ПОРУШЕННЯ ЦИКЛІЧНОЇ СИМЕТРІЇ ЛОПАТКОВИХ ВІНЦІВ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК: ПРИЧИНИ ТА НАСЛІДКИ

А.П. Зіньковський, І.Г. Токар,
К.В. Савченко, О.Л. Деркач

Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України, Київ, Україна
(zinkovskii@ipp.kiev.ua)

ОСНОВНІ ПРИЧИНИ ПОРУШЕННЯ ЦИКЛІЧНОЇ СИМЕТРІЇ

Більшість дефектів, які виявляються в процесі експлуатації мають вібраційне походження, а їх значна частина відноситься до лопаткових вінців робочих коліс. Тому істотне місце при проектуванні двигунів займає забезпечення вібраційної надійності лопаткових вінців компресора і турбіни, які характеризуються конструкційною *циклічною симетрією*. Її порушення може викликати суттєве зростання вібронапруженості лопаток з подальшим їх руйнуванням.

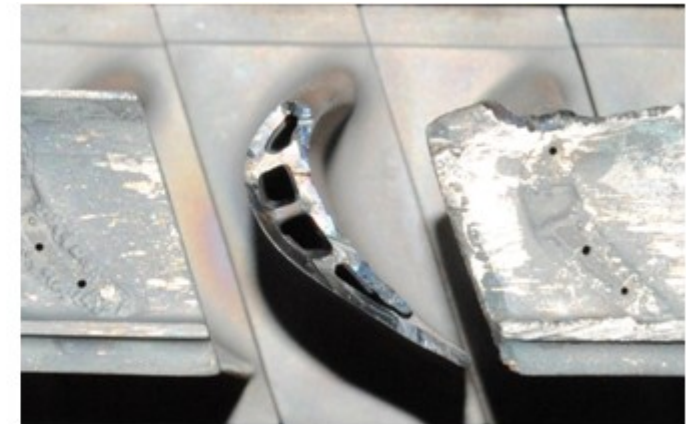
Основними причинами таких порушень є:

- 1) допуски на виготовлення пера лопаток та їх бандажного і замкового з'єднань;
- 2) можливі пошкодження пера та порушення ідентичності взаємодії контактних поверхонь з'єднань лопаток в процесі експлуатації двигунів.

Руйнування пера лопаток



Руйнування бандажних полиць



МЕТА І ОБ'ЄКТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є аналіз конструктивних особливостей, умов експлуатації та технічного стану і можливих руйнувань лопаткових вінців робочих коліс сучасних газотурбінних установок та встановлення закономірностей впливу характерних видів порушень їх циклічної симетрії на напружений стан лопаток бандажного та замкового з'єднань при резонансних режимах експлуатації.

Об'єктами дослідження були вінці компресора зі з'єднанням «ластівчин хвіст» консольних лопаток з диском та турбіни з кільцевим і попарним бандажуванням лопаток.

Лопатка (а) і диск (б) КНД АГТД зі з'єднанням “ластівчин хвіст”

Лопатковий вінець з кільцевим (в) та лопатки з попарним (г) бандажуванням

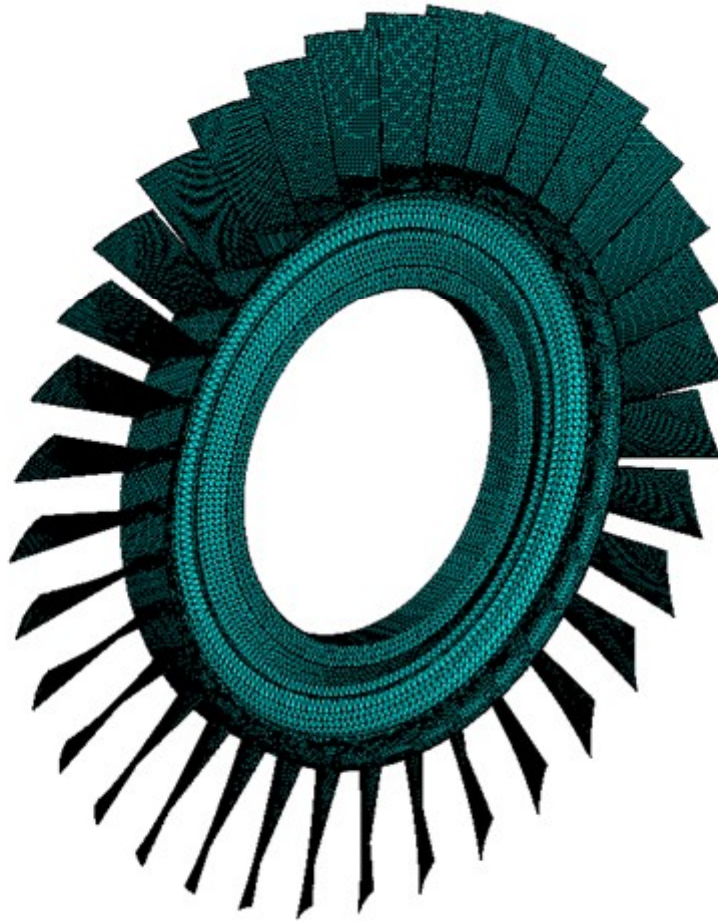
*а**б**в**г*

СКІНЧЕННОЕЛЕМЕНТНІ МОДЕЛІ ОБ'ЄКТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

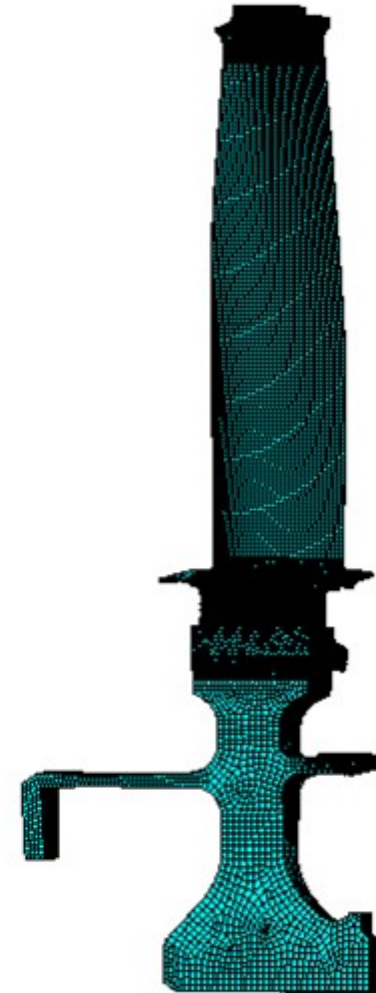
*Модель періода робочого колеса
ТВТ з попарно бандажованими
лопатками*



*Модель вінця КНД АГТД зі
з'єднанням "ластівчин
хвіст" консольних лопаток
з диском*



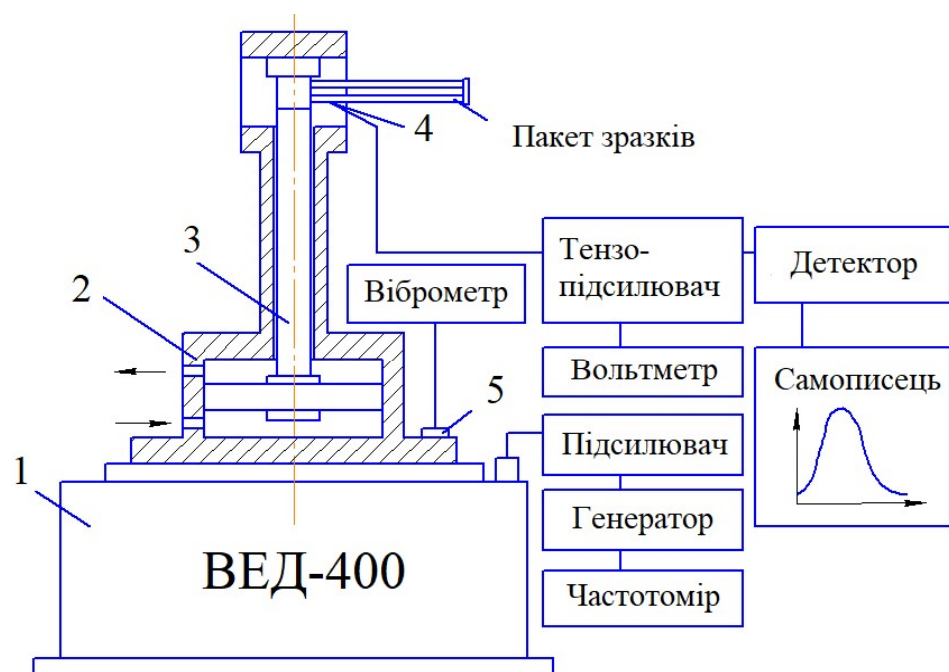
*Модель періода робочого
колеса турбіни з кільцевим
бандажуванням лопаток*



ВИПРОБОВУВАННЯ ОБ'ЄКТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ НА ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНОМУ ВІБРОСТЕНДІ

5

Блок-схема експериментальної установки з визначення характеристик коливань об'єктів дослідження

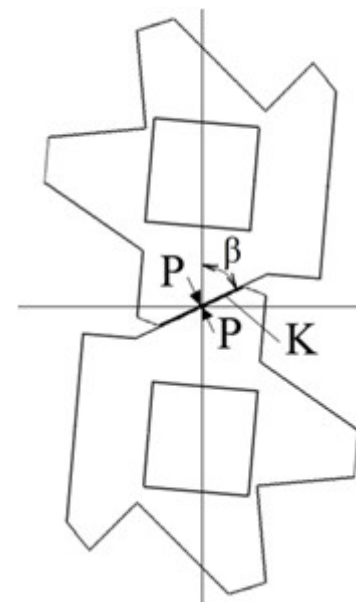


- 1 – електродинамічний вібратор
- 2 – корпус гідрозажима
- 3 – шток с поршнем
- 4 – тензорезистори
- 5 – акселерометри

Загальний вигляд експериментальної моделі пари робочих лопаток з мультискосовою бандажною полицею (а); схема контактної взаємодії бандажних полиць (б)



а



б

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФІРУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ТА ВІБРОНАПРУЖЕНОСТІ ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Логарифмічний декремент коливань було визначено методом резонансної кривої

$$\delta = \pi k_{\alpha} \frac{\Delta p_{\alpha}}{p_0}$$

$\Delta p_{\alpha} = p''_{\alpha} - p'_{\alpha}$ – ширина резонансного піка на рівні амплітуди $A = \alpha A_{max}$, ($\alpha < 1$);

p_0 – власна частота коливань об'єкта дослідження;

k_{α} – коефіцієнт, величина якого залежить від нелінійності дисипативних сил

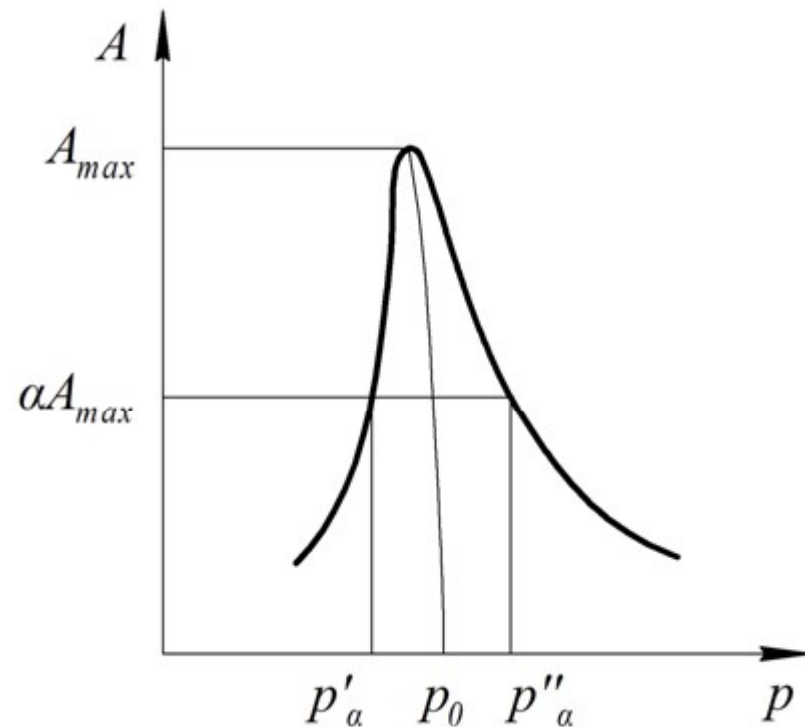
$$k_{\alpha} = \frac{\alpha}{\sqrt{1 - \alpha^{2n}}}$$

n – параметр нелінійності:

$$n = 1 - \ln \left[\left(\frac{\Delta p_{0,5}}{\Delta p_{0,7}} \right)^2 - 2 \right] / \ln 2$$

$\Delta p_{0,5}$ і $\Delta p_{0,7}$ – ширина резонансної кривої на рівні амплітуд $A = 0,5 A_{max}$ і $A = 0,7 A_{max}$

Амплітудно-частотна характеристика об'єкта дослідження

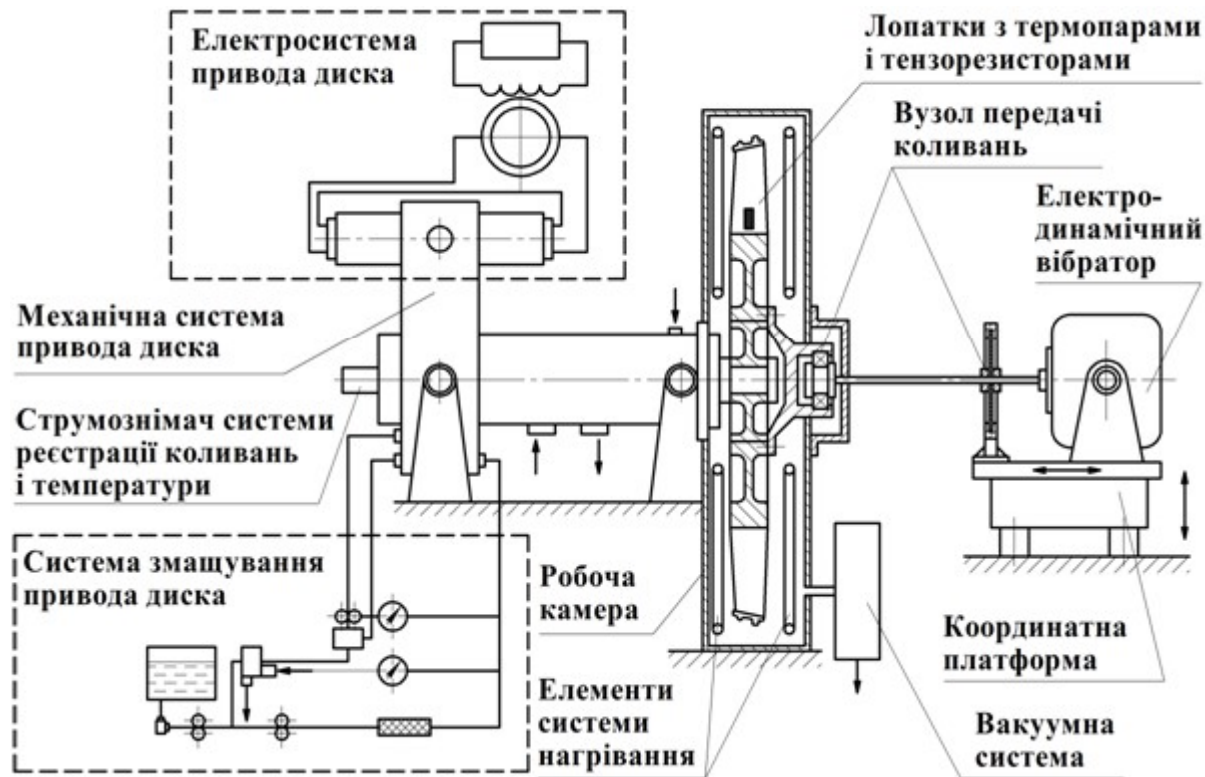


Логарифмічний декремент коливань на певній амплітуді коливань об'єкта дослідження

$$\delta_{\alpha} = \frac{1}{\alpha} \sqrt{\delta^2 - \left(\pi \frac{\alpha}{p} \Delta p_{\alpha} \right)^2}$$

ДОСЛІДЖЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБИНИ ТА ЇХ МОДЕЛЕЙ У ПОЛІ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ З ВРАХУВАННЯМ ТЕМПЕРАТУРИ

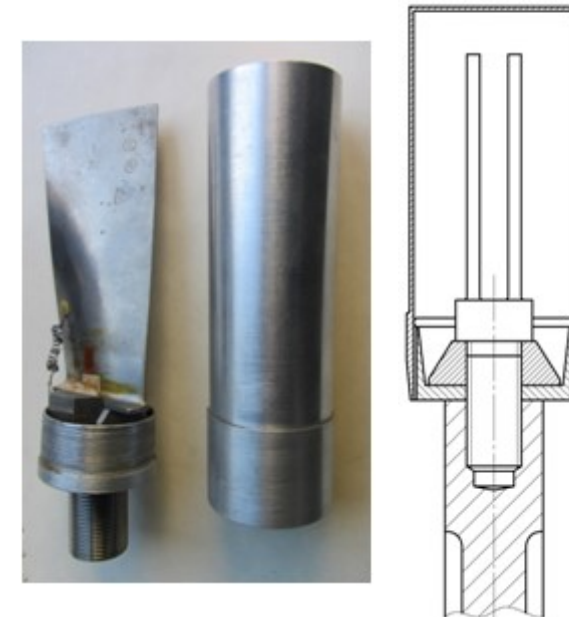
*Блок-схема установки КД-4 для дослідження
демпфувальної здатності і вібронапруженості
лопаток в полі відцентрових сил*



- частота обертання: до 12000 об/хв; – температура в зоні лопаток: до 600°C;
- маса колеса: до 75 кг; – частота збудження коливань: від 100 Гц до 1 кГц;
- діаметр колеса: до 750 мм при дослідженнях з нагріванням і до 1 м без;
- розрідження в робочій камері: до 10 мм рт. ст.; – потужність: 90 кВт.

*Приклади об'єктів дослідження
та їх моделей на установці
КД-4.*

*Лопатка в захваті зі з'єднанням
“ластівчин хвіст” з елементом
захисного кожуху (а) та схема
закріплення зразка
камертонного типу (б) на диску*

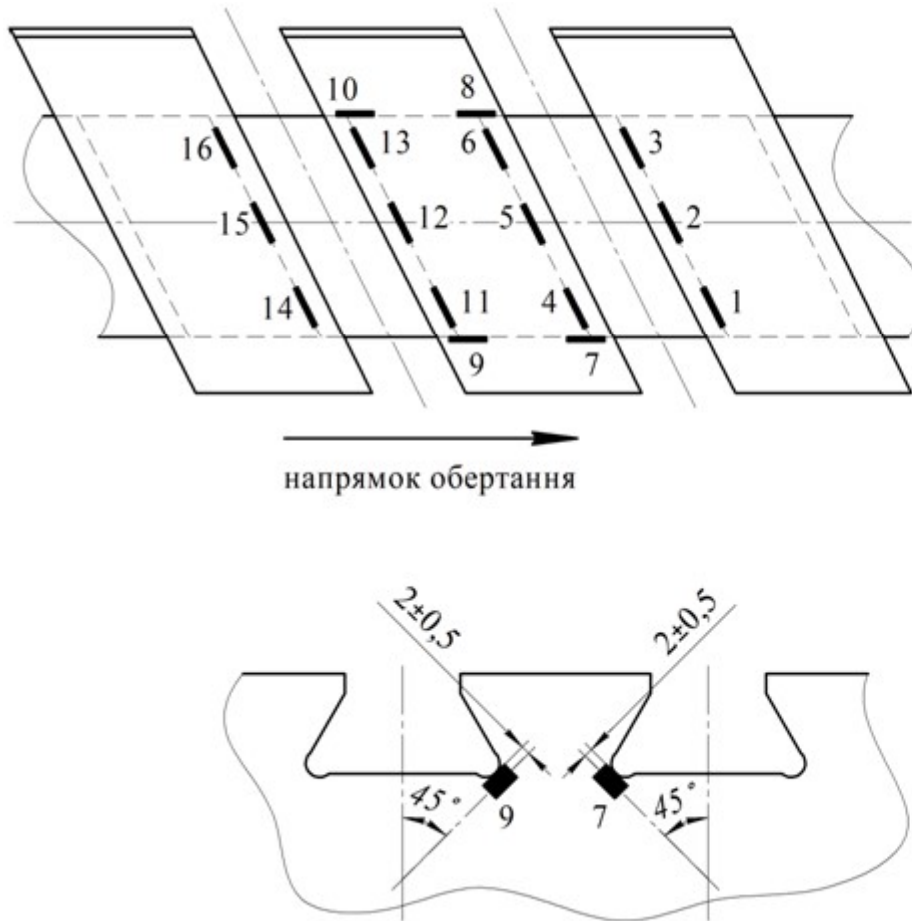


а

б

ВИМІРЮВАННЯ ДЕФОРМАЦІЙ МІЖПАЗОВИХ ВИСТУПІВ ДИСКА КОМПРЕСОРА ЗІ З'ЄДНАННЯМ “ЛАСТІВЧИН ХВІСТ” КОНСОЛЬНИХ ЛОПАТОК

*Схема розташування тензорезисторів на міжпазових виступах диска (а) і
фото фрагмента препарованого диска (б)
робочого колеса 1 ст. КНД АГТД*



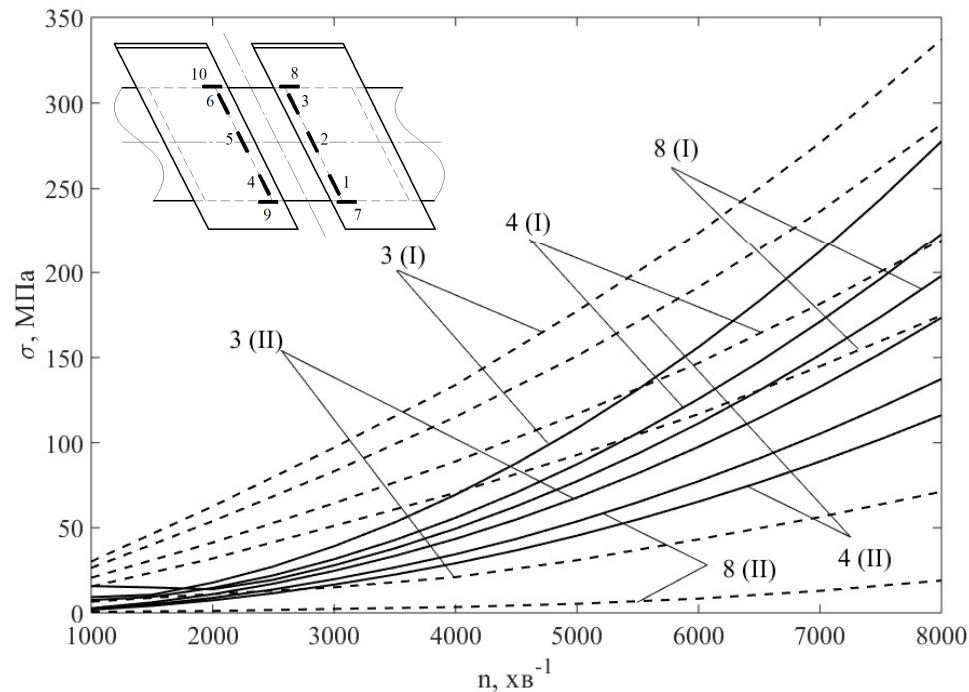
а



б

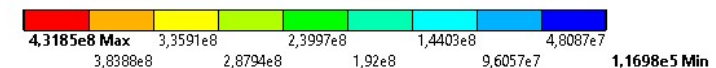
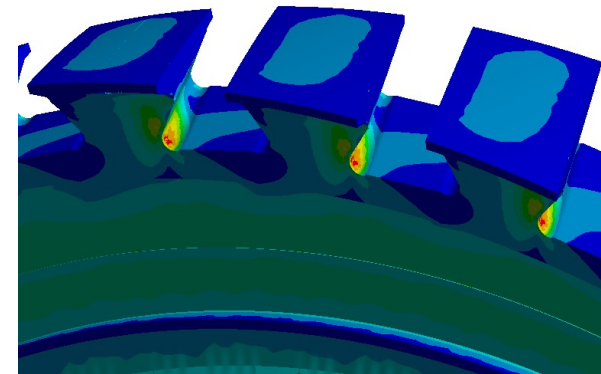
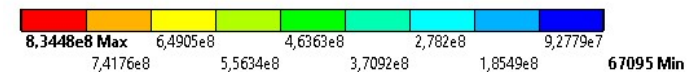
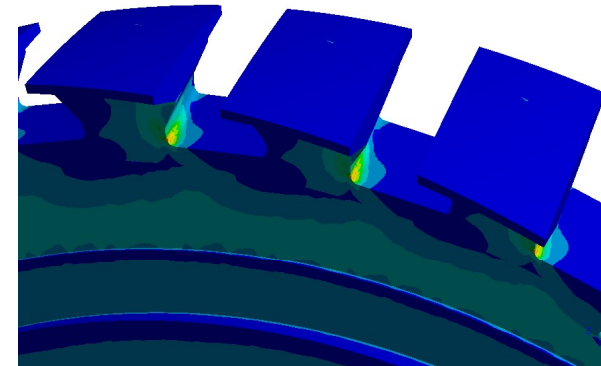
РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОЗПОДІЛУ НАПРУЖЕНЬ У МІЖПАЗОВИХ ВИСТУПАХ ДИСКА РОБОЧОГО КОЛЕСА 1 СТ. КНД АГТД У ПОЛІ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ

Розрахункові (суцільні лінії) і експериментальні (штрихові лінії) залежності статичних напружень міжпазового виступа з товщиною ободу диска 22 мм (I) і 30 мм (II) від частоти обертання робочого колеса (номера тензодатчиків зображено на графіку)



За результатами скінченноелементного моделювання встановлено, що при потовщенні ободу диска з 22 мм до 30 мм максимальний рівень напруженості міжпазових виступів в околі їх гострого кута знизився приблизно в 1,9 разів, що добре узгоджується з результатами експерименту.

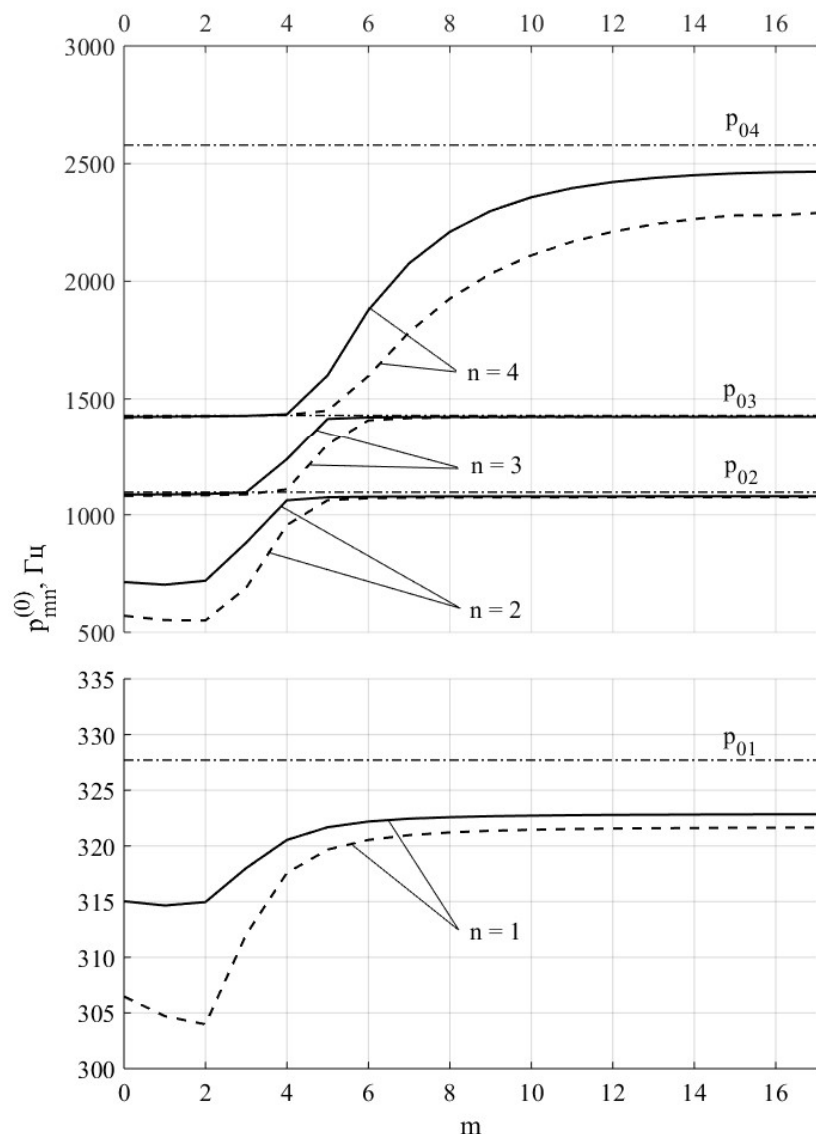
Розподіл еквівалентних статичних напружень в дисках з товщиною ободу 22 мм (а) і 30 мм (б) у полі відцентрових сил ($n = 8000$ об/хв)



ФОРМУВАННЯ СПЕКТРУ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ СИСТЕМИ ПРУЖНИЙ ДИСК – ПРУЖНІ ЛОПАТКИ ДЛЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА 1 ст. КНД АГТД

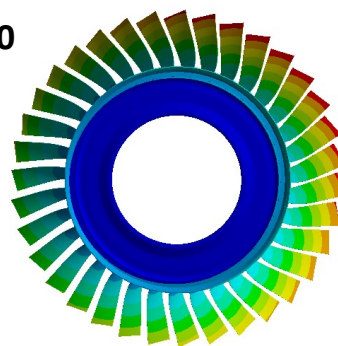
10

Частотна функція породжуючої системи з товщиною ободу диска 22 мм (суцільні лінії) і 30 мм (штрихові лінії)

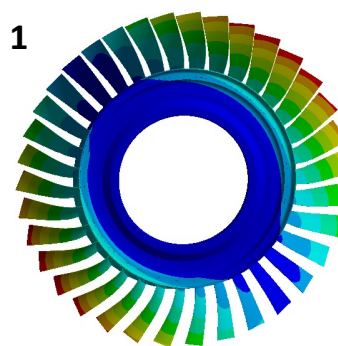


Власні форми коливань робочого колеса 1 ст. КНД АГТД для другої форми коливань лопатки з різним числом вузлових діаметрів m

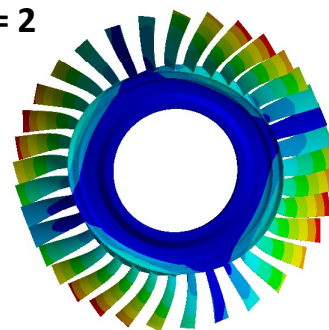
$m = 0$



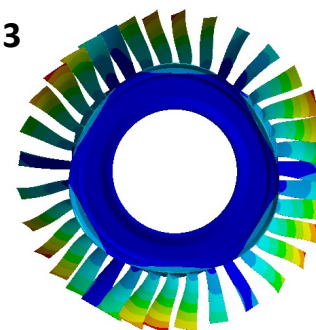
$m = 1$



$m = 2$



$m = 3$

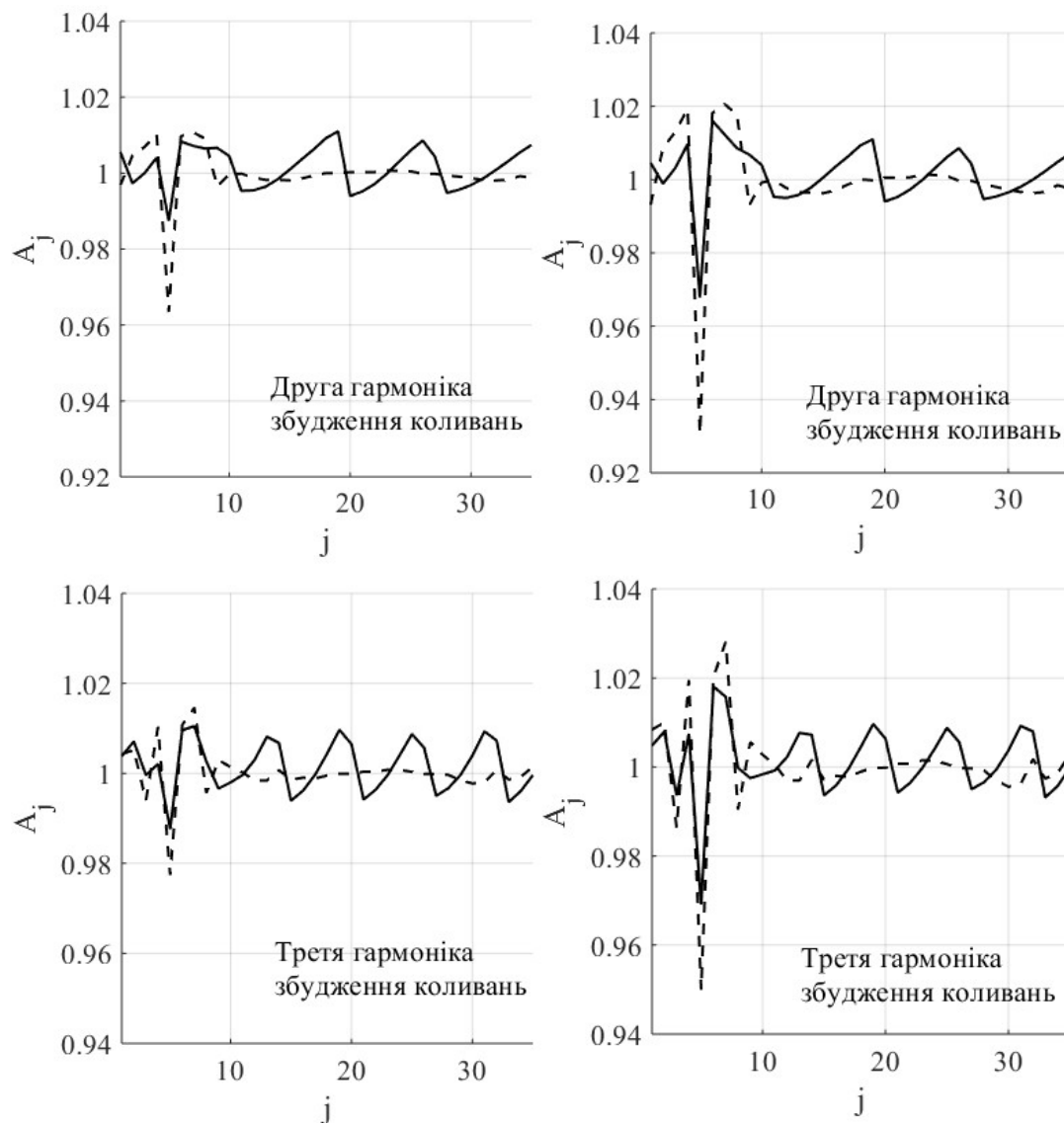


Встановлено, що зі збільшенням жорсткості диска, зокрема при збільшенні товщини його ободу, щільність спектру частот зростає.

Результати моделювання підтвердили той факт, що при коливаннях системи виникають небезпечні деформації дисків в напрямку осі робочого колеса. Показано, що в цьому разі найбільш напруженою точкою міжпазового виступу є вершина його гострого кута. Потовщення ободу приводить до зменшення рівня вібронапруженості.

Колове розподілення відносних резонансних амплітуд коливань лопаток робочого колеса 1 ст. КНД АГТД з розладом частот 0.5% (а) і 1% (б) для коліс з товщиною ободу диска 22 мм (штрихові лінії) і 30 мм (суцільні лінії)

11



а

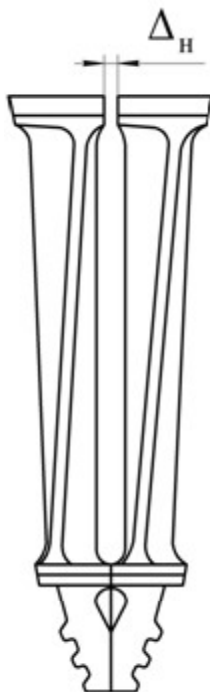
б

За результатами скінченноелементного моделювання встановлено закономірності впливу розладу частот лопаток на формування резонансних коливань робочих коліс КНД з порушеною циклічною симетрією.

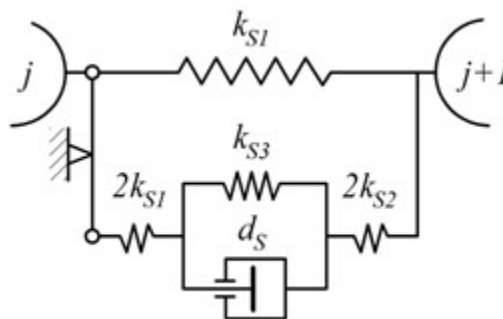
Підтверджено справедливність висновків, зроблених за результатами моделювання з використанням дискретних моделей.

Показано, що максимальна вібронапруженість такої системи має місце при частотах збудження, які потрапляють в інтервал розщеплення власної частоти. Для представлених робочих коліс КНД АГТД таким частотам відповідає друга і третя гармоніка збудження резонансних коливань.

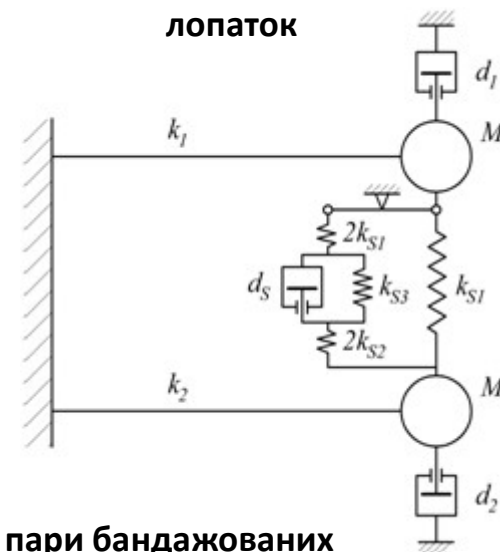
Підтверджено, що при розладі частот лопаток має місце явище модальної локалізації. Встановлено, що це явище може бути причиною зростання вібронапруженості в окремих точках міжпазових виступів, порівняно з налагодженим лопатковим вінцем.



Розрахункова модель
пружно-дисипативного зв'язку пари
лопаток

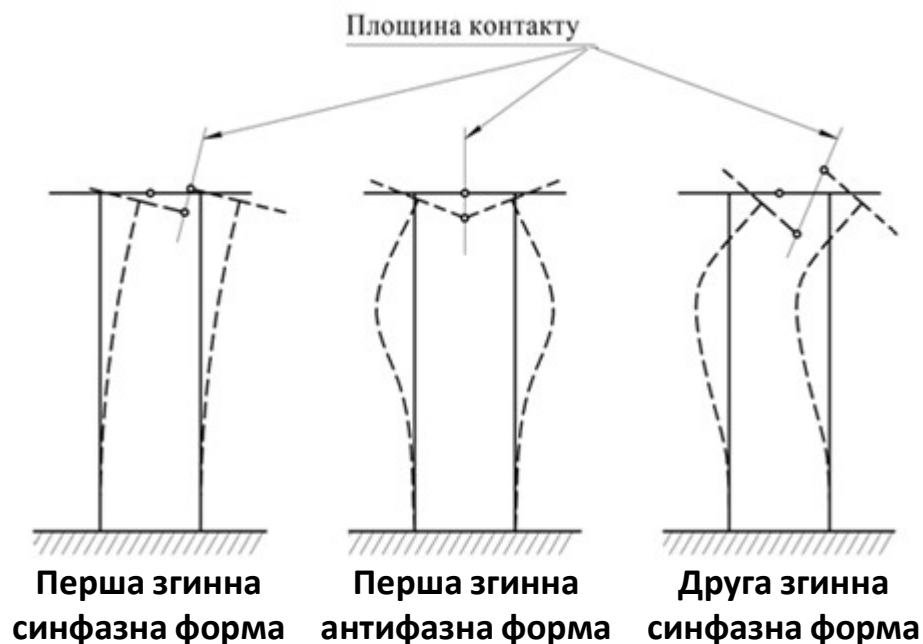


Дискретна модель пари
лопаток



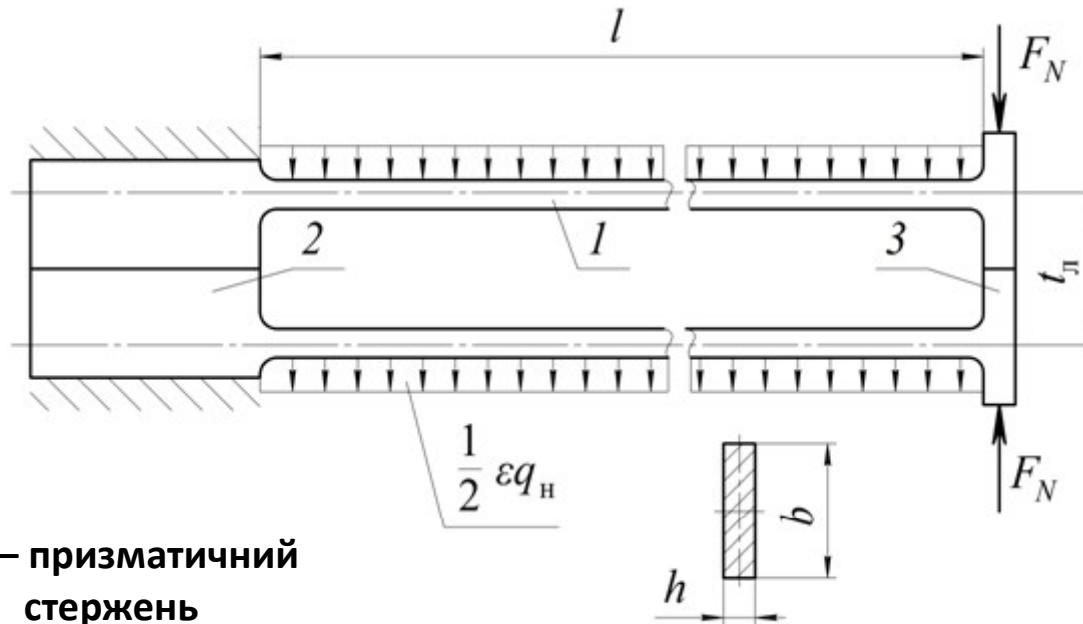
Схеми деформування пари бандажованих
лопаток за умови гарантованого натягу по полицях

- Δ_n – параметр спряження по бандажним полицям: натяг ($\Delta_n > 0$) або проміжок ($\Delta_n < 0$);
- $\lambda = L/i$ – гнучкість пера лопатки;
- L – довжина пера лопатки;
- i – мінімальний радіус інерції корневого перерізу пера лопатки;
- p_{jk} – перша власна частота коливань лопатки (j – номер пари лопаток; $k = 1$ – ліва, $k = 2$ – права лопатки пари)



СТЕРЖНЕВА МОДЕЛЬ ПОПАРНО БАНДАЖОВАНИХ ЛОПАТОК ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ЇХ КОЛИВАНЬ

13



- 1 – призматичний
стержень
2 – потовщений хвостовик
3 – бандажна полиця

Декремент коливань:

$$\delta = \frac{2 \cdot (\eta - 2)}{8 - 4 \cdot \eta + 3 \cdot \eta^2} \quad (\eta \leq 2; \delta = 0)$$

де

$$\eta = M_{\max} / M_{\text{тр}} \quad M_{\text{тр}} = \frac{1}{2} F_N \cdot f \cdot t$$

$$M_{\max} = \frac{q_N \cdot l^2}{4} \left(1 - 2 \frac{F_N \cdot f \cdot t_L}{q \cdot l^2} \right)$$

(f – коефіцієнт тертя)

Розрахунковий
параметр
спряження полиць:

$$\Delta_H = \frac{q_N}{3 \cdot E \cdot f \cdot J \cdot (\eta + 1)} \cdot \frac{l^5}{t_L}$$

Статичне
максимальне
напруження згину:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{q_N}{2 \cdot W \cdot f \cdot (\eta + 1)} \cdot \frac{l^3}{t_L}$$

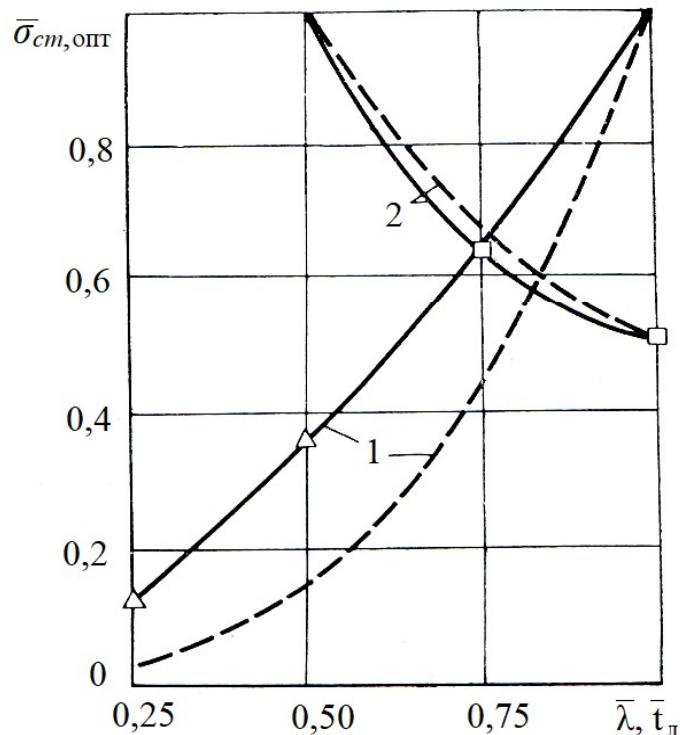
при $\eta = 4$
 $\delta \equiv \max$

$$\Delta_{H,\text{опт}} = \frac{q_N}{15 \cdot E \cdot J \cdot f} \cdot \frac{l^5}{t_L}$$

$$\sigma_{\text{ст,опт}} = \frac{q_N}{10 \cdot W \cdot f} \cdot \frac{l^3}{t_L}$$

СПІВСТАВЛЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ ІЗ РЕЗУЛЬТАТАМИ, ЯКІ ОДЕРЖАНО ЗА ДОПОМОГОЮ СТЕРЖНЕВОЇ МОДЕЛІ ПАРИ ЛОПАТОК

Залежності оптимальних відносних значень статичних
напружень $\bar{\sigma}_{ст,опт}$ від відносних значень гнучкості пера
лопатор $\bar{\lambda}$ і кроку $\bar{t}_л$



Штрихові лінії – розрахунок

Суцільні лінії – експеримент

$$1 - \bar{\sigma}_{ст,опт} = f(\bar{t}_л) \quad \bar{\sigma}_{ст,опт} = \frac{\bar{\sigma}_{ст,опт(i)}}{\bar{\sigma}_{ст,опт(3)}}$$

$$2 - \bar{\sigma}_{ст,опт} = f(\bar{\lambda}) \quad \bar{\lambda} = \frac{\lambda_i}{\lambda_3} \quad \bar{t}_л = \frac{t_{л,i}}{t_{л,3}}$$

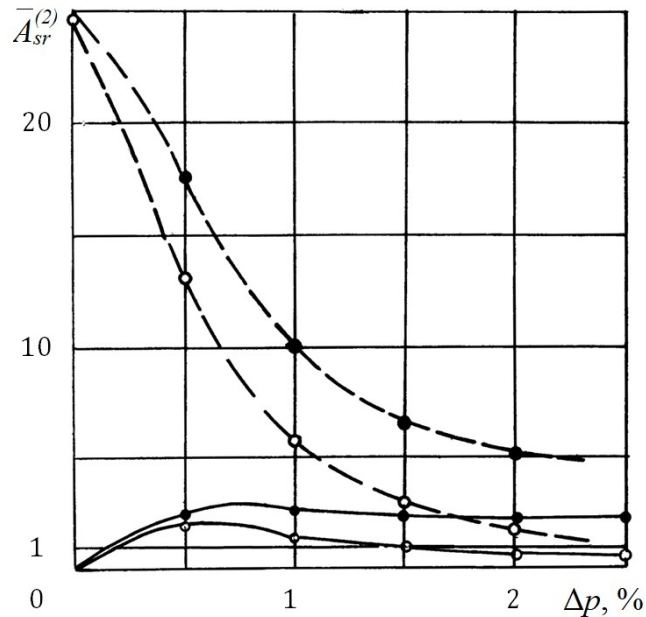
де $\lambda_1 = 57,5$; $\lambda_2 = 115$; $\lambda_3 = 230$

$t_{л,1} = 10$ мм; $t_{л,2} = 15$ мм; $t_{л,3} = 20$ мм

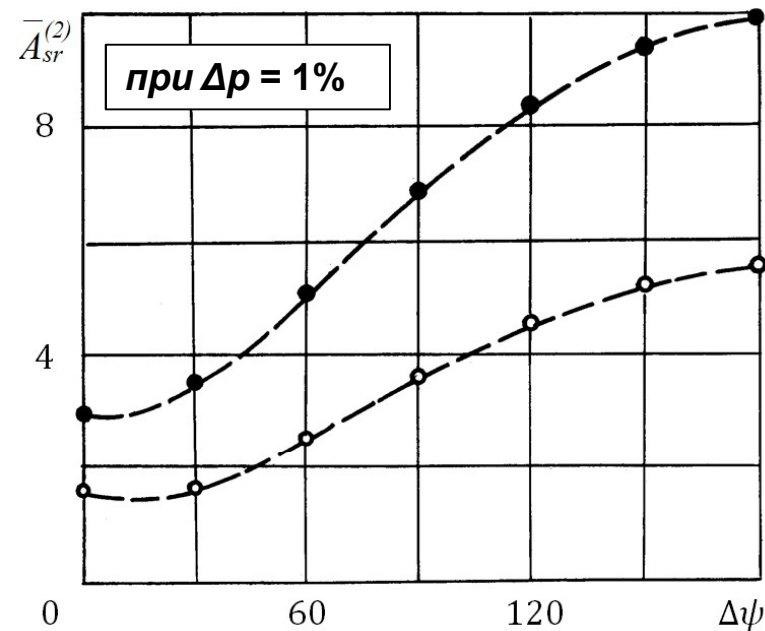
За результатами проведених експериментально-розрахункових досліджень встановлено, що як при зміні гнучкості та кроку лопаток, так і номера форми їх згинних коливань характер залежностей максимальних динамічних напружень σ_r від статичних напружень $\sigma_{ст}$ або параметра Δ_n залишається без якісних змін. Виникнення гарантованого проміжку по бандажних полицях обумовлює зростання динамічних напружень лопаток, а в подальшому їх обмеженню внаслідок можливого співудару полиць.

РОЗРАХУНКОВІ ЗАЛЕЖНОСТІ ВІДНОСНИХ РЕЗОНАНСНИХ АМПЛІТУД АНТИФАЗНИХ КОЛИВАНЬ ЛІВОЇ І ПРАВОЇ ЛОПАТОК

ВІД РОЗЛАДУ ЇХ ЧАСТОТ Δp



ВІД ЗСУВУ ФАЗ ЗМУШУВАЛЬНОЇ СИЛИ $\Delta \psi$



Суцільні лінії – синфазне збудження коливань

Штрихові лінії – антифазне збудження коливань

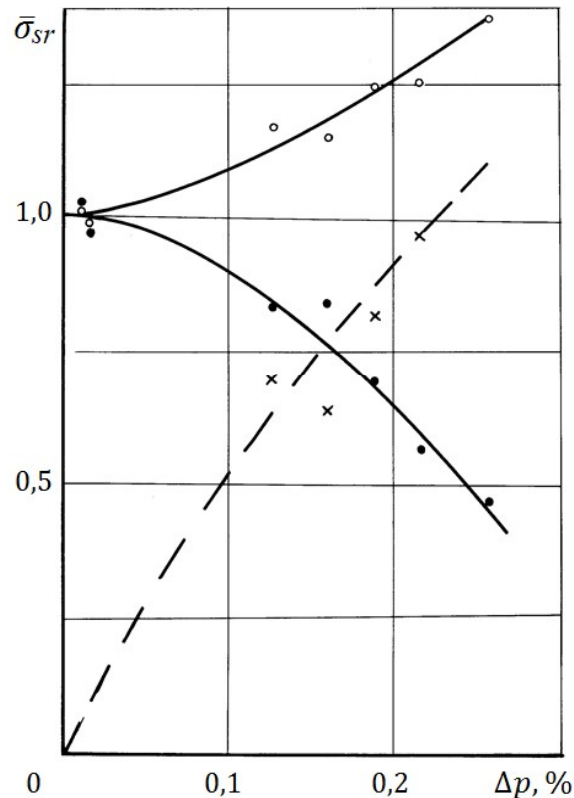
● – коливання лівої лопатки

○ – коливання правої лопатки

Встановлено, що антифазне збудження коливань є особливо несприятливим, з точки зору вібронапруженості системи, при розладі частот коливань попарно бандажованих лопаток. Це пояснюється тим, що при антифазних коливаннях відсутні втрати енергії в їх пружно-дисипативному зв'язку. У той же час, при наявності зсуву фаз сил, діючих на підсистеми, рівень їх вібронапруженості зростає і найбільш несприятливим є також антифазне збудження коливань.

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РОЗЛАДУ ЧАСТОТ НА ВІБРОНАПРУЖЕНІСТЬ ЛОПАТОК З ГАРАНТОВАНИМ ПРОМІЖКОМ ПО ПОЛИЦЯХ

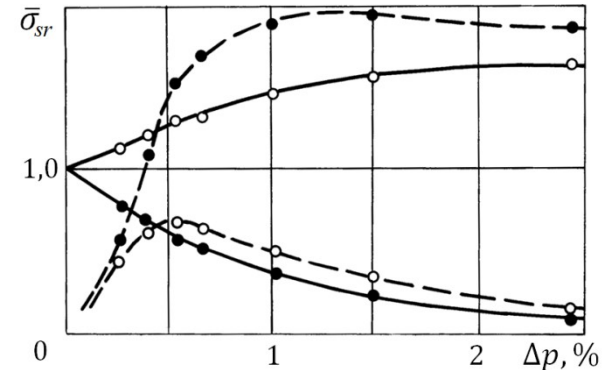
Залежності відносних резонансних напружень в кореновому перерізі стержнів зразка камертонного типу від розладу їх частот



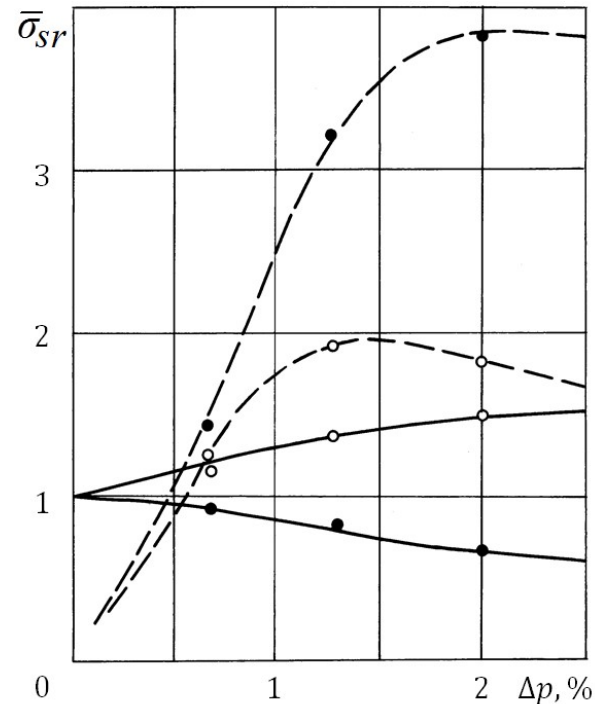
Суцільні лінії – синфазне збудження коливань

Штрихові лінії – антифазне збудження коливань

●, × – коливання першого і ○ – коливання другого стержня зразка камертонного типу

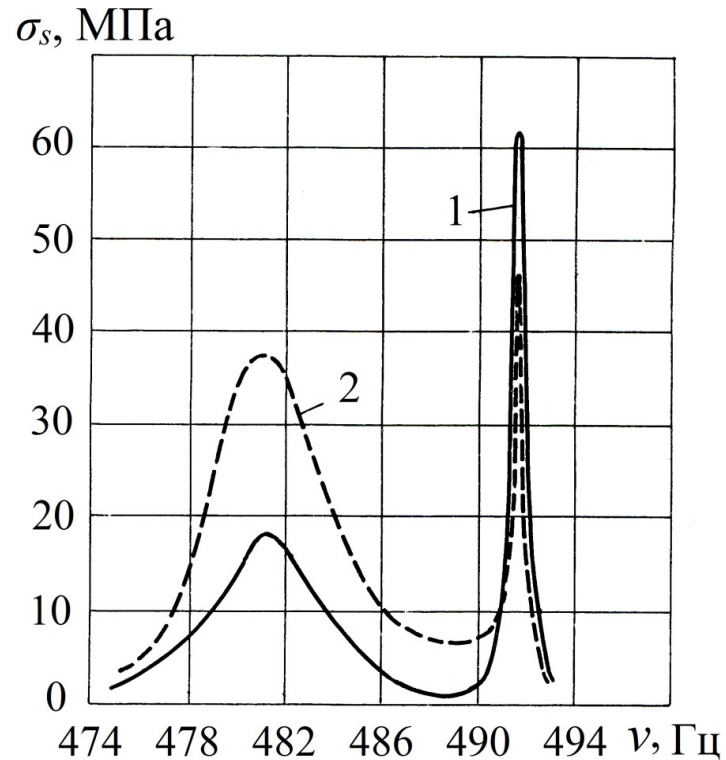


при $\omega = 0$



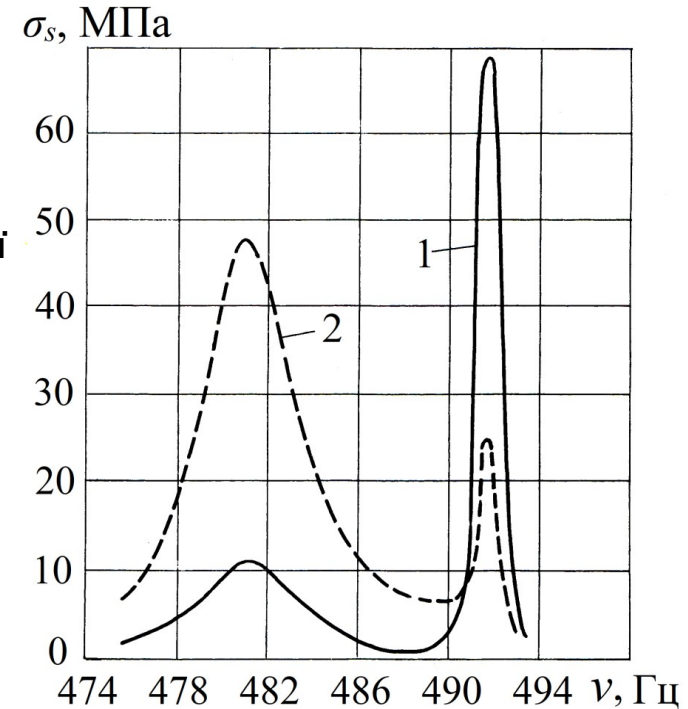
$\omega = 8000$ об/хв

**АМПЛІТУДНО-ЧАСТОТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРИ ЛОПАТОК
3-Ї СТУПЕНІ АГТД АИ-20М У ПОЛІ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ ($\omega = 975 \text{ с}^{-1}$) ПРИ
РОЗЛАДІ ЇХ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ $\Delta p = 0,4\%$ (а), $\Delta p = 1,2\%$ (б)**



а

1 – АЧХ лівої
лопатки
2 – АЧХ правої
лопатки



б

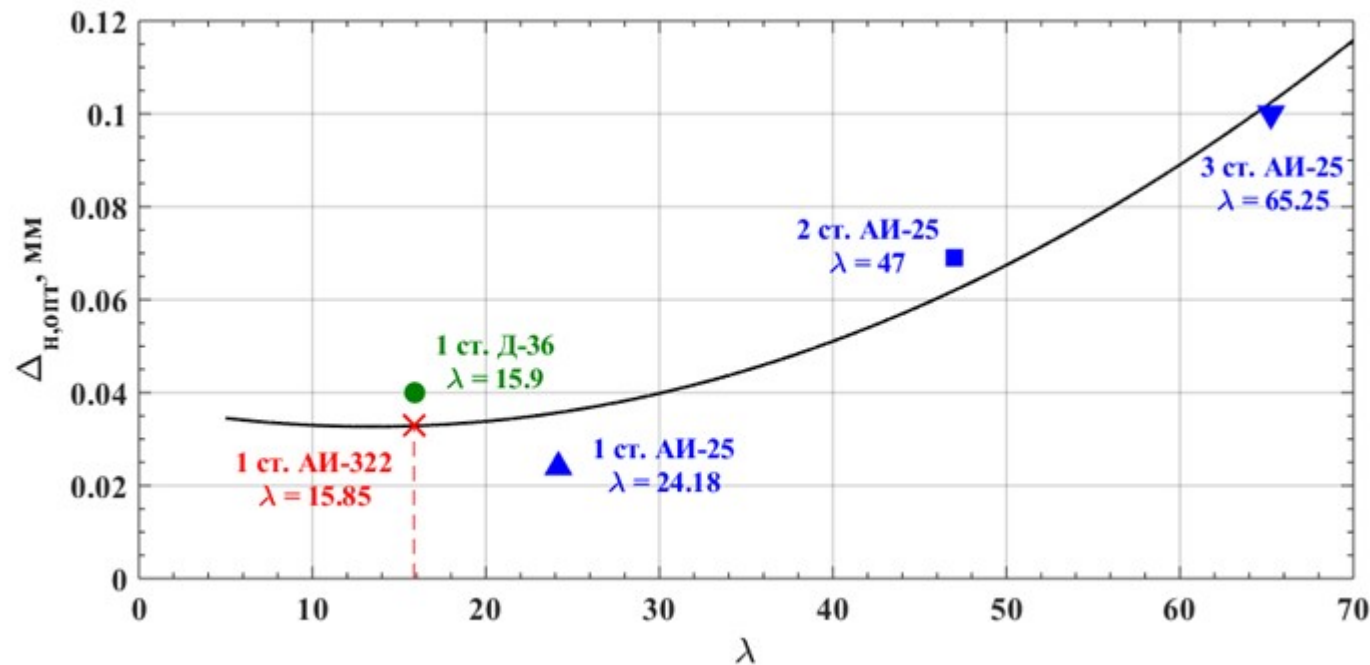
Представлені результати експериментального визначення АЧХ у полі відцентрових сил пари лопаток 3-ї ст. турбіни АГТД АИ-20М свідчать про те, що при розладі частот незалежно від частоти обертання диску збуджуються синфазна і антифазна форми коливань. Це підтверджує достовірність як підходів до моделювання попарно бандажованих лопаток, для яких характерним є пружно-дисипативний зв'язок, так і результатів обчислювальних експериментів.

ОПТИМАЛЬНІ ЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРА СПРЯЖЕННЯ ПОЛИЦЬ ПОПАРНО БАНДАЖОВАНИХ РОБОЧИХ ЛОПАТОК АГТД

За результатами експериментальних досліджень динамічної міцності комплектів парних лопаток трьох ступеней турбін АГТД АИ-25 та 1 ст. АГТД Д-36 побудована залежність оптимального значення $\Delta_{н, опт}$ параметра спряження бандажних полиць від гнучкості пера, яка дозволяє прогнозувати його величину для лопаток інших ступеней АГТД. Функція апроксимації оптимальних значень параметра спряження $\Delta_{н, опт}$ по полицях попарно бандажованих робочих лопаток від їх гнучкості λ має вигляд

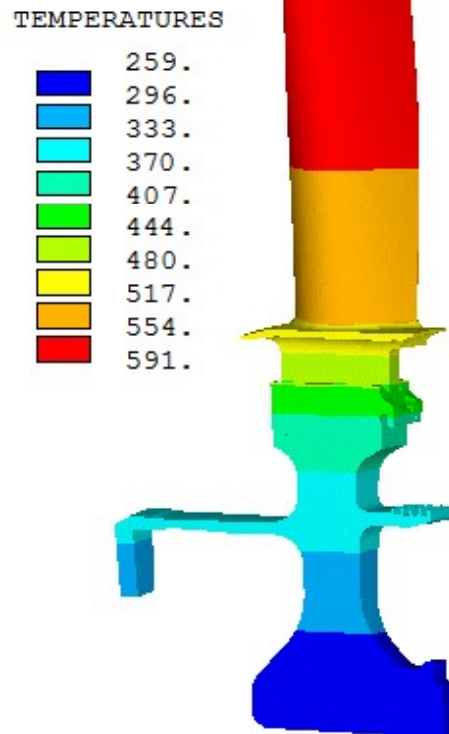
$$\Delta_{н, опт}(\lambda) = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot \lambda + \alpha_2 \cdot \lambda^2,$$

де $\alpha_0 = 3,73 \cdot 10^{-2}$ мм; $\alpha_1 = -6,955 \cdot 10^{-4}$ мм; $\alpha_2 = 2,595 \cdot 10^{-5}$ мм.



Розглянуто лопатковий вінець робочого колеса вільної турбіни з 2 варіантами виконання лопаток.

Варіант 2 лопатки відрізняється від варіанту 1 стоншенням поперечного перерізу пера (від 0,27 мм на вихідній до 0,35 мм на вхідній кромці), що призводить до зменшення його площі



Матеріал:

- Жароміцний сплав EI867-ВД

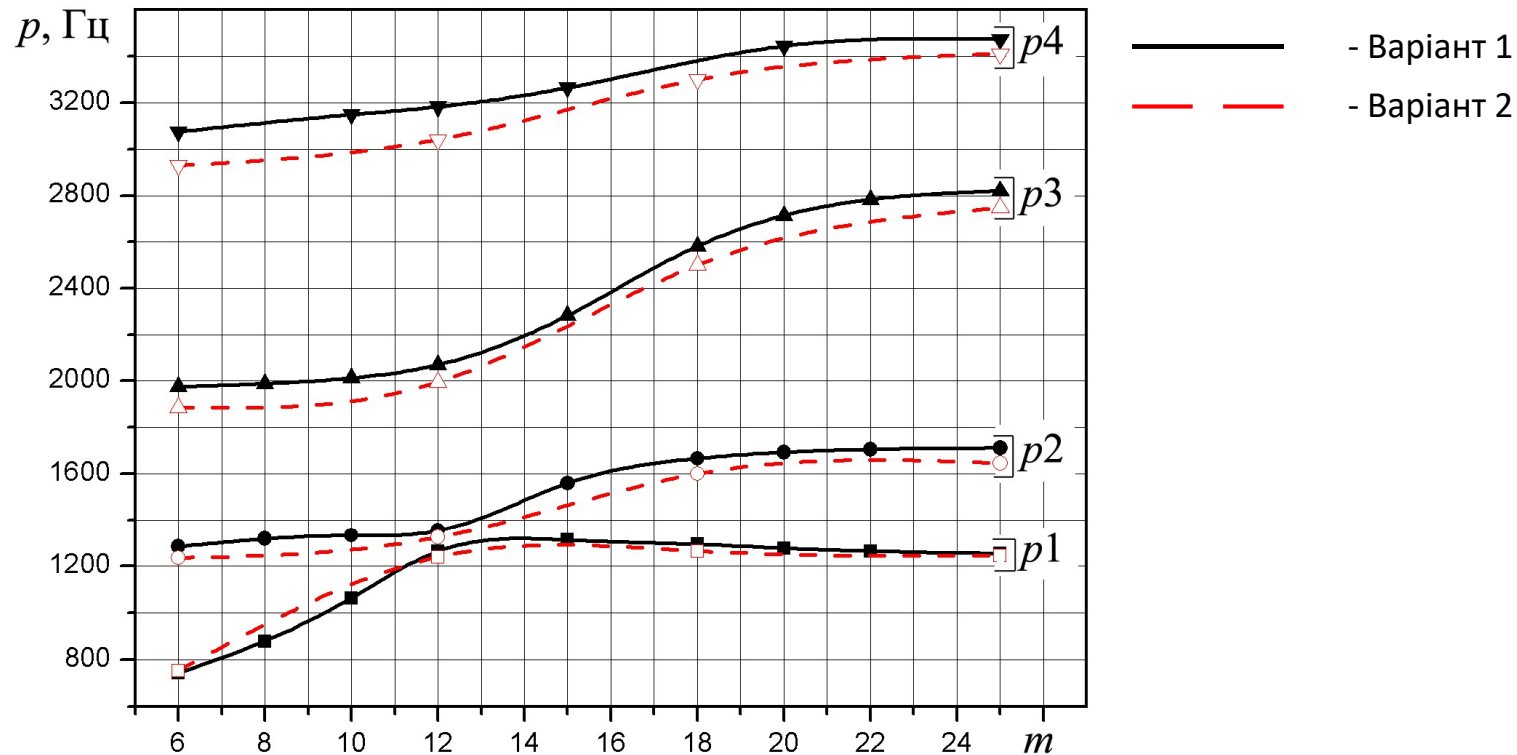
Механічні характеристики матеріалу:

- Модуль пружності $E = 1,9 \cdot 10^{11}$ Па
- Густина $\rho = 8570$ кг/м³
- Коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$

Збуджуючі фактори

- 6 стійок корпусу
- 12 форсунок камери згорання

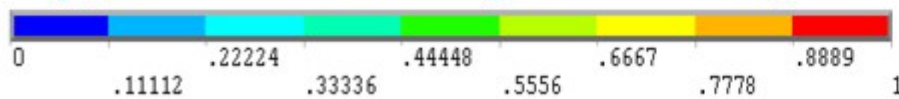
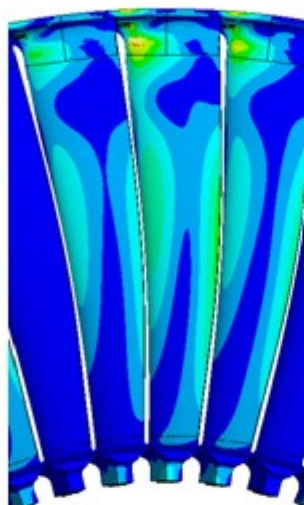
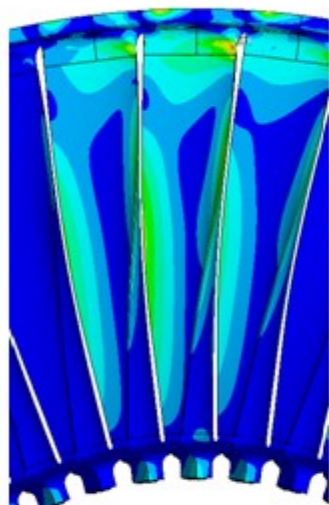
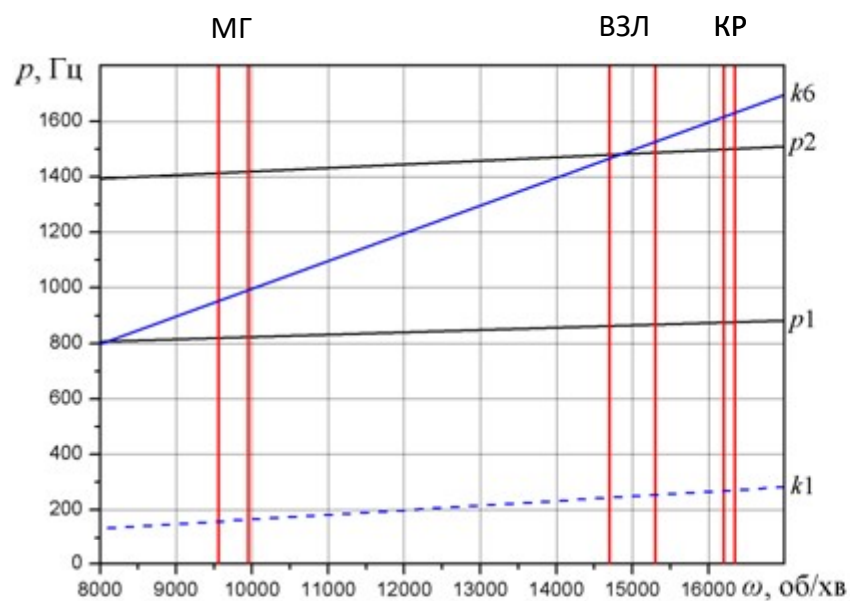
ЗАЛЕЖНІСТЬ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ВІНЦЯ ВІД ЧИСЛА ВУЗЛОВИХ ДІАМЕТРІВ 20



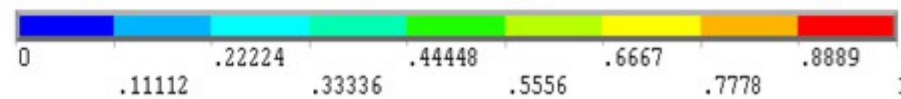
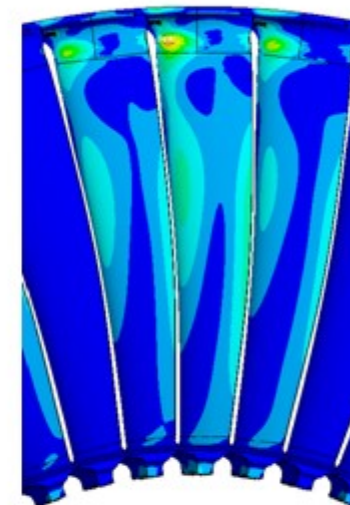
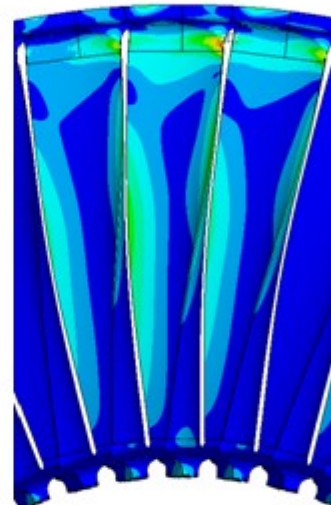
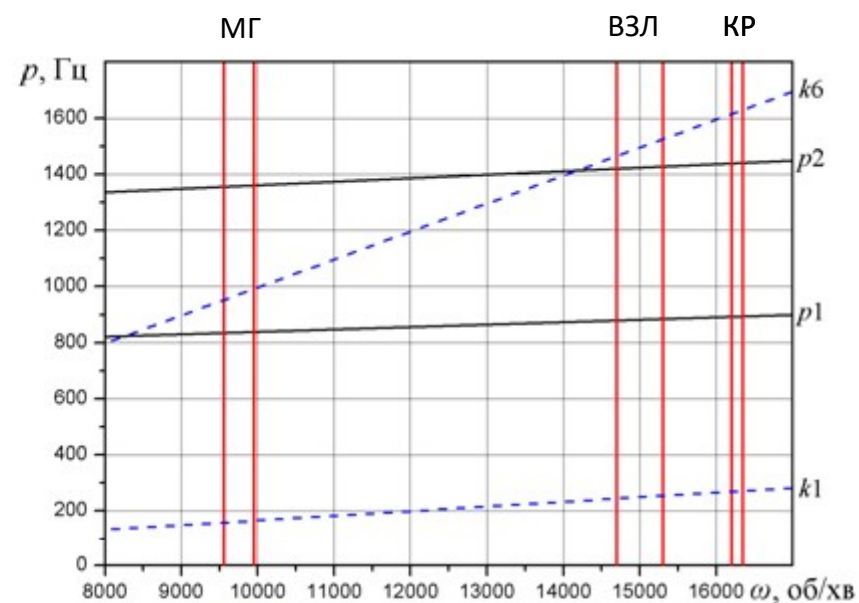
1. Для перших двох частотних функцій чітко виражене явище інтерференції форм коливань (диску і лопатки) при $m = 12$

2. Для вищих форм коливань досліджуваних систем характерна висока щільність спектру власних частот, що проявляється при певному значенні m в практичній паралельності частотної функції осі абсцис. Особливо це чітко видно для відрізка першої частотної функції при числі вузлових діаметрів $m > 12$, а також другої, третьої та четвертої частотних функцій при $m < 12$. Для таких форм коливань кожна лопатка коливається практично з властивими їй індивідуальними динамічними характеристиками, що характерно для явища локалізації коливань.

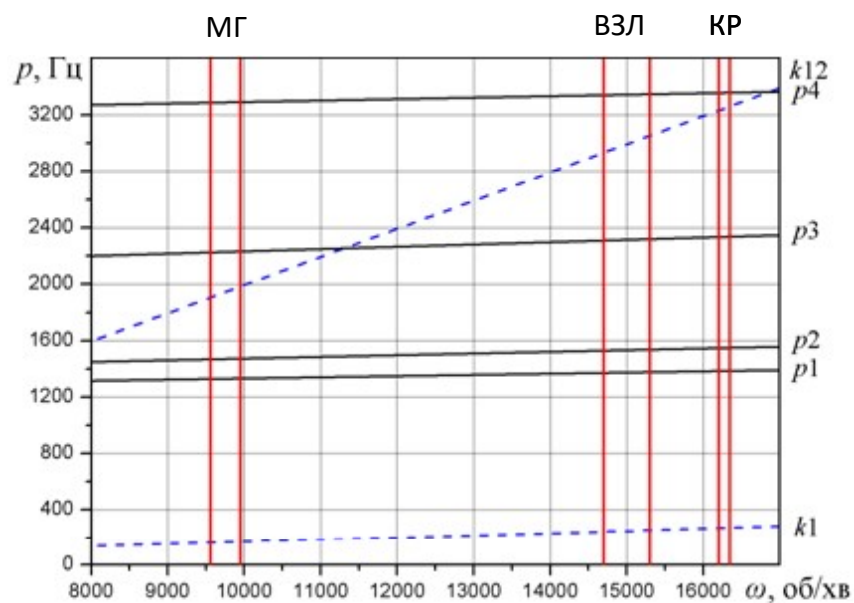
Варіант 1



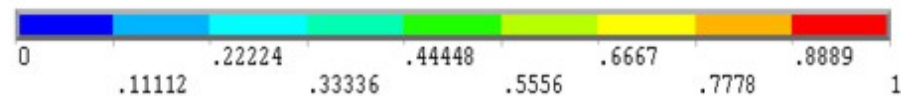
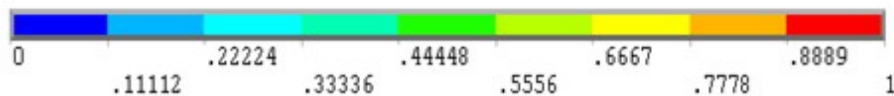
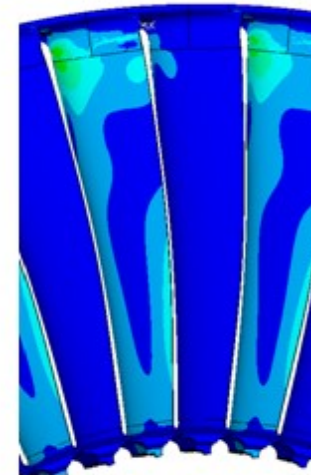
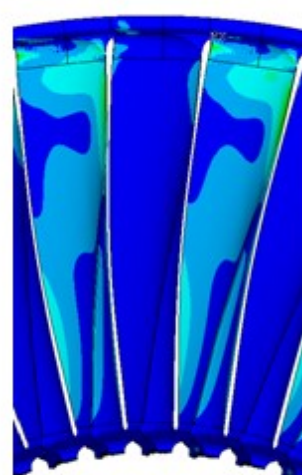
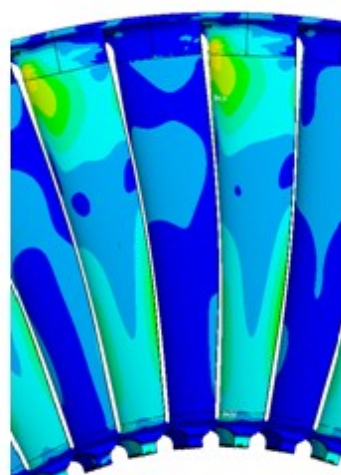
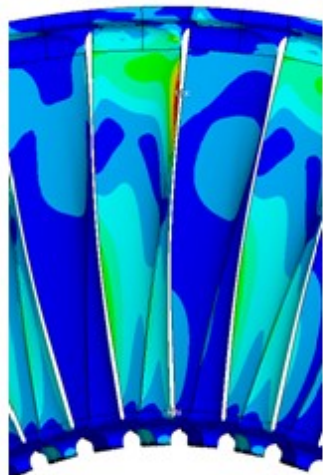
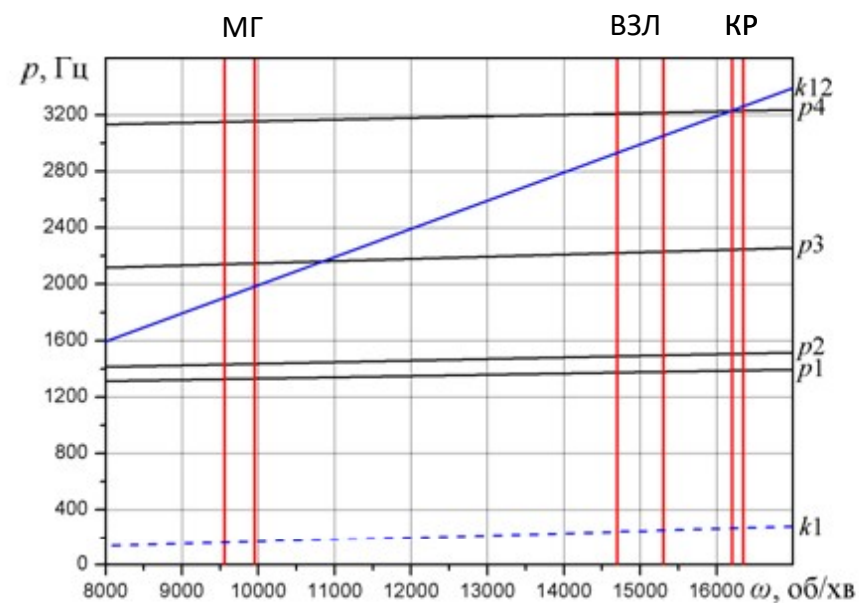
Варіант 2



Варіант 1



Варіант 2



ВИСНОВКИ

Основні результати проведених розрахунково-експериментальних досліджень впливу порушення циклічної симетрії лопаткових вінців робочих коліс сучасних газотурбінних установок на вібронапруженість їх лопаток, бандажного та замкового з'єднань полягають у наступному.

- 1) Внаслідок щільного спектру власних частот коливань вінця зі з'єднанням “ластівчин хвіст” консольних лопаток з диском можливо виникнення явища локалізації коливань при наявності розладу частот лопаток. Це може бути однією з причин руйнування міжпазових виступів диска. Встановлені зони підвищених напружень та вплив на їх величину ширини міжпазових виступів.
- 2) При порушенні циклічної симетрії вінців з кільцевим бандажуванням лопаток рівень локалізації їх коливань може визначатись щільністю частот окремої ділянки частотної функції налаштованого вінця. Ця особливість, враховуючи можливий слабкий модальний зв'язок бандажних полиць, в залежності від розподілу частот лопаток може призвести до зростання рівня амплітуд коливань в таких вінцях.
- 3) За результатами комплексних розрахунково-експериментальних досліджень попарно бандажованих лопаток різних ступеней АГТД отримані закономірності впливу розладу їх частот коливань та умов спряження по полицях з урахуванням дії відцентрових сил.
Встановлені оптимальні умови спряження полиць, які забезпечують максимальну демпфірувальну здатність і відповідно мінімальну вібронапруженість лопаток. Показано, що для прогнозування зазначених умов спряження може бути використана така характеристика пера лопаток, як його гнучкість. Внаслідок розладу частот попарнобандажованих лопаток можуть виникнути їх антифазні коливання, які характеризуються небезпечним зростанням вібронапруженості незалежно від умов спряження полиць.

Результати проведених розрахунково-експериментальних досліджень можуть бути використані для діагностики руйнувань та зниження ризиків виникнення небезпечних рівнів вібронапруженості робочих лопаток газотурбінних установок при їх проектуванні та доводці, а також контролі технічного стану в процесі експлуатації.

Доповідь підготовлена в рамках виконання науково-технічної роботи «Розробка методів діагностики та аналізу причин руйнувань і зниження вібронапруженості робочих лопаток та їх систем при експлуатації газотурбінних установок» за рахунок бюджетної програми «Підтримка розвитку пріоритетних напрямів наукових досліджень».