



Міністерство освіти і науки України

Одеський національний політехнічний університет

Національний технічний університет України

“Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”



## ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ЕНЕРГЕТИЧНОМУ ОБЛАДНАННІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

- **КОРОЛЬОВ Олександр Вікторович** – доктор технічних наук, професор, професор кафедри атомних електричних станцій Одеського Національного політехнічного університету
- **ОБОРСЬКИЙ Геннадій Олександрович** – доктор технічних наук, професор, ректор Одеського національного політехнічного університету
- **ПИСЬМЕННИЙ Євген Миколайович** – доктор технічних наук, професор, декан теплоенергетичного факультету Національного Технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”
- **КОЗЛОВ Ігор Леонідович** – доктор технічних наук, доцент, професор кафедри технології води та палива Одеського національного політехнічного університету
- **ГЕРШУНІ Олександр Наумович** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”
- **НІЩИК Олександр Павлович** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”
- **РОЗУМОВСЬКИЙ Віктор Григорович** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”

## **Актуальність роботи обумовлена наступним:**

- Генерація та перенесення теплоти є найважливішими критичними ланками у ланцюгу процесів непрямого перетворення первинного джерела енергії на основних енергогенерувальних об'єктах.

- Теплофізичні процеси, що протікають в енергетичному обладнанні і характеризуються зміною властивостей і режимів руху теплоносіїв, їх агрегатного стану, високими значеннями температур і тисків, визначають умови роботи елементів конструкцій теплообмінного і допоміжного обладнання, трубопроводів, інших елементів теплової схеми, їх спроможність ефективно і надійно працювати впродовж визначеного періоду експлуатації.

- Теплофізичні процеси є визначальними при виникненні аварійних ситуацій на енергетичних об'єктах, при створенні умов запобігання цих ситуацій і забезпеченні мінімізації їх наслідків.

- Техніко-економічні показники роботи електростанцій значною мірою залежать від ефективності теплоенергетичного обладнання.

- Ефективність, надійність і безпека функціонування енергетичного обладнання напряду пов'язані з досконалістю організації теплофізичних процесів, зі ступенем їх інтенсифікації, оптимізацією співвідношення інтенсивності переносу теплоти та імпульсу.

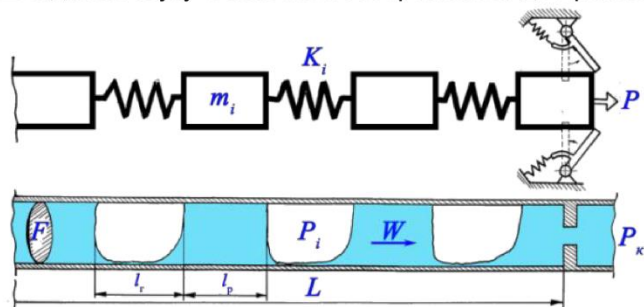
**Метою роботи є** підвищення ефективності, надійності функціонування і безпеки експлуатації устаткування електростанцій шляхом поглибленого аналізу, інтенсифікації і оптимізації теплофізичних процесів в енергетичному обладнанні, розробки і впровадження науково обґрунтованих технічних рішень з його удосконалення.

**Робота являє собою** комплекс фундаментальних і прикладних досліджень і розробок за тематикою, яка включає: процеси в парорідинних потоках, в тому числі, термоакустичні явища та теплогідродинамічну нестійкість; теплогідравлічні процеси при надкритичних параметрах теплоносія в тепловидільних збірках активних зон перспективних атомних реакторів; конвективний теплообмін в розвинених теплообмінних поверхнях; високоефективні системи теплопередачі випаровувально-конденсаційного типу, оптимізацію ефективних стратегій управління надійністю енергообладнання.

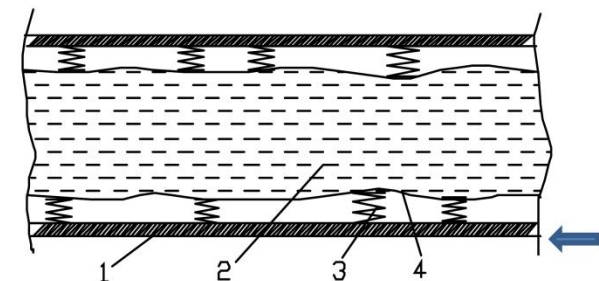
**Робота спрямована на** забезпечення надійного прогнозування кризових явищ і аварійних ситуацій, розробку методів їх запобігання, підвищення ефективності теплообмінних процесів, розвинення пасивних методів теплопередачі, тепловідведення і теплового захисту.

**Результати роботи впроваджені** в обов'язкових до виконання нормативних документах, реалізовані в конструкціях нових типів теплообмінних поверхонь і апаратів, в оригінальних пристроях, методиках і технічних рішеннях.

Робота теплообмінного устаткування АЕС і ТЕС часто супроводжується появою двофазних потоків в снарядно-пробковому режимі. Недостатнє розуміння процесів, що відбуваються в цьому режимі, призводить до невдалого вибору методів вирішення проблем, які виникають в такому випадку наприклад, вібрація дренажних трубопроводів, яка викликає системну нестійкість схеми зливу конденсату. Знання особливостей течії двофазного потоку обмежувалось залежностями для розрахунку швидкості звуку в гомогенному потоці. **Вперше розглянута динаміка гетерогенного двофазного потоку.** Показано, що швидкість звуку визначається не взаємодією молекул (як в газі або рідині), а **макрівзаємодією парових снарядів і рідких пробок.** Вказані причини і **розроблені оригінальні рішення для зниження згаданої вібрації**, отримані залежності для розрахунку швидкості звуку в системі з гетерогенним двофазним потоком.



Механічна модель двофазного потоку



Модель течії рідини в каналі при поверхневому кипінні: 1 – стінка каналу; 2 – рідина; 3 – пружність стисненої пари; 4 – міжфазна межа

Швидкість розповсюдження звукового збурення:

$$C = \sqrt{\frac{kP}{\beta(1-\beta)\rho_{ж}}} \cdot \left(1 + \frac{W_{\text{сум}}T}{L}\right)^{-1}, (*)$$

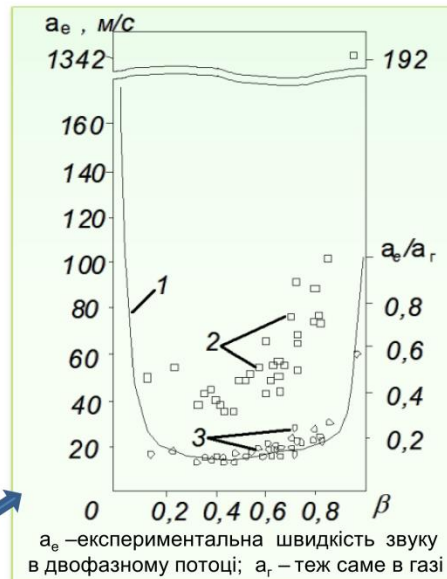
де  $k$  – ефективний модуль для зсувних хвиль;  $\rho$  – густина середовища;  $\beta$  – об'ємний паровміст;  $P$  – тиск;  $W_{\text{сум}}$  – швидкість потоку

Частота такої коливальної системи:

$$\omega = \sqrt{\frac{\mathfrak{R}}{m}} = \sqrt{\frac{3kP \cdot \pi r \cdot \Delta l}{R \cdot \pi r^2 \cdot \Delta l \cdot \rho_{ж}}} = \sqrt{\frac{3kP}{rR\rho_{ж}}}$$

де  $m = F \cdot \Delta l \cdot \rho_{ж}$  – маса елемента потоку довжиною  $\Delta l$ ;  $\mathfrak{R}$  – жорсткість «парової» стінки.

Експериментальне вимірювання швидкості звуку в двофазному гетерогенному потоці: 1 – розрахунок за формулою (\*); 2 – реальні значення; 3 – відносні значення.



## ДІАГНОСТИКА КРИЗИ ТЕЧІЇ В ДВОФАЗНОМУ ПОТОЦІ

Вона характеризується різким обмеженням витрати двофазного потоку, яка визначається швидкістю звуку в такому потоці. Ця особливість течії використовується в обмежувачах течії в системі компенсації тиску реактора типу ВВЭР, в деяких конструкціях конденсатних горщиків і т.д. У роботі **вперше** встановлені фізичні умови виникнення кризи течії, які дозволили пояснити роботу пароводяних інжекторів, розробити основи системи діагностики течії верхнього блоку ВВЕР- 1000 та ін.

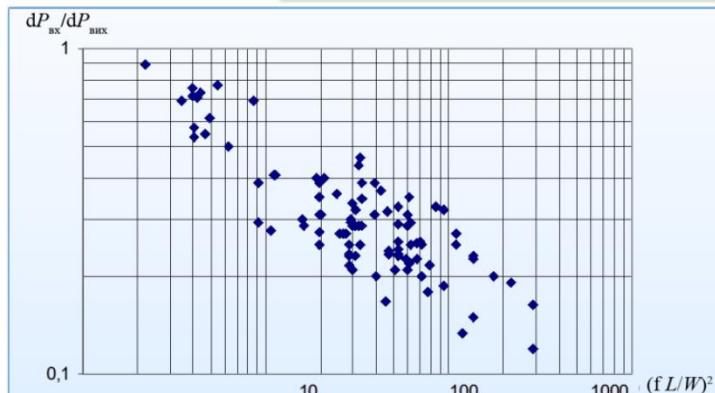
Основні ознаки настання кризи течії:

$dP / dx \rightarrow \infty$  — у вихідному перерізі;

$W / c = 1$  — в критичному перерізі швидкість потоку дорівнює швидкості звуку;

$G = G_{\text{max}}$  — витрата потоку сягає максимального значення;

$P_k / P_n \leq \varepsilon_{\text{кр}}$  — відношення тисків на початку та в кінці критичного перерізу не більше постійної величини, яка визначається експериментально і теоретично.



Залежність ступеня згасання коливань тиску від відносної частоти коливального процесу

$f$  - частота проходження газових пробок через вихідний перетин трубопроводу;  $l$  - довжина трубопроводу;  $W$  - швидкість двофазного потоку у вихідному перерізі трубопроводу

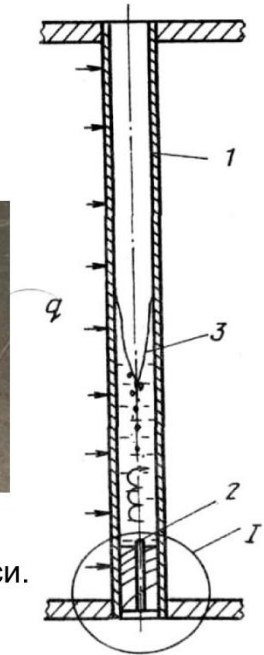
## ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ ДВОФАЗНИХ ПОТОКІВ

На основі виявлених закономірностей розроблено **шнековий завихрювач (ШЗ) з безударним входом** для ліквідації вібрації та ерозійно-корозійного зносу трубопроводів електростанцій.

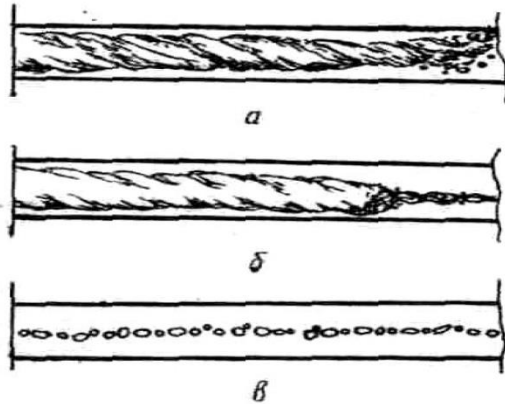
ШЗ має відносно невеликий гідравлічний опір, дозволяє отримувати в потоці задану інтенсивність відцентрових сил.

ШЗ може бути використаний для створення "діодного" ефекту на гідравлічних системах.

ШЗ також використовувався на підприємствах ТГО "Одеські теплові мережі" для сепарації шламу.

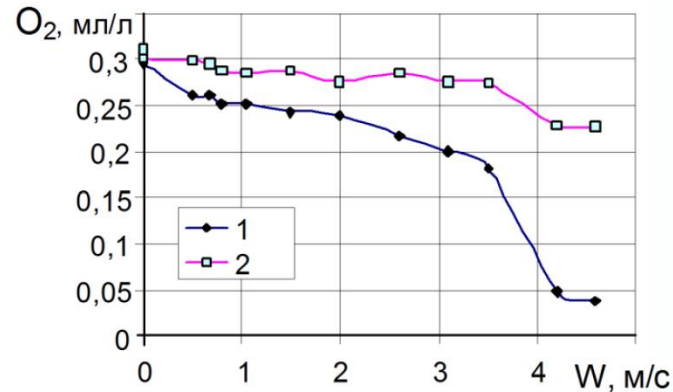


**Відцентровий деаератор** пройшов успішні випробування в котельнях теплових мереж м. Одеси.



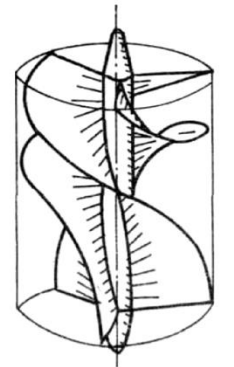
Вперше встановлені **режими течії закрученого двофазного потоку**, що дозволило розробити **відцентровий деаератор**, який забезпечує деаерацію теплоносія в трубопроводах теплових мереж

а - конічний, б – параболічний; в - бульбашковий режими течії



**Результати промислового випробування деаератора. Залежність ступеня деаерації від тангенціальної швидкості**

1 - кут закручування ШЗ на виході – 80°;  
2 - кут на виході – 60°

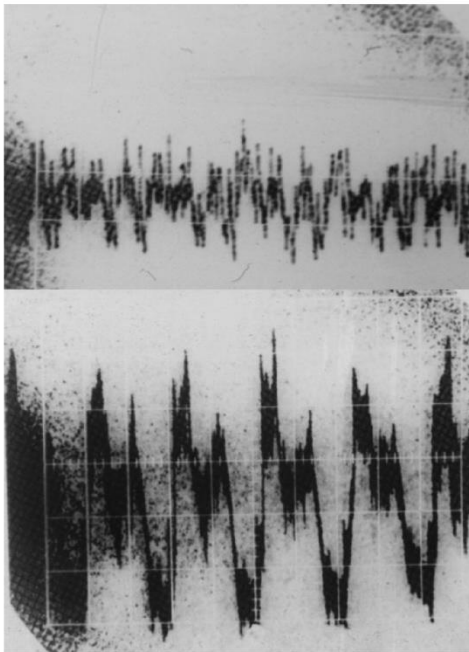


**Новий спосіб стабілізації потоку в парогенерувальних каналах прямих точних котлів.**

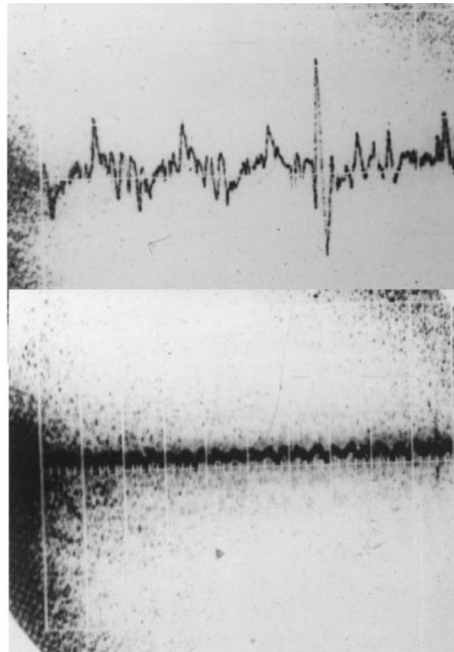
1 – ШЗ; 2 – вхід в канал;  
3 – межа розділу фаз рідини і пари;  
4 – парогенерувальний канал

- Для усунення зриву подачі і зниження коливань тиску і витрати теплоносія розроблено методику розрахунку **ковпака-гасника гармонійних пульсацій тиску**, яка заснована на аналізі передавальної функції ковпака як перетворювача (гасника) сигналу.
- Методика дозволила розраховувати ковпаки на задане послаблення рівня коливань (менше 1%), що було **успішно верифіковано експериментом**: вони **зводять нанівець аварійні ситуації на заправниках рідкого азоту, які використовуються при важких аваріях і пожежах**.

**Вперше** виконано експериментальне і теоретичне дослідження режиму зриву роботи об'ємного поршневого насосу, розроблена конструкція датчика, який надійно контролює цей режим.



**Осцилограми коливань тиску на виході насоса:** вгорі - нормальний режим, внизу - зрив подачі

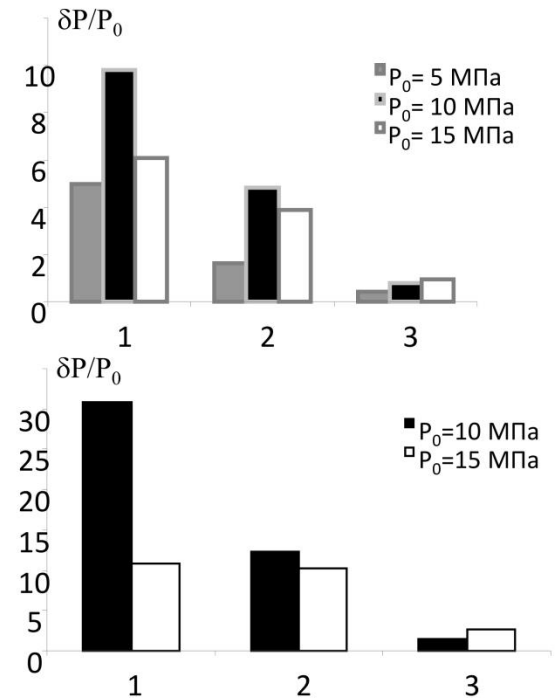


**Осцилограми коливань клапана на виході насоса:** вгорі - нормальний режим, внизу - зрив подачі

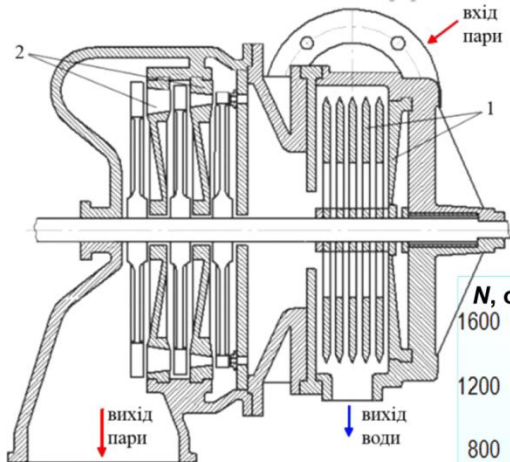
## Умова функціонування ковпака-гасника

$$(V_k \Delta P_{ш})_{АД} \geq \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{T^2} - 1\right)} \frac{nGP}{\rho_r \omega},$$

де  $V_k$  - об'єм ковпака;  $\Delta P_{ш}$  - перепад тиску на шайбі;  $n$  - число поршневих груп насосу;  $G$  - витрата теплоносія через 1 групу;  $\rho_r$  - щільність газу в ковпаку;  $T$  - період коливань тиску. АД – адіабатичний перепад;  $n$  – кратність зниження амплітуди коливань,  $P$  – тиск за ковпаком

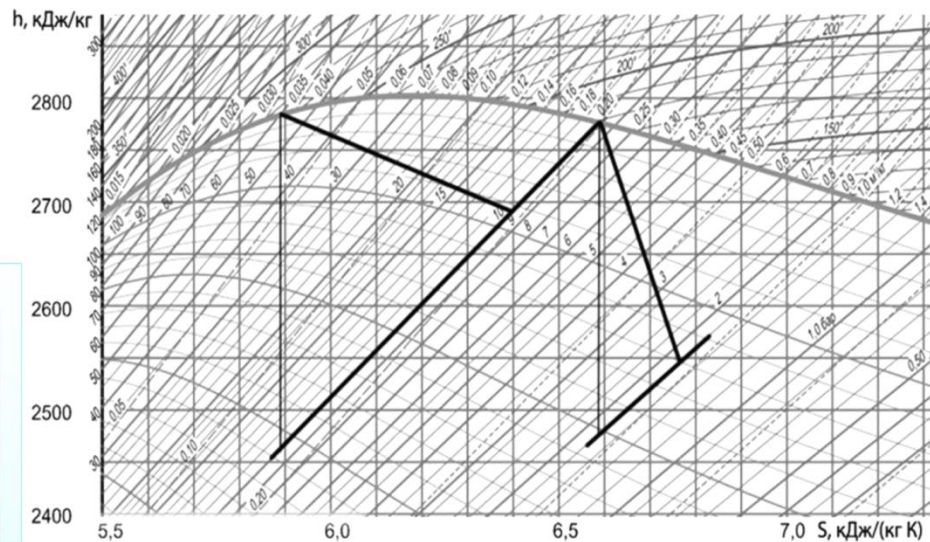
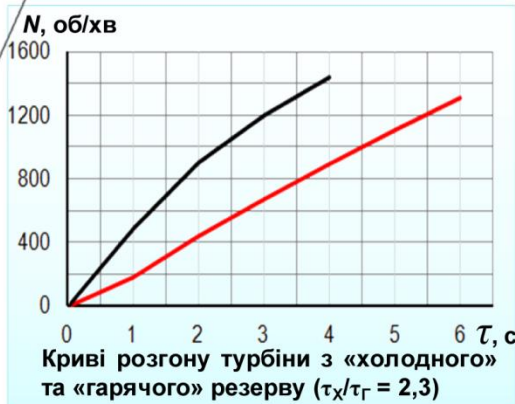


Зниження рівня коливань тиску: 1 - на виході насоса; 2 - перед ковпаком-гасником; 3 - після нього. Вгорі - нормальний режим, внизу - зрив подачі;  $P_0$  - тиск після насосу



**Конструкція комбінованої турбіни Тесла-Лаваля для підживлення парогенератора**

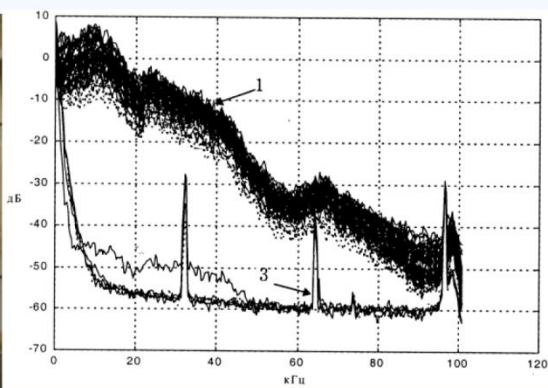
Конструкція турбіни дозволяє виконувати аварійне підживлення парогенератора власною парою в режимі холодного пуску з безударним сприйняттям і сепарацією конденсату.



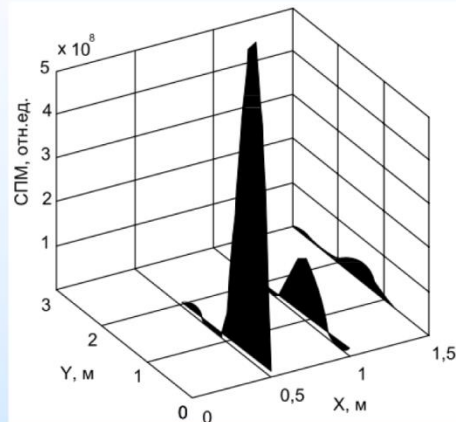
Процес розширення пари в h-S діаграмі показав ефективність турбіни Тесла в ролі передвключеного сепаратора. Крім того, турбопривід працює в області низьковолової пари, що важливо для його надійності.

## РОЗРОБКИ, СПРЯМОВАНІ НА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ РЕАКТОРА ВВЕР-1000

**Система контролю протікання верхньої кришки корпусу реактора**

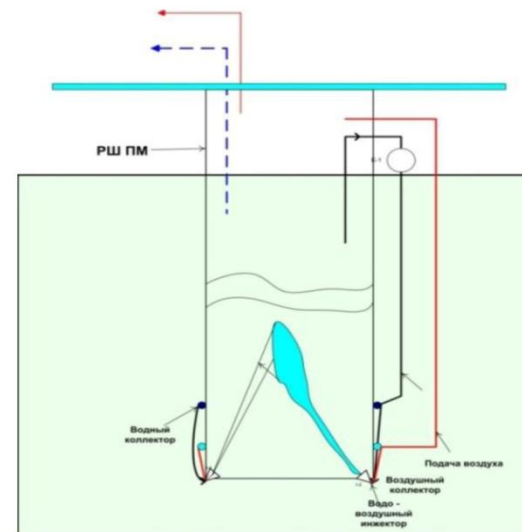


**Спектральна характеристика шуму витікання перегрітої пари з тиском 16 МПа**



**Просторова характеристика інтенсивності шуму витікання**

**Спосіб виявлення дефектних ТВЗ**

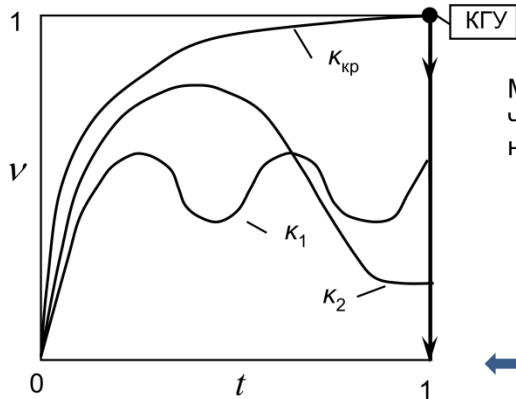


СПМ – спектрально – просторова потужність

РШ ПМ – робоча штанга перезавантажувальної машини

# МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ ГІДРОДИНАМІЧНИХ УДАРІВ ВНАСЛІДОК ІНЕРЦІЙНОСТІ НАПІРНО-ВИТРАТНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСІВ

Вперше розроблено методи визначення умов виникнення гідродинамічних ударів (ГУ) в системах енергетичного обладнання внаслідок інерційності напірно-витратної характеристики насосів і трансзвукових режимів парорідинних потоків.



Максимально припустимі (критичні) значення масової витрати  $G_{кр}$  і/або середньої швидкості потоку  $v_{кр}$ :

$$G \geq G_{кр} = F \sqrt{2\rho N_{кр}}; \quad v \geq v_{кр} = \sqrt{\frac{2N_{кр}}{\rho}}$$

← КГУ - критичні за надійністю гідроудари

Зміна середньої швидкості потоку при теплогідродинамічній нестійкості з різною чутливістю витратної (мережевої) характеристики насосу при коефіцієнтах лінійної апроксимації  $\kappa_1 > \kappa_2 > \kappa_{кр}$ .

Механізм виникнення коливального процесу:

$$\uparrow G, v(t) \Rightarrow \uparrow \Delta P_0;$$

$$\downarrow \Delta P_H(t + \Delta t) \Rightarrow \downarrow G, v(t + 2\Delta t) \Rightarrow \downarrow \Delta P_0;$$

$$\uparrow \Delta P_H(t + 2\Delta t) = \uparrow G, v \dots$$

Рівняння руху потоку в критеріальній формі:

$$\frac{dv}{dt} = 1 + \int_0^t \frac{d\Delta P_i}{dv} \frac{v}{\tau} d\tau + P_1 - P_2 - \Delta P_1 - \Delta P_2; \quad \frac{dv}{dt} = A + Bv - Cv^2$$

Аналітичне вирішення рівняння:

$$\frac{\sqrt{B^2 + 4AC} - B + 2Cv}{\sqrt{B^2 + 4AC} + B - 2Cv} = \exp\left(\text{const} + \sqrt{B^2 + 4AC}t\right)$$

# МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ ГІДРОДИНАМІЧНИХ УДАРІВ В СИСТЕМАХ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ПРИ ДВОФАЗНИХ ПОТОКАХ

Критеріальна форма рівнянь законів збереження двофазного потоку в умовах виникнення ГУ при трансзвукових режимах двофазного парорідинного потоку.

$$P(z=0) = 1; \quad v(z=0) = 1; \quad x_0(z=0) = (i_0 - i_1) / r;$$

$$\frac{dx}{dz} = -\frac{i_0}{2r} \text{grad}(P); \quad \frac{dv}{dz} = -\text{grad}(P) \left( \frac{\partial \rho}{\partial P} + \frac{1}{2r} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - vK_{II}; \quad \frac{dP}{dz} = \frac{K_v \rho v^2}{(1 - M^2)} K_{II} = \text{grad}(P)$$

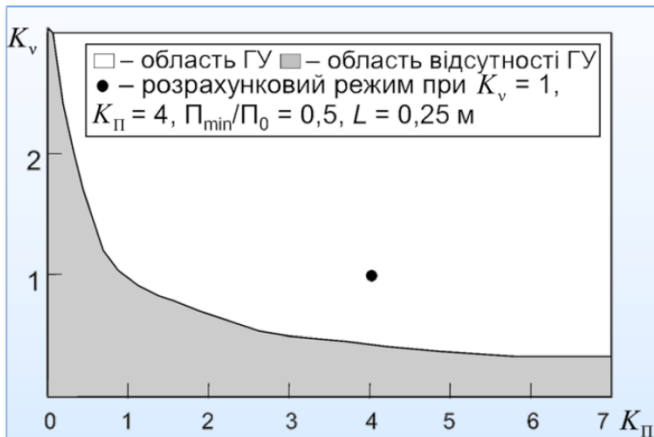
Після перетворень:  $\frac{dP}{dt} = v; \quad \frac{dv}{dt} + K_1 v \frac{dP}{dt} = -\Delta P_g(t); \quad v \frac{dv}{dt} + \frac{K_1}{2} v^2 \frac{dP}{dt} + K_2 \frac{dP}{dt} = 0.$

за початкових умов:  $v(t=0) = \frac{a}{v_m} = v_{g0}; \quad P(t=0) = P_{g0}; \quad i(t=0) = i_{g0}.$

Поточна і максимальна відносні амплітуди гідродинамічного навантаження при трансзвукових режимах парорідинного потоку:

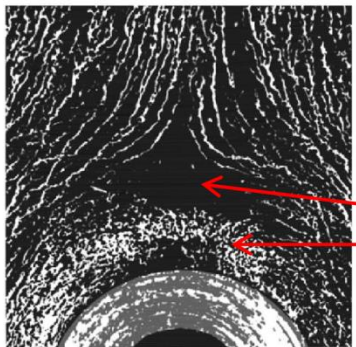
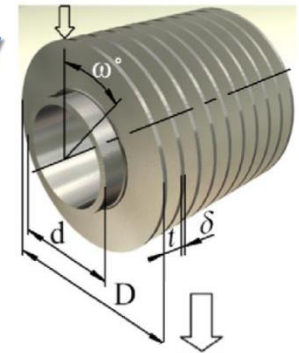
$$\Delta P_g(t) = \int_0^t v(\tau) d\tau; \quad \frac{dv}{dt} + \frac{K_1}{2} v + K_2 = 0; \quad v(t=0) = \frac{\rho_1 a_1 a}{P_0}$$

Достатня умова ГУ при трансзвукових режимах двофазного парорідинного потоку:  $\Delta P_g(t=1) \geq 1$



Область значень критеріїв виникнення ГУ, як наслідок аперіодичної нестійкості при трансзвукових течіях двофазних парорідинних потоків

# ЗАКОНОМІРНОСТІ ПРОЦЕСІВ ТЕЧІЇ ТА ТЕПЛОБМІНУ В ПОПЕРЕЧНО-ОРЕБРЕНИХ ПОВЕРХНЯХ НАГРІВАННЯ



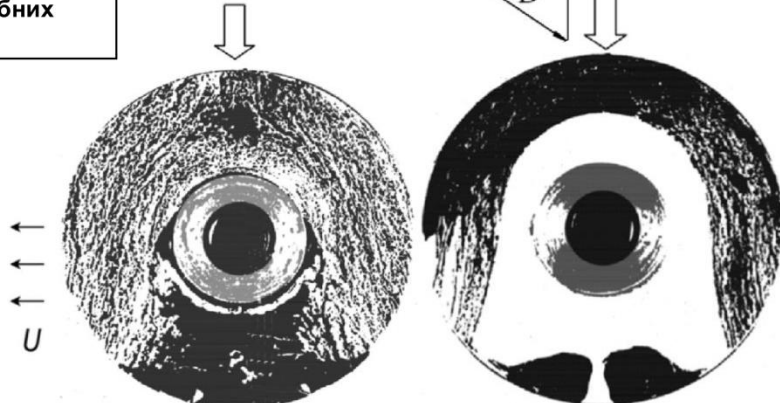
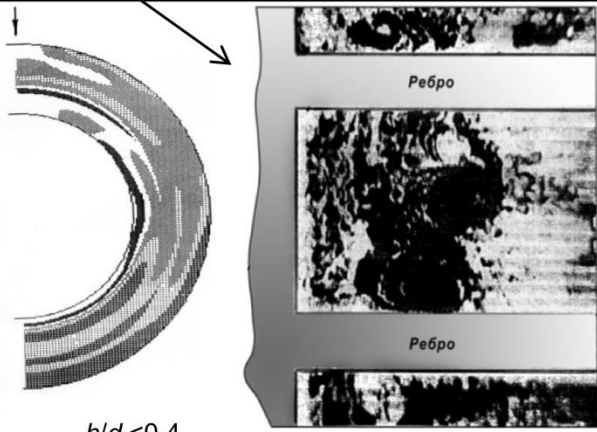
Візуалізація течії на ділянці перед лобовою частиною труби, що несе ребрення:  
 зона відриву потоку від поверхні ребра внаслідок зустрічі основної і вторинної течій;  
 зона приєднання вторинної течії до поверхні ребра

Візуалізація формування пари прикорневих підковоподібних вихорів в міжреберному просторі

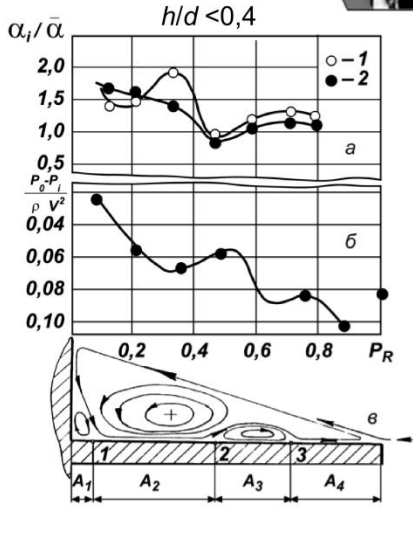
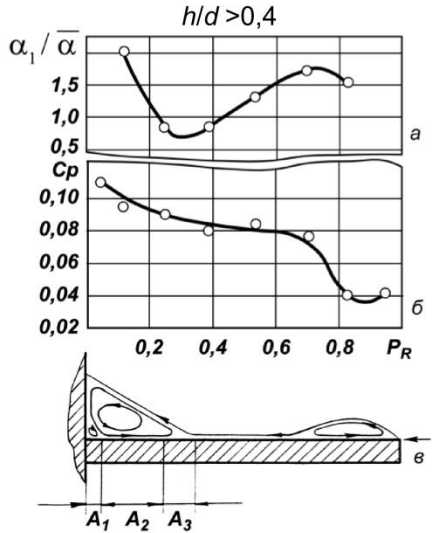


Діаграми розподілу відносної інтенсивності тепловіддачі по поверхні ребра труби при  $Re = 2 \cdot 10^4$

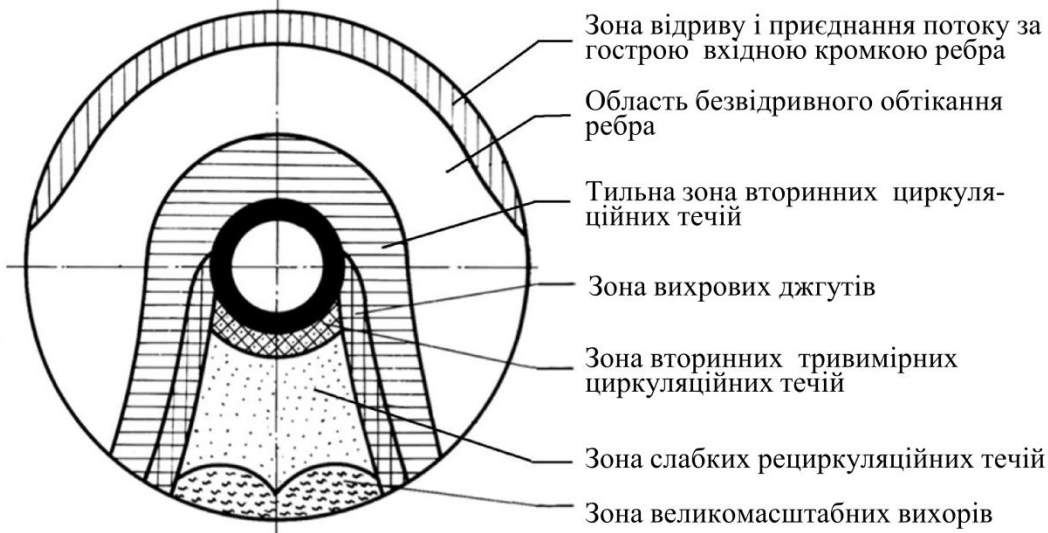
- 1 -  $\alpha/\bar{\alpha} = 1,93 \dots 1,53$ ;
- 2 -  $\alpha/\bar{\alpha} = 1,53 \dots 1,14$ ;
- 3 -  $\alpha/\bar{\alpha} = 1,14 \dots 0,75$ ;
- 4 -  $\alpha/\bar{\alpha} = 0,75 \dots 0,36$ ;
- 5 -  $\alpha/\bar{\alpha} = 0,36 \dots 0,03$



Візуалізація течії на поверхні круглого ребра з визначенням меж зони інтенсивних вторинних циркуляційних течій з  $h/d = 0,857$  при  $Re = 2,7 \cdot 10^4$



## Узагальнена схема характерних областей на поверхні ребра

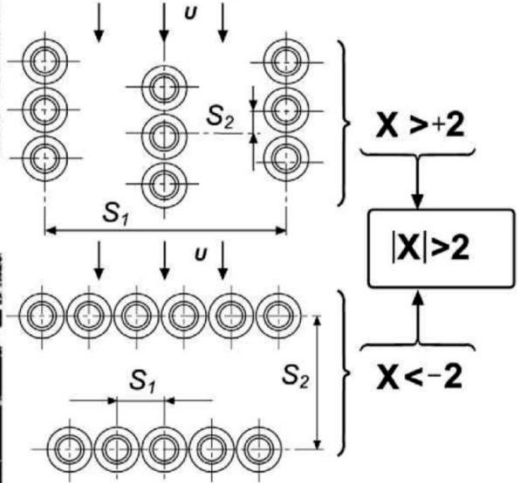
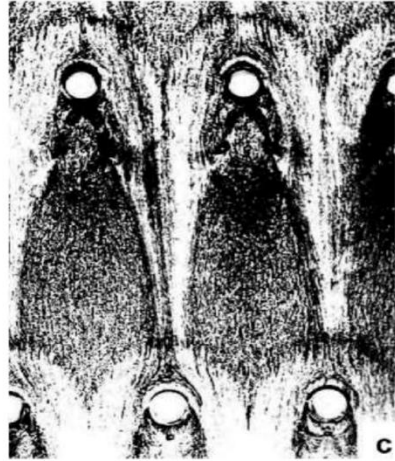
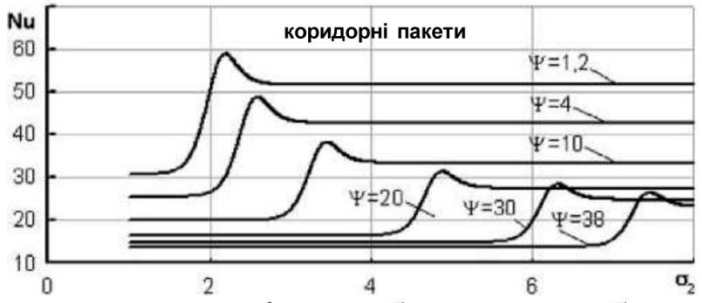
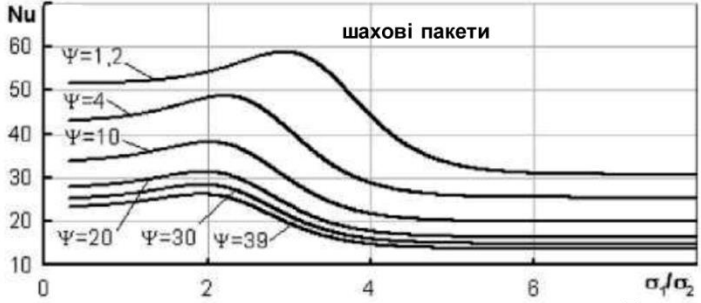
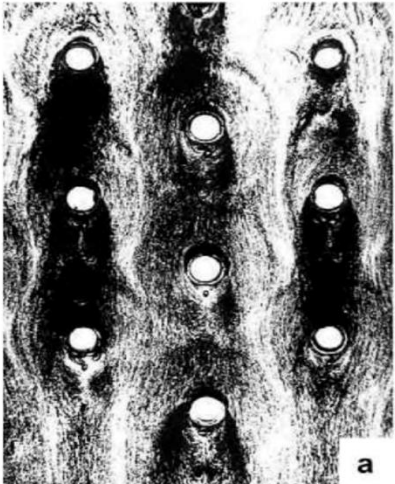


Розподіли по висоті ребра відносної інтенсивності тепловіддачі (а), коефіцієнтів статичного тиску (б) і схема течії (в) в площині симетрії ( $\omega = 0$ ) лобової частини ребристої труби при  $Re = 2 \cdot 10^4$ :  $A_1, A_3$  - ділянки відриву течії від поверхні ребра;  $A_2, A_4$  - ділянки приєднання



# УЗАГАЛЬНЕНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОБМІНУ ПАКЕТІВ ОРЕБРЕНИХ ТА ГЛАДКИХ ТРУБ

Залежності інтенсивності тепловіддачі від крокових характеристик і типу компоновки пакетів



Формула для пакетів оребрених труб

$$Nu = (1,36 - thX) Re^{0,7+0,08thX+0,005\cdot\psi}$$

$$X_{stg} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} - \frac{1,26}{\psi} - 2$$

$$X_{inl} = 4 \left( 2 + \frac{\psi}{7} - \sigma_2 \right)$$

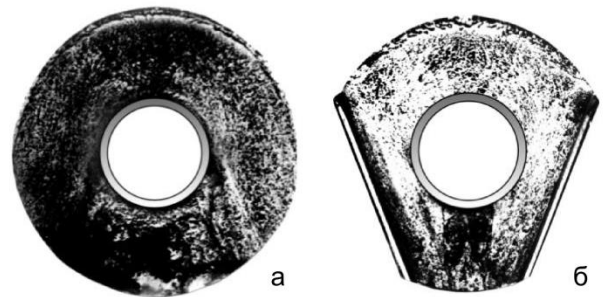
Формула для пакетів гладких труб

$$Nu = 0,124(1,31 - thX) Re^{0,68+0,08thX}$$

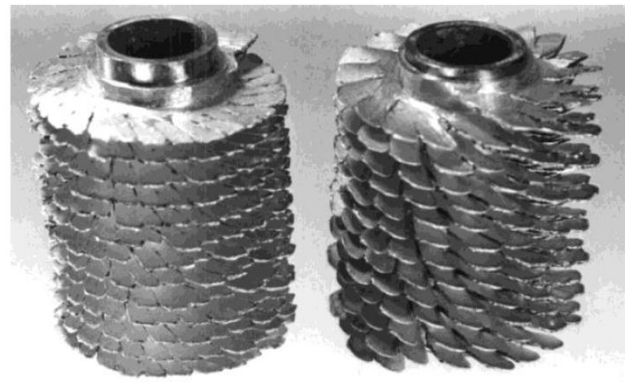
$$X_{stg} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} - 3$$

$$X_{inl} = 2 \cdot (2 - \sigma_2)$$



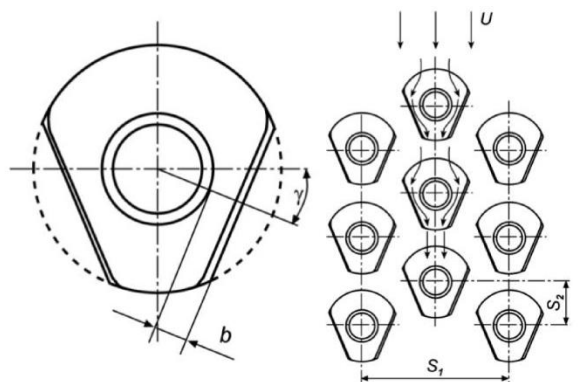


Візуалізація течії на поверхні звичайного шайбового (а) і підігнутого (б) ребер при  $Re = 5 \cdot 10^4$

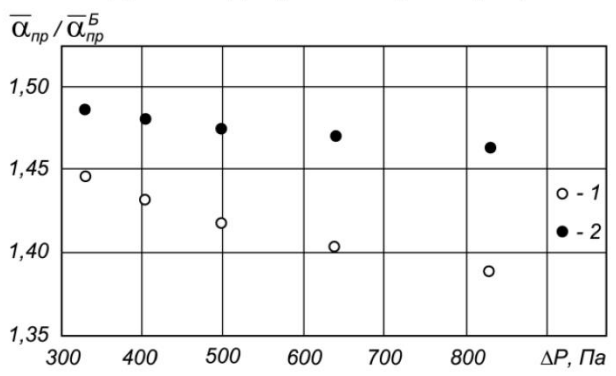


Труби з пелюстковим оребрнням

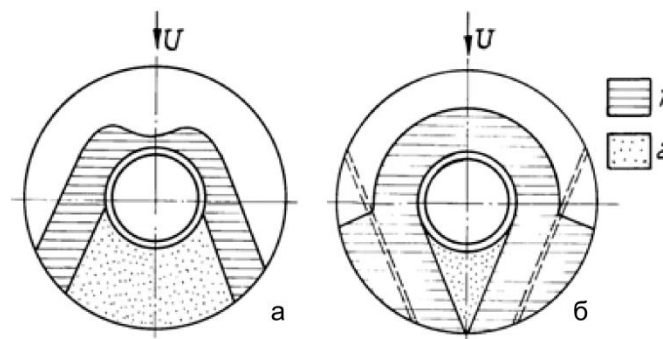
Труби з конфузормим підгином ребер



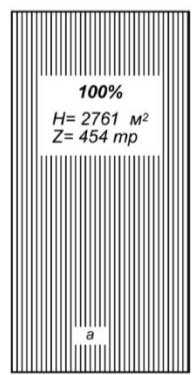
Пакет труб з конфузормо підігнутими ребрами



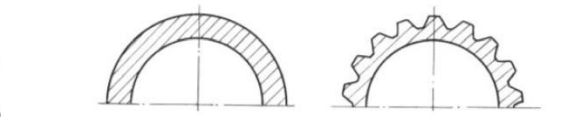
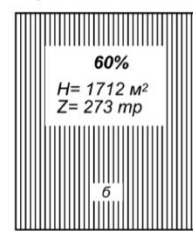
Співвідношення середньповерхневих приведених коефіцієнтів тепловіддачі інтенсифікованих і базових пакетів при однакових аеродинамічних опорах: 1 -  $\sigma_1 = 3,21$ ;  $\sigma_2 = 1,29$ ; 2 -  $\sigma_1 = 2,64$ ;  $\sigma_2 = 1,29$



Трансформація розмірів характерних областей на поверхні ребристої труби в глибині пакета з  $\sigma_1/\sigma_2 > 2$  в разі застосування конфузормого підгину ребер: а – звичайне ребро; б – підігнуте ребро (розгортка); 1 – область інтенсивних вторинних циркуляційних течій; 2 – кормова вихрова зона



Порівняння конструктивних характеристик випарного пакету котла – утилізатора  $Q=8\text{МВт}$ ,  $G = 91\text{кг/с}$ , виконаного з труб зі звичайним гвинтовим (а) і конфузормо підігнутим (б) оребрнням, при однаковому аеродинамічному опорі



Профілі труб-заготовок для виготовлення труб зі звичайним гвинтовим (а) і пелюстковим (б) оребрнням

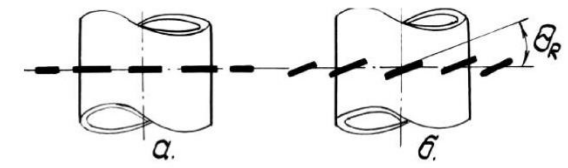
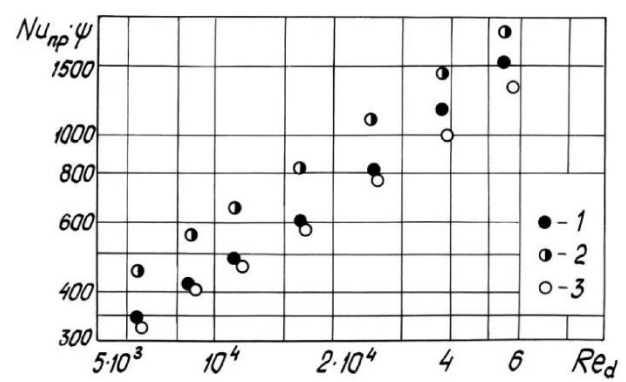


Схема повороту пелюсток



Результати дослідження теплообміну труб з пелюстковими ребрами: 1 - труби з пелюстковими ребрами  $\theta_R = 0^\circ$ ; 2 - труби з пелюстковими ребрами  $\theta_R = 20^\circ$ ; 3 - труби зі звичайними гвинтовими ребрами

# ІНТЕНСИФІКОВАНІ ТЕПЛОБМІННІ ПОВЕРХНІ З ЧАСТКОВО ОРЕБРЕНИХ ТА ГЛАДКИХ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ

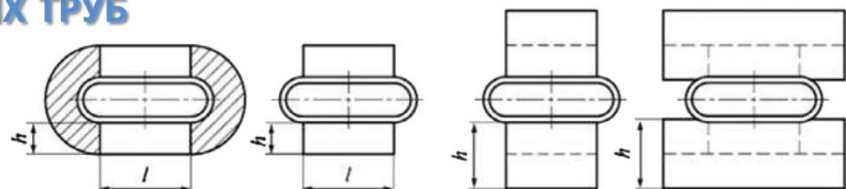
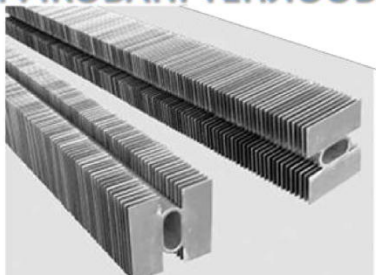
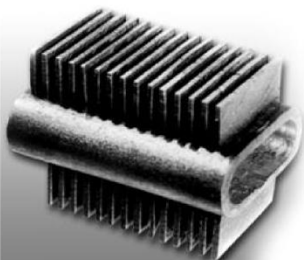
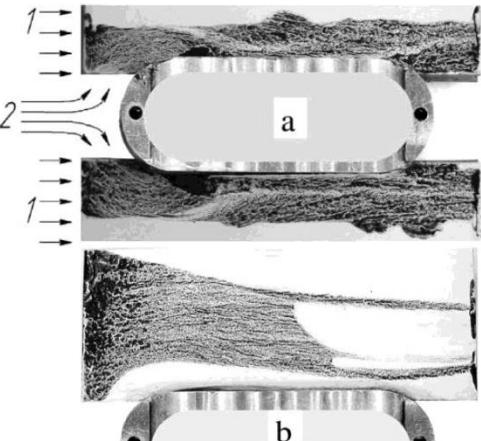
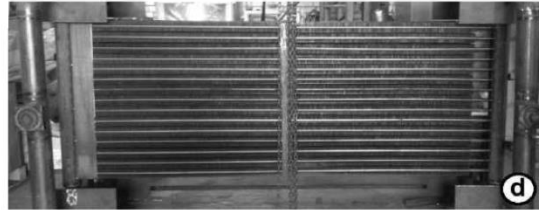
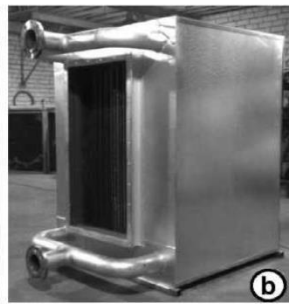
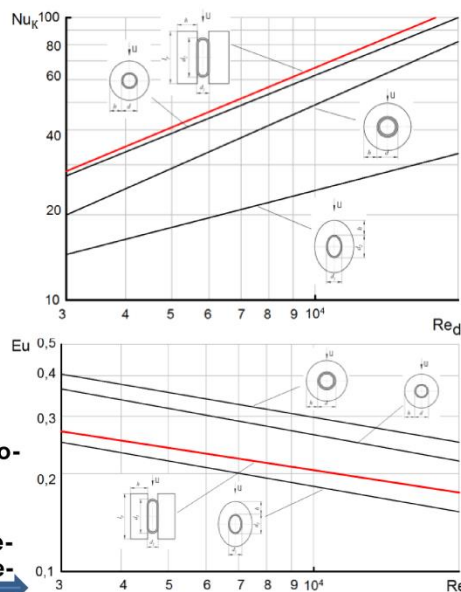


Схема формування неповного оребрення труб плоскоовального профілю

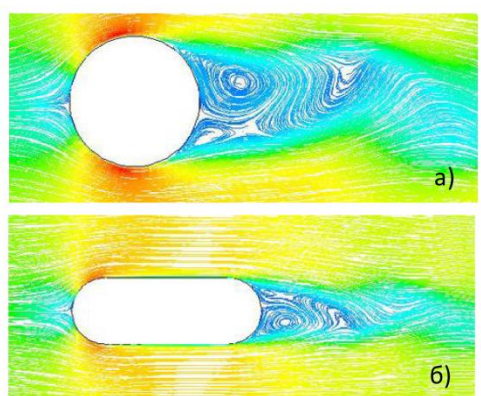


Візуалізація течії на поверхні ребер плоскоовальних труб при  $Re = 2 \cdot 10^4$

Порівняння теплоаеродинамічних характеристик найбільш поширених типів оребрених труб

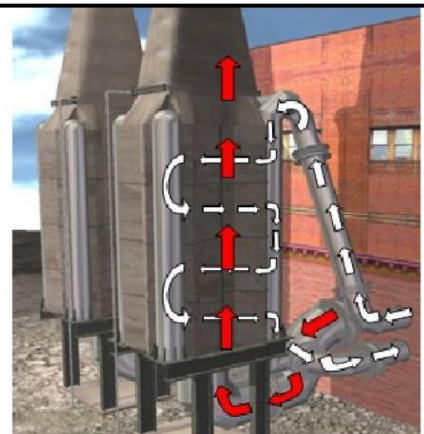
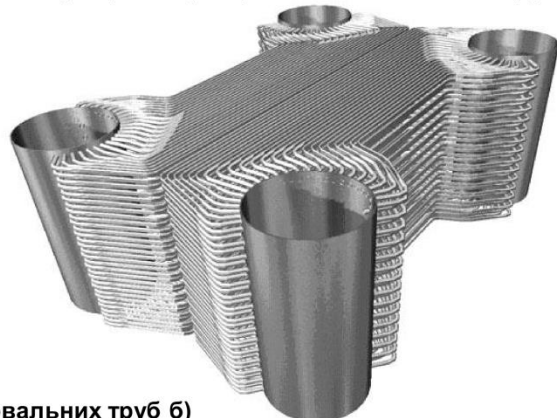


Теплообмінники – утилізатори з частково оребрених плоскоовальних труб тепловою потужністю : а - 51 кВт; б – 335 кВт; с – 490 кВт; d - 1400 кВт

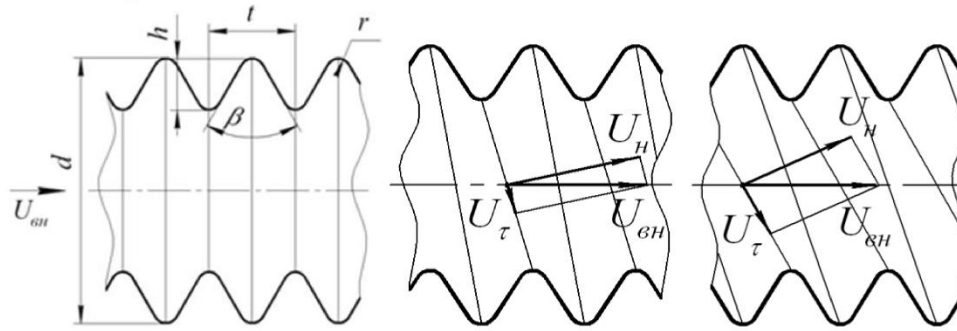


Картини обтікання круглих а) та плоскоовальних труб б)

Модуль регенератора з плоскоовальних труб



Регенератор ГТУ ГТК - 10

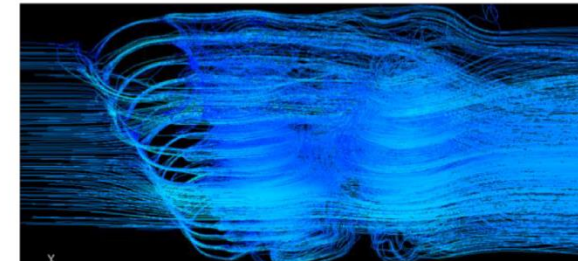
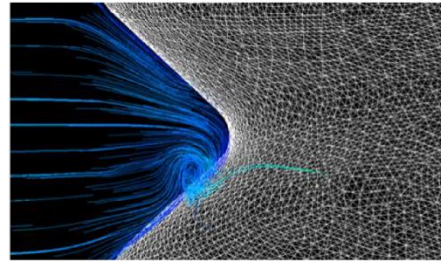
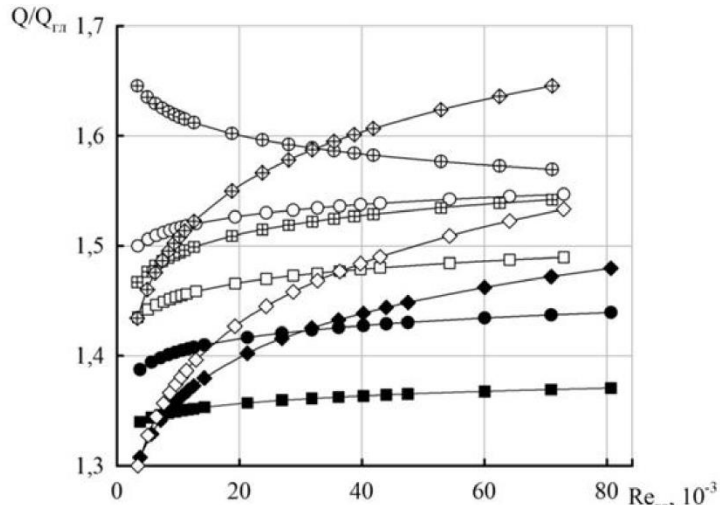


Ступінь розвитку поверхні при  $\beta = 60^\circ$ :

$$\psi = 2 \left( 1 - \frac{h}{d} \right)$$

при  $\beta = 90^\circ$ :

$$\psi = \sqrt{2} \left( 1 - \frac{h}{d} \right)$$



Утворення інтенсивних вихрових джгутів при зовнішньому обтіканні рівнорозвинутих поверхонь

Збільшення теплової потужності трубних пакетів ( $S_1/D=1,1$ ;  $S_2/D=0,96...1,46$ ) при заміні гладких труб на рівнорозвинені при однакових аеродинамічних опорах (зовнішня задача)

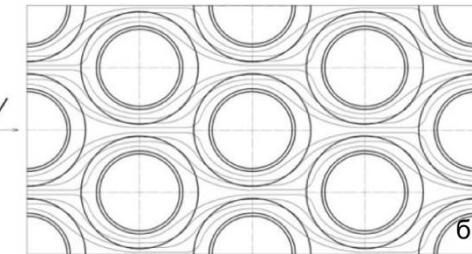
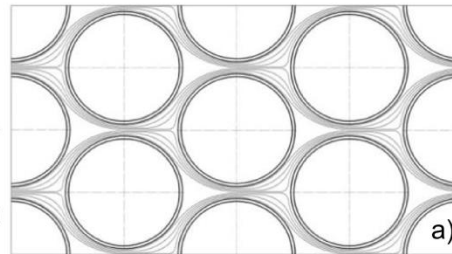
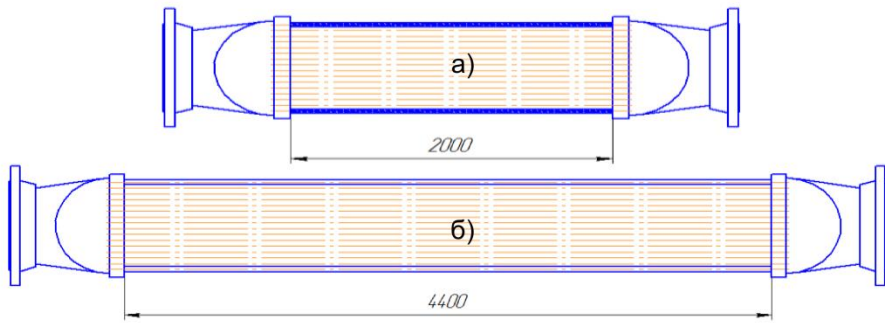
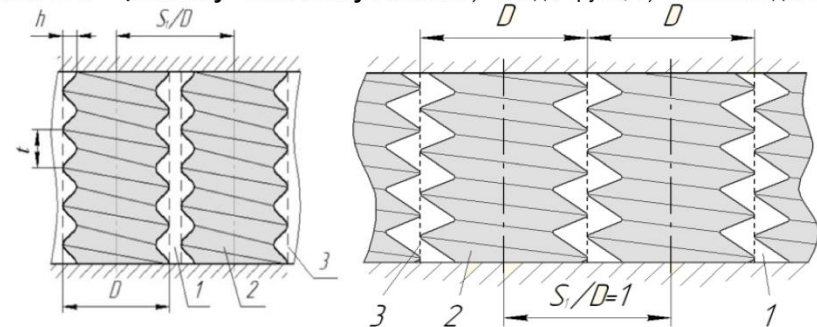


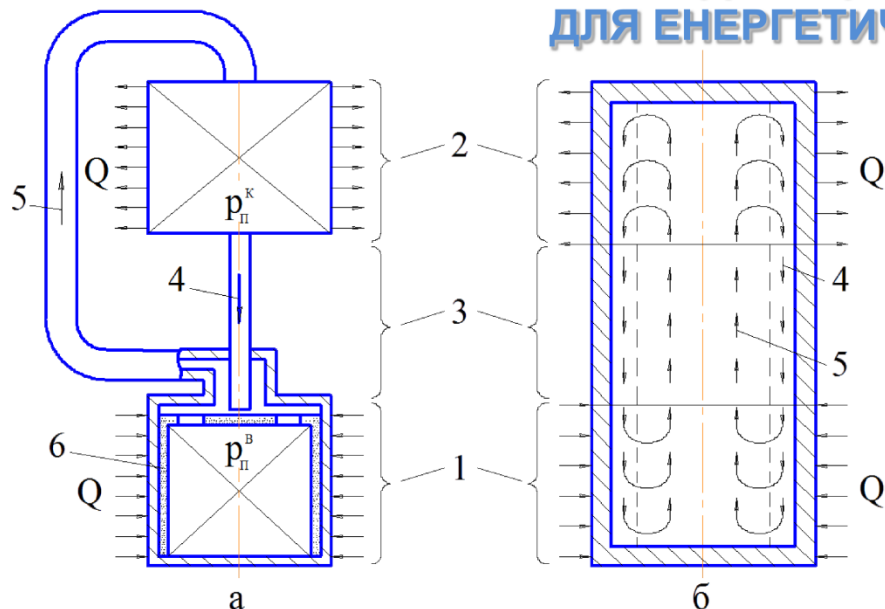
Схема течії в "щільному" шаховому пакеті: а) – гладкі труби; б) – гвинтоподібні труби.



Зіставлення розмірів модулів регенератора з рівнорозвинених (а) та гладких (б) труб



Поперечні перетини пакетів труб: 1 – "живий" перетин; 2 – контур рівнорозвиненої труби; 3 – контур відповідної за діаметром гладкої труби.



**Основні принципові схеми теплопередавальних пристроїв випаровувально-конденсаційного типу (ВКТ) з роздільними (а) та контактними (б) потоками пари і конденсату в транспортній зоні**

1 – випаровувальна зона; 2 – конденсаційна зона; 3 – транспортна зона; 4 – потік конденсату; 5 – потік пари; 6 – капілярна структура випаровувача

## Основні переваги ВКС теплопередачі

1. Забезпечення просторового розділення джерела і стоку теплоти і, при цьому, високої ефективності теплопередачі від зони підведення до зони відведення теплоти.
2. Забезпечення в широких межах трансформації теплового потоку (його концентрації або деконцентрації в зоні теплопідведення відносно зони тепловідведення) і, зокрема, можливість перерозподілу довжин зон теплообміну теплопередавальних елементів (ТЕ) ВКТ.
3. Можливість ефективного розвинення зовнішньої теплообмінної поверхні в зонах підведення і відведення теплоти.
4. Можливість організації протитоку теплообмінних робочих середовищ.
5. Суміщення функцій ефективного теплопроводу (з надвисокою еквівалентною теплопровідністю) і ефективного радіатора з можливістю пасивного тепловідведення і при цьому відносно малі габарити і маса, висока надійність роботи при різній орієнтації в полі масових сил.
6. Відсутність витрати енергії зовнішніх джерел на переміщення внутрішнього проміжного теплоносія.

## Основні теплофізичні характеристики ВКС:

- максимальна теплопередавальна здатність (ТПЗ);
- термічний опір в області нормального функціонування.

## Основні теплофізичні фактори, що обмежують ТПЗ низькотемпературних ВКС:

- умови підведення і відведення теплоти та сумарний термічний опір системи "джерело – стік теплоти", які визначають термодинамічне обмеження;
- втрата гідродинамічної стійкості поверхні розділення фаз при взаємодії потоків пари і конденсату, яка визначає обмеження за взаємодією фаз (як правило, для ВКС без капілярної структури);
- транспортні можливості капілярної структури по забезпеченню циркуляції теплоносія, які визначають обмеження по капілярному транспорту (для ВКС з капілярною структурою).

## Основні результати досліджень

1. Проаналізовано теплофізичні фактори, що обмежують ТПЗ систем теплопередачі ВКТ. Отримано закономірності і залежності для визначення величин максимальних теплових потоків, які відповідають кожному з обмежувальних факторів і є функціями конструктивних параметрів, режимних характеристик процесів, теплофізичних властивостей теплообмінних середовищ і проміжного теплоносія.
2. Проведене порівняння ТПЗ теплообмінників ВКТ і рекуперативних трубчатих теплообмінників показало значну перевагу теплообмінників ВКТ. Ступінь цієї переваги залежить від конструктивних характеристик і параметрів пакетів труб, схем течій середовищ, співвідношень характеристик інтенсивності теплообміну, термодинамічних характеристик процесів теплопередачі, теплофізичних властивостей середовищ і проміжного теплоносія.
3. Вирішено задачу оптимізації параметрів капілярної структури теплопередавального елемента ВКТ з метою мінімізації його термічного опору. Отримано функціональні залежності для визначення оптимального співвідношення довжин теплообмінних зон ТЕ ВКТ, при якому теплообмінна система має мінімальний термічний опір. Проаналізовано особливості проведення теплових розрахунків систем ВКТ.
4. Результати експериментальних досліджень розроблених зразків ТЕ ВКТ підтверджують відповідність їх ТПЗ рівню теплових навантажень для систем теплопередачі, тепловідведення і теплового захисту, які створені і можуть бути створені на основі таких та подібних елементів.

## 1. Створення і впровадження теплообмінних апаратів ВКТ в якості виносних хвостових теплообмінних поверхонь і теплоутилізаторів котлів, іншого енергогенеруючого та паливо- і енерговикористовуючого устаткування (реалізовано)

Зважаючи на вищезазначені переваги ВКС, найбільш ефективними теплообмінниками ВКТ є теплообмінники типу "газ-газ" ("газ-повітря") в якості повітропідігрівачів котлів, енергетичних рушійних установок та ін. Такі повітропідігрівачі на основі ТЕ ВКТ впроваджені на багатьох підприємствах різних галузей, в тому числі, енергетичного профілю в якості:

- додаткових хвостових теплоутилізаторів з суттєвим підвищенням ККД котлів;
- теплообмінних апаратів, які заміщують зношені штатні повітропідігрівачі з суттєвим економічним ефектом від зменшення капітальних та експлуатаційних витрат.



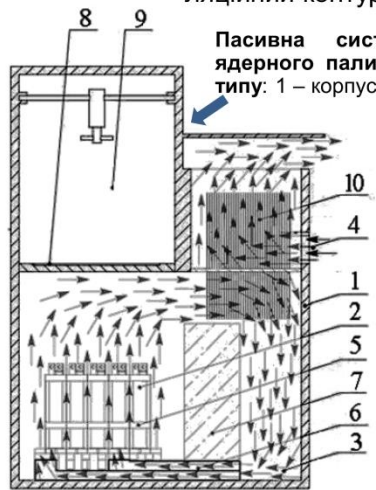
Повітропідігрівач ВКТ

- ← потік повітря, що нагрівається
- потік гарячих димових газів



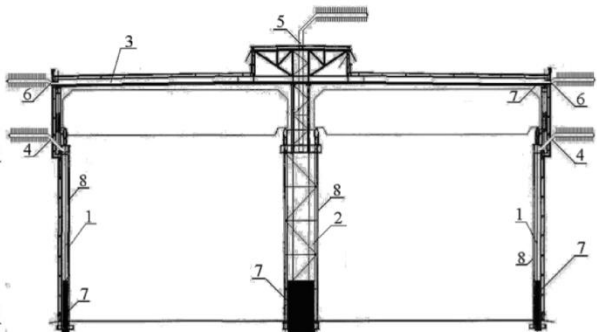
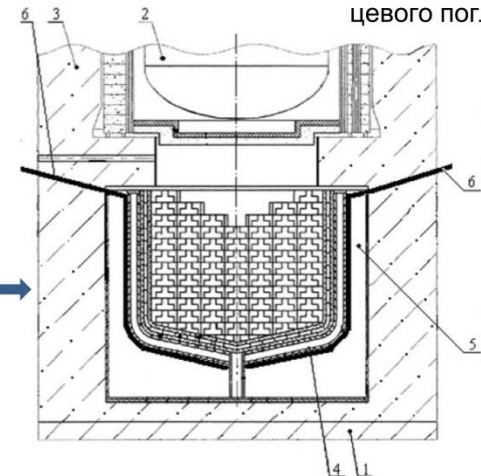
## 2. Створення і впровадження пасивних систем тепловідведення і теплового захисту ВКТ для підсилення бар'єрів безпеки в атомній енергетиці (запропоновано схемно - конструктивні рішення)

Комплекс вищезазначених переваг ВКС достатньо точно відповідає вимогам і умовам, що висуваються до пасивних систем тепловідведення і теплового захисту в атомній енергетиці. Зокрема, кожний теплопередавальний пристрій ВКТ (окремо або у складі системи) являє собою автономний циркуляційний контур, який може забезпечити високоефективний пасивний теплоперенос із зони з радіоактивним середовищем в зону кінцевого поглинання теплоти і надійне розділення цих зон.



Пасивна система охолодження відпрацьованого ядерного палива (ВЯП) в модулі сховища камерного типу: 1 – корпус; 2 – пенал з ВЯП; 3, 4 – потоки проміжного газового теплоносія і атмосферного повітря; 5 – решітка для пеналів; 6 – система ходів природної циркуляції; 7 – перегородка; 8 – люк; 9 – зала; 10 – ТЕ ВКТ

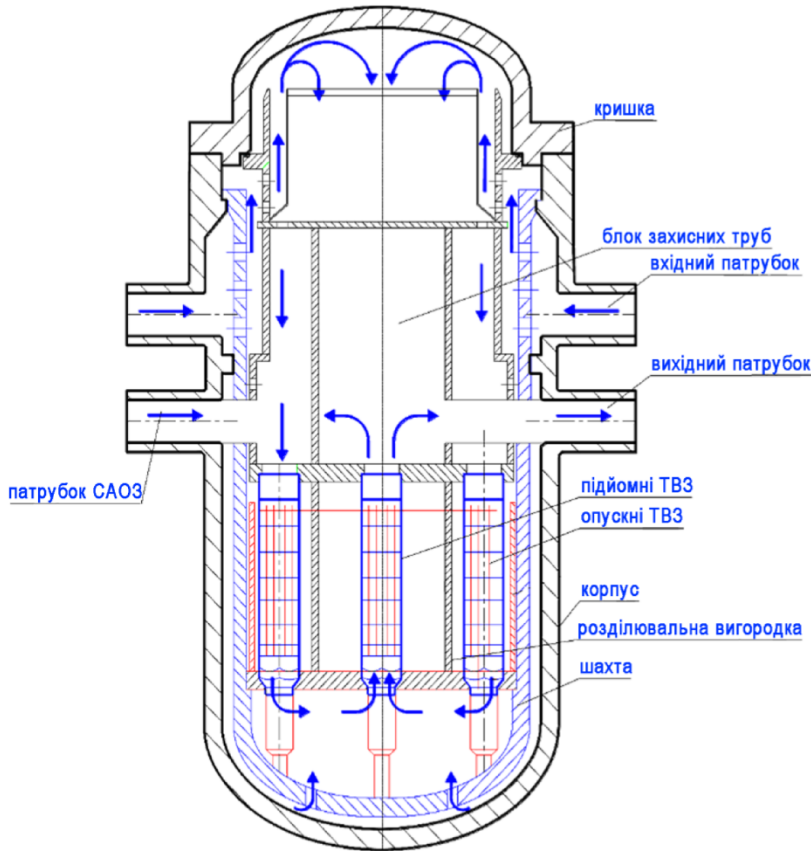
Пасивна система охолодження корпусу пристрою локалізації розплаву активної зони ядерного реактора: 1 – захисна оболонка; 2 – корпус реактора; 3 – шахта; 4 – корпус пастки з жертовним матеріалом та захисними шарами; 5 – кільцевий проміжок; 6 – ТЕ ВКТ, що спрямовані до поглинача теплоти



Вогнестійкий каркас будівлі: 1 – крайні колони; 2 – центральна колона; 3 – ригель; 4, 5, 6 – трубчасті відведення; 7 - теплоносіє ТЕ ТВК; 8 – вогнезахисне покриття

# ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ І ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ В КАНАЛАХ, ЩО ОХОЛОДЖУЮТЬСЯ ВОДОЮ ПРИ НАДКРИТИЧНИХ ПАРАМЕТРАХ (НКП) 15

Одноконтурний реактор ВВЕР- НКП з двозаходною АЗ



Очікувані переваги концепції ВВЕР-НКП:

- 1) збільшення ККД до 44...45 % замість теперішніх 33...34 %;
- 2) зменшення витрати теплоносія крізь активну зону (АЗ) через відсутність багатократної циркуляції і підігрівання теплоносія в АЗ на (250...300) °С в порівнянні з підігріванням на (30...35) °С в існуючих реакторах - у 8...10 разів скорочена кількість води, що перекачується через реактор, за рахунок використання теплоти псевдофазового переходу (біля 1400 кДж/кг);
- 3) прямоточна схема (відмова від парогенераторів та іншого устаткування другого контуру);
- 4) застосування освоєного серійного устаткування машзалів теплових електростанцій;
- 5) значно (приблизно на порядок) зменшені об'єм захисної оболонки (контейнменту) та будівельні об'єми;
- 6) зменшені експлуатаційні витрати.

Основні особливості теплогідрравлічних процесів в таких реакторах обумовлені значною і навіть екстремальною залежністю густини та теплоємності води при надкритичних параметрах ( $T_k = 374,1^\circ\text{C}$ ;  $P_k = 22,06 \text{ МПа}$ ) від її температури. Крім постійної проблеми забезпечення нормального тепловідведення від реактора і основного обладнання, що знаходиться в контейнменті, та надійного його охолодження в аварійних режимах, **існує теплофізична проблема, пов'язана з можливістю погіршення тепловіддачі в АЗ з дуже небезпечними наслідками для цілісності тепловідільних збірок (ТВЗ).**

МАГАТЕ в 2008 р. запустила першу Скоординовану Дослідницьку Програму «Аналіз і прогнозування теплогідрравлічних явищ, що мають місце в реакторах, які охолоджуються водою надкритичного тиску», до якої через три роки була залучена Україна, а саме НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» за багаторічний цикл його експериментальних досліджень.

Нижче представлені результати експериментальних досліджень, основними з яких є:

нові методики як визначення, так і розрахунку теплогідрравлічних характеристик потоку води при надкритичних параметрах в трубах, кільцевих каналах та тепловідільних збірках (3- і 7-стрижневий пучки, зібрані у ТВЗ з трикутною решіткою, які використовуються на українських АЕС), що імітують твели за формою та гідрравлічним діаметром;  
емпірична залежність для прогнозування максимально припустимого теплового навантаження твелів, вище якого при певному тепловому стані охолоджувальної води однозначно виникне погіршення тепловіддачі.

# ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ПРИ НАДКРИТИЧНИХ ПАРАМЕТРАХ ВОДИ В КАНАЛАХ І СТАТИСТИЧНИЙ ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ДЛЯ ЇЇ РОЗРАХУНКУ

Теплове навантаження каналу вище певного рівня призводить до погіршення теплопередачі (ПТП), при якому температура стінки  $t_w$  стрімко зростає, інколи сягаючи максимального значення в одному або кількох перерізах каналу. В обох випадках  $\alpha$  може в декілька разів відрізнятись від «нормального» коефіцієнту теплопередачі, яким він би був при відсутності екстремальної залежності теплофізичних параметрів від температури. Для отримання фізично найбільш обґрунтованої залежності між параметрами, що визначають рівень теплопередачі при НКП, використана ідея Петухова Б.С. про застосування аналогії між тепловими і гідравлічними процесами (аналогія Рейнольдса) в явній формі для розрахунку теплопередачі в каналах:

$$Nu_0 = \frac{\left(\frac{\xi_0}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr_f}{1 + \frac{900}{Re} + 12,7 \sqrt{\frac{\xi_0}{8}} \left(\overline{Pr}_f^{2/3} - 1\right)}$$

де знаменник можна розглядати як певний коефіцієнт аналогії Рейнольдса, що характеризує суму термічних опорів в'язкого пристінного примежового шару і турбулентного ядра потоку;  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$  – критерії Нуссельта, Рейнольдса та Прандтля відповідно.

$$\xi_0 = \left(1,82 \cdot \lg \frac{Re_f}{8}\right)^{-2}$$

- коефіцієнт опору тертя ізотермічного потоку при середній температурі теплоносія в каналі.

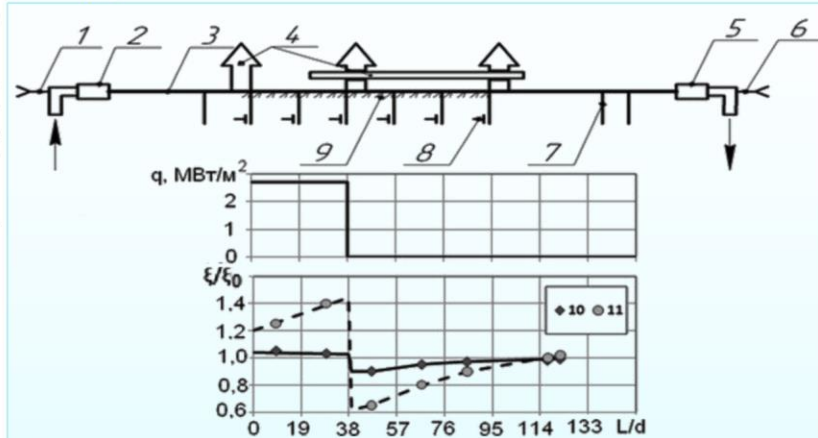
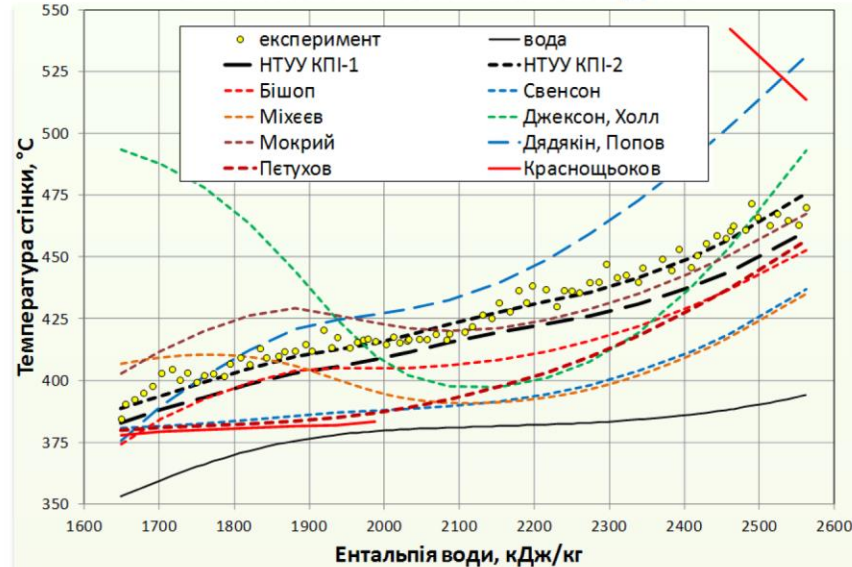


Схема експериментальної ділянки і результати методичних вимірювань адиабатичного гідравлічного опору 1, 6 – вхідна і вихідна термопарі; 2, 5 – камери змішування; 3 – канал; 4 – струмопідводи; 7 – імпульсні лінії; 8 – відбори напруги; 9 – поверхневі термопарі;  $h_{in}$ , кДж/кг: 10 – 1490; 11 – 1690

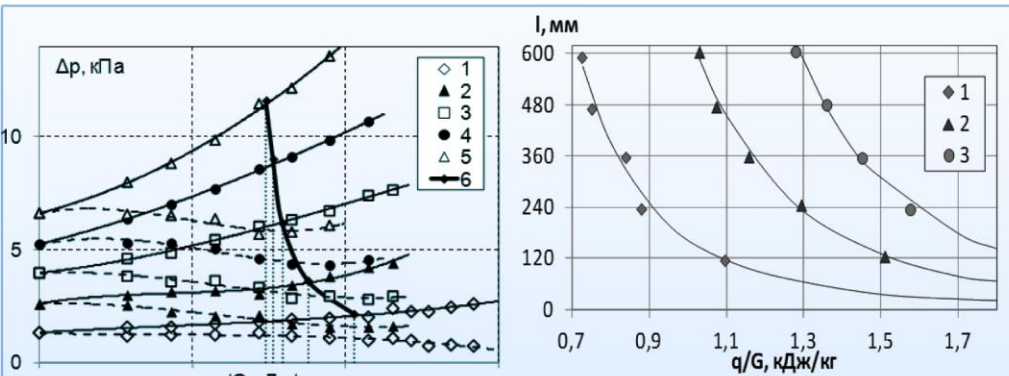
## РЕЗУЛЬТАТИ, ОТРИМАНІ «МЕТОДОМ ДВОХ ПЕРЕПАДІВ»

Сімейство ліній  $I_b = f(q/G)_b$  апроксимовано з розкидом  $\pm 25\%$  емпіричною залежністю  $(q/G)_b = 0,04(I/d)^{0,25} \cdot \Delta h^{0,7}$ , кДж/кг, де  $\Delta h = h_m - h_{in}$  ( $h_m$  – ентальпія, яка відповідає псевдокритичній температурі при даному тиску).

## ТЕСТУВАННЯ ПОШИРЕНИХ КОРЕЛЯЦІЙ ДЛЯ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ



Порівняння найвідоміших кореляційних залежностей з експериментом на трубі довжиною 4 м і діаметром 10 мм (П.Л.Кириллов та ін.)  $P_{in} = 24,1$  МПа;  $G = 1500$  кг/(м<sup>2</sup>·с);  $q = 884$  кВт/м<sup>2</sup>;  $t_{in} = 351$  °C



Залежність повного гідравлічного опору і опору тертя від інтенсивності теплового потоку  $h_{in} = 1800$  кДж/кг;  $l$ , мм: 1 – 120; 2 – 240; 3 – 360; 4 – 480; 5 – 600; 6 – лінія  $\Delta P_{ac} = \Delta P_{fr}$ ; суцільні лінії –  $\Delta P$ ; штрихові лінії –  $\Delta P_{fr}$

Граничні значення інтенсивності теплового потоку  $(q/G)_b$  як функція довжини каналу і вхідної ентальпії  $t_{in}$ , °C ( $h_{in}$ , кДж/кг): 1 – 369,2 (1800); 2 – 345,7 (1600); 3 – 312,7 (1400)



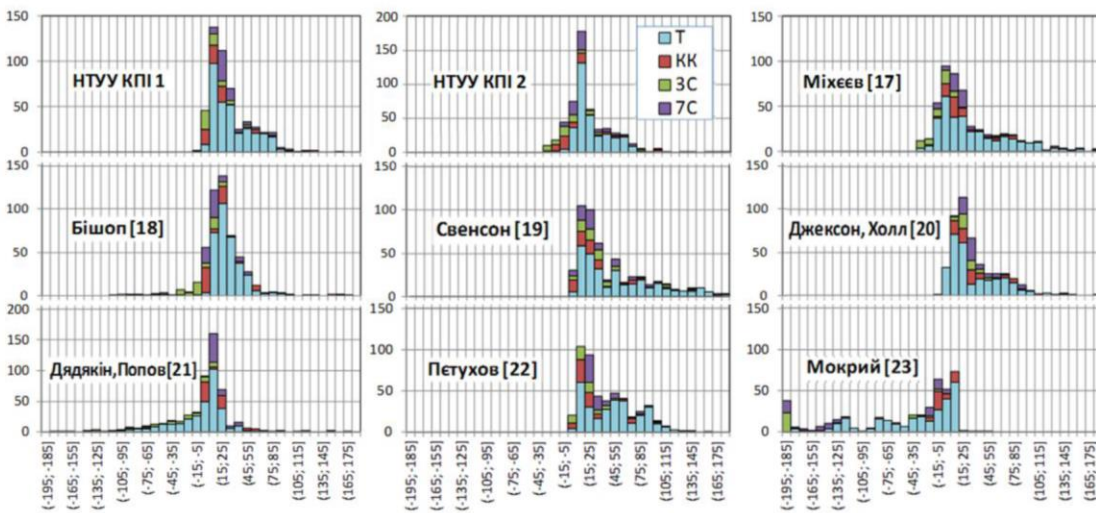
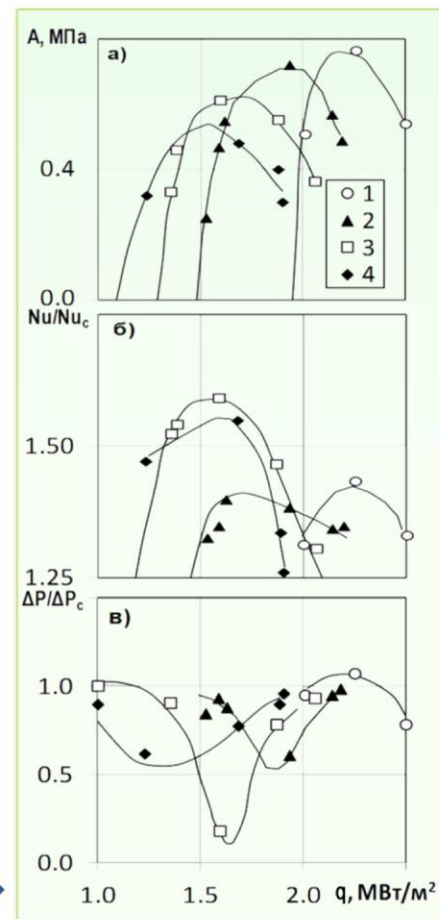
Масив даних для труб діаметром від 3 до 10 мм при  $q/G \geq 0,5 \text{ кДж/кг}$  з розкидом  $\pm 25\%$  вдалось узагальнити залежністю

$$Nu = \frac{m \cdot \left( \frac{\xi_{fr}}{8} \right) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi_{fr}}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left( \frac{\bar{C}_p}{C_{p_f}} \right)^n,$$

де  $\xi_{fr} = \xi_0 \left( \frac{\mu_w}{\mu_f} \right)^{0,15} \left( \frac{\rho_w}{\rho_f} \right)^{0,1}$ ;  $\bar{C}_p = \frac{h_w - h_f}{t_w - t_f}$ ,

яка протягом багаторічного її створення отримала першу, більш фізичну ( $m = 1$ ;  $n = 0,2$ ), і другу ( $m = 0,81$ ;  $n = 0,63$ ), в деяких випадках з меншим середньоквадратичним відхиленням, редакції (НТУУ КПІ-1 і НТУУ КПІ-2, відповідно).

Тобто, запропоновано систему двох ітераційних рівнянь, що узгоджують теплові і гідравлічні параметри каналу.



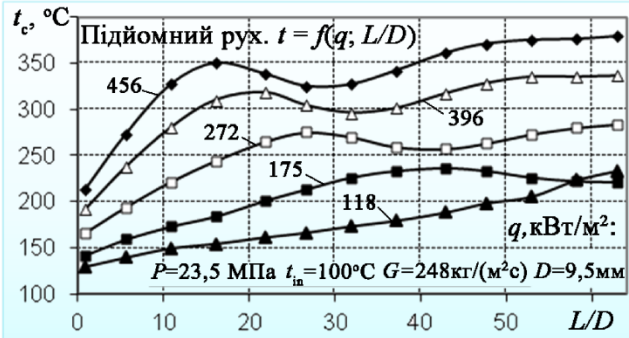
Гістограми розподілу відхилень формул, протестованих на відповідність даним для труб, кільцевих каналів, 3- та 7-стрижневої ТВЗ (Т – труби; КК – кільцеві канали; ЗС – 3-стрижнева і 7С - стрижнева збірка)

### ВПЛИВ ТЕРМОАКУСТИЧНИХ КОЛИВАНЬ ПОТОКУ НА ТЕМПЕРАТУРНИЙ РЕЖИМ В ТРУБАХ І КІЛЬЦЕВИХ КАНАЛАХ

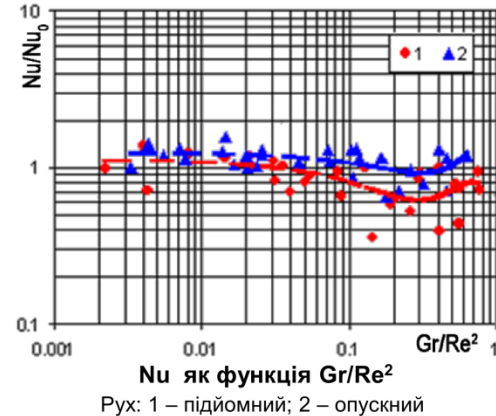
Значна вільна конвекція і термічне прискорення потоку, які призводять до покращення або до погіршення теплопередачі при певних умовах, найбільш загальними з яких є  $t_w > t_m > t_f$ , часто співпадають з виникненням термоакустичних коливань тиску (ТАК), амплітуда яких може сягати 2,5 МПа. Не дивлячись на важливість проблеми ТАК, це явище слабо вивчено взагалі і в кільцевих каналах, як проміжній формі між трубами і ТВЗ при надкритичній температурі води, зокрема. В попередніх роботах було виявлено, що амплітуда коливань залежить від співвідношення отриманої енергії та її дисипації, тоді як їх частота залежить від пластичних властивостей теплоносія і геометрії каналу.

**Головна мета дослідження** – визначення області існування ТАК в круглих та кільцевих каналах і вплив виду обігріву (внутрішньої або зовнішньої поверхні вертикального кільцевого каналу) при підйомному русі води НКТ і наступних параметрах: масова швидкість  $G = 50 \dots 3000 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$ ; вхідна температура  $t_{in} = 20 \dots 379 \text{ }^\circ\text{C}$ ; тепловий потік  $q \leq 4 \text{ МВт/м}^2$ . Канали: (а) труби внутрішнім діаметром  $ID = 4,4$  та  $3,3$  мм і обігрівною довжиною  $l_h = 960, 535$  та  $255$  мм; (б) кільцевий канал з  $ID = 10 \times 6$  мм (кільцевий проміжок 2 мм) і  $l_h = 300$  мм. При певних умовах у зазначеному діапазоні параметрів виникали коливання з частотою від 100 до 500 Гц. Їх амплітуда у більшості експериментів зі зростанням теплового потоку проходила через максимум, величина якого зменшувалась зі зростанням температури води на вході в канал. Сторона обігріву (внутрішня або зовнішня) слабо впливала на амплітуду, однак область існування ТАК при внутрішньому обігріві пересувалась в бік більших теплових потоків. **Експериментальні результати переконливо продемонстрували**, що ТАК виникають при інтенсивності тепlopідведення  $q/G$ , яка значно (в 2...3 рази) нижча, ніж  $(q/G)_b$ , котра є межею між нормальною і погіршеною тепловіддачею.

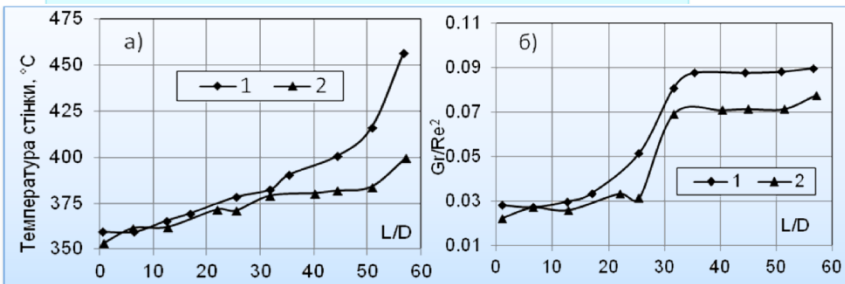
Амплітуда коливань (а), зведені теплопередача (б) і гідравлічний опір кільцевого каналу (с) як функції теплового потоку.  $G = 1000 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$ ;  $t_{in}$ ,  $^\circ\text{C}$ : 1 – 184; 2 – 225; 3 – 250; 4 – 270



Вперше встановлено, що «пік» температури відповідає координаті закінчення формування вхідного термічного шару, який вимагає витрати певної кількості теплової енергії. Тому чим більший тепловий потік  $q$ , тим ближче до входу координата «піку». Тобто швидкість формування термічного шару залежить від  $q$ . Цей висновок пояснює природу добре відомого «вхідного піка» температури і дає можливість розрахувати його місце в конкретному каналі, що й було зроблено в роботі. Виявилось, що зі зростанням  $q$  «пік» стає крутішим і не таке значне. Максимальна різниця в рівнях тепловіддачі може сягати 3 і більше разів.



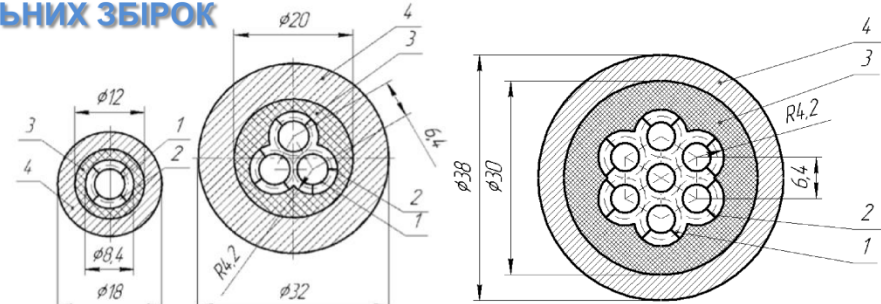
Вплив змішаної конвекції на температурний режим (а) в залежності від величини параметра  $Gr/Re^2$  (б) і напрямку потоку: 1 – підйомний; 2 – опускний.  $D = 6,28$  мм;  $P = 23,5$  МПа;  $G = 509$  кг/м<sup>2</sup>·с;  $t_{in} \approx 300$  °С;  $q \approx 390$  кВт/м<sup>2</sup>



ПОГІРШЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ І ПРИПУСТИМИ ТЕПЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ ТРУБ, КИЛЬЦЕВИХ КАНАЛІВ, 3- ТА 7-СТРИЖНЕВОЇ ТЕПЛОВІДІЛЬНИХ ЗБІРОК

Для прогнозування рівня припустимого теплового навантаження твелів запропоновано емпіричну залежність граничної інтенсивності теплового потоку від приросту ентальпії потоку в каналі ( $\Delta h$ ), довжини обігрівальної ділянки ( $l/d$ ) та кількості твелів в ТВЗ (n):

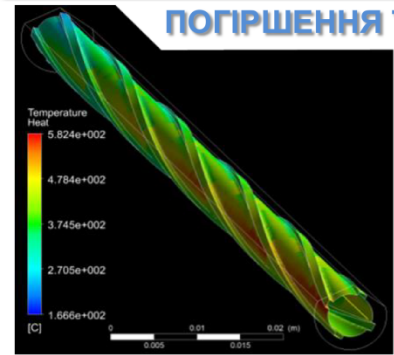
$$(q/G)_b = 0,035 \cdot n^{0,07} \cdot (l/d)^{-0,25} \cdot \Delta h^{0,636}, \text{ кДж/кг.}$$



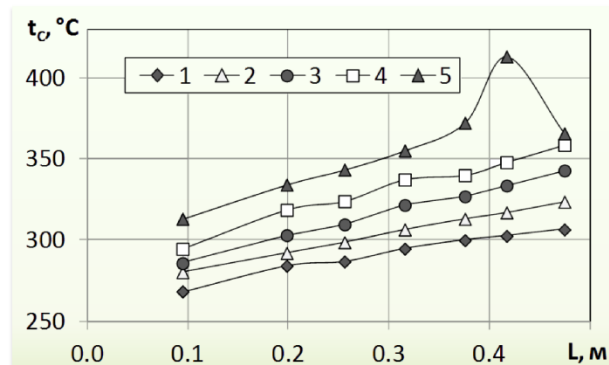
Поперечний переріз кільцевого каналу, 3- і 7-стрижневої ТВЗ  
1 - твель; 2 - дистанційовальне ребро; 3 - діелектричний витискувач; 4 - оболонка

Результати поки що унікального дослідження теплогідрравлічних характеристик імітаторів ТВЗ з трикутною решіткою отримали схвальну оцінку учасників Скоординованої Дослідницької Програми МАГАТЕ 2008-2019 років «Аналіз і прогнозування теплогідрравлічних явищ, що мають місце в реакторах, які охолоджуються водою надкритичного тиску», включені в звітний документ про підсумки роботи над першим етапом Програми «Особливості теплопередачі і тестування теплогідрравлічних кодів для реакторів, охолоджуваних надкритичною водою (SCWRs)» (IAEA-TECDOC-1746) і зараз використовуються при тестуванні CFD моделей турбулентності потоку, які розробляються з метою отримання надійних теплогідрравлічних кодів для прогнозування температурних режимів ТВЗ в умовах проектного і проміжних навантажень реакторів.

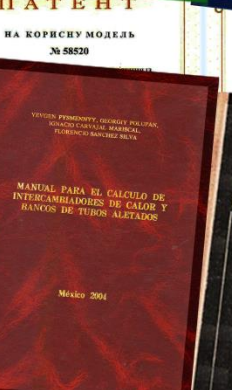
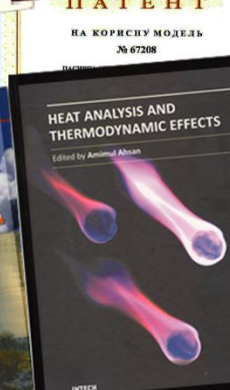
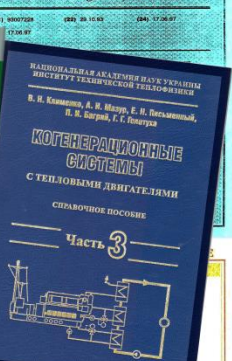
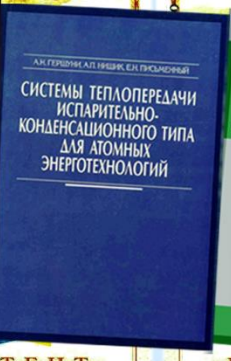
Типова зміна профілю температур в кільцевому каналі  
 $P = 22,6$  МПа;  $G = 2000$  кг/(м<sup>2</sup>·с);  $t_{in} = 200 \dots 209$  °С;  $q$ , МВт/м<sup>2</sup>: 1 – 1,543; 2 – 1,758; 3 – 2,033; 4 – 2,244; 5 – 2,547



3D зображення моделі твела



**За представленою тематикою опубліковано 707 робіт, з них 17 монографій, 7 підручників і навчальних посібників, 162 патенти і авторських свідоцтва (в тому числі 7 патентів інших країн). Згідно з базою даних Scopus/Google Scholar, загальна кількість посилань на публікації авторів складає 143/701, h-індекс дорівнює 5/12. За тематикою роботи захищено 9 докторських і 30 кандидатських дисертацій.**



З метою підвищення ефективності, надійності і безпеки експлуатації устаткування електростанцій виконано комплекс фундаментальних і прикладних досліджень і розробок за тематикою, яка включає: процеси в парорідинних потоках, в тому числі, термоакустичні явища та теплогідродинамічну нестійкість; теплогідрравлічні процеси при надкритичних параметрах теплоносія в тепловидільних збірках активних зон перспективних атомних реакторів; конвективний теплообмін в розвинених теплообмінних поверхнях; високоефективні системи теплопередачі випаровувально-конденсаційного типу.

- Вперше розроблено методи визначення умов виникнення гідродинамічних ударів в системах енергетичного обладнання внаслідок аперіодичної інерційності напірно-витратної характеристики насосів і трансзвукових режимів парорідинних потоків. На прикладі пасивної частини системи аварійного охолодження ядерного реактора показано, що інтенсивність гідродинамічних ударів при закритті арматури може бути набагато більшою, ніж в системах з насосним обладнанням за інших рівних умов.
- Вперше встановлені фізичні умови виникнення кризи течії, які дозволили пояснити роботу пароводяних інжекторів, розробити основи системи діагностики течі верхнього блоку реактора ВВЕР-1000.
- Вперше розглянута динаміка гетерогенного двофазного потоку в снарядно-пробковому режимі. Показано, що швидкість звуку в ньому, на відміну від гомогенного потоку, визначається не взаємодією молекул (як в газі або рідині), а макровзаємодією парових снарядів і рідких пробок. Отримано залежність для розрахунку швидкості звуку (розповсюдження звукового збурення) в гетерогенному потоці, що дозволило розробити оригінальні рішення для зниження вібрації дренажних трубопроводів, яка викликає системну нестійкість схеми зливу конденсату на АЕС і ТЕС.
- На основі виявлених закономірностей розповсюдження звукового збурення в двофазному потоці розроблено шнековий завихрювач з безударним входом для ліквідації вібрації та ерозійно-корозійного зносу трубопроводів електростанцій.
- Вперше встановлені режими течії закрученого двофазного потоку, що дозволило розробити відцентровий деаератор для деаерації теплоносія в трубопроводах теплових мереж.
- Розроблено комбіновану турбіну Тесли-Лаваля для аварійного підживлення парогенератора власною парою в режимі холодного пуску з безударним сприйняттям і сепарацією конденсату при повному знеструмленні блоку.
- Розроблено систему контролю протікання верхньої кришки корпусу реактора ВВЕР-1000 і оперативний спосіб виявлення дефектних ТВЗ, який забезпечує значну економічну ефективність.
- Отримала розвиток теорія конвективного теплообміну в пакетах оребрених і гладких труб, що забезпечило підвищення ефективності і надійності теплообмінного обладнання. Створено фізичну модель процесів течії і теплообміну на поверхні ребристих труб. Отримано узагальнюючі залежності для визначення характеристик інтенсивності теплообміну і аеродинамічного опору в пакетах оребрених і гладких труб в діапазонах геометричних і режимних параметрів, що відповідають вимогам існуючих і можливих потреб.
- На основі виявлених закономірностей запропоновано нові методи інтенсифікації теплообміну в пакетах оребрених труб і нові типи розвинутих поверхонь - плоскоовальні труби з неповним поперечним оребренням, труби з конфузорно підігнутими ребрами, труби з накатним пелюстковим оребренням та гвинтоподібні труби з рівнорозвиненими зовнішньою і внутрішньою поверхнями. Запропоновані і досліджені нові типи поперечно-оребрених поверхонь дозволяють підвищити компактність і знизити металоемність теплообмінного устаткування на 30...50 %, що супроводжується підвищенням надійності і поліпшенням їх експлуатаційних характеристик.

- Виявлено та проаналізовано теплофізичні переваги теплообмінників ВКТ. Комплекс цих переваг достатньо точно відповідає вимогам і умовам, що висувуються до пасивних систем тепловідведення і теплового захисту в атомній енергетиці, а також забезпечує створення високоефективних теплообмінних апаратів, і в тому числі, теплоутилізаторів для енергетичних технологій.
- Проаналізовано теплофізичні фактори, що обмежують теплопередавальну здатність систем теплопередачі ВКТ. Отримано закономірності і залежності для визначення величин максимальних теплових потоків, які відповідають кожному з обмежувальних факторів. Вирішено актуальні задачі оптимізації конструктивних параметрів ВКС з метою мінімізації термічного опору системи. Результати експериментальних досліджень розроблених ТЕ ВКТ підтверджують відповідність їх ТПЗ рівню теплових навантажень для систем теплопередачі, тепловідведення і теплового захисту, які створені і можуть бути створені на основі таких і подібних елементів.
- На основі результатів проведених теплофізичних досліджень запропоновані нові технічні рішення, спрямовані на створення натурних пасивних систем ВКТ для аварійного відведення теплоти, охолодження відпрацьованого ядерного палива, теплового захисту металоконструкцій. Такі рішення забезпечують підвищення надійності і безпеки функціонування основного устаткування, а також є менш вартісними при реалізації внаслідок конструктивного спрощення і можливості відмови від притаманного активним системам дублювання обладнання.
- Експериментально досліджено теплогідравлічні характеристики 3- та 7-стрижневих моделей ТВЗ активної зони реакторів 4-го покоління, яка має охолоджуватись водою надкритичних параметрів (SCWR).
- Вдосконалено методику розрахунку теплогідравлічних характеристик потоку води надкритичних параметрів (НКП) в трубах, кільцевих та технологічних каналах, які імітують твели за формою та гідравлічним діаметром. Досліджені режимні параметри відповідають або номінальним для одного з вірогідних проектів (наприклад, ВВЕР-НКП) або проміжним (аварійним) параметрам.
- Доведено можливість і визначено умови погіршення тепловіддачі, здатного зруйнувати ТВЗ або порушити їх герметичність і цим вивести з ладу енергоблок.
- Запропоновано фізично обґрунтовану залежність між геометричними і режимними параметрами теплоносія та рівнем прогнозованого погіршення тепловіддачі (ПТВ) ТВЗ. Отримані експериментальні дані узагальнено системою ітераційних емпіричних рівнянь для розрахунку температурного режиму збірок.
- Створено унікальну базу даних, що відповідають ПТВ в широкому діапазоні режимних параметрів для систем з 1, 3 і 7 твелями, яка дозволяє екстраполювати значення коефіцієнта ПТВ на ТВЗ з більшою кількістю твелів, а також вдосконалювати CFD моделі турбулентності, розвиток яких стримується гострою нестачею експериментальних даних.
- Розроблено інженерні методики розрахунку теплообміну і аеродинамічного опору трубчастих поперечно-оребрених конвективних поверхонь, що стали основою Керівного технічного матеріалу РТМ 108.030.140-87 «Розрахунок і рекомендації по проектуванню поперечно-оребрених конвективних поверхонь нагрівання стаціонарних котлів» і розділів останньої редакції «Нормативного методу теплового розрахунку котлів», які є обов'язковими для використання у проектних і конструкторських організаціях енергетичного профілю.
- За результатами виконаних досліджень і розробок створені та впроваджені на енергетичних і енергомашинобудівних підприємствах (ПАТ «Київенерго», ПАТ «ТЕКОМ», МПВФ «Енергетик», Подільський машинобудівний завод та ін.) повітропідігрівачі, економайзери, котли-утилізатори газотурбінних і парогазових установок та інші високоефективні теплообмінні апарати, які забезпечують суттєве підвищення коефіцієнта корисної дії паливо- та енерговикористовуючого устаткування.