

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

*Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису*

КРАВЧЕНКО ОЛЕГ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 631.532.5+533.6

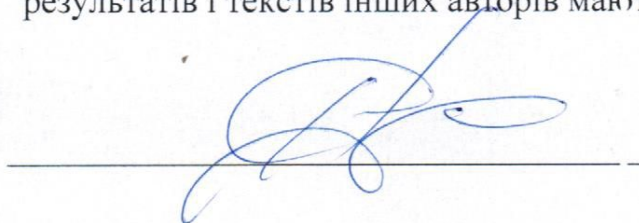
ДИСЕРТАЦІЯ

**ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ТЯГОДУТТЬОВИХ ТРАКТІВ КОТЛІВ
НА ОСНОВІ УДОСКОНАЛЕННЯ МС ДЕЛЕЙ АЕРОДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ**

Спеціальність 144 – Теплоенергетика
Галузь знань 14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



О. В. Кравченко

Науковий керівник:

Арсирій Василь Анатолійович доктор технічних наук, професор

Одеса – 2020

АНОТАЦІЯ

Кравченко О. В. Підвищення продуктивності тягодуттьових трактів котлів на основі удосконалення моделей аеродинамічних систем. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 – Теплоенергетика. – Одеський національний політехнічний університет МОН Україна, Одеса, 2020.

У вступі обґрунтовано актуальність розробки моделей аеродинамічних систем (АС), методів розрахунку і побудови енергетичних характеристик системи та її елементів, які сприяють правильному відображенню параметрів роботи АС, розробки моделі системної оцінки ефективності при зміні параметрів будь-яких елементів системи.

Теплова потужність котлів в період експлуатації доволі часто менше розрахункових паспортних значень. Ця проблема має назву «обмеження потужності» і пов'язана з недостатньою продуктивністю гідросистем (ГС) і особливо часто аеросистем (АС), а саме – дуттьових або тягових трактів котлів. Підтвердженням масового характеру обмежень потужності є дані режимних карт котлів і методичні рекомендації ОРГРЕС по обґрунтуванню недостатнього навантаження енергетичних об'єктів, а також рекомендації департаменту енергетики США «Improving Fan System Performance», в яких невідповідність реальних параметрів АС з проектними показниками пояснюють, як «системний ефект» і вирішують заміною вентиляторів або димососів на більш потужні.

Таким чином, у вступі обґрунтовано актуальність проблеми невідповідності реальних показників роботи тягодуттьових трактів котлів з проектними даними, що говорить про доцільність перегляду моделей представлення параметрів і характеристик АС і відповідно методів їх розрахунку на етапі проектування, а також в період експлуатації.

У першому розділі дисертації виконано аналіз моделей представлення параметрів роботи динамічних систем і методів вдосконалення та оптимізації на етапі проектування АС, сформульовані мета дисертаційної роботи і завдання

досліджень для підвищення продуктивності тягодуттьових трактів котлів з одночасним зниженням питомих витрат енергії на дуття або тягу, а також розробки системних показників ефективності динамічних систем в цілому та її елементів на етапі проектування, а також в період експлуатації.

В енергетичних каталогах і довідниках гідросистеми називають «насосними установками», а аеросистеми – «вентиляторними установками». Це свідчить про те, що в ГС і АС виділені насоси, вентилятори, димососи, компресори (далі нагнітачі) як головні елементи системи. Головною моделлю представлення параметрів АС сьогодні є енергетичні характеристики нагнітачів, які отримують в результаті експериментальних випробувань на стендах виробника. Основні параметри АС і ГС представляє напірна характеристика нагнітачів: для насосів $H_{нагн} = f(Q)$; для вентиляторів або димососів $P_{V.нагн} = f(Q)$, котрі можна вважати паспортом нагнітачів.

На етапі проектування ГС і АС розробляється характеристика мережі. Для розрахунку використовують опори обладнання з гідравлічних довідників. Втрати тиску ΔP у допоміжному обладнанні розраховують та представляють у вигляді напірної характеристики мережі $H_{мережа} = f(Q)$ в полі напірної характеристики нагнітача з каталогів. Перетин розрахункової характеристики мережі та напірної характеристики нагнітача з каталогу дає робочу точку PT , яка є основою визначення витрати нагнітача, а також витрат енергії, $KKД$ або ефективності нагнітача, але не системи в цілому. Оптимізація параметрів роботи АС виконується тільки за величиною максимальних $KKД$ нагнітача, що призводить до суперечностей при вирішенні завдань енергозбереження.

Проведення реконструкції АС з метою збільшення продуктивності (подачі) нагнітачів за рахунок зниження втрат тиску в мережі з одночасним зменшенням питомих витрат енергії призводить до зниження $KKД$ нагнітача. Позитивний результат реконструкції входить в протиріччя з критерієм оптимізації – $KKД$ нагнітача. Таким чином у першому розділі обґрунтовано протиріччя моделей ГС та АС: характеристики нагнітачів мають складну модель представлення параметрів і в період експлуатації їх важко переглядати; дані гідравлічних опорів

з довідників приймаються як неминуче, для оптимізації параметрів АС використовується тільки ККД нагнітача. На основі виявлених протиріч сформульовані мета і завдання досліджень.

У другому розділі виконаний аналіз причин обмежень потужності котлів по дуттю або тязі, виконані дослідження достовірності існуючих методів представлення параметрів гідро і АС на основі використання показника «повний напір», розроблено пропозиції щодо вдосконалення моделі представлення процесів в АС.

Для заданих перетинів АС повний напір розраховують, як суму трьох складових енергетичних параметрів рідин або газів в формі рівняння Бернуллі. Для представлення нагнітачів використовується показник – повний напір нагнітачів $H_{\text{нагн}}$ як різниця повних напорів в перерізі, де встановлений манометр – H_2 і місце установки вакуумметра – H_1 . Для аналізу параметричної моделі розроблена графо-аналітична Н-модель представлення показника повний напір нагнітачів (перший пункт наукової новизни), яка схематично показана на рис. 1.

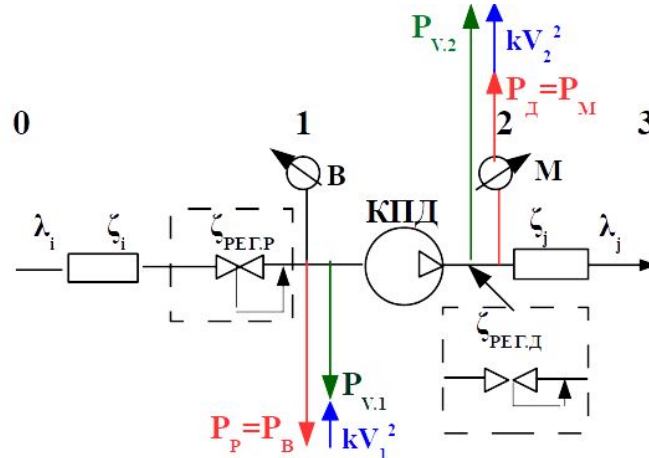


Рисунок 1 – Н-модель нагнітача на основі показника повний натиск.

Представлення параметрів нагнітача у вигляді Н-моделі дозволило виявити наступні невідповідності. Невиправдано ускладнена методика представлення параметрів систем на основі розрахунку параметра «повний напір». Н-модель показала, що при розрахунку трьох складових повного напору в зоні розрядження P_{V1} , динамічна складова $H_{\text{дин}} = kV_1^2$ використовується два рази, так як при використанні показника розрядження P_P вже є в показниках

вакуумметра P_B . Це дозволило обґрунтувати перехід від параметра повний напір нагнітача до пьезо показників АС як різниці показань манометра і вакуумметра.

$$P_{\text{нагн}} = P_M - P_B = P_2 - (-P_1) \quad (1)$$

Аналіз Н-моделі представлення параметрів нагнітача показав особливу роль показників манометра і вакуумметра. Таким чином, представлення енергії в АС умовно можна розділити на дві складові: показники пьезоприборів – манометрів і вакуумметрів; і динамічна складова енергії, яка характеризує процеси дії або динаміки.

У *третьому розділі* отримала подальший розвиток концепція представлення енергії, для чого використовують дві компоненти енергії: потенціал – Π , який є «першопричиною» енергетичних проявів; і динаміка – $\mathcal{D}$. Добуток двох компонент відображає модель розрахунку потужності $N = \Pi \cdot \mathcal{D}$. Об'єднуючим фактором представлення і зіставлення різних видів енергії є універсальна одиниця виміру потужності – Ватт.

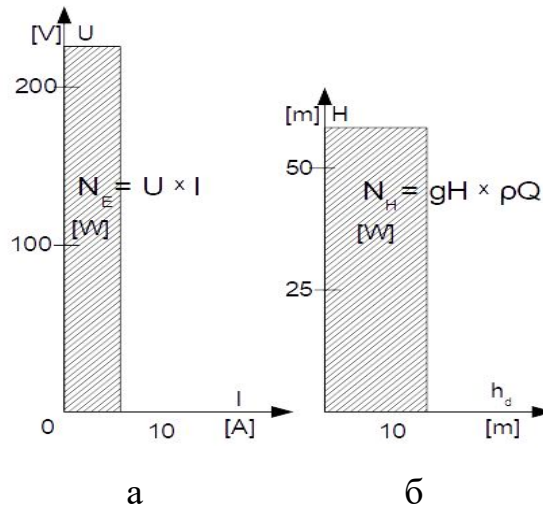


Рисунок 2 – Графічне представлення розрахунку потужностей
(а – електричної потужності, б – гідравлічної потужності).

Універсальна одиниця виміру потужності – Ватт для різних видів енергії дозволяє розраховувати ККД – «ефективність трансформації» $\eta_{\text{нагн}}$ або перетворення різних видів енергії. Таким чином, уніфікація одиниць потужності різних видів енергії дозволила сформулювати показник ефективності роботи

нагнітачів у відносній формі $0 < \eta_{\text{нагн}} < 1$ як показник відношення потужностей: аеропотужності $N_{\text{аеро}}$ до електричної $N_{\text{ел.}}$. Завдяки показнику $KKД$ нагнітачів у відносній формі при проектуванні ГС і АС виконують оптимізацією тільки за максимальним значенням $KKД$ нагнітачів.

Існують методи розрахунку співвідношень динаміки і потенціалу з використанням коефіцієнта пропорційності - опір R . Можна запропонувати методику розрахунку «ефективність динамічних процесів» $\varphi_{\text{дин}}$ як співвідношень динаміки D і потенціалу Π , за умови уніфікації одиниць вимірювання обох компонент. В ГС насос з потенціалом H [м] формує динамічну складову $H_{\text{дин}}$ [м]. В АС повний напір нагнітачів P_V [мм] формує динамічну складову $h_{\text{дин}}$ [мм].

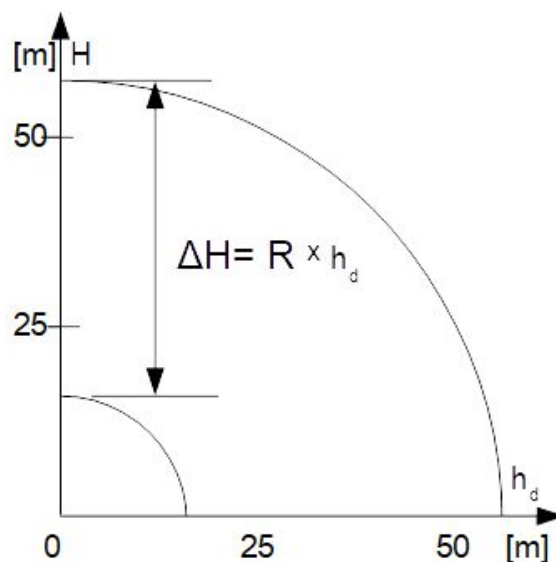


Рисунок 3 – Модель представлення ефективності динамічних процесів.

Уніфікація одиниць вимірювання компонент потенціалу та динаміки дозволило формулювати завдання розробки показника ефективності динамічних процесів $\varphi_{\text{дин}}$ у відносній формі $0 < \varphi_{\text{дин}} < 1$ (другий пункт наукової новизни).

$$\varphi_{\text{дин}} = D / \Pi = h_{\text{дин}} / H = 1 / (1 + R) \quad (2)$$

Спільне використання коефіцієнтів «ефективності трансформації» $\eta_{\text{нагн}}$ різних видів енергії в нагнітачі і «ефективність динамічних процесів» $\varphi_{\text{дин}}$ в аеросистемі дозволить розраховувати «системну ефективність» тягодуттєвих трактів $E_{f_{\text{сист}}}$ (третій пункт наукової новизни).

$$E_{f_{\text{сист}}} = \eta_{\text{нагн}} \cdot \varphi_{\text{дин}} \quad (3)$$

Таблиця 1. Модель розрахунку системної ефективності

Енергія $E \Rightarrow$ Робота A [Дж] $\Rightarrow$ Потужність $N = A / t$ [Вт]		
Трансформація енергії		Динамічні процеси
Потужність $N = P \cdot D$ [Вт]		$D \equiv P$
<i>Електрична енергія</i>		
$N_{el} = U \cdot I$ [Вт]		$I = U / R = \varphi_{el} U$ $\varphi_{el} = 1 / R = I / U$
<i>Гідравлічна енергія</i>		
$N_{гидр} = Hg \cdot \rho Q$ [Вт]		$QV \equiv \varphi_{гидр} 2gHS = 2gHS / (1+R)$
$\eta_{тр} = N_{гидр} / N_{эл} = 0,85$		$\varphi_{гидр} = 1 / (1+R) = QV / 2gHS = 0,2$
<i>Розрахунки системної ефективності енергетичних процесів АС</i>		
$\eta_{сист} = \eta_{тр} \cdot \varphi_{гидр} = 0,85 \cdot 0,2 = 0,17$		

Розробка показника ефективності динамічних процесів $\varphi_{дин}$ може коректно характеризувати заходи щодо зниження опорів в динамічних системах, що дозволить збільшити продуктивність систем з одночасним зниженням витрат енергії. Такі заходи можуть бути альтернативою існуючої концепції заміни обладнання на більш потужне.

У четвертому розділі виконано аналіз відмінностей процесів в АС від гідросистем. На основі особливостей розроблена пьезомодель АС, яка будується розрахунковим шляхом для трьох і більше ділянок системи.

Історично, моделі представлення процесів в АС розвивалися за аналогією з розробленими раніше моделями гідросистем. Однак, важливою особливістю ГС є те, що обладнання розташовується в зоні тиску, а зона розрядження, через небезпеку виникнення кавітації, має мінімальної кількість обладнання. У АС немає проблеми кавітації, тому обладнання може розташовуватися як в зоні тиску, так і розрядження. Крім систем з вентиляторами, де розвинена зона тиску, широко використовуються системи з димососами, в яких обладнання розташовують у зоні розрядження. На рисунку 4 показані енергетичні характеристики димососа Дн-26.

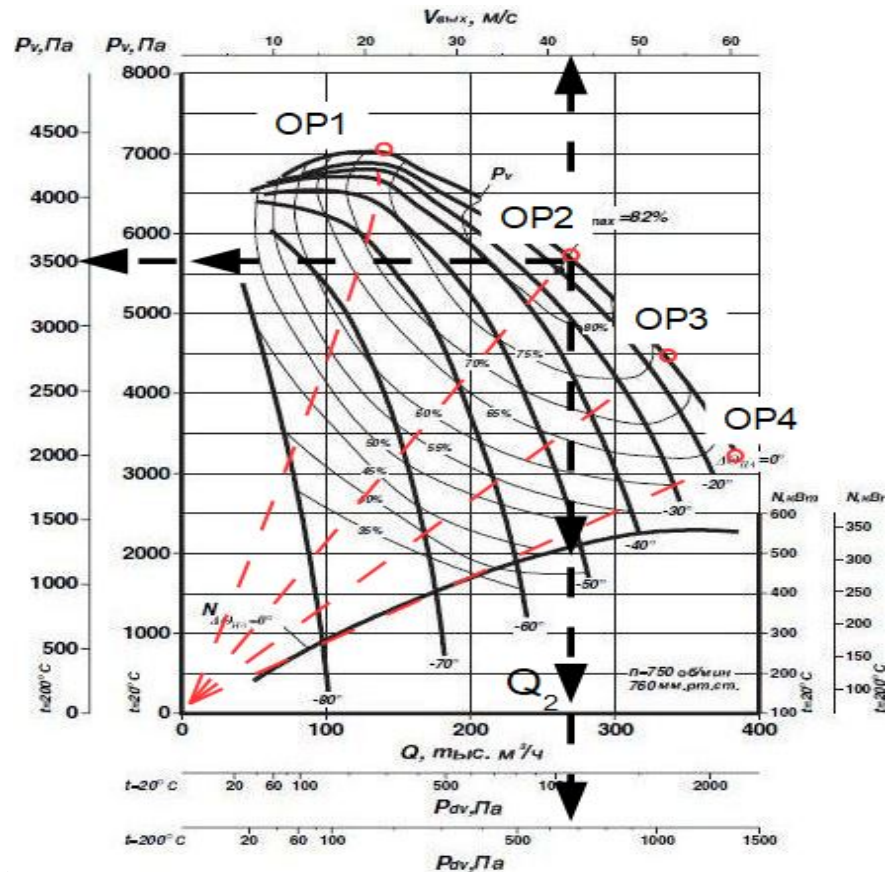


Рисунок 4 – Енергетичні характеристики димососа Дн-26

Димосос Дн-26 використовується при температурі 200 ° С. Однак, його можна використовувати в якості вентилятора при температурі 20 ° С. Виконано аналіз, який показав відмінність рекомендованої зони роботи при використанні різних показників ефективності. Так оптимальною зоною роботи при використанні показника $KKД$ є діапазон робочих точок PT_1 - PT_2 - PT_3 . Використання коефіцієнта питомих витрат енергії $k_N = N / Q$ показує, що зона правіше точки максимального $KKД$ нагнітача (збільшення подачі) є більш кращою: k_{N4} має найкращі показники співвідношення витрат енергії $N_{ел}$ до подачі Q нагнітача.

Таблица 2. Аналіз показників роботи нагнітача Дн-26

	Познач	PT_1	PT_2	PT_3	PT_4
Q	тис.м ³ /Г	145	255	335	380
N	кВт	170	315	345	343
$\eta_{вент}$	—	0,74	0,82	0,74	0,64
k_N	кВт/м ³	1,22	1,24	1,04	0,9

Відмінності роботи АС від ГС, які доведено на рисунку 1 за допомогою графічної Н-моделі дозволили сформулювати концепцію нової моделі представлення параметрів роботи аеросистем. По-перше, необхідно виконати перехід від комплексного параметра «повний натиск» до показників, розрахунок яких повинен відображати і максимально збігатися з показаннями пьезоприборів. Для прикладу виберемо розрахунок показань приладів в двох характерних перетинах: показання вакуумметрів $P_1 = P_P$ в зоні розрідження і манометрів $P_2 = P_T$ в зоні тиску. Для порівнянності розрахункових параметрів в системі з показаннями приладів розроблена розрахунково - графічна «Р-модель» уявлення параметрів АС (Рисунок 5) (четвертий пункт наукової новизни).

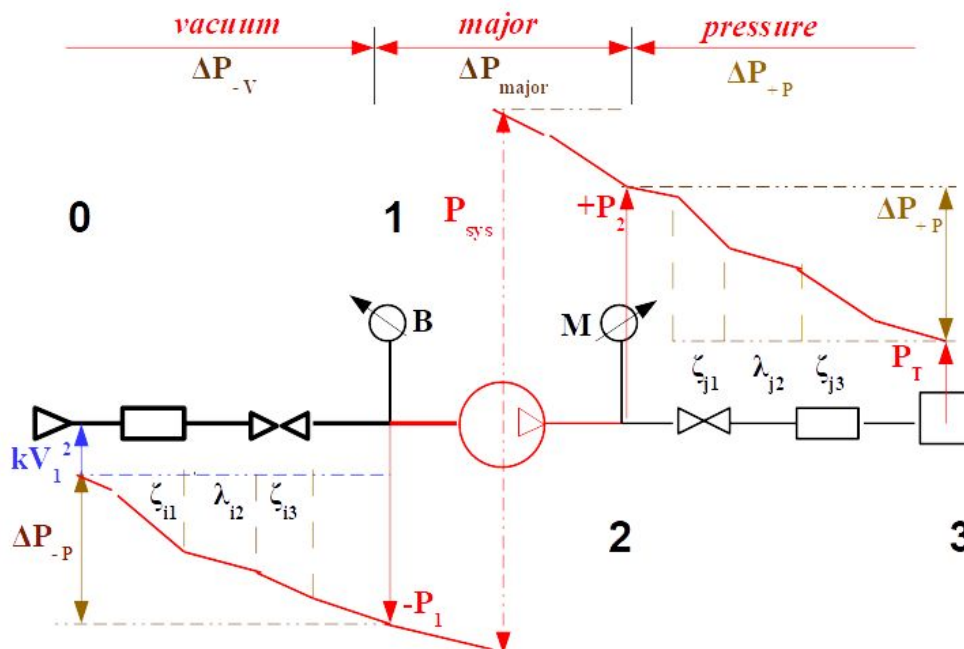


Рисунок 5 – Р-модель – пьезомодель параметрів АС

Динамічна складова енергії як є складовою частиною показання вакуумметра. Тому, її можна не показувати в пьезографічній моделі. При необхідності, динамічну складову енергії можна показувати в графічній моделі тільки в зоні розрядження, де ця складова формується і присутній в показанні вакуумметра. Це ніяк не змінить графік пьезо характеристики розрідження. Динамічна складова енергії як є складовою частиною показання вакуумметра. Тому, її можна не показувати в пьезографічній моделі. При необхідності, динамічну складову енергії можна показувати в графічній моделі тільки в зоні

розрядження, де ця складова формується і присутній в показанні вакуумметра. Це ніяк не змінить графік пьезо характеристики розрядження.

В роботі розроблена методика розрахунку пьезо параметрів для використання в «Р-моделі» з прогнозуванням вимірюваних показників пьезо параметрів - манометрів і вакуумметрів. При цьому пьезомодель функціонально (за родом завдань) і параметрично (зона розрядження і зона тиску) доцільно розділити на три ділянки: 0 - 1 - ділянка розрядження; 1 - 2 - ділянка нагнітача; 2 - 3 - ділянка тиску. Результати розрахунку пьезомоделі АС показана на рис. 6.

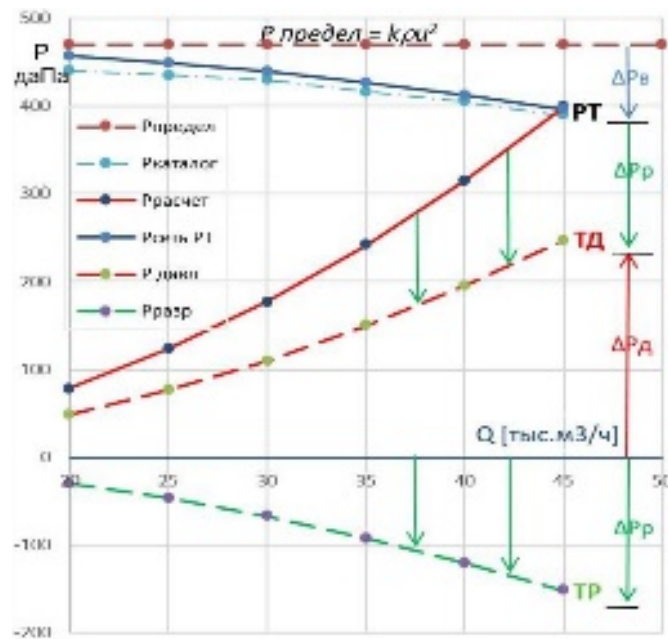


Рисунок 6 – Пьезо модель АС з вентилятором ВДн-15

Головною перевагою пьезомодели є можливість аналізувати збіг розрахункових параметрів з реальними свідченнями приладів в період експлуатації і коректного представлення результатів вдосконалення проточних частин з метою зниження втрат тиску в мережі $\Sigma \Delta P_{сеть}$ як допоміжного устаткування і його окремих елементів, так і нагнітача. Порівняння показників розрахунково - графічної «Р-моделі» АС з параметрами «Н-моделі» показало порівнянність моделей. Графічне представлення Р-моделі показує, що розрахунковим шляхом розраховується поле потенціалів у вигляді показників в характерних перетинах системи.

Для реалізації Р-моделі пропонується основним завданням проектування АС вважати розрахунок потенціалів в перетинах, де встановлюються вимірювальні прилади. Тобто, характеристику мережі пропонується розділити на кілька частин. Для представленого прикладу будемо розраховувати і будувати дві ділянки: зона розрядження і зона тиску.

Пьезохарактеристика ділянки розрядження $P_P = f(Q)$ від початку систем (точка 0) до місця установки вакуумметра (точка 1) складається з двох складових. Розраховуються втрати тиску $\Sigma \Delta P_{0-1}$ на участку 0 – 1. Для перетину установки вакуумметра необхідно розрахувати динамічну компоненту за формулою.

$$P_P = P_1 = \Sigma \Delta P_{0-1} + \kappa V^2 = f(Q) \quad (4)$$

Тобто, на ділянці 0 - 1 потенціал системи витрачається на подолання опорів проточних частин в процесі руху газів і формування динамічної складової. Пьезохарактеристика ділянки тиску $P_m = f(Q)$ будується на основі розрахунку тільки втрат тиску $\Sigma \Delta P_{2-3}$ на ділянці від місця установки манометра (точка 2) до кінця системи (точка 3).

У нагнітачах генерується потенціал, граничне значення якого $P_{\text{сист}}^{\text{пред}}$ можна розрахувати по діаметру робочого колеса D_2 і його швидкості обертання n .

$$P_{\text{сист}}^{\text{пред}} = k u_{D_2}^2 = k (D_2 n)^2 \quad (5)$$

«Р-модель» має представляти аеросистеми структурно і параметрически від початку (точка 0) до точки споживання (точка 3). Потенціал витрачається на подолання опорів проточних частин в процесі руху рідин і газів. Заводам виробникам доцільно представляти параметри роботи нагнітачів не тільки енергетичними характеристиками тиску, потужності, ККД і ін, але в першу чергу давати величини опорів проточної частини нагнітачів, розрахованих за величиною динамічної складової в перерізі установки вакуумметра, для розрахунку пьезо характеристики ділянки нагнітача.

В період експлуатації Р-модель дозволяє коригувати пьезо параметри на всіх ділянках системи, уточнення опору для перерахунку параметрів роботи нагнітачів і АС в цілому в процесі експлуатації. Математична модель розрахунку

параметрів АС з урахуванням функції формування першопричини - граничного потенціалу в нагнітачі і функції формування динамічних процесів для виділених 3-х ділянок, представлена системою рівнянь.

$$Q \in PT \begin{cases} P_{\text{вент}} = P_{\text{гран}} - R_{\text{вент}} Q^2 \\ TT \rightarrow \Delta p_T = R_T Q^2 \\ TP \rightarrow \Delta p_P = R_P Q^2 \end{cases} \quad (6)$$

У математичної «Р-моделі» параметрів АС вперше розраховуються три пьезо характеристики для трьох ділянок. Однак, для можливості визначення подачі Q в системі доцільно зберегти методику розрахунку робочої точки РТ. Для побудови робочої точки Пьезо характеристика зони розрядження $P_P = f(Q)$, яка побудована в зоні розрядження, дублюється в зоні позитивних тисків (по абсолютній величині $|P_P|$) вище характеристики ділянки тиску $P_T = f(Q)$.

У п'ятому розділі показаний приклад виконання реконструкції котла ТП-50 Криворізької ТЕС, яка забезпечила вирішення задачі зняття обмежень потужності по тязі енергоблоку 300МВт за рахунок коригування аеродинаміки вхідних ділянок електрофільтрів. Використання Р-моделі дозволило системно обґрунтувати збільшення продуктивності димососа ДО-31,5 на 14% з одночасним зниженням витрат енергії на привід на 9%. Однак, результати реконструкції показали, що отримані результати привели до зниження ККД димососа. Протиріччя зниження ККД димососа вирішено завдяки використанню коефіцієнта «системного аналізу ефективності» АС.

$$\text{До реконструкції} \quad Ef_{\text{сист.1}} = \eta_{\text{нагн.1}} \cdot \varphi_{\text{дин.1}} = 0,8 \cdot 0,2 = 0,16$$

$$\text{Після реконструкції} \quad Ef_{\text{сист.2}} = \eta_{\text{нагн.2}} \cdot \varphi_{\text{дин.2}} = 0,78 \cdot 0,24 = 0,19$$

На прикладі зміни параметрів роботи тягового тракту енергоблоку 300 МВт після вдосконалення проточних частин вхідної ділянки електрофільтру показана кореляція позитивних результатів реконструкції з результатами системного аналізу зміни ефективності АС.

Ключові слова: обмеження потужності котлів, моделі аеросистем, вентилятор, димосос, опір, втрати тиску, ефективність.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Arsiri V Reconstruction of turbomachines on the basis of the flow structure visual diagnostics. Arsiri Vasyly, Kravchenko Oleg. Mechanics and Mechanical Engineering, Volume 22, Issue 2, Pages 405–414, eISSN 2354-0192, DOI: <https://doi.org/10.2478/mme-2018-0032>

Стаття опублікована у періодичному виданні, яке включене до міжнародних наукометричних баз Scopus

2. Арсірій, В. А., Бутенко, А. Г., & Кравченко, О. В. (2019). Аналіз розподілу параметрів і ефективності енергетичних процесів в гідравлічних і аеродинамічних системах. *Refrigeration Engineering and Technology*, 55(3), 177-186. <https://doi.org/10.15673/ret.v55i3.1576>

Стаття опублікована у фаховому періодичному виданні

3. Арсирій Василь, Карамушко Анжелика, Кравченко Олег Повышение эффективности энергетического оборудования – важное условие устойчивого развития *Устойчивое развитие: Международный журнал*. (Варна, Болгария) – 2018. - №1-2018. – С. 41-46. Періодичний журнал Технічного університету м. Варна, Болгарія. <https://maurorg77.wixsite.com/maur-org/arhiv-1>

4. Василий Арсирій, Олег Кравченко Юлия Сербова, Петр Рябоконт, Александр Крошка Пьезо модель расчета и представления энергетических характеристик аэродинамических систем. *Устойчивое развитие: Международный журнал*. (Варна, Болгария) – 2020. - №2-2020. – С. 52-59. Періодичний журнал Технічного університету м. Варна, Болгарія. <https://maurorg77.wixsite.com/maur-org/arhiv-1>

Статті опубліковані у міжнародному періодичному виданні

Наукові праці апробаційного характеру

5. Арсирій В.А., Карамушко А.В., Кравченко В.О. Улучшение экологических показателей энергетических систем с использованием визуализации потоков. Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики: сборник трудов XXVIII международной конференции, (Одеса, 11–13 червня 2018 р.). К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2018. С. 151–155.

6. Арсирій В.А., Карамушко А.В. Кравченко О.В. Использование методов визуализации потоков для решения задач повышения экологической безопасности // Матеріали науково-технічної конференції «Проблеми екологічної безпеки» Кременчук, 2019. с 216 - 219.

ABSTRACT

Kravchenko Oleg. Improving the productivity of draft-blowing ducts of boilers based on the improvement of the models of the aerosystems. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Thesis for the PhD degree in specialty 144 – Heat power engineering. – Odessa National Polytechnic University of Ministry of Education and Science of Ukraine, Odessa, 2020.

The *introduction* substantiates the urgency of solving the problem of developing models of aerosystems, methods of calculation and construction of energy characteristics of the system and its elements, which contribute to the correct display of the parameters of the aerodynamic systems with a clear delineation of supercharger parameters and individual sections of the network (parameters of any others elements of the system).

The thermal capacity of most boilers (KVGM, PTVM, TP, etc.) during operation is significantly less than was calculated or specified when marking the passport values. This problem is called "power limitations" and is associated with insufficient performance of the hydraulic systems (HS) and especially the aerosystems (AS) - draft or traction ducts of boilers. Proof of the mass nature of power limitations are the data of the regime maps of boilers, where on the basis of tests the real parameters of operation of the boilers and their separate systems are specified. More than 30 years ago, ORGRES methodological recommendations were developed to substantiate the lower load of the energy facilities. The problem of power capacity limitations also exists in the United States, where the US Department of Energy's recommendations "Improving Fan System Performance: a sourcebook for industry" or "Improving the

performance of fan systems" have been developed, in which the problem of this effect is solved by replacing fans or smoke extractors.

Thus, in the introduction substantiates the urgency of the problem of inconsistency between the actual performance of the draft ducts of the boilers with the design data, which indicates the advisability of revising the models for representing the parameters and the characteristics of aerosystems and, accordingly, the methods for calculating them at the design stage, as well as during the operation period.

In *the first section* of the thesis, the analysis of the models for representing the operating parameters of the dynamic systems and the methods of improvement and optimization at the design stage of the draft-blowing ducts is carried out and also efficiency indicators of dynamic systems as a whole and its elements at the design stage, as well as during operation.

In the energy catalogs and reference books, hydraulic systems are called "pumping units", and aerosystems are called "fan units". These indicates that pumps, fans, smoke exhausters, compressors (hereinafter blowers) are singled out in the hydro and aero systems as the main (major) element of the system. The allocation of blowers in dynamic systems as the main element and the assignment of technological equipment to auxiliary equipment can be considered one of their methodological simplifications, leading to a discrepancy between real energy objects and design models.

The main model for representing the parameters of aerospace systems today is the energy characteristics of superchargers. The characteristics of fans and smoke exhausters are obtained as a result of experimental tests at the manufacturer's stands, which are published in various forms in the catalogs and are a parametric passport of the blowers. The main energy parameters are the pressure characteristics of the blower: for pumps $H_{fan} = f(Q)$; for fans or smoke exhausters $P_{V.fan} = f(Q)$.

At the design stage of the aerosystems, an additional characteristic of the pressure losses of the network of technological equipment is developed, which is considered auxiliary. Using the resistances of the equipment from the hydraulic manuals, the pressure loss ΔP is calculated in auxiliary equipment, but represented as

a pressure characteristic of the network $H_{net} = f(Q)$ in the field of graph representation of the pressure characteristics of the blower from the catalogs of its manufacturer. The intersection of the design characteristic of the network and the pressure characteristic of the supercharger from the catalog gives the operating point, which is the basis for determining the flow of the supercharger, as well as the energy consumption for its drive, efficiency of the supercharger, but not the system as a whole. The optimization of the operating parameters of the nuclear power plant is performed only by the value of the maximum values of the efficiency of the supercharger, and not the system itself, which leads to paradoxical contradictions in solving the problems of energy saving in the draft-blowing ducts. Reconstruction of the AS in order to increase the productivity (supply) of the blowers by reducing the pressure losses in the network with a simultaneous decrease in the specific energy consumption leads to a decrease in the efficiency of the blower. The positive result of the reconstruction contradicts the optimization criterion due to a decrease in the efficiency of the supercharger.

Thus, in the first section, a number of the AS design contradictions are highlighted: the energy characteristics of the superchargers are obtained as a result of the tests, they have a complex model for representing the parameters and during the operation period difficult to revise or optimize them. Data of the hydraulic resistances of equipment from reference books are taken in the design as inevitable. On the basis of the revealed contradictions, the goal and objectives of the research were formulated.

In the second section, the analysis of the reasons for the limitations of the power of the boilers by blowing or draft is carried out, the reliability of the existing methods for representing the parameters of hydro and aero systems based on the use of the "full pressure" indicator is carried out, proposals for improving the model of representing processes in the AS are developed.

For given sections of the aerosystem, the total head is calculated as the sum of the three components of the energy parameters of liquids or gases in the form of the Bernoulli equation. To represent the blowers, the indicator is used - the total head of the blowers H_{fan} as the difference of the total heads in the section where the pressure gauge is installed - H_2 and the place where the vacuum gauge is installed - H_1 . To

analyze the parametric model, a graph-analytical H-model has been developed for representing the indicator of the total pressure of the superchargers (the first point of scientific novelty), which is schematically shown in Fig. 1.

The H-model revealed the following contradictions. Complicated methodology for representing system parameters based on the calculation of the "full head" parameter. The H-model showed that when calculating the three components of the total head in the vacuum zone P_{V1} , the dynamic component $h_{dyn} = kV_1^2$ is used twice, since when using the vacuum indicator, the P_v is already in the reading of the vacuum gauge. This made it possible to substantiate the transition from the parameter full pressure of the supercharger to the piezo indicator of the AS as the difference between the readings of the pressure gauge and the vacuum gauge.

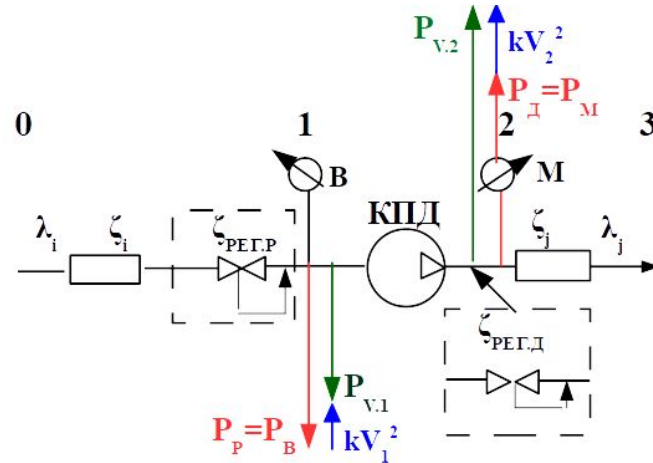


Figure 1 – H-model of a supercharger based on the total head indicator.

The H-model revealed the following contradictions. Complicated methodology for representing system parameters based on the calculation of the "full head" parameter. The H-model showed that when calculating the three components of the total head in the vacuum zone P_{V1} , the dynamic component $h_{dyn} = kV_1^2$ is used twice, since when using the vacuum indicator, the P_v is already in the reading of the vacuum gauge. This made it possible to substantiate the transition from the parameter full pressure of the supercharger to the piezo indicator of the AS as the difference between the readings of the pressure gauge and the vacuum gauge.

$$P_{fan} = P_p - P_v = P_2 - (-P_1) \quad (1)$$

Analysis of the H-model of the representation of the parameters of the AS showed the special role of the indicators of the manometer and vacuum gauge. Thus, the representation of energy in the aerosystem is conventionally divided into two components: indicators of piezodevices - manometers and vacuum gauges and the dynamic component of energy, which characterizes the processes of action or dynamics.

In the third section, the concept of energy representation was further developed, for which two components of energy representation are used: potential - P , which is the "root cause" of energy manifestations; and dynamics - D .

The product of two components reflects the model for calculating the power $N = P \cdot D$. The unifying factor for representing and comparing different types of energy is the universal unit for measuring power - Watt.

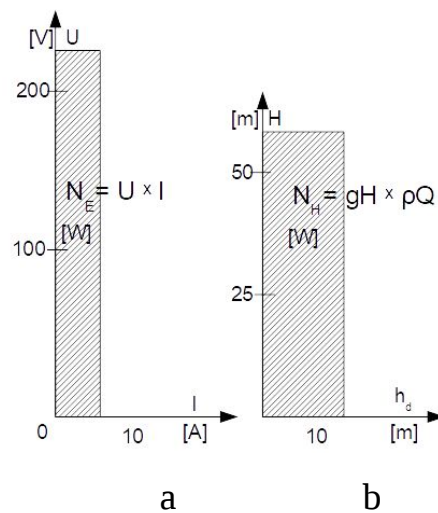


Figure 2 – Power calculation model: a - electrical power; b - hydraulic power.

The universal unit of measurement of power - Watt for different types of energy allows you to calculate the efficiency - "efficiency of transformation" η_{charg} or conversion of different types of energy. So unification of power units of different types of energy made it possible to formulate an indicator of the efficiency of the operation of blowers in relative form $0 < \eta_{charg} < 1$ as an indicator of the ratio of power: air power N_{aero} to electric N_{el} . Due to the efficiency index of the blowers in relative form, the design of the HS and AS is performed with optimization only for the maximum value of the blower efficiency.

There are methods for calculating the ratios of dynamics and potential using the proportionality coefficient - resistance R . It is possible to propose a method for calculating the "efficiency of dynamic processes" φ_{dyn} as ratios of the dynamics of D and the potential P , provided that the units of measurement of both components are unified. In HS, a pump with a potential H [m] forms a dynamic component h_{dyn} [mm]. In the AS, the full head of the blowers $P_V \rightarrow [\text{dePa}] = [\text{MM}]$ forms the dynamic component h_{dyn} [mm].

The unification of the units of measurement of the components of potential and dynamics will make it possible to formulate the task of developing an indicator of the effectiveness of dynamic processes φ_{dyn} in relative form $0 < \varphi_{dyn} < 1$ (the second point of scientific novelty).

$$\varphi_{dyn} = D / P = h_{dyn} / H = 1 / (1 + R) \quad (2)$$

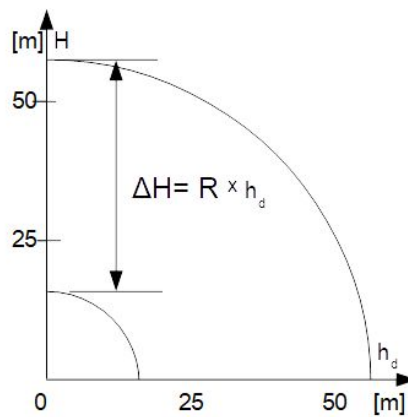


Figure 3 – Model of the efficiency of dynamic processes.

Sharing coefficients of "transformation efficiency" η_{charg} different types of energy in the supercharger and "efficiency of dynamic processes" φ_{dyn} in the aerospace system will allow calculating the "system efficiency" of draft tracts Ef_{syst} (third point of scientific novelty).

$$Ef_{syst} = \eta_{charg} \cdot \varphi_{dyn} \quad (3)$$

The development of an indicator of the efficiency of dynamic processes φ_{dyn} can correctly characterize measures to reduce resistance in dynamic systems, which will increase the performance of systems while reducing energy costs. Such measures can be an alternative to the existing concept of replacing equipment with more powerful ones.

Table 1. Model for the development of systemic efficiency

Energy $E \Rightarrow$ Work A [J] $\Rightarrow$ Power $N = A / t$ [W]		
Energy transformation		Dynamic processes
Power $N = P \cdot D$ [W]		$D \equiv P$
<i>Electric energy</i>		
$N_{el} = U \cdot I$ [W]		$I = U / R = \varphi_{el} U$ $\varphi_{el} = 1 / R = I / U$
<i>Hydraulic energy</i>		
$N_{hydro} = Hg \cdot \rho Q$ [W]		$QV \equiv \varphi_{hydro} 2gHS = 2gHS / (1 + R)$
$\eta_{tr} = N_{hydro} / N_{el} = 0,85$		$\varphi_{hydro} = 1 / (1 + R) = QV / 2gHS = 0,2$
<i>Calculations of system efficiency of AS processes</i>		
$\eta_{syst} = \eta_{tr} \cdot \varphi_{hydro} = 0,85 \cdot 0,2 = 0,17$		

In the fourth section, an analysis of the differences between processes in aerospace systems and hydraulic systems is carried out. Based on the features, a piezo model of the aerosystem has been developed, which is constructed by calculation for three or more sections of the system.

Historically, models for representing processes in aero systems have evolved by analogy with previously developed models of the hydraulic systems. However, an important feature of the HS is that the equipment is located in the pressure zone, and the vacuum zone, due to the danger of the cavitation, has a minimum amount of equipment.

There is no cavitation problem in the AS, so the equipment can be located both in the pressure and vacuum zones. In addition to systems with fans, where the pressure zone is developed, systems with smoke exhausters are widely used, in which the equipment is located in the vacuum zone. Figure 4 shows the energy characteristics of the Dn-26 smoke exhauster.

The analysis showed that the Dn smoke exhauster is used at a temperature 200°C. However, it can be used as a fan at temperatures 20°C. An analysis was performed that showed the difference in the recommended work area when using different performance indicators. So the optimal area of work when using the efficiency indicator is the range of operating points $OP_1 - OP_2 - OP_3$.

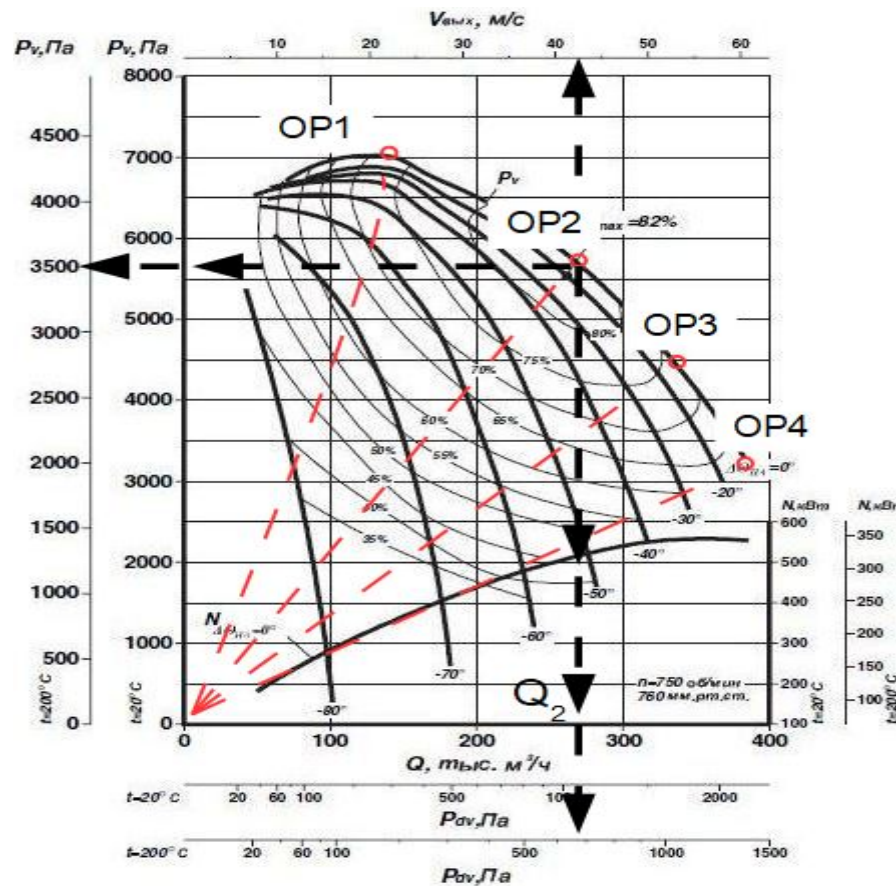


Figure 4 – Energy characteristics of the DN-26 smoke exhauster.

Using the coefficient of unit energy consumption $k_N = N / Q$ shows that the zone to the right of the point of maximum efficiency of the supercharger (increase in flow) is more preferable: k_{N4} has the best indicators of the ratio of energy consumption N_{el} to the supply Q of the supercharger.

Table 2 – Analysis of performance indicators of the blower Dn-26

	Designation	OP ₁	OP ₂	OP ₃	OP ₄
Q	th.M ³ /h	145	255	335	380
N	kWt	170	315	345	343
η_{fan}	—	0,74	0,82	0,74	0,64
k_N	kWt /M ³	1,22	1,24	1,04	0,9

The developed graphical H-model (Figure 1) with the presentation of the parameters in the form of a computational complex, the full pressure is today used both for hydraulic systems and for aero systems. To determine the real performance of the system, the concept of constructing the operating point of the OP is used due to the intersection of two characteristics: the pressure characteristic of the blower from the

catalog and the calculated characteristic of the network, built on the basis of calculating the pressure losses. The massive nature of the restrictions on the power of boilers by blowing or draft indicates that the H-model does not provide the main design task - the determination of the given flow - the performance of aero systems during operation.

The revealed differences in the operation of the AS made it possible to form the concept of a new model for representing the parameters of the operation of aero systems. First, it is necessary to make a transition from the complex parameter "full head" to indicators, the calculation of which should reflect and coincide as much as possible with the indications of piezo devices. For example, let us choose the calculation of gauge readings in two typical sections: readings of P_1 vacuum gauge in the vacuum zone and P_2 manometer in the pressure zone. For the comparability of the calculated parameters in the system with the readings of the guages, a computational - graphic "P-model" of the representation of the parameters of the AS has been developed (Figure 5) (fourth point of scientific novelty).

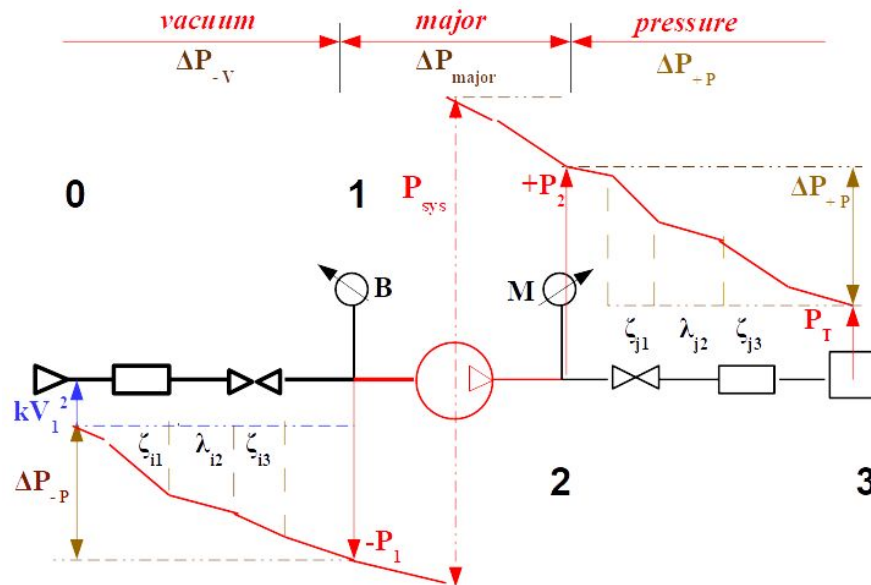


Figure 5 – P-model - piezo-model of AS parameters

The dynamic component of energy is a constituent part of the vacuum gauge reading. Therefore, it may not be shown in the piezo graphic model. If necessary, the dynamic energy component can be shown in the graphical model only in the vacuum zone, where this component is formed and is present in the vacuum gauge reading. This will not change the piezo vacuum curve in any way.

The paper developed a method for calculating piezo parameters for use in the "P-model" with predicting the measured readings of piezo parameters - manometers and vacuum gauges. In this case, the piezo model is functionally (by the nature of the tasks) and parametrically (vacuum zone and pressure zone) divided into three sections: 0 - 1 - section of vacuum; 1 - 2 - section of the supercharger; 2 - 3 - pressure section. The main advantage of the piezo model is the ability to analyze the coincidence of the calculated parameters with the real readings of the devices during the operation period and the correct presentation of the results of improving the flow paths in order to reduce pressure losses in the network. $\Sigma \Delta P_{net}$ both auxiliary equipment and its individual elements, and a blower. The results of calculating the piezo model of the aero system are shown in Figure 6.

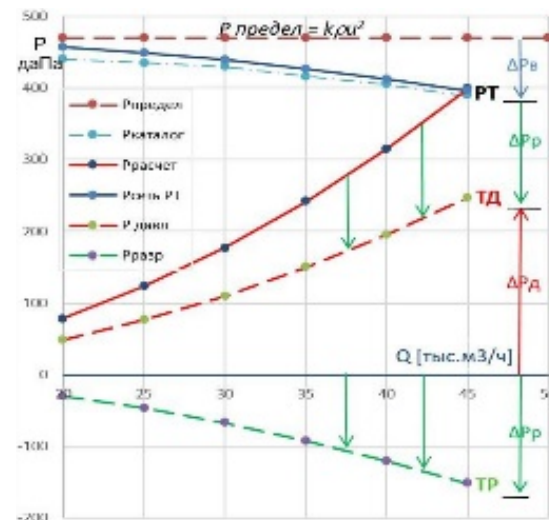


Figure 6 – Piezo model of the aero system with the Vdn-15 fan

Comparison of the indicators of the computational - graphic "P-model" of the AS with the parameters of the "H-model" showed the comparability of the models. The graphical representation of the P-model shows that the potential field is calculated by calculation in the form of indicators in the characteristic sections of the system.

For the implementation of the P-model, it is proposed that the main task of designing an AU is to consider the calculation of potentials in the sections where the measuring devices are installed. That is, it is proposed to divide the network characteristics into several parts. For the presented example, we will calculate and build two sections: a vacuum zone and a pressure zone.

Piezo characteristic of the vacuum section $P_v = f(Q)$ from the beginning of the systems (point 0) to the place where the vacuum gauge is installed (point 1) consists of two components. Pressure losses are calculated $\Sigma \Delta P_{0-1}$ in the section 0 - 1. For the section of the vacuum gauge installation, it is necessary to calculate the dynamic component by the formula.

$$P_v = P_1 = \Sigma \Delta P_{0-1} + \kappa V^2 = f(Q) \quad (4)$$

That is, in section 0 - 1, the potential of the system is spent on overcoming the resistances of the flow paths in the process of gas movement and the formation of a dynamic component. The piezo characteristic of the pressure section $P_p = f(Q)$ is constructed on the basis of calculating only the pressure losses $\Sigma \Delta P_{2-3}$ in the section from the place of installation of the pressure gauge (point 2) to the end of the system (point 3). A potential is generated in the blowers, the limiting value of which P_{sys}^{lim} can be calculated from the diameter of the impeller D_2 and its rotation speed n .

$$P_{sys}^{lim} = k u_{D_2}^2 = k (D_2 n)^2 \quad (5)$$

The "P-model" should represent the aero system structurally and parametrically from the origin (point 0) to the point of consumption (point 3). The potential is spent on overcoming the resistances of the flow paths during the movement of liquids and gases. It is advisable for manufacturers to present the parameters of the operation of the blowers not only by the energy characteristics of pressure, power, efficiency, etc., but first of all to give the values of the resistances of the flow path of the blowers, calculated by the value of the dynamic component in the section of the vacuum gauge installation, to calculate the piezo characteristics of the blower section.

During the operation period, the P-model allows you to correct the piezo parameters in all sections of the system, to refine the resistance to recalculate the operating parameters of the blowers and the AU as a whole during operation. The mathematical model for calculating the parameters of the AS taking into account the function of forming the root cause - the limit potential in the supercharger and the function of forming dynamic processes in the selected 3 sections, is represented by a system of equations:

$$Q \in BEP \begin{cases} P_{fan} = P_{sys}^{lim} - R_{fan} Q^2 \\ PP \rightarrow \Delta p_p = R_p Q^2 \\ DP \rightarrow \Delta p_d = R_d Q^2 \end{cases} \quad (6)$$

In the mathematical "P-model" of the AC parameters, three piezo characteristics for three sections are calculated for the first time. However, in order to be able to determine the flow rate Q in the system, it is advisable to keep the methodology for calculating the operating point OP. To build a working point, the piezo characteristic of the vacuum zone $P_{fan} = f(Q)$, which is built in the vacuum zone, is duplicated in the zone of positive pressures (in absolute value) above the characteristic of the pressure section $P_p = f(Q)$. The fifth section shows an example of the reconstruction of the TP-50 boiler of the Kryviy Rig thermoelectric power station, which ensured the solution of the problem of removing the power constraints in terms of thrust of a 300 MW power unit by adjusting the aerodynamics of the inlet sections of the electrostatic precipitators. The use of the P-model made it possible to systematically substantiate the increase in the productivity of the DO-31.5 smoke exhauster by 14 % while reducing drive energy costs by 9%. However, the results of the reconstruction showed that the results obtained led to a decrease in the efficiency of the exhauster. The contradiction in reducing the efficiency of the smoke exhauster was resolved through the use of the coefficient of "system analysis of efficiency" of aerospace systems.

Before reconstruction $Ef_{net.1} = \eta_{charg.1} \cdot \varphi_{dyn.1} = 0,8 \cdot 0,2 = 0,16$

After reconstruction $Ef_{syst.2} = \eta_{charg.2} \cdot \varphi_{dyn.2} = 0,78 \cdot 0,24 = 0,19$

Using the example of the change in the operating parameters of the traction path of a 300 MW power unit after the improvement of the flow paths of the inlet section of the electrostatic precipitator, the correlation of the positive results of the reconstruction with the results of the system analysis of the change in the efficiency of the aero system is shown.

Keywords: boiler capacity limitations; models of aero systems, fan, smoke exhauster, resistance; pressure loss, efficiency.

LIST OF THE APPLICANT'S PUBLICATIONS

1. Arsiri V Reconstruction of turbomachines on the basis of the flow structure visual diagnostics. Arsiri Vasyly, Kravchenko Oleg. Mechanics and Mechanical Engineering, Volume 22, Issue 2, Pages 405–414, ISSN 2354-0192, DOI: <https://doi.org/10.2478/mme-2018-0032>

The article is published in the periodical, which is included in the international scientometric databases Scopus

2. Arsiriy V.A., Butenko A.G., & Kravchenko O.V. (2019). Analysis of the distribution of parameters and efficiency of the energy processes in the hydraulic and aerodynamic systems. *Refrigeration Engineering and Technology*, 55(3), 177-186. <https://doi.org/10.15673/ret.v55i3.1576>

The article was published in a professional periodical.

3. Arsiriy Vasily, Karamushko Angelica, Kravchenko Oleg. Improving the efficiency of the energy equipment is an important condition for sustainable development. *Sustainable Development: International Journal*. (Varna, Bulgaria) – 2018. - №1-2018. – Pages. 41-46. Periodical Journal of the Technical University of Varna, Bulgaria. <https://maurorg77.wixsite.com/maur-org/arhiv-1>

4. Vasily Arsiriy, Oleg Kravchenko, Yulia Serbova, Petr Ryabokon, Alexander Kroshka. Piezo model for calculating and representing the energy characteristics of the aerodynamic systems. *Sustainable Development: International Journal*. (Varna, Bulgaria) – 2020. - №2-2020. – Pages. 52-59. Periodical Journal of the Technical University of Varna, Bulgaria. <https://maurorg77.wixsite.com/maur-org/arhiv-1>

The articles were published in the international periodicals Scientific works of the approbation character.

5. Arsiriy V.A., Karamushko A.V., Kravchenko O.V. Improving the environmental performance of energy systems using the flow visualization. Problems of ecology and operation of energy facilities: the publication of works XXVIII international conference, (Odessa, June 11-13, 2018). K.: Engineering and Production Center Alkon, 2018. Pages. 151–155.

6. Arsiriy V.A., Karamushko A.V., KravchenkoThe O.V. The use of flow visualization methods for solving problems of improving environmental safety. // Materials of the Science and Technology Conference "Problems of Environmental Safety" Kremenchuk, 2019. Pages 216 - 219.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	31
ВСТУП	32
РОЗДІЛ 1 МОДЕЛІ ПРЕДСТАВЛЕННЯ ТА МЕТОДИ АНАЛІЗУ ПАРАМЕТРІВ АЕРОДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ.....	38
1.1. Аналіз методів проектування аеродинамічних систем і варіантів представлення характеристик вентиляторів	40
1.2. Причини обмежень потужності котлів.....	41
1.2.1. Аналіз параметрів роботи котла на основі даних режимної карти	41
1.2.2. Правила проектування аеродинамічних систем.....	44
1.3. Енергетичні характеристики вентиляторів	45
1.3.1. Енергетичні характеристики вентиляторів із загнутими вперед лопатками робочого колеса.	46
1.3.2. Енергетичні характеристики вентиляторів з загнутими назад лопатками робочого колеса.	50
1.3.3. Зведені характеристики для вибору нагнітачів	53
1.4. Візуальні дослідження потоків з метою зниження опорів	54
1.4.1. Удосконалення проточних частин обладнання аеросистеми.....	55
1.4.2. Удосконалення проточних частин нагнітачів.....	57
1.5 Візуальні дослідження потоків з метою зниження опорів	58
1.6 Висновки. Постановка задачі дослідження.....	61
РОЗДІЛ 2 МОДЕЛЬ ПРЕДСТАВЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ АЕРОСИСТЕМ НА ОСНОВІ ПОКАЗНИКА «ПОВНИЙ НАПІР».....	63
2.1. Методика розрахунку напірних характеристик нагнітачів	65
2.1.1 Графо-аналітична «Н-модель» гідросистем на основі показників повних напорів.....	67
2.1.2 Розрахунково - графічна модель представлення АС з прогнозуванням даних вимірювань пьезо параметрів.....	68
2.2. Проектування АС на основі параметра – «повний напір» вентилятора.	70

2.3 Аналіз параметрів роботи вентилятора в аеродинамічній системі	74
2.4 Аналіз варіантів вибору нагнітачів	75
2.5 Висновки до другого розділу	77
РОЗДІЛ 3 МОДЕЛІ ПРЕДСТАВЛЕННЯ ЕНЕРГІЇ У ДИНАМІЧНИХ СИСТЕМАХ	79
3.1 Історія формування показників енергії	79
3.2 Дві компоненти моделі представлення енергії	82
3.2.1 Потужність - уніфікований показник енергії	83
3.2.2 Обмеження потужності котлів - проблема моделей представлення і правил проектування процесів в аеросистемах.	86
3.2.3 Правила проектування аеродинамічних систем	87
3.3 Підвищення продуктивності аеродинамічних систем за рахунок коригування структури потоків	91
3.4 Представлення динамічних процесів в аеросистемах	95
3.4.1 Коефіцієнт ефективності динамічних процесів в аеросистемах.	95
3.4.2 Системний коефіцієнт ефективності процесів в аеросистемах.	99
3.5 Висновки по третьому розділу	102
РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ПЬЕЗО МОДЕЛІ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧНОГО ПРЕДСТАВЛЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ	104
4.1 Пьезо модель структурно-параметричного представлення АС	104
4.2 «Р-модель» представлення параметрів аеродинамічної системи	106
4.3 Реконструкція дуттьового тракту, зниження опорів дуттьового тракту	107
4.3.1 Розрахунок і побудова характеристик вентилятора	108
4.3.2 Аналіз зміни параметрів мережі після реконструкції	112
4.3 Порівняльний аналіз варіантів реконструкції	113
4.4. Математична модель розрахунку параметрів АС	114
4.5. Висновки до четвертого розділу	116

РОЗДІЛ 5 КОРИГУВАННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ОСНОВНОГО І ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПЬЕЗО МОДЕЛІ АЕРОСИСТЕМИ	120
5.1 Аналіз схеми тягового тракту котла	121
5.1.1 Реконструкція аеродинамічного тракту котла на основі візуальної діагностики структури потоків	123
5.1.2 Удосконалення вхідної ділянки електрофільтрів.....	125
5.1.3 Поліпшення енергетичних показників роботи ТЕС за рахунок вдосконалення аеродинаміки тягового тракту.	128
5.1.3 Поліпшення екологічних показників роботи ТЕС за рахунок удосконалення аеродинаміки тягового тракту	130
5.2 Обґрунтування проектних рішень реконструкції	131
5.2.1 Р-модель представлення енергетичних параметрів аеросистем..	131
5.2.2 Визначення витрат потужності на роботу димососа	134
5.2.3 Модель енергетичних параметрів аеродинамічній системи на основі трьох напірних характеристик	135
5.2.4 Характеристик димососів при різних опорах тракту котла	138
5.2.5 Висновки до п'ятого розділу.....	141
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	143
ДОДАТОК А	154
ДОДАТОК Б.....	155
ДОДАТОК В.....	156

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ТЕС – теплові електричні станції.

ТЕЦ – тепло електро централі.

ОК – опалювальні котельні.

АС - аеродинамічні системи (аеросистеми).

ГС - гідравлічні системи (гідросистеми).

ОПК – Обмеження потужності котлів.

КВГМ – котел водогрейній газомазутній.

КМПЕ – комплекс механізмів перетворення енергії.

ККД – коефіцієнт корисної дії нагнітачів.

ТДМ – тяго дуттьові механізми котлів.

МВДСП – метод візуалізації дискретної структури потоків.

ТДТ – тяго дуттьові тракти

КУ – котельних установок

ДВ – дуттьови вентилятори.

Д – димососи.

Наг – нагнітачи.

РП – регулювальні пристрої.

Н – повний напір в гідросистемах.

Рі – повний напір в аеросистемах.

Р_v – Повний напір нагнітача.

Н-модель – модель представления параметров гидро и аэросистем на основе показателей полных напоров;

Р-модель - представление параметров аэросистем на основе пьезо параметров;

ВСТУП

Актуальність теми. Більшість об'єктів теплоенергетики: ТЕС і ТЕЦ та опалювальні котельні (ОК) проектувалися і знаходяться в експлуатації з середини минулого століття. Сьогодні головною проблемою теплоенергетичного комплексу (ТЕК) є переосмислення його ролі в загальному балансі енергетики. Тенденції розвитку ТЕК пов'язують не стільки з будівництвом нових об'єктів, а в більшій мірі з реновацією (оновленням) обладнання з поліпшенням його енергетичних, екологічних та інших параметрів. Тому дослідження, представлені в роботі, спрямовані на реконструкцію енергетичних об'єктів і в першу чергу опалювальних і енергетичних котлів, які перебувають в експлуатації. Відома і масово використовується методика заміни основного обладнання з метою збільшення ККД обладнання та відповідно продуктивності енергетичних підприємств, яка отримала назву «Інтенсифікація». Економія від такого роду реновацій пов'язана зі збереженням капітальних будівель та інфраструктури і становить до 30%.

Дослідження запропонованої роботи орієнтовані в першу чергу на реконструкцію аеродинамічних систем (АС) з метою вдосконалення проточних частин обладнання (без заміни основного обладнання), для підвищення продуктивності АС з одночасним суттєвим зниженням питомих витрат енергії на власні потреби (на привід) а також підвищення ефективності всієї системи і поліпшення всього комплексу параметрів: енергетичних, екологічних, шуму, вібрації і т.п.

Вже розроблена методика вдосконалення елементів АС, яка дозволяє поліпшити наведені вище параметри. Однак існуючі правила проектування і методи визначення ефективності дають суперечливі результати аналізу якості проектування АС. Проблема обмежень потужності котлів, яка свідчить про методичну кризу в забезпеченні енергетичних підприємств, гостро стоїть не тільки в Україні, але також вважається проблемою енергетичної незалежності США. Тому, завдання дисертації в тому, щоб розробити для методів і правил

проектування критерії правильної, спрямованої на логічне рішення перерахованих завдань оцінки і критерії ефективності або економічності роботи АС. Робота енергоустановок при зниженій потужності призводить до зменшення діапазону регулювання та до зниження економічності енергоустановок. Тому актуальною проблемою ТЕС є підвищення продуктивності аеродинамічних систем котлів до номінальної теплової потужності.

Метою роботи є: розробка моделі представлення АС, та методів розрахунку і побудови характеристик аеросистеми та її елементів, які сприяють правильному відображенню параметрів роботи АС із забезпеченням чіткого розмежування параметрів нагнітача і окремих ділянок мережі з урахуванням зміни параметрів окремих ділянок і системної оцінки ефективності при зміні параметрів будь-яких елементів системи.

Тобто в роботі пропонується змістити акценти в період проектування АС з поділу на основне і допоміжне обладнання, коли головний діючий об'єкт - нагнітач має енергетичні характеристики, які отримують тільки в процесі випробувань на спеціальних стендах (яких стандартизовано 4 варіанти) і тільки нагнітач має показник ефективності - ККД, а поняття ефективності роботи системи навіть не існує. Розробка комплексу методів системного представлення параметрів і характеристик енергетичних процесів аеродинамічних систем в цілому, а також розробка критеріїв проектування, що забезпечують збільшення їх продуктивності і економічності. З урахуванням особливостей формування потенціалу та вдосконалення геометрії проточних частин для підвищення ефективності динамічних процесів за рахунок вдосконалення (коригування) структури потоків.

Таким чином, виявлено протиріччя між потребою підвищення вимог задля енергозбереження АС, що проектуються, з одного боку, і невідповідністю існуючих методів розрахунку ефективності нагнітачів без урахування якості проектних рішень щодо проектування АС та їх окремих елементів. Тому розв'язання цього протиріччя є актуальною науково-технічною задачею в теплоенергетиці.

Для досягнення мети в дисертаційній роботі **розв'язані наступні задачі:**

- проаналізовано існуючі моделі представлення параметрів аеросистем та методи їх розрахунку, а також визначення коефіцієнтів, які характеризують ефективність процесів для вибору обладнання та режимів його роботи при проектуванні або реконструкції тягодуттьових трактів котлів;
- розроблено модель гідросистем на основі енергетичних параметрів повний напір «Н-модель», для побудови якої використовують дві експериментальні та розрахункові напірні характеристики;
- розроблено методи розрахунку системної ефективності аеросистем, та ефективності динамічних процесів.
- розроблено «Р-модель» представлення параметрів роботи аеросистем на основі тільки розрахункових пьезопараметрів аеросистем, які повинні співпадати з реальними показниками вимірювальних пьезоприладів;
- наведено приклади використання запропонованих моделей та методів для обґрунтування результатів реконструкції з метою усунення обмежень потужності котлів.

Об'єкт досліджень – підвищення продуктивності аеродинамічних систем і тягодуттьових трактів котлів.

Предмет досліджень – моделі та методи структурного і параметричного представлення процесів аеродинамічних систем.

Методи дослідження. При вирішенні поставлених у дисертаційній роботі задач використані: системний підхід при аналізі проблем енергозбереження в аеродинамічних системах, що проектуються з використанням структурного підходу при побудові моделей з виконанням удосконалення структури потоків.

Розроблені моделі експериментальних випробувань, графічного та математичного методів представлення параметрів роботи аеродинамічних систем, що дозволяють аналізувати існуючий графо-аналітичний метод повних напорів – «Н-модель» представлення динамічних параметрів гідро і аеросистем, а також новий розрахунково-графічний метод пьезо параметрів – «Р-модель» з метою практичного використання способів оптимізувати параметрів

аеродинамічних потоків; методи прийняття рішень при побудові технології проектування енергозберігаючих аеродинамічних систем; методи експериментальних досліджень для проектувальника при вирішенні практичних задач із забезпечення енергозбереження аеродинамічних систем.

Наукова новизна дисертаційної роботи Кравченко Олега Володимировича полягає у в створенні нових та подальшому розвитку існуючих моделей і методів задля підвищення продуктивності та ефективності тягодуттьових трактів котлів:

- отримала подальший розвиток модель гідросистем на основі параметрів повний напір – Н-модель, яка відрізняється від існуючої математичної моделі графо-аналітичним представленням всіх складових повного напору, що дозволило виявити надлишковість використання динамічної складової напору та є підставою вдосконалення математичної моделі гідро і аеросистем;

- отримав подальший розвиток метод розрахунку ефективності динамічних процесів в аеросистемах та їх елементах, як співвідношення двох компонент енергії (динаміки та потенціалу), за умови уніфікації одиниць їх вимірювання, що дозволило отримати коефіцієнт ефективності у нормалізованому вигляді в діапазоні від 0 до 1, для підвищення можливостей зіставлення ефективності динамічних процесів в аеросистемах та їх елементах.

- вперше розроблено метод розрахунку системної ефективності аеросистем у нормалізованому вигляді, який відрізняється від існуючого розрахунку ККД використанням добутку коефіцієнта ефективності трансформації різних видів енергії в нагнітачі у нормалізованому вигляді та запропонованого коефіцієнта ефективності динамічних процесів в аеросистемі, що дозволило обґрунтовувати підвищення продуктивності тягодуттьових трактів котлів при їх проектуванні або реконструкції з одночасним зменшенням витрат енергії при їх експлуатації;

- вперше розроблено пьезомодель – Р-модель представлення параметрів розрідження / тиску аеросистем, яка відрізняється від існуючої Н-

моделі (з двома напірними характеристиками), використанням трьох розрахункових пьезо характеристик, параметри яких повинні співпадати з показниками пьезо приладів (вакуумметрів / манометрів), що дозволяє збільшити достовірність розрахунку параметрів в процесі проектування або реконструкції тягодуттьових трактів котлів.

Обґрунтованість та вірогідність наукових результатів забезпечується тим, що при створенні наукових положень, висновків та рекомендацій автор застосовує закони та рівняння, які використовуються при проектуванні аеросистем, сучасний досвід з наукових джерел, спирається на аналіз результатів реконструкцій тягодуттьових трактів котлів з використанням існуючих моделей аеросистем, та розроблених при виконанні наукової роботи.

Достовірність наукових положень, висновків та рекомендацій підтверджується застосуванням моделей і методів при виконанні реальних реконструкцій аеросистем з метою корегування динамічних процесів задля усунення обмежень потужності котлів за рахунок підвищення продуктивності тягодуттьових трактів. В роботі наведені практичні результати реконструкцій, які підтверджуються актами впровадження, результатами практичного використання із позитивним ефектом. При вирішенні поставлених задач використані: системний підхід при аналізі проблем енергозбереження в аеродинамічних системах, що проектуються з використанням структурного підходу при побудові моделей з виконанням удосконалення структури потоків. Розрахунково-графічний метод пьезо параметрів – Р-модель підвищує можливості оптимізувати параметри аеродинамічних потоків; методи прийняття рішень при проектуванні енергозберігаючих аеродинамічних систем.

Значення результатів роботи для науки та практики.

Практичне значення отриманих результатів полягає в розробці моделей представлення та підвищенні достовірності методів розрахунку параметрів аеросистем на етапі проектування або реконструкції тягодуттьових трактів котлів. У представленій дисертаційній роботі з використанням Р-моделі виконано обґрунтування результатів реконструкцій котлів КВГМ-58, а також

котлів ТП-50, які виконувалися з метою зняття їх обмежень потужності по дуттю і тязі. Виконане обґрунтування характеризує актуальність виконання вдосконалення тягодуттьових трактів котлів для підвищення їх продуктивності з одночасним зниженням витрат енергії на роботу вентиляторів і димососів. Використання Р-моделі дозволило системно обґрунтувати збільшення продуктивності димососа з одночасним зниженням витрат енергії на привід. Однак, результати реконструкції показали, що отримані результати привели до зниження ККД димососа. Протиріччя зниження ККД димососа вирішено завдяки використанню коефіцієнта «системного аналізу ефективності» аеросистем.

Розроблені моделі та методи доцільно використовувати для проведення реконструкцій енергетичного обладнання для вирішення проблеми обмеження потужності котлів, або для підвищення продуктивності аеросистем.

Апробація результатів дисертації.

Матеріали роботи доповідались та обговорювались на: міжнародних науково-практичних конференціях: XVII, та XVIII Міжнародна конференція «проблеми екології і експлуатації об'єктів енергетики» (м. Одеса, 2017, 2018,); XII International Symposium SYMKOM 2018 (Лодзь 2018, Польща), «Проблеми Сталого розвитку» (ТУ Варна 2018, 2019. Болгарія).

Публікації результатів роботи, їх обговорення.

За результатами роботи опубліковано 6 наукових праць, з яких 1 наукова стаття у періодичному виданні, яке включене до міжнародних наукометричних баз Scopus, 1 наукова стаття опублікована у фаховому періодичному виданні, 2 статті опубліковані у міжнародному періодичному виданні, опубліковано 2 наукові праці апробаційного характеру, було зроблено 4 доповіді на наукових конференціях.

Структура дисертаційної роботи. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків і додатків. Загальний обсяг дисертації становить 157 сторінок, з них додатків 4 сторінки. Дисертація містить 38 рисунків, 7 таблиць, та посилання до 82 наукових джерел.

РОЗДІЛ 1

МОДЕЛІ ПРЕДСТАВЛЕННЯ ТА МЕТОДИ АНАЛІЗУ ПАРАМЕТРІВ АЕРОДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ

Аеродинамічні системи АС виконують важливу функцію транспортування повітря, або інших стисливих середовищ в різних технологічних процесах. У теплоенергетиці основним обладнанням є котельні установки, експлуатація яких істотно залежить від роботи тягодуттьових систем і механізмів. Дуттьові системи забезпечують подачу повітря - окислювача в зону горіння палива, а тягова система відповідає за видалення димових газів. Далі будемо розглядати АС на прикладі транспортування повітря. Головна умова правил проектування аеродинамічних систем – забезпечити розрахункову для технологічних потреб подачу $Q_{розр}$ повітря з запасом в 10%. Сьогодні вважається, що для цього в системі необхідно створити тиск, який дозволить подолати або компенсувати втрати тиску (напору) в системі. Тому вентилятори, димососи або компресори можна назвати нагнітачами, так як вони вважаються головним елементом АС і «продавлюють» середовища скрізь опори проточних частин для забезпечення їхнього руху. Друга умова проектування - ефективність головного елемента системи повинна бути близькою до максимального значення і визначається сьогодні лише величиною ККД нагнітача, яке розраховується за потреби подачі або тиску. І хоча подача нагнітачів $Q_{нагн}$ повинна бути на 10% більше розрахункової подачі $Q_{розр}$, в опалювальних котлах реальна подача частіше не перевищує 80% від їхньої потреби [1, 2].

Досвід експлуатації енергетичних об'єктів показує, що значення реальної подачі в АС частіше менше від розрахованих на етапі проектування на 15 – 50%. В енергетиці України така невідповідність розрахункових показників і реальних параметрів в АС називають «обмеження потужності котлів» по дуттю або тязі. Це підтверджують режимні карти більше 80% опалювальних котлів КВГМ, ПТВМ, ДЕ, ДКВР, КЕ, а також енергетичні котлі ТП-100 ТПП-210, ТМГ-96 та інші [3 – 5].

У США для вирішення подібної проблеми розроблені рекомендації департаменту енергетики, де для опису обмежень потужності через недостатню продуктивності нагнітачів в АС використовують термін «системний ефект» вентиляційних установок [6 – 9]. Проблему обмежень потужності в діючих АС можна вирішити за рахунок заміни нагнітачів або їх приводу. В рамках існуючих правил проектування подачу можна збільшити на 10 - 25% зі збереженням високих значень ККД нагнітачів, однак такі рішення призводять до суттєвого в 2 рази і більше збільшення питомих витрат енергії на привід. Тому проблема обмежень потужності котлів залишається понад 40 років [10, 11].

Необхідно визнати актуальність вирішення цієї проблеми невідповідності розрахункових даних при проектуванні АС з реальними параметрами їх роботи в енергетичних установках. Необхідно шукати можливі методичні помилки при проектуванні та методи представлення процесів в АС.

У систем теплопостачання міст реновація проводиться у внутрішнього будинкового обладнання, але тепломережі і тепло генеруючі котельні останні кілька десятиліть не модернізувалися. У зв'язку з цим, потрібно розробити методики проектування і впершу чергу реконструкції тепломереж та обладнання котелень та іншого енергетичного обладнання.

В Україні в системах централізованого теплопостачання встановлені котли ПТВМ (піковий теплофікаційний водогрійний), або КВГМ (котел водогрійний газомазутний). Практично все обладнання давно відпрацювало свій паспортний термін експлуатації, і не відповідає сучасним екологічним і економічним вимогам. Технічний стан обладнання теплових мереж та котлів дозволяє подальшу експлуатацію, але потрібно робити реконструкції для підвищення економічності та надійності експлуатації [12 – 14].

Реальна теплова потужність енергетичних котлів відрізняються від розрахованих на етапі проектування на 25% і більше. В енергетиці України така невідповідність розрахункових показників і реальних параметрів в аеродинамічних системах називають «обмеження потужності котлів» по дуттю або тязі. Це підтверджують режимні карти енергетичних котлів електричною

потужністю 200, а також 300МВт, більше ніж 80% опалювальних котлів КВГМ та інші [15]. У США для вирішення цієї проблеми розроблені рекомендації міністерства енергетики, де для опису обмежень потужності через недостатню продуктивності вентиляторів або димососів в аеродинамічних системах використовується термін «системний ефект» вентиляційних установок [16]. Спроби усунення обмежень потужності підвищенням продуктивності аеродинамічних систем призводить до істотного збільшення питомих витрат енергії на привід.

1.1. Аналіз методів проектування аеродинамічних систем і варіантів представлення характеристик вентиляторів

У теплоенергетиці основним обладнанням є котельні установки, експлуатація яких істотно залежить від роботи тягодуттьових систем і механізмів. Дуттьових системи забезпечують подачу повітря - окислювача в зону горіння палива, а тягова системи відповідає за видалення димових газів. У системах теплопостачання пріоритет віддається двом видам котлів: КВГМ та ПТВМ. В котлах КВГМ з врівноваженою тягою використовуються одночасно один дуттьовий вентилятор ВДн-15 з загнутими назад лопатками та один димосос Дн-19, які мають ККД більш 85%. Котли ПТВМ використовують 12 вентиляторів типу ВЦ-14-46 з загнутими вперед лопатками, які при рівних умовах створюють більший тиск, отже вони повинні забезпечувати і велику подачу. Однак, ККД вентиляторів ВЦ не перевищує 60%, а обмеження потужності котлів ПТВМ навіть більше, ніж у котлів КВГМ. Тому має сенс віддати перевагу використанню вентиляторів ВДн. Тривалий період експлуатації цих двох різних типів котлів вимагає аналізу особливостей їх експлуатації і характеризує доцільність подовження їх експлуатації. Тому потрібно провести дослідження з метою підвищення подачі вентиляторів в дуттьових трактах котлів [17 – 19]

1.2. Причини обмежень потужності котлів.

Головне завдання проекту реконструкції розробити економічний варіант збільшення теплової потужності котла від існуючого значення (з урахуванням обмежень потужності згідно режимної карти) до номінальної потужності котла (відповідно до значень каталогу заводу виробника). Режимна карта котла - документ, складений на підставі режимно-налагоджувальних і балансових випробувань, що містить основні параметри, які отримано вимірювальними приборами при роботі котла, а також розрахункові значення ККД, питома витрата палива при дискретних значеннях теплового навантаження котла. Режимна карта котла потрібна для правильної експлуатації, тому складається або коригується кожні 4 роки [20].

1.2.1. Аналіз параметрів роботи котла на основі даних режимної карти

Аналіз даних режимної карти котла показав, що котел не забезпечує 100% номінальної теплової потужності $Q_{ном}$ Гкал (МВт). На мал. 1 наведена режимна карта котла КВГМ-50, 58 МВт, яка вказує максимальну потужність тільки 32,6 Гкал (40МВт), що складає тільки 65% від паспортного максимального навантаження. Причиною обмеження потужності котлів на ΔQ_n Гкал (МВт), недостатня подача повітря вентилятором для горіння в котлі. Для забезпечення 100% номінальної тепловою потужності котла Q_n Гкал (МВт), подача вентилятора повинна бути збільшена. Для вирішення проблеми - зняття обмежень потужності, необхідно виконати аналіз сучасних критеріїв вибору нагнітачів при проектуванні аеродинамічних систем (додаток В).



**Режимная карта
водогрейного котла КВГМ – 50 ст. № 4 рег. № 4742
котельной “Южная - 2”
Топливо – природный газ.**

№ п/п	Наименование	Обоз	Ед. из.	Нагрузки котла %				
				43,7	50,6	59,2	65,1	74,5
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Расход сет. воды через котел	$G_{св}$	$м^3/ч$	575	575	575	575	575
2.	Температ. сет. воды на входе	$T_{св}^в$	$^{\circ}C$	48,0	49,0	49,5	50,0	50,0
3.	Температ. сет. воды на выходе	$T_{св}^в$	$^{\circ}C$	86,0	93,0	101,0	105,6	114,8
4.	Теплопроизводительность	$Q_{кв}$	$Гкал/ч$	21,850	25,300	29,613	32,545	37,260
5.	Расход газа	B_r	$м^3/ч$	2836,4	3291,3	3865,9	4257,8	4893,6
6.	Давление газа перед котлом	P_r^k	$кгс/см^2$	0,120	0,150	0,190	0,235	0,305
7.	Количество работ. горелок	n	шт	2	2	2	2	2
8.	Давление газа перед гор.(сред)	P_r^{op}	$кгс/см^2$	0,11	0,14	0,170	0,210	0,275
9.	Давление воздуха после вент.	H_a^a	мм в.ст.	65	95	140	170	232
10.	Давление воздуха перед гор.	H_a^r	мм в.ст.	55	70	110	135	190
	Разрежение в топке	$\int_r$	мм в.ст.	← 4,0 →				
11.	Температура воздуха на горен.	T_a^r	$^{\circ}C$	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6
12.	Температура уходящих газов	T_{yx}	$^{\circ}C$	85,6	92,8	102,5	108,8	120,1
13.	Содержание в уходящих газах:							
	- кислорода	O_2	%	7,69	7,60	7,29	7,10	6,63
	- трехатомных газов	RO_2	%	7,48	7,53	7,71	7,81	8,09
14.	Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	α_{yx}	--	1,52	1,51	1,48	1,46	1,42
15.	Потери тепла:							
	- с уходящими газами	q_2	%	4,519	4,921	5,436	5,735	6,218
	- с химическим недожогом	q_3	%	0,0014	0,0024	0,0032	0,0055	0,0070
	- в окружающую среду	q_5	%	1,487	1,285	1,097	0,990	0,872
16.	К.П.Д. «брутто» котла (по обратному балансу)	η	%	93,99	93,79	93,46	93,26	92,90
17.	Удельный расход условного топлива на 1Гкал вып. тепла	b_y	$\frac{кг\ у.т.}{Гкал}$	151,99	152,33	152,85	153,18	153,77
18.	Концентрация вредных веществ, приведенная к н.у. и $\alpha=1$:							
	- оксида углерода	$C_{co}^{\alpha=1}$	$мг/м^3$	14,46	16,52	20,12	23,83	30,72
	- оксидов азота	$C_{nox}^{\alpha=1}$	$мг/м^3$	163,59	179,41	191,42	205,12	220,45

Примечание:

1. Режимная карта составлена при сжигании природного газа с $Q_p^H = 8196 \text{ Ккал/м}^3$,
 $\rho_r = 0,700 \text{ кг/м}^3$
2. Режимная карта составлена по состоянию котла на момент испытаний (январь 2015 г.)

Руководитель работ: Зам. начальника ЦТАИ Ю.В. Стадников

Рисунок 1.1 Режимна карта водогрійного котла КВГМ-50.

Параметри роботи котлів по даним режимної карти свідчать про обмеження потужності котла, так як максимальне навантаження є тільки 62% від номінальної потужності з паспорту котла. Аналіз параметрів роботи котельних установок показав, що багато котли працюють або з великими витратами енергії на роботу вентиляторів і димососів, або з обмеженнями потужності котлів, тобто максимальне навантаження котлів на 10 - 30% менше номінальної. Однією з основних причин таких обмежень потужності є недостатня продуктивність вентиляторів чи димососів (додаток В).

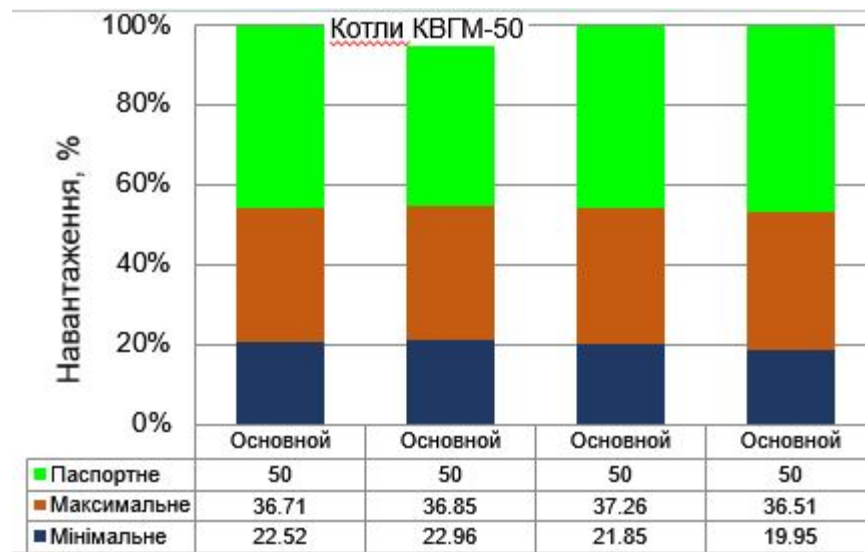


Рисунок 1.2. Мінімальна, максимальна і паспортна теплова потужність котлів КВГМ-50.

На прикладі реально виконаної реконструкції котла КВГМ-50 – паспортна номінальна теплова потужність 50ГКал (або 58МВт), але реальна потужність до реконструкції була 32 Гкал, показано реальність збільшення теплої потужності до номінальної тобто на 18 Гкал. Причиною обмеження потужності котлів в офіційному обґрунтуванні зафіксована недостатня подача дуттьового вентилятора ВДН-15. Пікові котли ПТВМ мають більше пальників, які оснащені особисто вентиляторами типу ВЦ теж с загнутими вперед лопатками, але їх обмеження потужності навіть більше, ніж у котлів КВГМ. Тому треба виконати аналіз параметрів роботи вентиляторів типу ВЦ.

1.2.2. Правила проектування аеродинамічних систем

В даний час при проектуванні обладнання проточні частини вибираються з каталогів або гідравлічних довідників. Існуючі методи вдосконалення проточних частин часто використовують струменіапрямлені пластини, які повинні зменшувати вплив вихрових зон.

Проектування АС і його функціональне та графічне представлення можна розділити на дві складові. З функціональних уявлень в АС необхідно сформулювати алгоритм про складові частини системи, які умовно можна розділити на головні і допоміжні обладнання та елементи: Нагнітачі (вентилятори, димососи, компресори) призначені для формування аеродинамічній енергії $Na_{эро} = P_g * \rho Q$ [Вт]. За терміном нагнітачі при проектуванні потрібно мати на увазі комплекс механізмів перетворення енергії КМПЕ. Головним елементом КМПЕ є нагнітачі, але необхідно враховувати, що вихідним джерелом роботи нагнітачів є привід, що забезпечує задану швидкість обертання робочого колеса нагнітачів [об/хв]. У даному розділі в якості приводу будемо розглядати електродвигун, який споживає електроенергію $N_{ел} = U * I$ [Вт] (цю витрачену енергію потрібно оплачувати).

Мережа забезпечує транспортування робочого середовища. Від якості проектування мережі залежить як вихідний потенціал, який формує нагнітач, перетворюється в дію - динамічну складову, а саме в процес руху газоподібних середовищ. КМПЕ для нагнітачів формують вихідний аеродинамічний потенціал - надалі граничний тиск $P_{гран}$, яке пропорційно швидкості обертання вихідній кромки робочого колеса і діаметру робочого колеса.

Підсумком проектування гідравлічних і аеро систем є отримання розрахункової або робочої точки РТ – перетину розрахункової характеристики мережі та експериментально отриманих характеристик нагнітачів. РТ визначає енергетичний баланс в АС - при якій подачі нагнітач компенсує втрати напору - тиску в системі. Оптимізація параметрів систем виконується за показником ККД нагнітача, хоча вентилятори є тільки частиною системи.

На відміну від насосних або гідравлічних систем, де можливі проблеми з виникненням кавітації, тиск вимірюється в [мм.вод.ст.] аеросистеми АС можуть проектуватися з різним розташуванням приладів і пристроїв: як перед димососами, так і за вентиляторами. Тому, в ГОСТ 10921-90 передбачені 4 типу стендів для проведення випробувань вентиляторів і димососів. Тобто можливі 4 варіанти розподілу втрат напору на вхідній ділянці розрядження і ділянці тиску. Однак, при проведенні випробувань неможливо припустити величини опорів і відповідно втрат тиску в реальних об'єктах, тому для АС необхідно розробити методику визначення параметрів роботи вентиляторів або інших гідравлічних машин як окреме обладнання. Потрібно розробити такий варіант характеристик нагнітачів, який можна застосовувати до різних варіантів їх використання як в режимі нагнітання, так і в режимі великих значень розрядження (подібно роботі димососів).

1.3. Енергетичні характеристики вентиляторів

Існує декілька варіантів представлення енергетичних характеристик вентиляторів, високонапірних вентиляторів - компресорів, і димососів. Перераховані пристрої вважаються головними елементами аеросистем, так як виконують дві головні функції: формують рух середовищ які переміщуються, тобто забезпечують витрати в системі або подачу; але головною функцією є створення тиску або вихідного потенціалу в системі, що сприяє руху середовища і подолання опорів проточних частин елементів обладнання і аеросистем в цілому. Саме подолання опорів можна вважати найважливішою функцією, яка об'єднує вентилятори і димососи в клас нагнітачів. Всі три пристрої можна називати вентиляторами, так як між ними немає суттєвих відмінностей - ні геометричних, ні характеру енергетичних процесів. Окремо виділено клас вентиляторів - димососи, у яких велика частина системи і устаткування знаходиться в зоні розрядження. Вентилятори в енергетичних системах забезпечують подачу окислювача палива при процесі горіння, тобто

забезпечують дуття. Димососи видаляють димові гази з котла і забезпечують розрядження у верхній частині топки, що дає назву більшості котелень установок з врівноваженою тягою, а тракт руху димових газів називають тяговий тракт. Вентилятори і димососи разом з приводом (електродвигуни, турбоприводи та ін ...) можна позначати як тягодуттьові механізми (ТДМ) котлів. Вся аэросистема від забору повітря до подачі в топку в зону горіння палива називається дуттьовий тракт з дуттьовими вентиляторами (ДВ), далі від факела в котли до входу в димову трубу називається тяговий тракт з димососами (Д), а всю аэросистему називають тягодуттьовий тракт (ТДТ).

1.3.1. Енергетичні характеристики вентиляторів із загнутими вперед лопатками робочого колеса.

Доведено, що вентиляторі із загнутими вперед лопатками були реалізовані першими і також встановлювались на котлах КВГМ. Це пов'язано з їх властивістю створювати високі значення напорів при порівнянних розмірах вентиляторів і швидкості обертання робочого колеса. Однак перевага у створенні величини тиску нівелюється нелінійним збільшенням витрат потужності на привід. Це призводить до того, що ККД таких вентиляторів не перевищує 70%. На рисунку 1.3 показані енергетичні характеристики вентиляторів із загнутими вперед лопатками робочого колеса.

Характеристики вентиляторів ВД-15,5 на рисунку 1.3 дозволяють виконувати вибір вентилятора завдяки наочності характеристик тиску $P_v = f(Q)$, характеристик витрат потужності на привід $N_{ел} = f(Q)$ і характеристики ККД $\eta = f(Q)$. Однак на цих характеристиках оптимізація параметрів роботи виконується тільки по значенню ККД вентилятора при зміні параметрів. [20]. Завдяки низькому ККД вентилятори ВД повільно замінюються на інші вентилятори, які мають більше значення ККД.

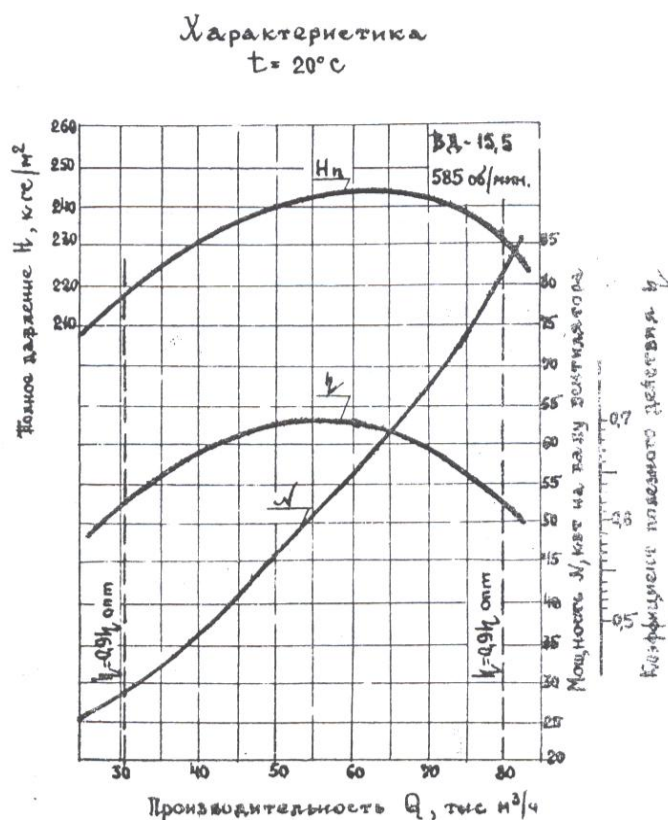


Рисунок 1.3 Енергетичні характеристики вентиляторів ВД-15,5 із загнутими вперед лопатками робочого колеса.

Для пікових теплофікаційних котлів ПТВМ 50 використовуються дуттьові вентилятори ВЦ-14-46-5, енергетичні характеристики яких показані на рисунку 1.4. Головним недоліком такого представлення енергетичних характеристик є логарифмічна шкала подачі, що не дає змогу аналізувати зміну параметрів вентиляторів при різних значеннях характеристики мережі. Такі характреистики служать тільки для визначення робочої точки для завершення вибору вентилятора. Тобто такого роду характеристики не придатні для оптимізації параметрів аеродинамічних систем.

У зв'язку з тим, що обмеження потужності котлів ПТВМ навіть більше, ніж у котлів КВГМ в роботі необхідно виконати аналіз зміни параметрів роботи вентиляторів типу ВЦ, особливо подачі вентиляторів, так як для підвищення теплової потужності котлів ПТВМ необхідно збільшити подачу вентиляторів ВЦ-14-46 без їх заміни, так як заміна електродвигуна з метою збільшення

оборотів робочого колеса з $n_1 = 1000 \text{ об/хв}$ до $n_2 = 1500 \text{ об/хв}$ відповідно до рисунку 1.3, витрати на привід збільшаться з $N_1 = 2,1 \text{ кВт}$ до $N_2 = 4,5 \text{ кВт}$ [26]. Але навіть такі зміни, що подібні 2-му варіанту реконструкції не зможуть забезпечити необхідне збільшення подачі вентиляторів. Для забезпечення максимальної потужності котла буде потрібно не тільки заміна електродвигуна, але також установка більшого вентилятора, що істотно збільшить і експлуатаційні та капітальні витрати.

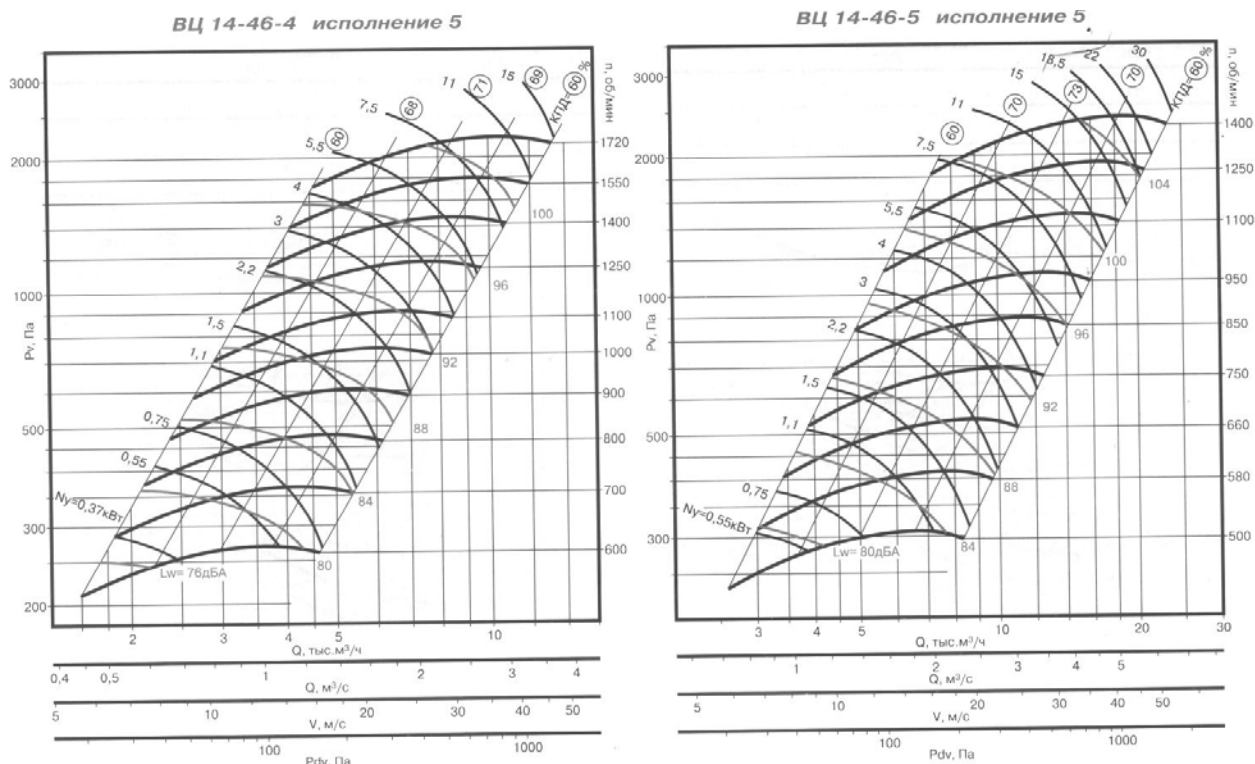


Рисунок 1.4. Енергетичні характеристики ВЦ-14-46.

В полі енергетичних характеристик, показаних на рисунку 3 важко виконати моделювання та аналіз зміни параметрів при регулювання з достатньою точністю. Логарифмічна шкала подачі нагнітача не дає можливості точно вказувати або точно зчитувати дані параметрів роботи. Необхідно виконати зміни представлення параметрів роботи як це зроблено для вентилятору ВД-15,5 на рисунку 1.3. Причому таке уявлення дає можливість досліджувати з достатньою точність зміни не тільки подачі, але і інших характеристик: потужності і ККД нагнітачів повітря і димососів.

Вентилятори із загнутими вперед лопатками робочого колеса використовуються в дуттьовій схемі котлів ПТВМ. На рисунку 1.5 також наведені характеристики вентилятора ВЦ-14-46, але з фіксованим поданням характеристик для обертів двигунів $n_1 = 1000 \text{ об/хв}$ і $n_2 = 1500 \text{ об/хв}$.

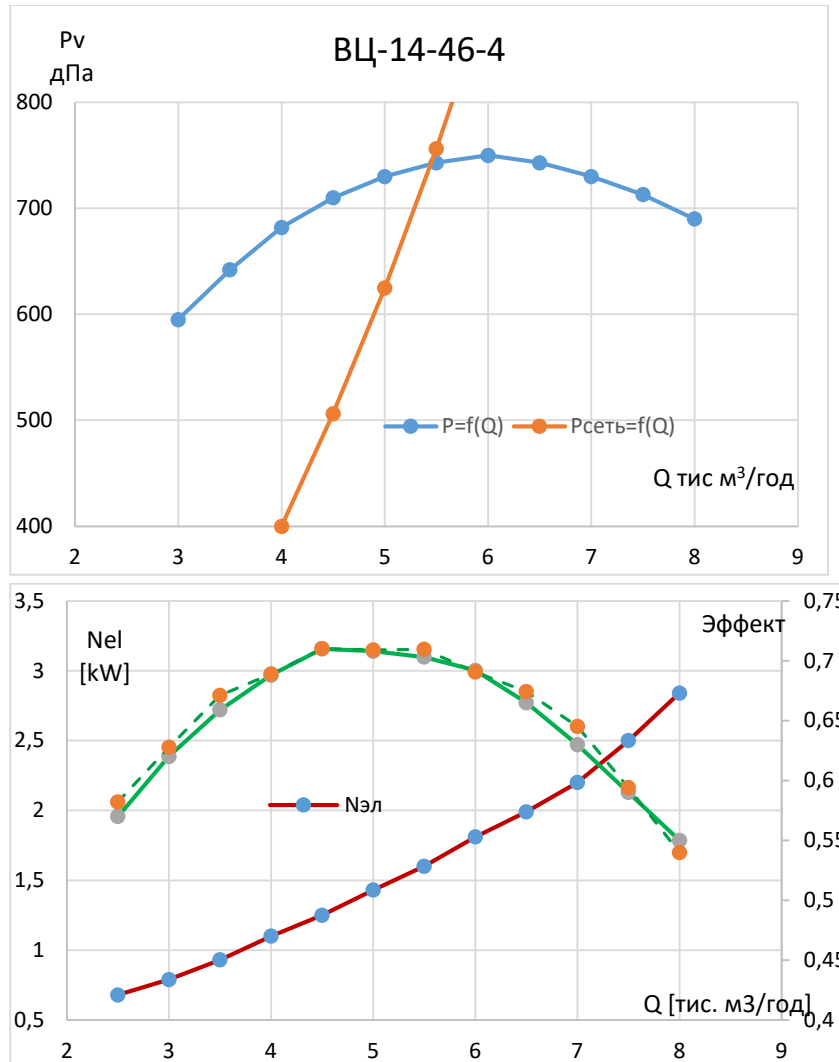


Рисунок 1.5. Аналіз параметрів вентилятора ВЦ-14-46-4.

Енергетичні характеристики на рисунку 2 а добре узгоджуються з енергетичними характеристиками вентиляторів типу ВДн, що робить процес аналізу зміни параметрів уніфікованим і порівняним [21]. Така форма аналізу може дозволити виконувати аналіз варіантів регулювання для різних типів вентиляторів і інших нагнітачів. Аналіз затрат енергії на привід нагнітачів є окремим дослідженням з метою підвищення ефективності енергетичних процесів, які пов'язані з рухом газів і з аналізом сумарних витрат енергії на власні потреби.

Енергетичні характеристики вентиляторів з нормалізованими шкалами дозволяють більш наочно і більш точно представляти параметри вентиляторів, але виникають складнощі при необхідності аналізу зміни витрат потужності при різних варіантах регулювання подачі вентиляторів.

1.3.2. Енергетичні характеристики вентиляторів з загнутими назад лопатками робочого колеса.

Останні 50 років перевага при проектуванні енергетичних об'єктів віддається вентиляторів з загнутими назад лопатками робочого колеса. Це пов'язано з їх властивістю вентиляторів забезпечувати більш високе ККД до значень $\text{ККД} = 86\%$. Однак перевага у створенні більшого ККД нівелюється меншою подачею вентиляторів, що приводить до обмежень потужності, при заміні вентиляторів ВД на більш ефективні ВДн. На рисунку 5 показані енергетичні характеристики вентиляторів із загнутими назад лопатками робочого колеса.

Особливістю вентиляторів ВДн є уявлення сімейства напірних характеристик, що ускладнює аналіз зміни параметрів роботи вентиляторів. Кожна напірна характеристика вентилятора отримана при зміні ступеня відкриття регулятора з напірної сторони, який навіть не встановлюється при експлуатації. Кожна напірна характеристика вентилятора отримана при дискретно зміні ступеня відкриття напрямних апаратів на всасе ($\Delta = 10\%$). Характеристика зміни потужності побудована тільки при максимальному відкритті регулятора на всасе. Такого роду характеристики не можуть використовуватися при виконанні реконструкцій з метою зниження втрат напору в системі.

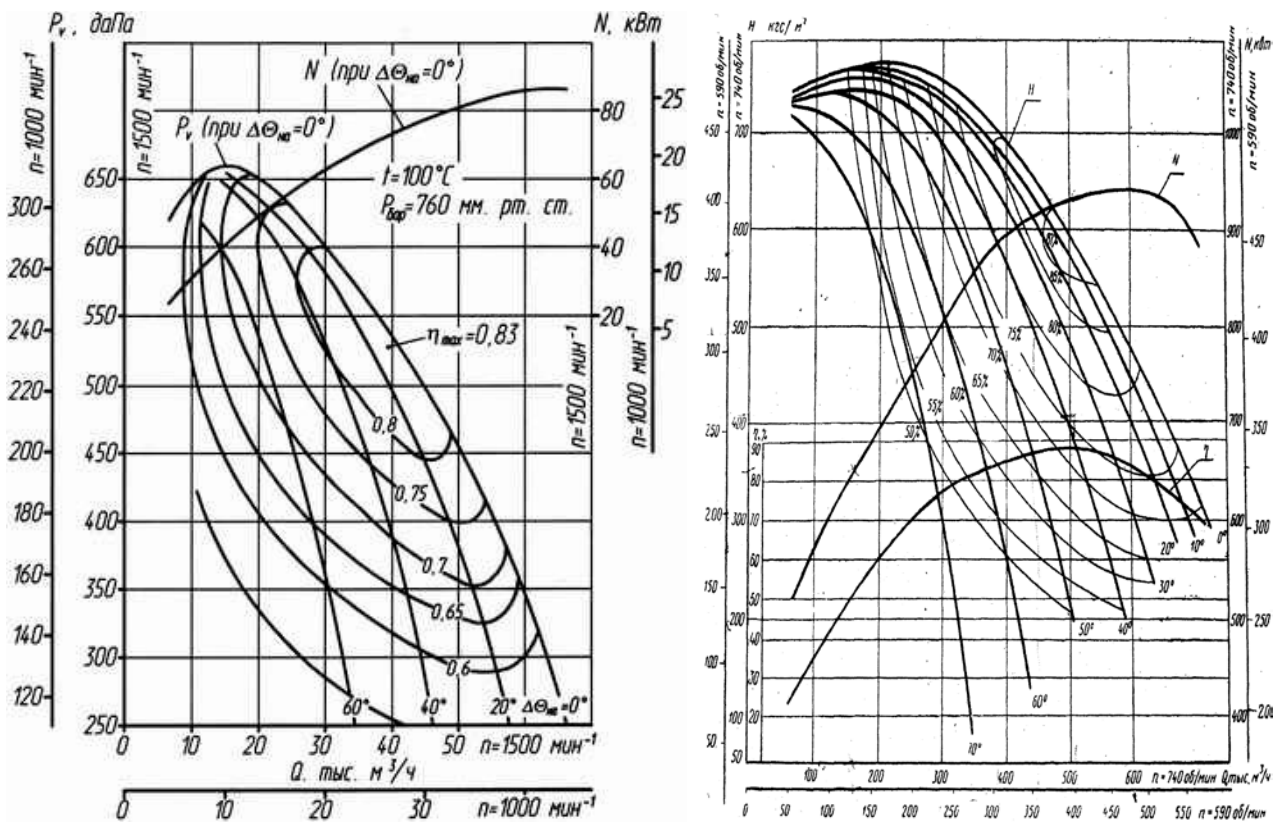


Рисунок 1.6. Енергетичні характеристики вентиляторів ВДн

а – характеристика ВДн-12,5;

б – характеристика ВДн-26

Для вентиляторів великих розмірів ВДн-19 і більше (с діаметром робочого колеса $d_2 > 1,9$ м) показують семейство всіх характеристик потужності $N_{ел} = f(Q)$ згідно сімейству напірних характеристик для дискретного відкриття ($\Delta = 10\%$) напрямних апаратів у вхідних ділянках вентиляторів. На рисунку 1.7 наведено енергетичні характеристики двохсторонніх ієнтиляторів ВДн-25/2, які викорисовуються на парогазових енергоблоках ПГУ-250.

При двох швидкостях обертання робочого колеса $n_1 = 745$ об/хв і швидкості обертанні $n_2 = 980$ об/хв. Побудова характеристики мережі до та піля реконструкції дуттьових трактів дає змогу будувати також зміну характеристик потужності приводу вентилятора.

Характеристики вентиляторів і димососів з сімейством як напірних, так і потужних характеристик дає можливість аналізувати і обґрунтовувати доцільність виконання реконструкцій з метою підвищення подачі або продуктивності нагнітачів за рахунок зниження опорів аеросистеми. На рисунку 1.7 в області напірних характеристик нанесена область зони оптимальних

параметрів роботи нагнітачів. Можна відзначити, що зона оптимальних параметрів не виправдано обмежена областю оптимальних значень ККД вентилятора. Так, як при подачі правіше цієї зони, характеристики потужності мають тенденцію до зниження реальних витрат енергії на привід.

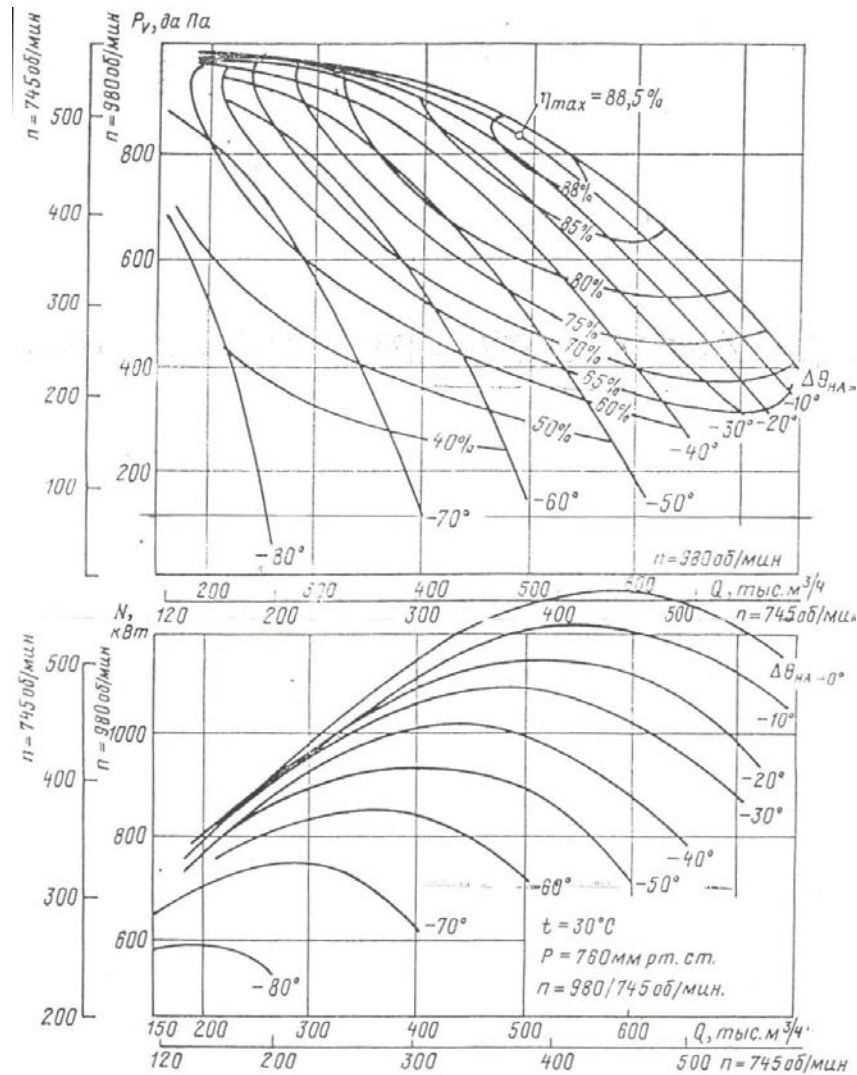


Рисунок. 1.7 Енергетичні характеристики вентилятора ВДн-25/2

Напрошується аналіз на основі розрахунку питомих хатрат енергії щодо подачі нагнітачів. Можна зазначити, що для вентиляторів і димососів з назад загнутими лопатками, область оптимальних параметрів роботі нагнітачів аеросистем знаходиться праворучь точки максимальних значень ККД во всему діапазоні подачі нагнітачів.

1.3.3. Зведені характеристики для вибору нагнітачів

В даний час при проектуванні обладнання проточні частини вибираються з каталогів або гідравлічних довідників. Існуючі методи вдосконалення проточних частин часто використовують струмені напрямлені пластини, які повинні зменшувати вплив вихрових зон.

Для наочності вибору ТДМ за існуючими правилами проектування розроблені кілька способів подання характеристик нагнітачів [22, 23]. Найбільш повно енергетичні параметри нагнітачів представляють індивідуальні розмірні характеристики вентиляторів і димососів. Однак для попереднього аналізу і вибору ТДМ розроблені зведені графіки, на яких показані робочі ділянки напірних характеристик нагнітачів при необхідних значеннях ККД (рисунок 1.8). Використовуючи зведений графік легко вибирати вентилятор по швидкості обертання електродвигуна n і розмірами робочого колеса D_2 , який вказується в марці вентилятора в дециметрах.

Для аналізу варіантів вибору вентиляторів на зведеному графіку нами додатково побудована характеристика мережі $P_{мер} = f(Q)$ дуттєвого тракту, яка розрахована за формулою для $P_{мер}$. $\Delta P = (\sum \zeta + \sum \lambda l/d) k V^2 = R Q^2$ і робоча точка A_0 відповідає реальним величинам опорів дуттєвих трактів котлів КВГМ-50. Тобто, побудова робочої точки аеросистемі на зведеному графіку поліпшує процедуру вибору нагнітача.

За першим варіантом заміна вентилятора ВДн-15 на більший ВДн-17 дозволить збільшити подачу до робочої точки В1, в якій подача вентилятора складе $Q \approx 52$ тис.м³/ год. Збільшення подачі є недостатньою для номінальної потужності котла (див. Таблиця 1). Крім того, збільшення розмірів вентилятора призведе до підвищення витрат електричної енергії на привід. Досвід експлуатації довів, що крупні нагнітачі мають високий рівень шуму та вібрації.

Але такий вентилятор у реальній мережі дуттєвого тракту котла транспортує лише 40 тис. м³/год, що призводить до обмежень потужності котлів КВГМ-50 на 15 – 25% у порівнянні з розрахунковими даними

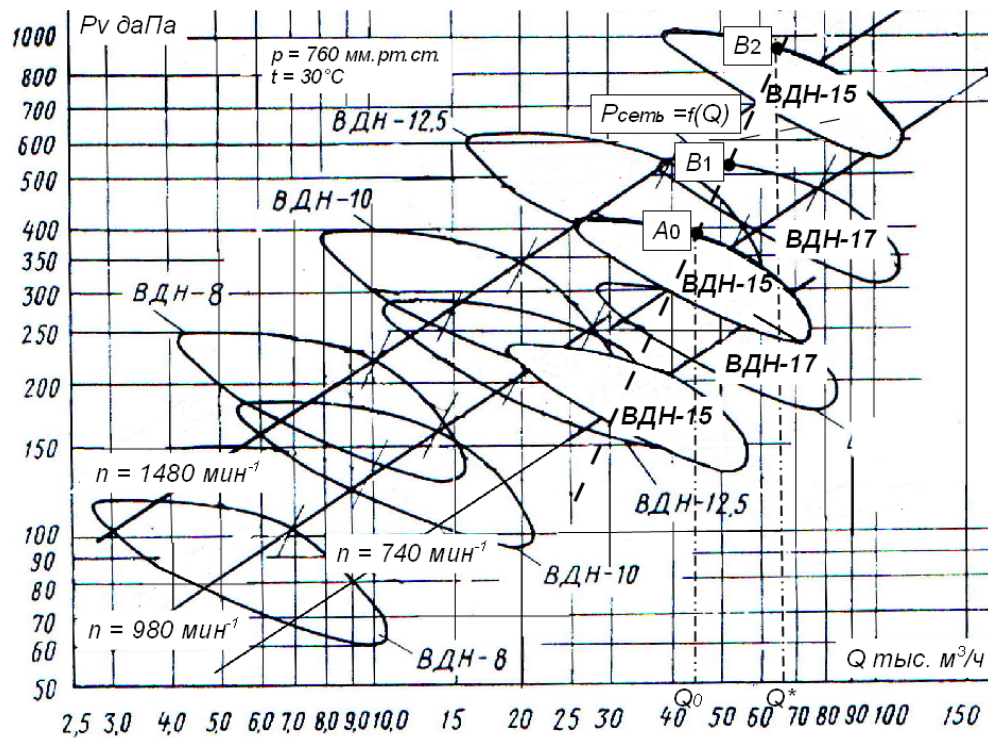


Рисунок 1.8. Зведений графік рекомендованих параметрів роботи вентиляторів марки ВДН

Таблиця 1. Рекомендовані параметри вентиляторів для котлів КВГМ.

Марка котла	Подача Q^* тис. [м³/год]	Марка вентилятора	Потужність $N_{\text{эл}}$, [кВт]
КВГМ-50	64,3	ВДН-15	75,0

1.4. Візуальні дослідження потоків з метою зниження опорів

Аеродинамічні обладнання: такі як вентилятори і димососи, а також колектори і інші елементи аеросистем має високі значення опорів. Недосконалість (нерідко навіть примітивність) проточних частин, які виконуються тільки виходячи з простоти технології виготовлення, часто є причиною обмежень потужності енергетичекого технологій. Головна причина перерахованих проблем пов'язана з тим, що рідини і гази оптично прозорі, тому структура при їх русі недоступна для вивчення. Аеродинамічні довідники, які використовують при проектуванні аеросистем, невинуватно «узаконили» не

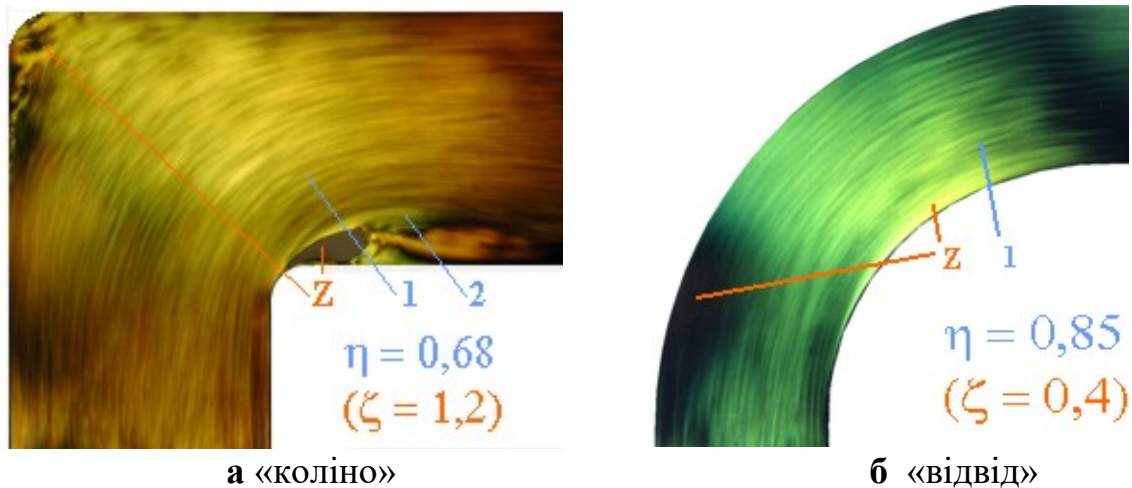
тільки модель оптимізації АС за величиною максимальних значень ККД нагнітачів, але також технологічно прості, але геометрично примітивні, проточні частини поворотів, напрямних апаратів та відповідно високих значень їх аеродинамічних опорів.

В дисертаційній роботі для оптимізації параметрів роботи аеросистем використовувався метод візуалізації закономірностей структури потоків МВДСП [24, 25]. Виявлення структури потоків при проектуванні, або реконструкції проточних частин дозволяє розробляти обладнання з поліпшеними енергетическімі і іншими характеристиками.

1.4.1. Удосконалення проточних частин обладнання аеросистеми

Методику застосування МВЗСП можна навести на прикладі розробки оптимальної проточної частини повороту потоку на 90° . Приклад модернізації ілюструються результатами візуалізації структури потоків в характерному перетені повороту. На рисунку 1.9 представлено зображення гідродинамічної структури в повороті потоку «коліно» та «відвід».

Візуальна картина характеризує поле миттєвих значень гідродинамічних параметрів (швидкості або тиску) виходячи з величин оптичної щільності (інтенсивності білого або сірого) в кожній точці потоку. Тобто при розшифровці поля миттєвих значень швидкостей "світлі області" характеризують позитивні градієнти швидкості в даній точці, "темні області" - негативні градієнти швидкості, а отримані зображення дозволяють судити про характер зміни швидкості в кожній точці потоку.

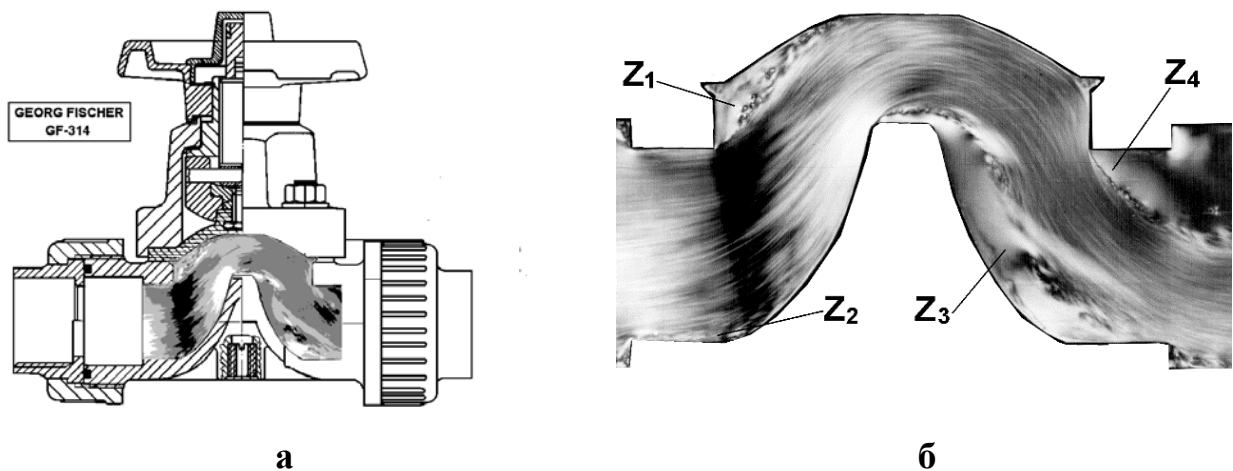


а «коліно»

б «відвід»

Рисунок 1.9 Структура потоків в повороті на 90°

Вентилі є важливою складовою гідравлічних систем. На рисунку 1.10 наведено креслення, а також зображення структури потоку в його проточній частини вентиля Georg Fischer. Зони відриву потоку Z_i , в яких виникають суттєві втрати енергії формують гідравлічний опір вентиля $\zeta = 1,6$.



а

б

Рисунок 1.10 Структура потоку у вентилі.°

Модернізація вентиля з використанням МВЗСП, завдяки врахуванню закономірностей організації структури потоку в його проточній частини, дає можливість знизити його гідравлічний опір до $\zeta = 0,11$. Однак величини опорів можна розглядати як показник ефективності вентиля. Відсутність показника ефективності динамічних процесів у нормалізованому виді негативно відбивається на розробці заходів, спрямованих на збільшення продуктивності технологій і відповідно рішення проблеми обмежень потужності котлів

1.4.2. Удосконалення проточних частин нагнітачів

Важливим прикладом вдосконалення динамічних процесів є результати реконструкції відцентрового компресора (нагнітача) DA-210 фірми H.Cegielski-Rozan. Повітродувки фірми НСР володіють хорошими габаритними характеристиками завдяки високим обертам робочого колеса [26, 27], однак, через високі швидкостей мають високі значення втрат тиску.

Візуальна діагностика проточної частини компресора DA-210 дозволила розробити два зміни: видалення дисипативних ділянок у вхідній частині колектора (1 зміна); заміна дисипативних ділянок каналізації на спеціальні вставки-вигини (2 зміна).

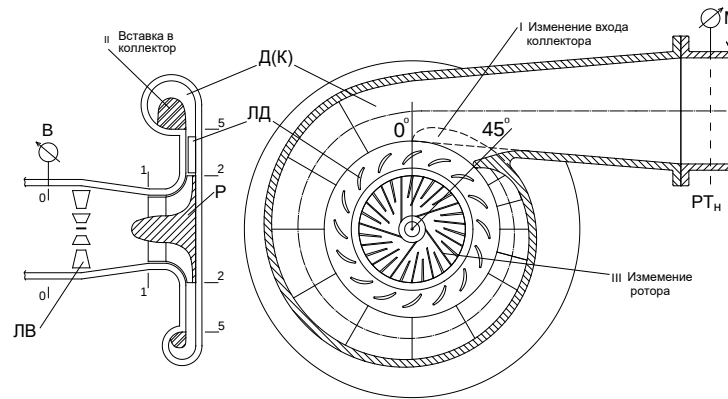


Рисунок 1.11. Креслення реконструкції нагнітача повітродувки DA-210.

Усунення зон відриву від стін і вирівнювання розподілу швидкостей в проточній частині дозволило істотно зменшити опір і відповідно втрати тиску в повітродувки. Додатковим і важливим результатом реконструкції була зміна енергетичних характеристик. Результати випробувань на стендах НСР показали збільшення ККД компресора більше 3%, напірні характеристики привели до збільшення продуктивності, а характеристики потужності зі збільшенням подачі показали зменшення питомих витрат потужності на привід (рисунок 1.12 б). Таким чином, вдосконалення проточних частин нагнітачів дозволяє збільшувати їх продуктивність з одночасним зниженням витрат енергії на привід.

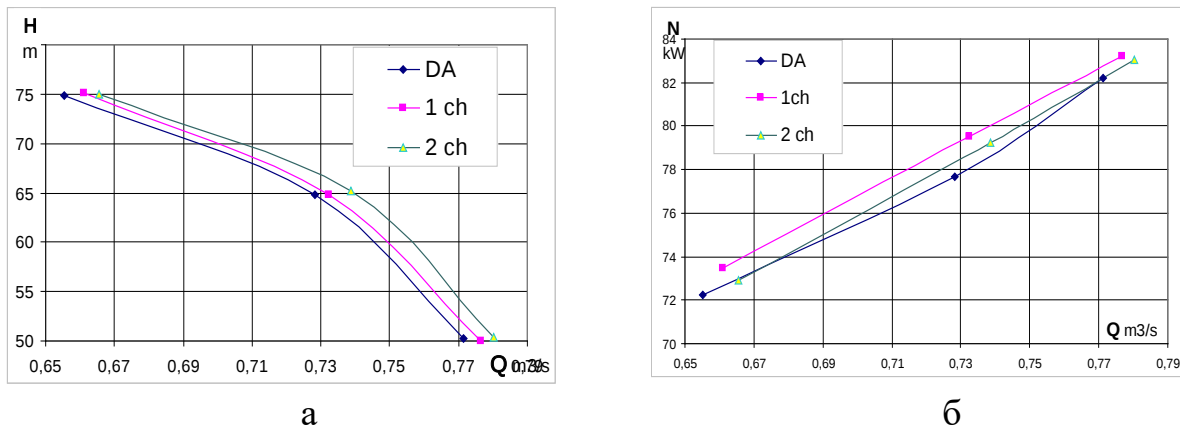


Рисунок 1.12 Енергетичні характеристики ДА-210 до і після реконструкції

1.5 Візуальні дослідження потоків з метою зниження опорів

Масовий характер обмежень потужності енергетичного обладнання можна розцінювати як кризу уявлень про енергетичні процеси, тому що, невідповідність розрахункових даних при проектуванні реальним показникам енергетичних технологій говорить про проблеми моделей і методів розрахунку динамічних систем. Якість або ефективність різного роду технологій визначається рівнем розвитку уявлень про природні явища. Сьогодні якість наших уявлень визначається досконалістю моделей, які формують наукові уявлення про природні явища. Домінуючою аксіомою науки є вислів Д.І. Менделєєва «Наука починається ... з тих пір, як починають вимірювати; точна наука немислима без міри». Тобто вимірювання визначають якість уявлення міри ... Початок формування однаковості системи заходів вжито в 1791 році Французьким національним зборами. Наукове оформлення системи одиниць введено у 1832 р. К. Гауссом, і вже в 1875 році на міжурядовій конференції було створено «міжнародне бюро мір і ваги». Можна навести ще один вислів Д. І. Менделєєва «У природі міра і вага суть головні знаряддя пізнання». Краще використовувати вираз «інструменти пізнання», так як людині потрібно вчитися у природи, а не брати у неї вже існуючі явища. Довгий час розвиток науки формувалося не навколо ваги, а навколо метра - заходи розміру, який став основою «метричної системи одиниць». Сьогодні фундаментом науки є

«Міжнародна система вимірювань SI», в якій визначено три основні величини: довжина L ; маса M ; час T , але кількість параметрів постійно розширюється.

Більше століття розвиток науки формувалася навколо систематизації системи заходів. Однак, формування систематизації ді Бартіні та інших вчених зупинилася на визнання відомих параметрів, мірою їх уявлення і формул, які використовуються у вивченні природних явищ [28, 29]. У сучасній фізиці сформовані групи і підгрупи законів, які умовно поділяють за родом проявів. У кожній групі розроблені формули з параметрами. Багато параметри прийнято позначати іменними знаками і розмірностями, які можна вимірювати або розраховувати. У формулах часто використовуються константи або коефіцієнти пропорційності, які встановлюють взаємозв'язок між основними параметрами окремих груп енергетичних проявів. Особливим коефіцієнтом пропорційності є величини опорів в гідро і аеродинаміці, теплообміні, електриці, та інших природних явищ.

Відома багаторівнева система фізичних величин Безсонова Е.А [30 – 32], який намагається класифікувати фізичні параметри для створення логічної системи фізичних величин на основі міжнародних одиниць СІ по групах (рисунок 1.13а): I - механічні та просторово-часові; II - фізико-хімічні, теплофізичні і температурні; III - світлові, акустичні, іонізуючі і ядерні; IV- електричні і магнітні величини. Параметри і значень фізичних одиниць розташовані в тривимірній або багатовимірній системі координат - на осі X: кілограм (M), метр (L); на осі Y: ампер (A), секунда (T); на осі Z: моль (N), кельвін (K) і ін.

З 2005 року Микола Александров розробляє Матричне подання міжнародної системи одиниць СІ [33] (рисунок 1.13 б). На думку автора, наочність матричного представлення параметрів може дозволити впорядкувати структуру, властивості і можливості уніфікації фізичних параметрів, їх одиниць виміру, геометричне уявлення фізичних законів і основних рівнянь фізики для пошуку нових рівнянь і відносин між величинами, а також і нових понять у фізиці.

Е.А. Бессонов

Многоуровневая система физических величин

СИ

h (IV)
Постоянная Планка

Подгруппа

а. багаторівнева система фізичних величин СІ Е.А.Бессонова

Ново представяне на Международната система единици (NSI)
Геометрично представяне на физичните закони

Н. Александров 2005
Всички права запазени

Пример за геометрично представяне на физичен закон:
 $P = mV$

Гравитационно пространство

Пример за геометрично представяне на уравнението на Айнщайн:
 $E = mc^2 = \rho V$

Пример за геометрично представяне на уравнението $U = IR$:
 $P = UI = RI^2$

Пример за геометрично представяне на уравнението $U = IR$:
 $P = UI = RI^2$

б. матричне подання міжнародної системи одиниць СІ Александрова Н

Рисунок 1.13 Систематизація параметрів і одиниць вимірювання

Складнощі при створенні логічних систем виникають при використанні різних систем вимірювання МКС, СГС, МКГСС і ін. Систематизація корисна, тому що полегшують пошук необхідних фізичних величин в зайнятих осередках таблиці, а порожні клітинки чекають нових досліджень для заповнення її новими фізичними параметрами і величинами, поки ще не відкритими наукою [32].

Спроби вчених класифікувати і систематизувати значну кількість параметрів в моделі природних явищ поки не принесли бажаного результату. Пропоновані системи класифікації параметрів виявляються або занадто складними для розуміння, або область їх застосування по відношенню до великої кількості параметрів вельми обмежені.

Як виняток можна виділити широко використовувану систему класифікації - таблицю періодичного закону хімічних елементів Д.І. Менделєєва, хоча в ній багато інформації відноситься до фізичних параметрів елементів. А також, особливе значення в розвитку науки має уніфікація одиниць вимірювання потужності Ватт для різних видів енергії, яка дозволила сформулювати і широко використовувати закон збереження енергії [34, 35].

Користь таблиці Менделєєва для розвитку науки важко переоцінити. Вона може бути прикладом систематизації природи і її проявів і пошуку моделей наочних уявлень різного роду процесів і пошуку можливих класифікацій. Також,

можна припустити, що приклад уніфікації одиниць потужності [Ватт] для різних видів енергії може послужити початком пошуку подальших прикладів уніфікації і відповідно класифікації різних енергетичних параметрів для різних видів енергії.

1.6 Висновки. Постановка задачі дослідження

Існуючі методи представлення та оптимізації параметрів роботи аеродинамічних систем мають протиріччя. Діапазон оптимальних параметрів АС исходячи з максимального значення ККД нагнітачів має вузький діапазон в поле напірних характеристик і таким чином обмежує можливість підвищення продуктивності аеродинамічних систем. Заміна нагнітачів на більш потужні забезпечує збільшення подачі для усунення обмежень потужності котлів зі збереженням високих значень ККД нагнітачів, проте витрати потужності на роботу нагнітачів ростуть непропорційно, що є перешкодою вирішення проблеми обмежень потужності котлів.

Таким чином, виявлено протиріччя між потребою підвищення вимог задля енергозбереження АС, що проектується, з одного боку, і невідповідністю існуючих методів розрахунку ефективності нагнітачів без урахування якості проектних рішень щодо проектування АС та їх окремих елементів. Тому розв'язання цього протиріччя є актуальною науково-технічною задачею в теплоенергетиці. Метою роботи є: розробка моделі представлення АС, та методів розрахунку і побудови характеристик аеросистеми та її елементів, які сприяють правильному відображенню параметрів роботи АС із забезпеченням чіткого розмежування параметрів нагнітача і окремих ділянок мережі з урахуванням зміни параметрів окремих ділянок і системної оцінки ефективності при зміні параметрів будь-яких елементів системи.

Для досягнення мети в дисертаційній роботі розв'язані наступні задачі:

- проаналізовано існуючі моделі представлення параметрів аеросистем та методи їх розрахунку, а також визначення коефіцієнтів, які

характеризують ефективність процесів для вибору обладнання та режимів його роботи при проектуванні або реконструкції тягодуттьових трактів котлів;

- розроблено модель гідросистем на основі енергетичних параметрів повний напір «Н-модель», для побудови якої використовують дві експериментальні та розрахункові напірні характеристики;

- розроблено методи розрахунку системної ефективності аеросистем, та ефективності динамічних процесів.

- розроблено «Р-модель» представлення параметрів роботи аеросистем на основі тільки розрахункових пьезопараметрів аеросистем, які повинні співпадати з реальними показниками вимірювальних пьезоприладів;

- наведено приклади використання запропонованих моделей та методів для обґрунтування результатів реконструкції з метою усунення обмежень потужності котлів.

Для підвищення продуктивності ГС і АС і вирішення проблеми обмежень потужності котлів по дуттю і тязі розроблена нова концепція підвищення продуктивності і системної ефективності тягодуттьових трактів і механізмів за рахунок оптимізації або коригування геометрії проточних частин відповідно до результатів візуальної діагностики структури потоків. Нова концепція розрахунку динамічних процесів в аеродинамічних і гідравлічних системах потребує аналізу і перегляду показників ефективності як основного, так і допоміжного обладнання.

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЬ ПРЕДСТАВЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ АЭРОСИСТЕМ НА ОСНОВІ
ПОКАЗНИКА «ПОВНИЙ НАПІР»

У другому розділі дисертаційної роботи виконано аналіз відомих методів розрахунку параметрів гідро і аэросистем і методів їх розрахунку. Головною метою роботи є вирішення проблеми обмежень потужності котельних установок по тязі або дуттю. Основною причиною проблеми обмежень потужності є невідповідність параметрів роботи аэросистем в період експлуатації показникам, які прогнозуються в період проектування і розрахунку. Масовий характер обмежень потужності динамічних систем свідчать про неточності в моделях представлення параметрів і відповідно помилки в методах розрахунку енергетичних показників[7, 9, 36].

Гідравлічні (ГС) і аэросистемы (АС) багато в чому подібні, проте основу моделей представлення динамічних параметрів складають схеми насосних установок, в яких особливості подання параметрів базуються на тому, що насоси або вентилятори є основним обладнанням. Ще кілька десятиліть тому гідросистеми називали – «насосна установка» (рисунок 2.1), А в США і сьогодні розглядаються проблеми «вентиляційних систем» [10 – 14].

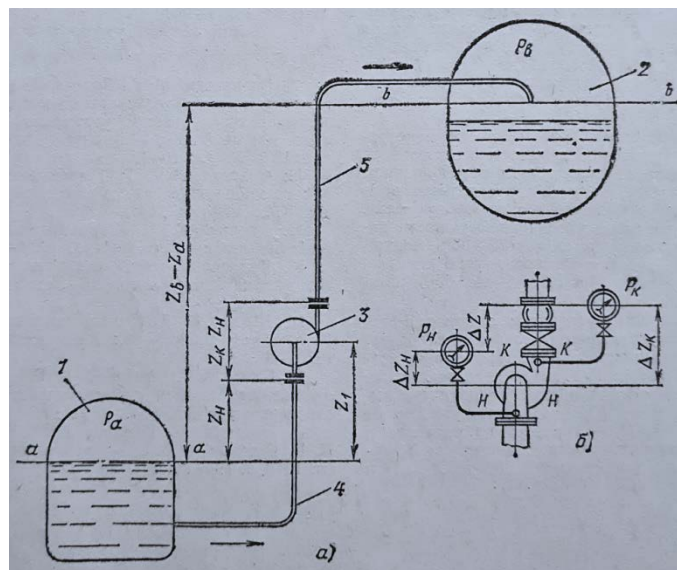


Рисунок 2.1 Насосна установка (а – принципальна схема насосної установки; б – схема установки вимірювальних приладів)

Модель представлення роботи динамічних систем формується на основі випробувань нагнітачів - основного обладнання систем і відповідно отримання енергетичних характеристик нагнітачів. В першому розділі показало, що діапазон продуктивності вентиляторів або димососів в два і більше разів перевищує величину подачі нагнітачів в точці максимальних значень їх ККД. Тобто, діапазон подачі нагнітачів дозволяє істотно збільшувати продуктивність аэросистем. Така можливість є актуальною з огляду на наявність проблем обмежень потужності котлів по тязі або дуттю.

Аналіз причин невідповідності параметрів роботи аэросистем розрахункових показників в період проектування котельних установок показав, що енергетичні характеристики нагнітачів отримують на основі результатів випробувань на експериментальних стендах. Однак, параметри роботи нагнітачів в реальних умовах експлуатації не завжди збігаються з умовами організації їх роботи на стендах. Характеристики, побудовані на основі експерименту важко приводити у відповідність з реальними умовами експлуатації. Це може бути однією з основних причин невідповідності розрахункових і реальних параметрів аэросистем. Тому, для розробки моделі графічного представлення параметрів роботи аэросистем доцільно використовувати формули розрахунку напірних характеристик нагнітачів на основі результатів експериментальних випробувань.

Для пошуку рішень проблем невідповідності розрахунку параметрів з реальними показниками роботи можна припустити неточності моделей представлення і методів розрахунку параметрів. Тобто, спочатку виконуються випробування нагнітачів. На основі даних випробувань розраховуються показники повних напорів в різних перетинах систем: з напірної сторони нагнітачів і у вхідних ділянках. Далі розраховуються характеристики нагнітачів і будуються графіки поля параметрів. Тому така методика побудови енергетичних характеристик нагнітачів може називатися «Графо-аналітична модель» з використанням параметрів повних напорів H або « H -модель»

гідравлічних або аеродинамічних систем, де основою є експериментальні параметри нагнітачів.

2.1. Методика розрахунку напірних характеристик нагнітачів

Основою для проектування аэросистем є енергетичні характеристики нагнітачів: дуттьових вентиляторів, димососів, компресорів, які представляють в першу чергу напірні характеристики: залежність подачі Q нагнітачів від величини повного напору нагнітачів $P_V = f(Q)$. Показник повний напір H розроблявся в період створення систем відкачування води з шахт і тому логічно використовується в гідравлічних системах з насосами з позначенням H і пріоритетною одиницею виміру - метри водяного стовпа [м.в.ст] або [м.Н₂O] [36]. Показник повного напору в першу чергу використовується в системах з нестисливими середовищами. Щільність води відрізняється від щільності повітря приблизно в 800 -1000 разів, тому в літературі показники повних напорів вентиляторів і насосів мають різні позначення і одиниці вимірювання. Спроби введення величин вимірювання Паскаль призводить до складнощів, тому для енергетичним вентиляторів і димососів частіше використовують величини вимірювання кратні міліметрам водяного стовпа або дека Паскалі - P_V [даПа] [37]. При схожості процесів в гідро і аеросистемах необхідно аналізувати суттєві відмінності їх роботи. Важливим акцентом запропонованого дослідження є аналіз явної відмінності АС від ГС. Якщо в ГС вдосконалення і оптимізація параметрів при проектуванні виконується в зоні тиску, а зона розрядження через небезпеку виникнення кавітації має мінімальні розміри і кількість обладнання, а параметри незначні в порівнянні з зоною тиску. То, в АС проблеми кавітації немає, тому пріоритетом при проектуванні може розглядатися розташування обладнання мережі в зоні розрядження. Тому, крім дуттьових систем з вентиляторами, де розвинена зона тиску, широко використовуються тягові системи з димососами, (мало чим відрізняються конструктивно від вентиляторів), в яких велику частину устаткування розташовують в зоні

розрядження. При проектуванні АС використовується графо-аналітична модель представлення параметрів роботи основного і допоміжного устаткування.

Головним або основним обладнанням ГС і АС вважаються нагнітачі: для ГС тільки насоси; для АС - вентилятори, компресори, димососи, які забезпечують стиснення і транспортування потоків. При аналізі моделей ГС і АС можна виділити дві проблеми: сьогодні оптимізація параметрів при проектуванні ГС і АС виконується тільки на підставі показника ККД нагнітача; до цих пір вважається, що характеристики нагнітачів не зручні для розрахунку, тому, для отримання характеристик проводять стендові випробування.

Проблема обмежень потужності котлів по тязі і дуттю не пов'язана з фізичним або моральним зносом тягодуттьових механізмів (ТДМ). Для вирішення цієї проблеми виконано аналіз методики вибору ТДМ і способу проектування тягодуттьових трактів. Неоднозначність методики вибору ТДМ можна відзначити на прикладі рекомендацій з використання дуттьових вентиляторів марки ВДН в типових проектах котлів [39? 39].

Таблиця 2.1. Рекомендовані параметри вентиляторів для котлів КВГМ

	Подача Q^* тыс. [м ³ /г]	Марка вентилятора	Потужність $N_{эл}$, [кВт]
КВГМ-6,5	8,7	ВДН-10	10,7
КВГМ-10	13,3	ВДН-10	10,7
КВГМ-20	26,8	ВДН-12,5	40,0
КВГМ-30	40,1	ВДН-15	75,0
КВГМ-50	64,3	ВДН-15	75,0

З наведених даних таблиці 2.1 видно, що один розмір вентилятора ВДН-15 з електродвигуном однакової потужності $N_{эл} = 75\text{кВт}$ рекомендований для подачі повітря в котли, потужність яких відрізняється більш ніж в 1,5 рази: КВГМ-30 і КВГМ-50. Така ж ситуація з котлами КВГМ-6,5 і КВГМ-10, що підтверджує неоднозначність методики вибору ТДМ.

Проектування АС виконують на основі експериментально отриманих енергетичних характеристик нагнітачів: напірні характеристики вентилятора $P_{Вент} = f(Q)$; характеристики витрат потужності вентилятора $N_{ел} = f(Q)$ і характеристики $ККД = f(Q)$ [40]. Саме в полі напірних характеристик нагнітачів проектувальник АС будує напірні характеристики мережі $P_{мережа} = f(Q)$ і виконує оптимізацію за максимальним значенням $ККД$ нагнітача. Таким чином, ключову роль в проектуванні АС мають напірні характеристики нагнітачів. Застаріле уявлення процесів АС є причиною дуже важливої проблеми: істотної невідповідності реальної подачі або продуктивності АС в порівнянні з розрахунковими або проектними значеннями. Наочними прикладами світового значення проблеми невідповідності реальної подачі в АС в порівнянні з розрахунковими є рекомендації департаменту енергетики США «Improving Fan System Performance: a sourcebook for industry» або «Підвищення продуктивності вентиляційних систем», де проблему невідповідності пояснюють, як «системний ефект» [11, 41]. В Україні більшість котлів систем тепlopостачання мають теплову потужність на 15 - 50% меншу, ніж заявлено в паспортній документації через «обмеження потужності» по дуттю або тязі [42].

2.1.1 Графо-аналітична «Н-модель» гідросистем на основі показників повних напорів

Для аналізу особливостей аэросистем необхідно досліджувати методику подання параметрів як в аэро так і в гідросистемах. Однією зі складностей методичного уявлення процесів в АС є використання показника «повний напір». Повний напір розраховують в заданому перетині системи як суму трьох складових параметрів рідин або газів в формі рівняння Бернуллі []. Показник «повний напір» вентилятора запозичений з моделей гідросистем з насосами і розраховується за величинами повних напорів після H_2 і перед H_1 насосом.

$$H_{нас} = H_2 - H_1 \quad (2.1)$$

$$= (z_2 + p_2/\rho g + V_2^2/2g) - (z_1 + (-p_1/\rho g) + V_1^2/2g)$$

Аналіз формули 2.1 дозволяє представити схему структури розташування обладнання і представлення параметрів, одержуваних при випробуванні нагнітачів на експериментальних стендах [].

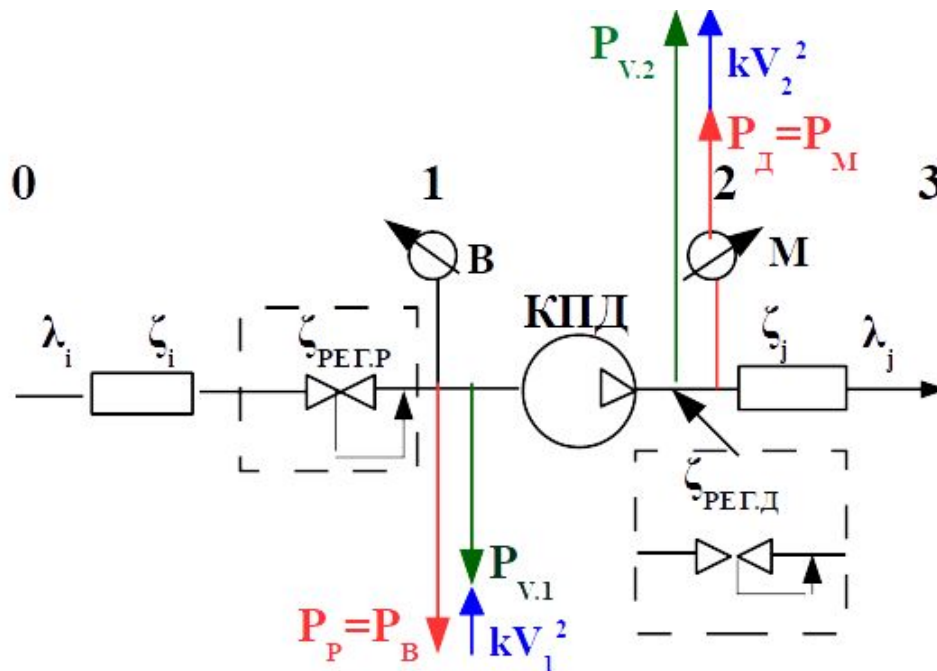


Рисунок 2.2 – Графо-аналітична модель представлення параметрів ГС.

Повний напір вентилятора $P_{V.Вент}$ визначається на основі локальних показників «повний напір P_{Vi} » в двох перетинах: до і після нагнітача. Величини повних напорів розраховується для перетинів, де виконується вимірювання показників пьезо величин (манометр вимірює тиск після насоса, вакуумметр вимірює розрядження перед насосом). Модель розрахунку повного напору насоса можна умовно назвати «Н-модель» функціонального представлення параметрів як в гідравлічних, так і в аеродинамічних системах.

2.1.2 Розрахунково - графічна модель представлення АС з прогнозуванням даних вимірювань пьезо параметрів

У статті запропонована нова методика оптимізації АС, яка передбачає вдосконалення проточних частин в першу чергу технологічного обладнання та його окремих елементів або зниження втрат тиску в мережі $\Sigma P_{сеть}$. Нова методика передбачає спочатку розрахунок і оптимізацію енергетичних характеристик всіх елементів динамічної системи з можливістю оптимізації всієї

системи в цілому, а не тільки головного елементу - нагнітача. Розрахунок і різні варіанти оптимізації параметрів необхідно оформляти адекватним графічним представленням параметрів АС, які повинні однозначно відповідати показаннями вимірювальних приладів. Запропонована модель повинна також представляти параметри роботи нагнітачів. Основою для розробки характеристик нагнітачів можуть бути дані численних довідників і каталоги з енергетичними характеристиками нагнітачів.

В АС з вентиляторами показник повного напору P_{V1} подібний, розрахованим за формулою 1. Однак, через меншу щільність газів значеннями висоти z_i установки обладнання або приладів можна не враховувати. Так як в АС використовуються стискувані середовища (повітря, гази), одиницями вимірювання складових повного напору є [даПа] тоді вираз повного напору для АС матиме вигляд.

$$P_{v.vent} = P_{v2} - P_{v1} = (P_2 + \rho V_2^2/2) - ((-P_1) + \rho V_1^2/2) \quad (2.2)$$

З метою врахування специфіки роботи аеросистем розроблена модель представлення параметрів (рисунок 2.3) з використанням показника повного напору P_v з урахуванням особливостей параметрів роботи системи з точки зору показників приладів: ділянки розрідження і ділянки тиску.

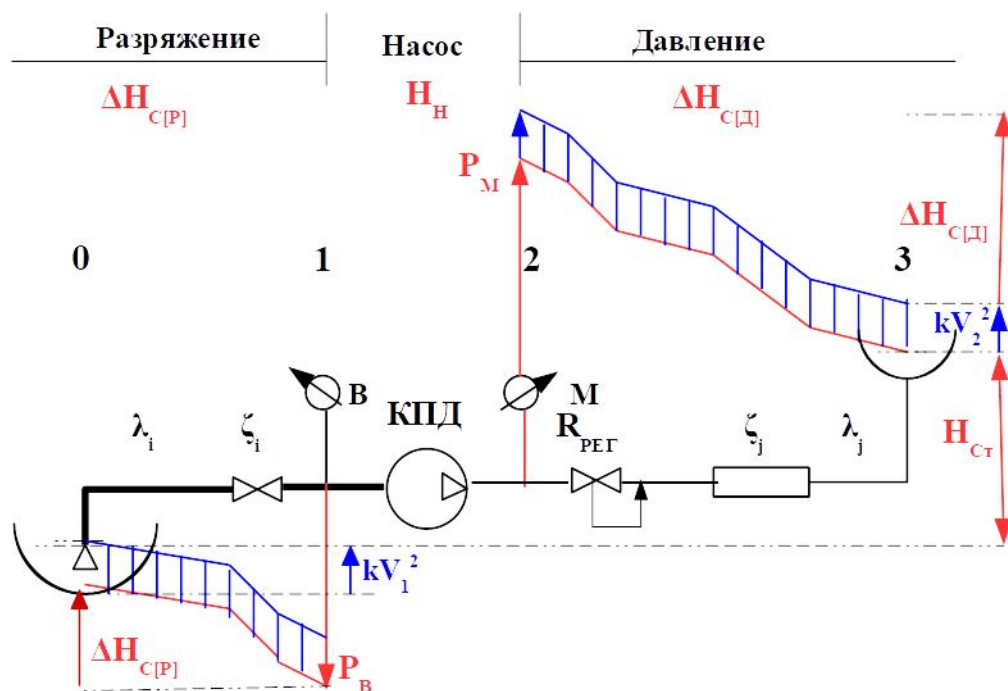


Рисунок. 2.3 – Графо-аналітична модель представлення параметрів АС.

Аналіз складових повного напору в перерізі 1 на рисунку 2.1 і 2.2 та в розрахункових формулах 2.1 і 2.2 показує, що в перерізі, де встановлено вакуумметр, показник повного напору P_{v1} менше значення розрідження P_r (показання вакуумметра). Величина розрідження крім втрат напору вхідної ділянки відображає також величину динамічної складової $\rho V_1^2/2$. Тобто в формулах 2.1 і 2.2 динамічна складова в перерізі установки вакуумметра присутня два рази - один раз в значенні розрідження P_1 і вдруге як розрахункове значення динамічної складової $\rho V_1^2/2$. Для усунення такої методичної помилки розрахунку параметрів можна запропонувати розрахунково - графічну модель АС, що складається тільки з п'єзо параметрів (показання манометра і показання вакуумметра) - першопричини процесів в АС, а динамічна складова повинна входити в показник тиску в перерізі 1.

$$P_{вент} = P_2 - (-P_1) \quad (2.3)$$

Така модель АС більш адекватно представляє параметри як мережі, так і вентилятора, а також повністю відображає потенціали і динамічні процеси в системі. Завдяки використанню тільки п'єзо показань в заданих ділянках системи, модель можна назвати «П'єзо-модель» або «Р-модель» структурного і функціонального представлення аеродинамічних систем (рисунк 2.3). П'єзо модель істотно спрощує представлення і розрахунок першопричини і реальних процесів в АС. Забезпечує наочність результатів проектування і спрощує аналіз відповідності розрахункових даних і реальних параметрів роботи АС в обумовлених місцях установки вимірювальних п'єзо приладів - манометру і вакуумметра.

2.2. Проектування АС на основі параметра – «повний напір» вентилятора.

Дослідження виконуються для вирішення проблеми невідповідності розрахункових показників проектування і реальних показників роботи гідро і аэросистем. Не дивлячись на актуальність цієї теми, проблема мало досліджується, і головна причина, прихована в недосконалостях і помилках

методичного подання параметрів роботи гідро і аеродинамічних систем. Технологічне обладнання АС вважається допоміжним. Воно вибирається і розміщується виходячи з умов монтажу, без використання критеріїв будь-якої енергетичної оптимізації. Оптимізація зводиться до забезпечення максимального значення ККД нагнітачів [44]. Для забезпечення необхідної подачі нагнітачів будується графічна характеристика мережі $P_{\text{мережа}} = f(Q)$, яка представляє втрати напору $P_{\text{мережа}} = \sum \Delta P$ і розраховується на підставі величин опорів $\sum R_i = \sum \zeta_i + \sum l_i/d$ проточних частин обладнання $\Delta P = \sum R_i Q^2$.

Для виявлення причини невідповідностей необхідно детально проаналізувати методику проектування. Проектування як гідро так і аеросистем умовно можна розділити на два етапи:

На першому етапі проектування необхідно розробити компоновку головного і допоміжного обладнання і розрахувати характеристику мережі - залежність втрат напору або тиску при різних величинах подачі. Підсумком 1-го етапу є розрахунок і побудова характеристики мережі - один загальний графік розрахунку втрат напору у всіх елементах АС від початку системи до вакуумметра і від манометра до кінця системи, крім ділянки нагнітача (від вакуумметра до манометра) при різних значення подачі $P_{\text{мережа}} = f(Q)$. Для другого етапу проектування необхідно знати $Q_{\text{розр}} = 1,1 Q_{\text{мах}}$, яка дає відповідь яке необхідно початковий тиск $P_{\text{мережа}}$, яке забезпечить подолання опорів в системі для забезпечення заданої величини подачі (витрати) Q . 2 етап - вибір головного механізму системи. Підсумком другого етапу є аналіз енергетичних характеристик декількох вентиляторів і вибір такого вентилятора, який забезпечить баланс кількох важливих параметрів.

Таким чином, основою або базою проектування є енергетичні характеристики нагнітачів, які представляють першопричину реалізації процесу руху середовищ. Таким чином енергетичні характеристики нагнітачів, які беруться з каталогів, формують пріоритет прийняття рішень оптимізації роботи динамічних систем. За характеристики з каталогів відповідають організації виконуючи випробування нагнітачів для побудови характеристик. Експлуатуючі

організації не ставлять питання поліпшення роботи нагнітачів (в США при виникненні проблем пропонується допомога спеціальних фірм - заміни вентиляторів, для цього створені організації, забезпечують консультації і такого роду заміни. Значимість вибору нагнітачів з максимально високим значенням ККД підкреслюється в спеціально розроблених методиках після проектною оптимізації параметрів роботи аэросистеми з підкресленням важливості цього додаткового етапу проектування енергетичних об'єктів для підвищення «енергетичної незалежності та безпеки США» [11].

Для наочності вибору ТДМ за існуючими правилами проектування розроблені кілька способів подання характеристик нагнітачів [42, 45, 46]. Найбільш повно енергетичні параметри нагнітачів представляють індивідуальні розмірні характеристики вентиляторів і димососів. Однак для попереднього аналізу і вибору ТДМ розроблені зведені графіки, на яких показані робочі ділянки напірних характеристик нагнітачів при необхідних значеннях ККД (Рисунок 4). Використовуючи зведений графік легко вибирати вентилятор по швидкості обертання електродвигуна n і розмірами робочого колеса D_2 , який вказується в марці вентилятора в дециметрах.

«Н-модель» АС буде виконуватися на основі енергетичних характеристик вентилятора ВДн-15 з вихідним діаметрів робочого колеса $D_2 = 1,5$ і швидкістю обертання $n = 980 \text{ об/хв}$. Надалі в якості нагнітача у комплексі механізмів нагнітачів КМПЕ – комплекс механізмів перетворення енергії будемо розглядати вентилятор, так як процеси формування початкового повного напору в димососах і компресорах подібні до процесів у вентиляторах.

З огляду на мали величини щільності середовищ можна знехтувати значеннями рівня розташування пьезо приладів, тоді розрахунковий показник повного напору буде складатися з двох складових: статичної (показання пьезо приладів) і динамічної, розрахованих за значеннями швидкості (для відповідних розрахункових перетинів) або значенням подачі, яка для всіх перерізів можна приймається величиною постійною. Повний напір вентилятора сьогодні розраховується як різниця між повним напором P_{V2} , що розраховується для місця

установки манометра M за вентилятором і повним напором P_{V1} , що розраховується для вакуумметра B . Одиниці виміру показника повного напору вентилятора Па, тому формула розрахунку повного напору має вигляд:

$$P_{V_{вент}} = P_{V2} - P_{V1} = (P_2 + 0,5\rho V_2^2) - ((-P_1) + 0,5\rho V_1^2) \quad (2.4)$$

Характеристики вентилятора дають уявлення про всі імовірні співвідношення параметрів в системі. Такі дані є результатом експерименту на спеціальних експериментальних стендах.

$$P_{V.Вент} = f(Q) \quad (\text{експеримент}) \quad (2.5)$$

$$N_{эл} = f(Q) \quad (\text{експеримент})$$

$$КПД_n = N_{газр} / N_{эл} = \rho g Q H / N_{эл} \quad (\text{розрахунок})$$

Оптимізація параметрів роботи дуттєвих і тягових трактів котлів виконується в полі енергетичних характеристик нагнітачів за величиною показника $ККД$ вентиляторів або димососів. В рамках енергетичних характеристик вентиляторів або димососів виконуються всі графічні побудови для визначення параметрів роботи вентилятора і системи в цілому та здійснюється відповідно оптимізація параметрів.

$$Q_{задано} \Rightarrow PT \rightarrow P_{V.НАС} \equiv \Delta P_{сеть} \rightarrow КПД_{нас} \quad (2.6)$$

$$PT \rightarrow \begin{cases} P_{V.вент} = P_{V.м} - P_{V.в} & (\text{експеримент}) \\ \Delta P_{сеть} = P_{ст} + \Sigma \Delta P_{сеть.1} + \Sigma \Delta P_{сеть.2} & (\text{расчет}) \end{cases}$$

Вентилятор створює тиск P_m , яке вимірюється манометром, і велика частина устаткування розташовується в зоні тиску. Димосос створює розрядження P_p , яке вимірюється вакуумметром, в цьому випадку більша частина обладнання розташовується в зоні розрядження. У дуттєвих системах котлів часто застосовуються тракти, де велика кількість опорів розташована як в зоні тиску, так і в зоні розрядження. Іноді створюється враження, що проектувальник навмисно використовує велику кількість непотрібних опорів для того, щоб один вентилятор забезпечив задану велику подачу, а для забезпечення високого значення $ККД$ цього вентилятора створював великий тиск для подолання невиправданого нагромадження опорів.

2.3 Аналіз параметрів роботи вентилятора в аеродинамічній системі

Проектування багатьох енергетичних об'єктів виконувалася в період масового будівництва ТЕС, систем опалення міст, тому була потрібна швидкість і простота прийняття рішень при проектуванні за укрупненими або уніфікованим параметрам [48]. Розглянемо роботу вентилятора ВДН-15 з електродвигуном з числом оборотів $n=1000$ об/хв, який забезпечує подачу повітря в котел $Q = 42$ тис. $\text{м}^3/\text{год.}$, при значенні ККД = 0,85 вентилятора. При цьому, витрати електроенергії на роботу електродвигуна вентилятора складають $N_{\text{ел}} = 63$ кВт, проте теплова потужність котла при такій кількості повітря буде не достатньою. В рамках графічного представлення енергетичних характеристик можна будувати характеристику мережі для визначення робочої точки, що дає параметри роботи вентилятора. Але цього недостатньо для аналізу оптимальності роботи системи в цілому.

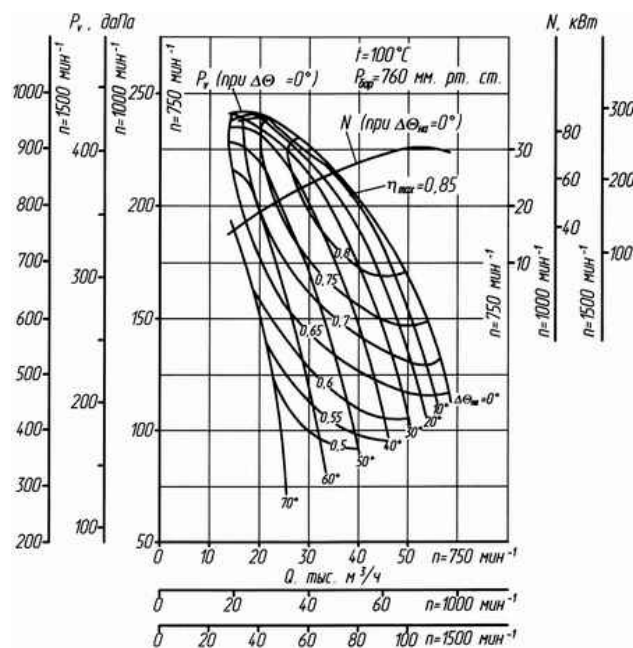


Рисунок 2.4. Енергетичні характеристики вентилятора ВДН-15.

Більш детальне представлення параметрів роботи системи дозволяє аналізувати ефективність співвідношення параметрів роботи вентилятора при різних швидкостях робочого колеса, а також при різних значеннях опору мережі в цілому. Можна зазначити, що параметри точці на 2-й швидкості з мінімальним опором мережі дозволяє подати в котел достатню кількість повітря.

2.4 Аналіз варіантів вибору нагнітачів

Для вибору варіантів реконструкції котла КВГМ виконаємо аналіз параметрів роботи вентилятора ВДн-15 і витрат енергії на його привід використовують формулу перерахунку потужності подібних вентиляторів при зміні основних параметрів [50, 51].

$$N_1 = N_0 \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^5 \frac{\rho_1}{\rho_0} \frac{\eta_0}{\eta_1} \quad (2.7)$$

Аналіз зміни витрат енергії на роботу вентилятора з використанням формули 2.7 показав, що збільшення продуктивності вентилятора за рахунок його заміни на більший, призводить до підвищення витрат на привід пропорційно 5-го ступеня відносини діаметрів робочого колеса. А збільшення продуктивності вентилятора за рахунок підвищення швидкості обертання призводить до збільшення витрат енергії на привід пропорційно 3-го ступеня зростання числа обертів. Тому сьогодні пріоритетним вважається варіант збільшення подачі ТДМ шляхом заміни електродвигуна вентилятора з метою збільшення швидкості його обертання.

На рисунку 2.5 показані енергетичні характеристики димососа ВДн-15, побудовані на основі випробувань на стенді заводу-виробника. Характеристики побудовані таким чином, при незмінній характеристиці мережі $P_{мер} = f(Q)$ (постійному опорі аеродинамічній системи $R_{мережа}$) однозначно показує зміну параметрів роботи димососа або вентилятора при зміні швидкості обертання електродвигуна.

При збільшенні обертів робочого колеса від $n_1 = 1000 \text{ хв}^{-1}$ до $n_2 = 1500 \text{ хв}^{-1}$ подача повітря збільшується з $Q_0 \approx 42 \text{ тис.м}^3/\text{год}$ до величини $Q^* = 62 \text{ тис.м}^3/\text{год}$). ККД вентилятора при подачі Q^* , що забезпечує номінальну потужність котла, залишається незмінним і прийнятно високим $\eta_{\text{вент.А0}} = \eta_{\text{вент.В}} = 0,85$. Однак витрати енергії на привід вентилятора збільшуються з $N_A = 59 \text{ кВт}$ до величини $N_B > 192 \text{ кВт}$, тобто більш ніж в два рази. Таким чином, при збільшенні швидкості

обертання електродвигуна виникає протиріччя між збереженням високого значення ККД вентилятора при значному підвищенні витрат енергії на привід в 3,27 рази для збільшення подачі повітря в котел лише в 1,48 рази.

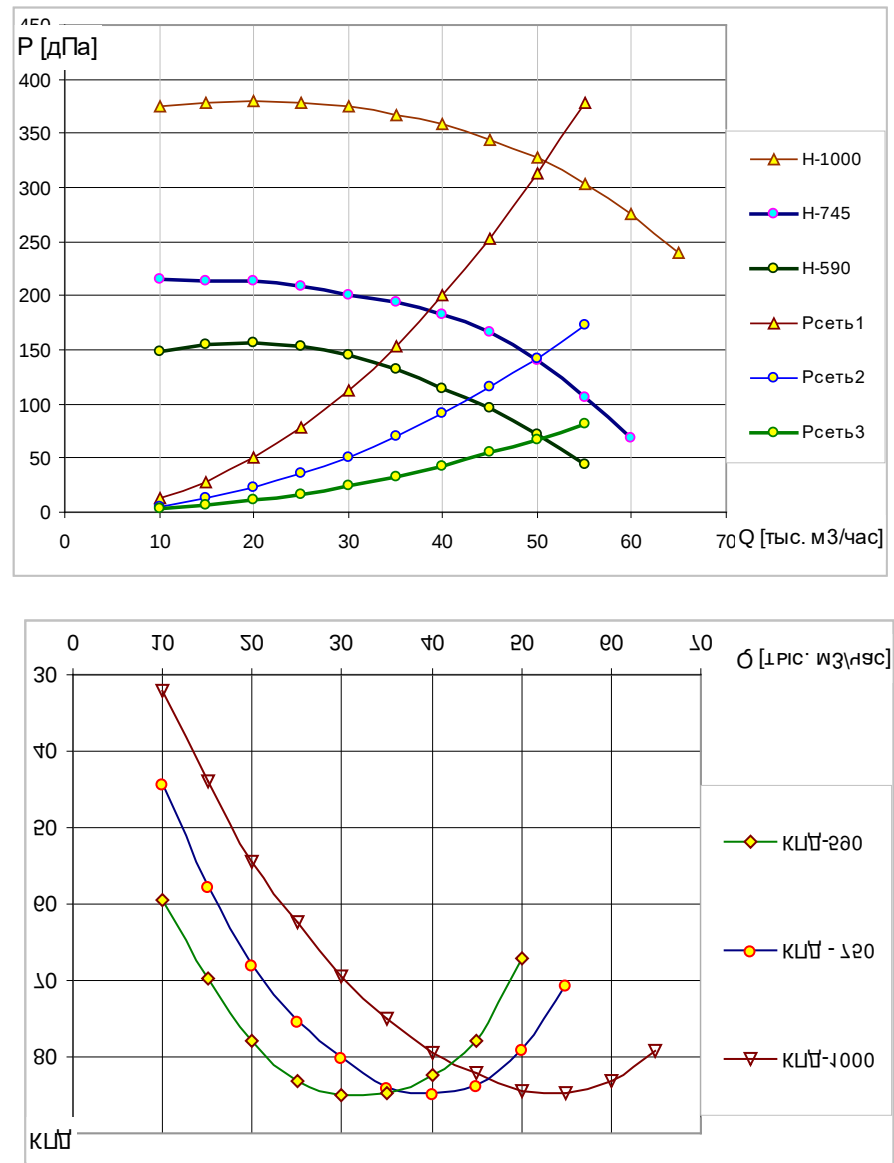


Рисунок 2.5 – Енергетичні характеристики вентилятора ВДН-15 для аналізу ефективності проведення реконструкції.

Для усунення зазначеного протиріччя при виборі ТДМ крім ККД вентилятора запропоновано використовувати коефіцієнт питомих витрат енергії вентилятора k_N , який визначається як відношення витрат на привід N до відповідної подачі Q .

$$k_N = N / Q \quad (2.8)$$

Введення коефіцієнта питомих витрат k_N дозволяє виконувати другу умову щодо оптимізації вибору ТДМ - зниження витрат енергії на привід нагнітачів. Розрахунки коефіцієнта k_N показали, що збільшення подачі шляхом збільшення швидкості обертання вентилятора є енерговитратним - при збільшенні подачі повітря в 1,48 рази, питомі витрати підвищилися від величини $k_{N(A)} = 1,41$ до $k_{N(B)} = 3.10$. Таке непропорційне підвищення витрат потужності на дуття пояснює причину того, що вже більше 20 років склалася ситуація з обмеженнями потужності котлів вирішується або істотним збільшенням питомих витрат потужності на привід ТДМ, або для продовження експлуатації котельних установок обґрунтовують причини обмежень потужності котлів по тязі або дуттю. Головним показником представлення параметрів гідро і аеросистем вважається повний напір H , який представляється двома складовими: статичної та динамічної [53]. Сучасні дослідження розглядають статичну складову окремим варіантом характеристик і при побудові енергетичних характеристик будують додаткові статичні характеристики і окремі характеристики ефективності, які розраховуються на основі статичних параметрів замість повного напору.

2.5 Висновки до другого розділу

Аналіз відомих методів представлення параметрів показав, подібність методів розрахунку гідравлічних і аеродинамічних систем. АС багато в чому подібні ГС, проте основу моделей представлення динамічних параметрів складають схеми насосних установок, в яких особливості подання параметрів базуються на тому, що насоси або вентилятори є основним обладнанням.

«Обмеження потужності котлів по дуттю» або «системний ефект вентиляційних систем» потрібно визнати методичною проблемою проектування аеродинамічних систем. Реконструкція аеросистем з метою коригування проточних частин обладнання дозволяє підвищити продуктивність котлів,

систем вентиляції та інших систем з одночасним зниженням витрат енергії на привід нагнітачів.

Причому реконструкція, що забезпечує зниження опорів проточних частин вигідна тим, що істотно дешевше будівництва нових об'єктів, а також дозволяє збільшити продуктивність тягодуттьових механізмів з одночасним зниженням питомих витрат енергії на тягу і дуття при значеннях теплової потужності котлів.

Використання двох коефіцієнтів: ККД нагнітачів для оптимізації по 1-ій умові вибору ТДМ і коефіцієнта питомих витрат k_N для оптимізації по 2-ій умові вибору ТДМ дозволяє розробляти енергозберігаючі варіанти збільшення подачі вентиляторів.

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛІ ПРЕДСТАВЛЕННЯ ЕНЕРГІЇ У ДИНАМІЧНИХ СИСТЕМАХ

Технологічні процеси енергетичних підприємств ТЕС, ТЕЦ, котельних установок (КУ) являють собою об'єднання кількох окремо функціонуючих гідро і аеросистем: подачі води і пари; подачі повітря - дуттьові тракти; видалення димових газів - тягові тракти та ін. Робота основних систем прямо чи опосередковано пов'язана з переміщенням великої кількості рідин і газів [57, 58]. Причому, ці динамічні системи можна віднести до коротких систем з компактним розташуванням обладнання, а значить з великою кількістю опорів. Високі значення опорів, а також системний ефект їх взаємного впливу, створюють суттєві проблеми і складності визначення втрат тиску і відповідно забезпечення необхідних параметрів або достовірності розрахункових даних. Найбільш частою причиною обмеження потужності котлів є недостатня продуктивність дуттьових і тягові трактів.

Головними елементами гідравлічних і аеродинамічних систем є нагнітачі, які представляють собою комплекс механізмів: насоси, вентилятори, димососи і привід нагнітачів - найчастіше електродвигуни. Для забезпечення тиску і заданої величини подачі в нагнітачах відбувається перетворення або трансформація декількох видів енергії: електрична енергія перетворюється в механічну енергію обертання робочого колеса нагнітача, яка формує гідравлічну або аеродинамічну енергію руху рідини або газу.

3.1 Історія формування показників енергії

Важливим фактором технічного прогресу можна вважати прагнення людини перекласти роботу, яку він змушений виконувати на рабів або тварин, але краще і вигідніше на технічні пристрої які здатні виконувати роботу тривалий період. Спочатку технічні пристрої виконували роботу за рахунок енергії руху води або вітру (млини, вітрила та ін). Сьогодні існують безліч

пристроїв, здатних генерувати різні види енергій і реалізовувати безліч видів робіт. Однак, для вдосконалення технологічних пристроїв потрібні були наочні уявлення про поняття енергія, перетвореннях або трансформації різних видів енергії, а найголовніше ефективна реалізація або виконання різних видів робіт.

Термін енергія вперше був запропонований в роботах Аристотеля, де він метафізично міркував про «першопричину» природних явищ – «жива сила формує дії» [69]. Головними при розробці поняття енергія були приклади виконання роботи рабами або тваринами. Робота довгий час вимірювалася в «кінських силах», тобто, скільки коней потрібно для здійснення роботи, яку виконує досліджуваний пристрій. Сьогодні поняття енергія E використовується для багатьох проявів, які кваліфікують як різні види енергій.

У техніці енергію найчастіше асоціюють з механічною роботою A при переміщенні тел. Визначення Аристотеля «дія сили F забезпечує рівномірний рух тіла» визначило одиницю виміру роботи A - Джоуль [Дж], яка розраховується як добуток сили F , прикладеної до переміщуваного тіла, або маси M тіла (маса і сила мають однакову одиницю вимірювання [н] Ньютон) на шлях l переміщення тіла, вимірюваний в метрах [м]. Ці погляди визначили формулу, яка представляє фізичний зміст і одиниці вимірювання поняття робота як прояве енергії.

$$E \equiv A = F \times l = M \times l, \quad (3.1)$$

$$[\text{Дж}] = [\text{н}] \times [\text{м}]$$

Хоча, сьогодні школярі знають про те, що при дії сили тіло буде рухатися прискорено. Незважаючи на явну невідповідність, та інші уявлення про енергію з'явилися тільки в XVIII столітті.

До середини XIX століття були сформовані уявлення про те, як можна перетворити енергію горіння палива в енергію або силу пара. Кращим прикладом реалізації ідей цієї епохи є паровоз - пар дозволяв перевозити велику кількість вантажів. Для розробки теоретичного обґрунтування формування теплової енергії потрібні були відкриття Саді Карно, Джеймса Джоуля, Вільяма Ренкіна, які змінили застарілу метафізичну мову про принципи організації роботи

сучасними термінами поняття «ЕНЕРГІЯ» [70 – 73]. Наукові дослідження про перетворення теплової енергії в механічну спочатку були названі «динамічна теорія тепла» (dynamical theory of heat). У XX столітті сформувалася наукова дисципліна - «Термодинаміка». Однак, основу переходу від ідей «живої сили» до технічних уявлень про енергію і важливим науковим досягненням XVIII століття потрібно вважати відкриття Лейбніца і Ньютона. І якщо їх суперечка про авторство розробки диференціального обчислення було легко вирішити, об'єднавши назву «диференціальні рівняння Ньютона - Лейбніца», то в розумінні енергії вони мали не протилежні, а паралельні погляди, які змінили уявлення Аристотеля і формулу 1 та запропонували нові формули, які дозволили зформулювати технічні аспекти проявів енергії. На основі результатів експериментів Готфрід Вільгельм Лейбніц довів, що енергія рухомого тіла пропорційна його масі M і квадрату швидкості його руху V [74].

$$E = M \times V^2, \quad (3.2)$$

Формула 2 ввела поняття кінетичної енергії, що дозволило зформулювати кількісні уявлення про різні форми прояву енергії, йому належить ідея про перетворення різних видів енергії, а також перше формулювання закону збереження енергії.

В цей же час Ісаак Ньютон розробив формули, що представляють закономірності руху і взаємодії тіл в рамках одного виду енергії. Наявність сили F , що діє на тіло, забезпечує рух цього тіла масою M зі швидкістю V , і компенсує інерцію тіл і всякого роду опорів R або перешкод [4].

$$E \equiv F = M \times V, \quad (3.3)$$

Таким чином, Лейбніц і Ньютон зробили істотний внесок у переосмислення поняття «енергія» і розробки теоретичних основ створення методів представлення різного роду енергетичних проявів, для реалізації в технічних пристроях. Лейбніц і Ньютон по-різному реалізували «пропозицію Аристотеля» представляти енергію у вигляді двох складових: ПОТЕНЦІАЛ і ДИНАМІКА.

XX століття можна характеризувати самим інтенсивним розвитком різного роду технологічних процесів завдяки новому виду енергії - електрики. У розробці пристроїв, які забезпечують масову генерацію нового виду енергії, брали участь багато вчених: Гальвані, Ампер, але найбільш швидкі темпи розвитку енергетики потрібно пов'язувати з роботами Ніколо Тесли. Він розробив більшість пристроїв для виробництва, трансформації та передачі електричної енергії. Електрика є найзручнішим видом енергії. Електричну енергію легко і з малими втратами можна передавати на великі відстані і практично миттєво можна перетворити в будь-який інший вид енергії. Таким чином, в сучасних технологіях використовуються кілька видів або форм енергії: механічна, гідравлічна, теплова, електрична та інші, які добре досліджені а також розроблені методи та моделі їх подання. Багато століть людина використовувала енергію води і вітру, тобто перетворювала гідравлічну і аеродинамічну енергію в механічну. Для цих пристроїв не було потрібно складних наукових моделей подання енергії. Останні три століття масово використовується теплова енергія у вигляді парових двигунів або турбін, для розробки яких не можна обійтися без наукових знань - моделей подання і методів розрахунку.

3.2 Дві компоненти моделі представлення енергії

Для розгляду та аналізу різних форм енергії вже розроблені пристрої та методи вимірювання параметрів, які визначають потік і зміни енергії. У головних елементах аеродинамічних систем (АС) нагнітачів можна досліджувати три види енергії: електричну енергію, яка формує механічну енергію обертання робочого колеса нагнітача, що забезпечує створення третього виду гідравлічної енергії, що піднімає рідину на висоту H . Тобто створює гідравлічний потенціал, який може забезпечити динаміку або рух. Це дозволило розробити порівнянні форми подання, вимірювання та розрахунку механічної, гідравлічної, електричної, теплової потужності різних пристроїв.

Повертаючись до «першопричини» природних явищ важливим фактом є пропозиція Аристотеля подавати енергію у вигляді двох компонент або складових: ПОТЕНЦІАЛ - Π (першопричина енергетичних проявів) і ДИНАМІКА - $\mathcal{D}$, результат реалізації енергетичних процесів. Аналіз відомих формул розрахунку показника потужності підтверджує правоту Аристотеля в тому, що параметри, які використовуються при розрахунку потужності умовно можна розділити на дві складові: потенціалу та динаміки.

$$N \equiv (\text{потенциал} - \Pi ; \text{динамика} - \mathcal{D}) \quad (3.4)$$

Умовно можна розділити два напрямки використання концепції двох складових енергії. Напрямок Лейбніца це твір цих компонент, які оформлені в поданні інтенсивності роботи - показника потужності $N = \Pi \times \mathcal{D}$, і напрямок Ньютона це зіставлення дії $\mathcal{D}$ і вихідного потенціалу Π з використанням коефіцієнта пропорційності цих компонент - опору R .

3.2.1 Потужність - уніфікований показник енергії

Для розгляду та аналізу різних форм енергії кращим варіантом є методика розрахунку показника потужність. Сьогодні потужність N - це робота (енергія), віднесена до одиниці часу t [2, 3], тобто потужність є показником інтенсивності роботи:

$$N = A / t \quad [\text{Дж/с}] = [\text{Вт}] \quad (3.5)$$

Аналіз показує, що поняття потужність в рамках концепції енергії зручно представляти у вигляді добутку двох компонент або показників, які можна виміряти: потенціалу Π (різниці потенціалів) і динаміки $\mathcal{D}$ як кількісної міри дії.

$$N = \Pi \times \mathcal{D} \quad (3.6)$$

Найлегше уявити механічний або гідравлічний рух тіла у вигляді підйому (падіння), тобто підйом або падіння тіла масою M [н], коли його положення змінюється на висоту H [м] з прискоренням вільного падіння g [м/с²]. Розглянемо формули для визначення потужностей для різних видів енергій, що приймають участь у перетвореннях під час реалізації технологічних процесів в нагнітачах:

$$\text{механічна потужність} \quad N_{\text{мех}} = gH \times M \quad [\text{Вт}] \quad (3.7);$$

$$\text{гідравлічна потужність} \quad N_{\text{гидр}} = gH \times \rho Q \quad [\text{Вт}] \quad (3.8);$$

$$\text{електрична потужність} \quad N_{\text{эл}} = U \times I \quad [\text{Вт}] \quad (3.9);$$

$$\text{теплова потужність} \quad N_{\text{теп}} = \Delta T c \rho Q \quad [\text{Вт}] \quad (3.10).$$

Для організації подачі води Q [м³ / с] на висоту H [м], долаючи земне тяжіння, яке виражається прискоренням вільного падіння g [м / с²] можна уявити роботу насоса, який витрачає електричну енергію з напругою U та силою струму I . Тоб то електрична енергія з потужністю $N_{\text{эл}} = U \times I$ [Вт] перетворюється в гідравлічну енергію з потужністю: $N_{\text{гидр}} = gH \times \rho Q$ [Вт]. Універсальність одиниці вимірювання потужності Ватт дозволила розробити концепцію зіставлення або розрахунку ефективності трансформації або перетворення різних видів енергії. Як ефективність трансформації використовується показник $KKД$ - $\eta_{\text{насос}}$ як відношення корисно виконаної роботи (потужності) до витраченої потужності.

$$\eta_{\text{насос}} = N_{\text{гидро}} / N_{\text{электро}} = gH \times \rho Q / U \times I, \quad [\text{Вт}] / [\text{Вт}] \quad (3.11)$$

На рисунку 1 наведене графічне представлення роботи насоса, де електрична енергія трансформується в гідравлічну, тобто виконується трансформація одного виду енергії в іншу.

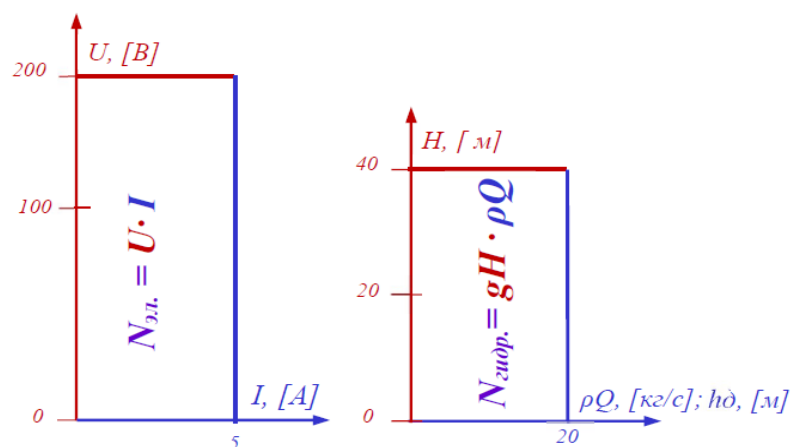


Рисунок 3.1 – Модель уявлення двох компонент показників потужності:
а - електрична потужність (вхідна енергія);
б - гідравлічна потужність (результуюча енергія).

Коефіцієнт корисної дії ККД - характеризує ефективність перетворення різних видів енергії, що показує відношення отриманої або результуючої роботи - енергії до вхідної або попередньої енергії. Електричний потенціал - напруга U перетворюється в гідравлічний потенціал – тиск P . Графічне представлення уніфікованого показника потужності підказує доцільність уніфікації одиниць вимірювання потенціалу і дії. Рисунок 3.1 демонструє, що потенціал є першопричиною динамічних процесів всередині одного виду енергії, а насос можна уявити не тільки як перетворювач різних видів енергії, а як пристрій що формує або генерує необхідний потенціал - насос забезпечує підйом води на висоту H [м]. Таким чином, в одному пристрої, наприклад, насосі з електродвигуном в якості приводу, використовується три види енергії. Найголовнішим і об'єднуючим фактором представлення моделей цих енергій є універсальна одиниця виміру потужності - Ватт. Зручність уніфікації показника потужності в тому, що універсальна одиниця виміру потужності - Ватт дозволяє порівнювати різні види енергії і розраховувати показник ефективності трансформації різних видів енергії - коефіцієнт корисної дії ККД.

У 1918 році суму фактів, що накопичилася про перетворення відомих видів енергії об'єднали в вигляді «закону збереження енергії». А у 1961 році Річард Фейнман так висловив концепцію закону збереження енергії [45]: «Існує факт, або якщо завгодно закон, що керує всіма явищами природи, всім, що було відомо до сих пір. Наскільки ми знаємо, винятків з цього закону не існує. Назва його - закон збереження енергії. Він стверджує, що існує певна величина, яка називається енергією, яка не змінюється ні за яких перетвореннях, що відбуваються в природі».

Вважається, що саме Лейбніцу належить ідея про перетворення одних видів енергії в інші, а також перший варіант формулювання закону збереження енергії. Саме Лейбніц довів, що енергія E рухомого тіла пропорційна його масі M і квадрату швидкості його руху V , тобто $E = M \times V^2$ [75 – 77]. Можна зробити висновок - чому напрямок Лейбніца сформував закінчену модель перетворення різних видів енергії, які представляються розрахунком потужності як твори двох

компонент або складових: потенціалу Π і динаміки D ($N = \Pi \times D$). Головною цінністю такої моделі представлення енергії є однотипність розрахунку показника потужності і уніфікація одиниці виміру показника потужності для різних видів енергії: гідравлічної, механічної, електричної.

Потрібно відзначити, в наведених формулах розрахунку потужності немає показників якості реалізації технологічних процесів в рамках одного виду енергії або причин високого або низького значення $KKД$. Тобто $KKД$ характеризує кількісні показники перетворення різних видів енергії, але не показує якість або ефективність динамічних процесів в рамках одного виду енергії, або якісь причини низьких значень $KKД$.

3.2.2 Обмеження потужності котлів - проблема моделей представлення і правил проектування процесів в аеросистемах.

Через суперечності структурно-параметричних моделей АС і реальних динамічних процесів виникає ряд проблем експлуатації енергетичних об'єктів. Сьогодні головною (масовою) проблемою теплової енергетики є «обмеження потужності котлів». Аналіз причин чому максимальне навантаження котлів на 10 - 35% менше їх номінальної або паспортної теплової потужності показав - при обґрунтуванні обмежень потужності котлів в якості причини найчастіше заявляють недостатню продуктивність нагнітачів: вентиляторів або димососів. Якщо не вистачає подачі дугтєвих вентиляторів, то в обґрунтуванні заявляють «обмеження потужності котла по дутью», якщо не вистачає тяги димососів, то це «обмеження потужності котла по тязі». Таким чином найбільш проблемними в котельних установках є аеродинамічні системи.

Існують кілька юридичних підтверджень такого істотного недоліку роботи теплової енергетики. Для кожної котельні установки спеціальна незалежна організація створює і затверджує «режимну карту котла» - документ, складений на підставі режимно-налагоджувальних і балансових випробувань при різній продуктивності і містить основні параметри роботи котла, значення $KKД$,

витрати енергоресурсів і т.д. Згідно «Правил технічної експлуатації» режимні карти котлів повинні складатися або коригуватися кожні 3 - 5 років для забезпечення економічної та надійної експлуатації. Важливим доказом визнання масового характеру проблеми незадовільної роботи АС котлів можна навести «Методичні вказівки по обґрунтуванню обмежень потужності енергетичних об'єктів», які вперше були затверджені в 1992 році і кілька разів перезатверджуватися [2, 3, 4]. Такий стан можна пояснити тим, що правила проектування аеродинамічних систем є морально застарілими і не придатні для вирішення проблеми зняття обмежень потужності котлів.

3.2.3 Правила проектування аеродинамічних систем

У роботі показані два традиційні варіанти вирішення проблеми зняття обмежень потужності котлів по дуттю. Виконаємо порівняння результатів реновації АС на основі заміни вентилятора на більш продуктивний, а також за рахунок коригування аеродинамічних процесів. Для аналізу двох варіантів необхідно розглянути існуючі методики проектування АС.

Головною вимогою вибору нагнітачів для аеродинамічних систем є забезпечення максимальної подачі Q^* з запасом не менше 10%. 1-ша умова – $Q_{\text{вент}} = 1,1 Q^*$

Для цього дуттьові вентилятори і димососи повинні забезпечувати такий повний напір P_V , який при заданій подачі Q^*_i компенсує втрати напору? P_i на подолання опорів R в мережі. Існують ще дві умови оптимізації параметрів аеродинамічних трактів:

2-га умова - за робочу ділянку напірної характеристики вентилятора повинна прийматися та частина, на якій значення ККД вентилятора знаходиться в діапазоні $\eta_{\text{вент}} \geq 0,9 \eta_{\text{вент max}}$ [3, п.2.15];

3-я умова - витрати електричної енергії $\Delta N_{\text{эл}}$ на привід вентилятора повинні бути мінімальними. Емова мінімальних витрат енергії лише декларується, так як не обумовлені показники, що характеризують цю умову. Перелічені умови -

забезпечення заданої подачі Q^* і дві умови оптимізації параметрів трактів можна назвати правилами вибору ТДМ [4, 5].

$$PT \rightarrow P_{V.H} \equiv P_{\text{мережа}} \rightarrow Q \quad (3.12)$$

$$P_{V.H} \equiv \eta_{\text{вент}} \geq 0,9 \eta_{\text{вент max}}$$

$$\text{де} \quad PT \rightarrow \begin{cases} P_{V.\text{вент}} = P_{V.M} - P_{V.B} & (\text{експеримент}) \\ \Delta P_{\text{сеть}} = P_{\text{ст}} + \Sigma \Delta P_{\text{сеть.1}} + \Sigma \Delta P_{\text{сеть.2}} & (\text{расчет}) \end{cases}$$

$$KПД_n = N_{\text{газр}} / N_{\text{эл}} = \rho g Q H / N_{\text{эл}} \quad (\text{разрахунок})$$

При цьому необхідно відзначити, що єдиним критерієм оптимізації параметрів при проектуванні аеродинамічних систем, є ККД нагнітачів η_n . Однак, нагнітач є тільки частиною системи.

Розглянемо 1-й варіант підвищення продуктивності (подачі) АС для зняття обмежень потужності котлов КВГМ-50 по дутю на основі існуючих правил проектування. Для номінальної теплової потужності котла $N_{T.\text{ном}} = 58$ МВт ($Q_{T.\text{ном}} = 50$ Гкал) необхідно забезпечити подачу повітря для горіння палива $Q^* \approx 65$ тис.м³/год. Однак, вентилятор ВДН-15 (з оборотами 980 хв⁻¹), який рекомендований для даного типу котла, забезпечує подачу не більше $Q_0 \approx 43$ тис.м³/год (див. Точку A_0 на рис.3) [5]. Через недостатню подачу повітря для горіння тепла потужність котла не перевищує величину $N_{T.\text{реал}} = 40$ МВт, а обмеження потужності становить $\Delta N_{T.\text{ном}} = N_{T.\text{ном}} - N_{T.\text{реал}} = 58 - 40 = 18$ МВт. Для вибору варіанта заміни механізмів АС використовують формулу перерахунку витрат енергії на привід вентиляторів при зміні параметрів [5, 6].

$$N_1 = N_0 \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^5 \frac{\rho_1}{\rho_0} \frac{\eta_0}{\eta_1} \quad (3.13)$$

Аналіз зміни витрат енергії на роботу вентилятора з використанням формули 2 показав, що збільшення продуктивності вентилятора за рахунок його заміни на більший, призводить до підвищення витрат на привід пропорційно 5-го ступеня відносини діаметрів робочого колеса. Кращим варіантом збільшення продуктивності вентилятора є підвищення швидкості обертання, що призведе до збільшення витрат енергії на привід пропорційно 3-го ступеня зростання числа

обертів. Тому сьогодні пріоритетним вважається варіант збільшення подачі вентилятора шляхом заміни електродвигуна вентилятора з метою збільшення швидкості його обертання. Аналіз зміни параметрів роботи АС котла при заміні електродвигуна показаний на рисунку 3.

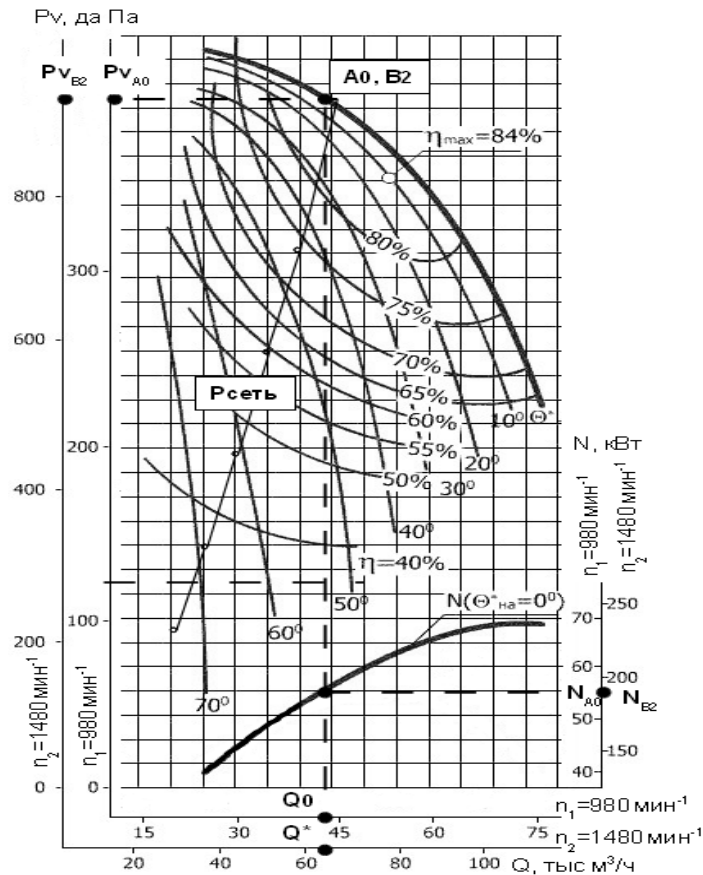


Рисунок 3. 2 – Параметри дутьового тракту котла КВГМ-50 в полі характеристик вентилятора ВДН-15 при двох швидкостях обертання

На рисунку 3.2 видно, що при незмінній характеристиці мережі $P_{\text{мережа}} = f(Q)$ за рахунок заміни приводу (електродвигуна) вентилятора і підвищення його швидкості обертання від $n_1 = 980 \text{ хв}^{-1}$ (точка A_0) до $n_2 = 1480 \text{ хв}^{-1}$ (точка B_2) подача повітря збільшується в 1,48 рази (з $Q_0 \approx 44 \text{ тис.м}^3/\text{год}$ до необхідної величини $Q^* = 65 \text{ тис.м}^3/\text{год}$). Це дозволяє збільшити максимальну теплову потужність котла $N_{T.\text{Ном}} = 58 \text{ МВт}$ ($Q_{T.\text{Ном}} = 50 \text{ Гкал}$). Однак, такий варіант збільшення подачі повітря практично не використовується, так як призводить до появи ряду проблем експлуатації - підвищеного рівня шуму, вібрації тягодутьових механізмів. Але головною перешкодою реалізації такого роду інтенсифікації в аеродинамічній системі котла є істотне збільшення витрат енергії на привід.

Таблиця 3.1 – Збільшення максимальної теплової потужності котла КВГМ-50 за рахунок заміни електродвигуна вентилятора ВДн-15

Найменування	Размерність	До рекон-кції	Після заміни ел. вигуна
		Точка А ₀	Точка В ₂
Число обертів ел. двигуна	хв ⁻¹	980	1480
Максимальна потужність котла $N_{T.Ном.} / Q_{T.Ном.}$	МВт Гкал	40 34,5	58 50
Подача вент-ра Q_v	10 ³ м ³ /ч	45	65
ККД вентилятора $\eta_{вент}$	%	0,825	0,825
Витрати ел. енергії на привід вентилятора $\Delta N_{ел}$	кВт	55	180
Питомі витрати на привід вентилятора k_N	Вт/м ³	1,2	2,77

ККД вентилятора при подачі Q^* , що забезпечує номінальну потужність котла, залишається незмінним і прийнятно високим $\eta_{вентA0} = \eta_{вентB} = 0,825$. Однак витрати енергії на привід вентилятора збільшуються з $N_A = 55$ кВт до величини $N_B > 180$ кВт. Таким чином, при збільшенні швидкості обертання електродвигуна виникає протиріччя: ККД вентилятора в точці А₀ і В₂ зберігає високе значення, однак для збільшення подачі повітря в котел в 1,48 рази витрати енергії на привід непропорційно (значно) збільшуються в 3,27 рази. Для аналізу третьої умови оптимізації АС доцільно використовувати додатковий коефіцієнт питомих витрат енергії вентилятора k_N , який можна розрахувати, як відношення витрат енергії на привід нагнітача $N_{ел}$ до відповідної подачі Q .

$$k_N = N / Q \quad (3.14)$$

Розрахунок коефіцієнта питомих витрат k_N показав, що збільшення подачі шляхом збільшення швидкості обертання вентилятора є енерговитратним - при збільшенні подачі повітря в 1,48 рази, питомі витрати підвищилися від величини $k_N(A) = 1,25$ до $k_N(B) = 2,77$. Таке непропорційне підвищення витрат потужності на дуття пояснює причину того, що вже більше 30 років проблема обмежень потужності котлів залишається без вирішення, а відсутність в літературі і навіть в інтернеті інформації про проблему обмежень потужності котлів говорить про

те, що «Методичні вказівки по обґрунтуванню обмежень потужності енергетичних об'єктів» [2, 3, 4] фактично звільнили енергетичні підприємства від виконання складного завдання підвищення продуктивності аеродинамічних систем і відповідно підвищення теплової потужності котлів до номінального значення.

3.3 Підвищення продуктивності аеродинамічних систем за рахунок коригування структури потоків

У 2006 році був розроблений і реалізований в котельні м Чорноморськ Одеської області енергозберігаючий варіант зняття обмежень потужності котлів КВГМ-50 по дуттю тільки за рахунок зниження втрат напору в аеродинамічній мережі шляхом коригування аеродинаміки в елементах дутьевого тракту (повороти, входні і вихідні ділянки обладнання, колектори, пальники, тощо). Коригування аеродинаміки потоків виконується на основі фізичного моделювання з використанням нового методу візуальної діагностики структури потоків (МВДСП) [7, 8, 9].

У роботі запропоновано нову концепцію реновації технологічних процесів за рахунок вдосконалення проточних частин - в першу чергу зміни геометрії проточних частин поворотів, входних або вихідних ділянок обладнання та інше. В першу чергу це стосується як основного обладнання нагнітачів повітря, димососів, так і допоміжних елементів системи. Такого роду зміни в енергетичних процесах вимагають перейти від укрупненого вибору нагнітачів із забезпеченням високих значень ККД цих нагнітачів до підвищення ефективності систем в цілому.

Коригування аеродинаміки з використанням МВДСП продемонстровано на прикладі вдосконалення структури потоку у входному патрубку вентилятора ВДН-15. Візуальна діагностика дозволяє виявити зони відриву потоку від стінок (рис. 2а), які є причиною високих аеродинамічних опорів. Для усунення зон відриву потоку від стінок патрубка розробляються вставки - лекала, які

заміщають дисипативні зони (рис. 2б). Це дозволяє розробити геометрію проточних частин, при якій потік буде безвідривним, і за рахунок цього забезпечити менше значення опору вхідного патрубку вентилятора. Монтаж вставок - лекал повинен відповідати реальній геометрії вхідного патрубку і структурі потоку. Вимірювання аеродинамічних параметрів вхідного патрубку вентилятора показали, що після усунення дисипативних зон, опір повороту потоку у вхідному патрубку при числах Рейнольдса $Re > 10^5$ знизилося від $\zeta = 1,57$ до $\zeta = 0,23$ [15].

Розроблюване останнім часом енергетичне обладнання характеризується значним поліпшенням цілого ряду функцій. Аналіз втрат напору в дуттьовому тракті показав, що найбільші втрати напору створюють два пальники типу РГМГ. Якщо тиск після вентилятора становило $P_{\text{вент}2} = 183 \text{ даПа}$, то перед пальниками РГМГ тиск склало $P_{\text{пал}1} = 134 \text{ даПа}$. Тобто, втрати тиску в пальнику складають більше 60% від тиску на напірній ділянці аеросистеми. Для поліпшення горіння в котлі пальника РГМГ були замінені на пальники типу «СНТ», в яких застосовується струменево-нішева технологія горіння. Даний тип пальників поєднує кілька позитивних якостей. В першу чергу формується гарна якість змішування палива і окислювача, що забезпечує стійке горіння з максимальною температурою факела. Добре розроблена геометрія проточної частини корпусу пальника та її зони горіння сприяють гарній організації аеродинамічних процесів з мінімальними аеродинамічними опорами [18]. Заміна пальників знизилася втрати напору в дуттьовому тракті котла більш ніж на 50%. Установка пальників СНТ, а також установка вставок лекал у вхідних ділянках вентилятора знизилася тиск після вентилятора до величини $P_{\text{вент}2} = 87 \text{ даПа}$. Коригування аеродинаміки може бути виконане також у поворотах потоку на 90° . Установка вставок, що усувають дисипативні зони дозволили знизити опори поворотів потоку на 90° більш ніж в 4 рази.

Реновація АС котла дозволила збільшити подачу вентилятора за рахунок коригування аеродинаміки проточних частин допоміжних елементів системи і відповідно істотно знизити опори елементів аеродинамічного мережі - $P_{\text{мережа}}$. На

рисунку 4 в полі характеристик вентилятора ВДН-15 з обертами $n = 980 \text{ хв}^{-1}$ представлені дві характеристики аеромережі $P_{\text{мережа}} A = f(Q)$ - до реконструкції і $P_{\text{мережа}} C = f(Q)$ - після реалізації проекту коригування аеродинаміки, які показують зміни параметрів дуттєвого тракту.

Після коригування аеродинаміки елементів дуттєвого тракту котла КВГМ-50 при повністю відкритих напрямних апаратах (при максимально можливій продуктивності вентилятора) на новій характеристиці мережі $P_{\text{мережа}}$ видно, що подача збільшена до необхідної величини $Q^* \approx 65 \text{ тис.м}^3/\text{год}$. Головною метою динамічних систем є забезпечення заданої подачі, при цьому на сьогодні основним способом досягнення цієї мети є створення напору (тиску), яке в більшій мірі забезпечує подолання опорів в системі.

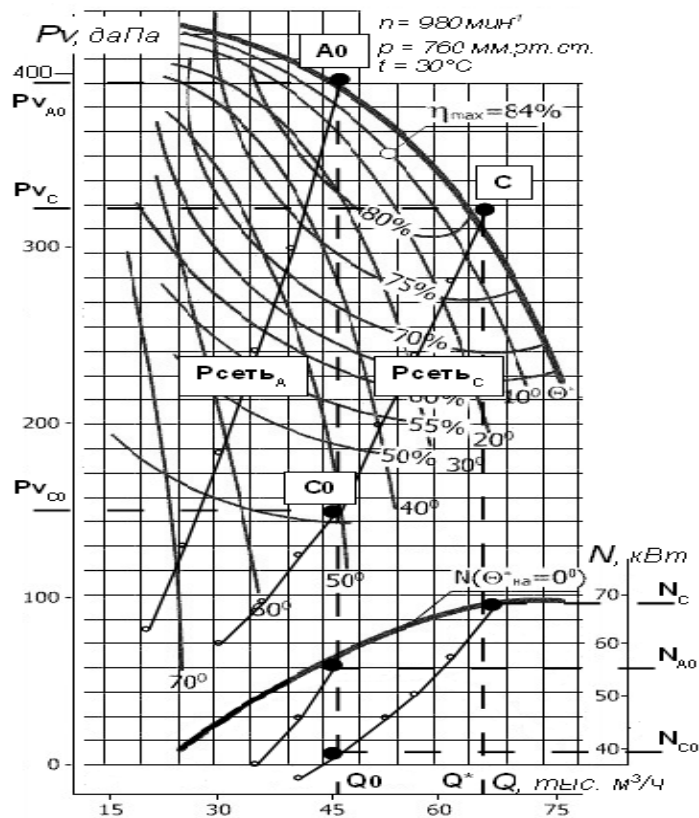


Рисунок. 3 3. Параметри дуттєвого тракту котла КВГМ-50 до реконструкції і після коригування аеродинаміки.

На основі отриманих результатів можна запропонувати, при проектуванні, виконувати додатковий етап - вдосконалення проточних частин обладнання з метою зниження опорів і відповідно поліпшення енергетичних параметрів. Однак, такому висновку заважають результати аналізу ефективності роботи

аеросистеми на основі існуючих показників ефективності, які зводяться до використання показника *ККД* вентилятора. Тому механіка рідини і газу сьогодні є найбільш консервативним розділом фізики.

Незважаючи на твердження про необхідність зниження опорів і зменшення витрат енергії, існуючі правила проектування і критерії оптимізації динамічних систем не сприяють або навіть перешкоджають такого роду змінам.

Таблиця 3.2 – Поліпшення параметрів дуттєвого тракту котла КВГМ-50 за рахунок коригування аеродинамічної системи (при збереженні ВДН-15 і ел. двигуна $n = \text{const} = 980 \text{ об/хв}$)

Найменування	Розмірність	До реконстр.	Після коригув. аеродинаміки	
		Точка A_0	Точка C_0	Точка C
Максимальна потужність котла $N_{T.Ном} / Q_{T.Ном}$	МВт	40	40	58
	Гкал	34,5	34,5	50
Подача вентилятора Q_v	$10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$	45	45	65
Число обертів ел. Двигуна n	мин^{-1}	980	980	980
ККД вентилятора $\eta_{вент}$	%	0,825	0,47	0,79
Витрати ел. енергії на привід вентилятора $\Delta N_{ел}$	кВт	55	39	68
Питомі витрати на привід вентилятора k_N	Вт/м ³	1,2	0,87	1.05

Після виконання реконструкції дуттєвого тракту коригування та оптимізація аеродинамічних процесів забезпечила збільшення діапазону регулювання теплового навантаження котлів. Максимальна теплова потужність котлів $N_{T.Ном}$, яка важлива в період пікових низьких температур, збільшена від 40 МВт до 58 МВт. Навесні, для опалювальних котлів важливою якістю є забезпечувати мінімально можливу теплову потужність котлів $N_{T.Мін}$. Зниження опорів пальників і систем регулювання вентилятора дозволило стабілізувати потік повітря та усунути пульсації в котлі, що забезпечило зменшення мінімальної потужності котлів від 25,5МВт до 21 МВт.

Якщо розглядати процеси в вентиляторах або димососах, то їх заміна на більш потужні забезпечує збільшення подачі, проте витрати потужності на роботу нагнітачів ростуть непропорційно, що є перешкодою вирішення проблеми обмеження потужності котлів. У роботі представлена нова концепція

підвищення продуктивності і системної ефективності тягодутьєвих трактів і механізмів за рахунок оптимізації або коригування геометрії проточних частин відповідно до результатів візуальної діагностики структури потоків. Нова концепція вимагає перегляду критеріїв проектування аеродинамічних систем, розробки нової методики побудови робочих характеристик тягодутьєвих механізмів і систем в цілому.

3.4 Представлення динамічних процесів в аеросистемах

Потрібно відзначити, в наведених формулах 3.6 – 3.11 для розрахунку потужності немає показників якості реалізації технологічних процесів в рамках одного виду енергії або причин високого або низького значення ККД. У гідро і аеро системах показник ККД (формула 3.12) є єдиним показником їх ефективності, на основі якого проводиться оптимізація параметрів роботи. Однак ККД характеризує кількісні показники перетворення різних видів енергії, наприклад, електричної в гідравлічну, але не показує якість або ефективність динамічних процесів в рамках одного виду енергії.

3.4.1 Коефіцієнт ефективності динамічних процесів в аеросистемах.

Поєднання двох компонент енергії в моделі Ньютона дозволяє сформулювати уявлення про зіставлення двох компонент, де рух тіл або середовища є результатом потенціалу.

$$D \equiv P \quad (3.15)$$

Для зіставлення величини дії або динаміки D і вихідного потенціалу P Ньютон сформував і розробив уявлення про опір R , яке можна розглядати як коефіцієнт пропорційності між дією і потенціалом.

$$D \equiv P / (k + R) \quad (3.16)$$

То есть, наличие силы F , действующей на тело, обеспечивает движение тела массой M со скоростью V , и компенсирует инерцию тел и всякого рода сопротивлений либо препятствий, которые приложенная сила уравнивает.

$$E \equiv F = M \times V, \quad (3.17)$$

Формула Ньютона характеризує динамічні процеси. Сьогодні цей закон називають законом кількості руху $KД = \Sigma MV$ або законом імпульсу (сили) $И = \Sigma F$. У різних технологічних процесах ці закони мають широке застосування:

в електриці – закон Ома

$$I = U / R_{эл} \quad (3.18)$$

в механіці рідин – формула Торричеллі.

$$V = (2g H)^{0,5} / (1 + R_{гидро})^{0,5} \quad (3.19)$$

$$V^2/2g = H / (1 + R_{гидро}); \quad [м] = [м]$$

в теплотехніці – гіпотеза Фур'є і закон Ньютона

$$q = \Delta T / R_{тепл} \quad (3.20)$$

Для подання окремих видів енергетичних процесів - електричних, механічних, гідравлічних і ін. Скористаємося групою законів, які є реалізацією ідей Ісаака Ньютона. В першу чергу позначимо, що на відміну від формули представлення потужності, в разі подання процесу реалізації енергії формула буде мати вигляд:

потенціал $\Rightarrow$ динаміка

сила $\Rightarrow$ динамічні процеси

імпульс $\Rightarrow$ кількість руху

Для розуміння закону кількості руху будемо виходити з припущення, що потенціал є джерелом і формує процес руху. Тобто, в електриці різниця потенціалів або напруга є джерелом і причиною виникнення струму. Однак, якщо це припущення записати формулою $U = I$, то такий вислів може викликати питання про відповідність з реальністю, так як на побутовому рівні в електричній системі у будь-якій квартирі потенціалу в $U = 220$ вольт відповідає величина струму в розетці $I = 4$ Ампера. Однак формула $I = U/R$, це відомий закон Ома.

Показник φ є коефіцієнтом пропорційності між двома основними параметрами, котрі характеризують енергію - кількістю (величиною струму I) і потенціалом (силою напруги U). В електриці φ називають провідністю, також допустимо цей коефіцієнт розглядати як ефективність електричних процесів. Для подання динамічних процесів розглянемо процес реалізації гідравлічних процесів в гідросистемі.

$$\begin{aligned} F &= M \times V \\ p \times S &= M \times V = \rho Q \times V = \rho V^2 \times S \\ P &= \rho V^2 \end{aligned} \quad (3.21)$$

Отриманий вираз містить параметри динамічних процесів, які використовуються в рівнянні Бернуллі, яке описує параметр повного напору або енергію середовищ що деформуються, віднесений до одиничної маси. Для динамічних процесів газоподібних речовин рівняння Бернуллі записується в одиницях виміру – Паскаль: $P_v = p + \rho V^2 / 2$ [Па]. Для процесів руху рідин рівняння Бернуллі описує енергетичний потенціал в одиницях виміру - метри водяного стовпа: $H = z + p / \rho g + V^2 / 2g$ [м.в.ст.]

Величину повного напору H представляють дві складові: $h_{\Pi} = z + p / \rho g$ – потенціальна складова повного напору та $h_K = V^2 / 2g$ – динамічна складова напору. Завдяки властивості плинності рідин і газів, представлені складові напору h_{Π} і h_K можуть переходити один в одного в залежності від зміни поперечного розміру каналів і відповідно зміни швидкості. При цьому можна зробити висновок, що напор H (або тиск P) можна розглядати як потенціал або силу, яка є причиною руху або динамічною складовою. Для повноцінного представлення динамічних процесів необхідно враховувати втрати енергії, для розрахунку яких використовуються коефіцієнти опорів R .

Для розрахунку динамічних процесів в рідинах і газах ідея Ньютонa реалізована формулою Торрічеллі, яка представляє процес руху рідких середовищ з точки зору пропорційності перетворення потенціалу в системі (напору H або тиску P) в динамічну складову (витрата Q , швидкість V або кінетичну складову енергії V^2/g) системи.

$$V_{\text{дана}} = \frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{1+R}} = \varphi \sqrt{2gH} \quad (3.22)$$

або
$$V^2/2g = H / (1 + R) = \varphi \times H$$

Якщо ліву і праву частину виразу 2 помножити на площу поперечного перерізу S , де рухається рідина, то в лівій частині вийде вираз, що відповідає закону кількості руху $KP = V^2 S = QV$ в правій частині отримано твір потенціалу або сили на площу, яку можна розглядати як закон імпульсу $I = HS$.

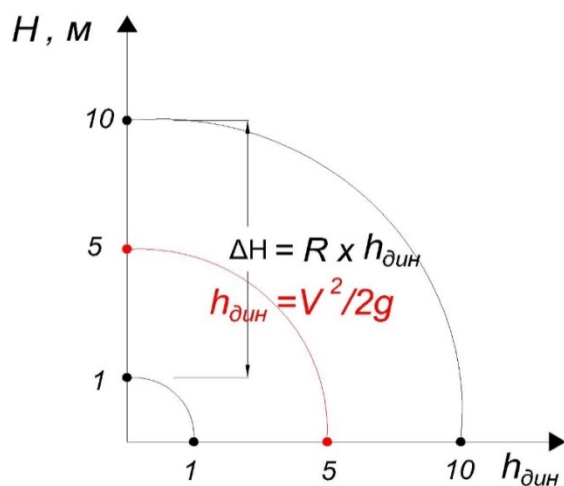
$$gH \times S = (V^2 / 2) \times S \quad (3.23)$$

$$\sum pS = \sum V^2 S$$

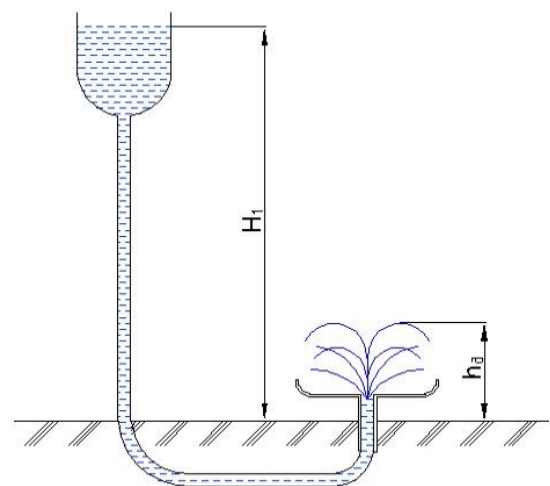
Рівноцінність перелічених законів дозволяє теоретично розраховувати зазначені баланси і граничні (без опорів) і реальні параметри гідродинамічних процесів. Виходячи з формули 25 можна представити вирази для розрахунку ефективності реалізації потенціалу φ як коефіцієнта пропорційності між динамічними показниками і вихідним потенціалом у вигляді.

$$\varphi = 1 / (1 + R) = V^2/2g = H \quad (3.24)$$

Динамічні процеси в гідравлічній системі представлені на рисунку 3.4



а співвідношення потенціалу і динаміки



б привід реалізації потенціалу у фортані

Рисунок. 3.4 Графічні уявлення динамічної моделі Ньютона

У такому поданні, якщо система або технологічний процес працює без опорів R (втрат напору), то коефіцієнт реалізації потенціалу має максимальну або граничну ефективність $\varphi = 1$. Наявність опорів або перешкод в системі означає зниження вихідного потенціалу на величину $\Delta H = R \times h = R \times kQ^2$. При наявності опору в системі $R = 1$ від вихідного потенціалу $H = 10$ м.в.ст. залишиться $h_{\text{дин}} = 5$ м.в.ст, що відповідає ефективності $\varphi = 0,5$.

В гідро і аеродинаміці коефіцієнти опорів мають безрозмірні величини, тобто це допускає можливість порівнювати показники двох компонент енергії. Безрозмірна форма опорів гідравліки передбачає вимір компонент потенціалу та динаміки в порівнянних одиницях виміру (наприклад метри водяного стовпа, або дека Паскалі), що дозволяє розглядати зворотню величину опорів як відносну форму ефективності гідро або аеродинамічних процесів, це дає можливість розробляти концепцію порівнянності ефективності динамічних процесів як відношення динаміки до вихідного потенціалу з відносним показником ККД нагнітачів як відношення різних видів енергії.

Для розгляду варіанту порівняння показників ефективності в тягодуттєвих трактах доцільно виконати системний аналіз зміни параметрів роботи аеросистеми за результатами реконструкції дуттєвого тракту котла КВГМ з метою зниження опорів руху потоків.

3.4.2 Системний коефіцієнт ефективності процесів в аеросистемах.

Для рідин і газів можна розглядати питання уніфікації показників потенціалу та динаміки, так як можуть бути знайдені показники що вимірюються в метрах водяного стовпа $h_{\text{дин}}$ [м]. У цьому випадку відношення динамічної складової D до вихідного потенціалу Π може представляти «ефективність реалізації потенціалу» в динамічну складову енергії.

Це дозволяє шукати шляхи розробки пропозиції щодо уніфікації процесів, пов'язаних з рухом рідин і газів. Єдиним критерієм оптимізації процесів в аеросистемах є величина ККД нагнітачів повітря. Енергетичні нагнітачі: дуттьові

вентилятори або димососи мають $KKД_{нагн} \approx 85\%$ або у відносній формі $\eta_{нагн} \approx 0,85$. Інших показників ефективності в гідро і аеро системах немає. Здавалося б, до максимальної величини ефективності залишилося 15%. Що ще можна зробити? Сьогодні гідро і аеросистеми вважаються цілком ефективними, а проблема обмежень потужності котлів практично не розглядається, тому що відсутня методична база аналізу підвищення продуктивності аеросистем. Оптимізація динамічних процесів, зниження опорів в системі, задача зниження питомих витрат енергії в динамічних системах декларується, але через відсутність моделей уявлення динамічних процесів і коефіцієнтів, що характеризують ефективність динамічних процесів такі роботи не виконуються. А проектування тягодутьєвих трактів котлів масово закінчується проблемою обмежень потужності котлів по дутю або тязі або невідповідності експлуатаційних показників роботи аеросистем проектним.

Енергетичні процеси в динамічних системах умовно можна розділити на два принципово різних види. В першу чергу це перетворення або «трансформація» різних видів енергії в основному обладнанні енергетичних систем (турбіни, нагнітачі). По-друге, це динамічні процеси, які характеризують рух різних середовищ: води, повітря, електрики.

Розрахунок $KKД$ турбін і нагнітачів заснований на тому, що розроблена уніфікована одиниця виміру [Ватт] для подання потужності N як інтенсивності роботи A/t [Дж/с] для різних видів енергії. Уніфікація одиниці вимірювання потужності N дозволяє аналізувати $KKД$ або ефективність η перетворення різних видів енергії в основному обладнанні. При проектуванні вважається, що показника $KKД$ основного обладнання достатньо для оптимізації параметрів. Так $KKД$ гідротурбін як коефіцієнт трансформації електричної енергії в гідравлічну має величину $\eta_{тр} = N_{эл} / N_{гидр} = 0,85$. При цьому ефективність перетворення енергії має бути в рамках 100% або у відносній формі $\eta_{тр} < 1$.

Коефіцієнт гідродинамічної ефективності $\varphi_{гд}$ може характеризувати якість реалізації динамічних процесів як відношення динамічної складової до

вихідного потенціалу $\eta_{\text{вд}} = D / \Pi = 1 / (1 + R)$. У реальних гідравлічних системах цей показник не перевищує $\varphi_{\text{гидр}} = 0,05$. Запропонований показник гідродинамічної ефективності $\varphi_{\text{гидр}}$ можна порівняти з показником ефективності трансформації енергії $\eta_{\text{тр}}$, тому можна запропонувати системний показник гідравлічної ефективності технологічних процесів $\eta_{\text{сист}}$.

Таблиця 3.4 – Системна (агрегатна) ефективність аеросистеми

Енергія $E \Rightarrow$ Робота A [Дж] $\Rightarrow$ Потужність $N = A / t$ [Вт] = [Дж/с]		
Трансформація енергії		Динамічні процеси
Потужність $N = P \times D$ [Вт]		$D \equiv P$
<i>Електрична енергія</i>		
$N_{\text{эл}} = U \times I$ [Вт]		$I = U / R = \varphi_{\text{эл}} U$ $\varphi_{\text{эл}} = 1 / R = I / U$
<i>Гідравлічна енергія</i>		
$N_{\text{гидр}} = Hg \times rQ$ [Вт]		$QV \equiv \varphi_{\text{гидр}} 2gHS = 2gHS / (1+R)$
$\eta_{\text{тр}} = N_{\text{гидр}} / N_{\text{эл}} = 0,85$		$\varphi_{\text{гидр}} = 1 / (1+R) =$ $= QV / 2gHS = 0,05$
<i>Розрахунок системної ефективності енергетичних процесів</i>		
$\eta_{\text{сист}} = \eta_{\text{тр}} \times \varphi_{\text{гидр}} = 0,85 \times 0,05 = 0,0425$		

Якщо розглядати тільки показник ККД нагнітачів, ефективність має досить високий показник $\eta_{\text{нагн}} = N_{\text{гидр}} / N_{\text{эл}} = 0,85$. Через те, що проточні частини обладнання мають примітивну геометрію, яка найчастіше виконується виходячи зі зручності виготовлення, технологічні процеси мають низьку ефективність динамічних показників роботи. Показник ефективності динамічних процесів мають істотний резерв збільшення. Для підвищення ефективності обладнання і технологічних процесів доцільно виконувати додатковий етап проектування гідравлічних систем - вдосконалення проточних частин з виконанням системного аналізу ефективності. Геометрія каналів або проточних частин повинна формувати таку структуру потоків, яка забезпечить: високу якість процесів; зниження витрат енергії; усуне причини шуму, вібрації

Проведений аналіз показує актуальність розробки реконструкцій з метою зниження опорів в динамічних системах. Такі заходи можуть бути

альтернативою дорогих і малоефективних реконструкцій по заміні основного обладнання на більш потужне в рамках концепції інтенсифікації. Заходи щодо зниження опорів в динамічних системах при невеликих капітальних витратах дозволяють істотно збільшити продуктивність систем з одночасним зниженням витрат енергії на власні потреби.

3.5 Висновки по третьому розділу

Існуючі методи представлення та оптимізації параметрів роботи аеродинамічних систем мають протиріччя. Інтенсифікація або заміна нагнітачів на більш потужні забезпечує збільшення подачі зі збереженням високих значень *ККД* нагнітачів, проте витрати потужності на роботу нагнітачів ростуть непропорційно, що є перешкодою вирішення проблеми обмежень потужності котлів. Тобто, при оптимізації тягодуттьових трактів викорисовується тільки показник *ККД* нагнітачів. Тому, при розробці проектів для збільшення продуктивності аеросистем потрібні коефіцієнти, які характеризують ефективність системи в цілому.

Для вирішення проблеми підвищення продуктивності ГС і АС і вирішення проблеми обмежень потужності котлів по дуттю і тязі розроблена нова концепція підвищення продуктивності і системної ефективності тягодуттьових трактів і механізмів за рахунок оптимізації або коригування геометрії проточних частин відповідно до результатів візуальної діагностики структури потоків. Нова концепція розрахунку ефективності динамічних процесів в аеродинамічних і гідравлічних системах потребує аналізу і перегляду показників ефективності як основного обладнання - нагнітачів, так і допоміжних елементів аеродинамічних систем, або мережи.

Показник *ККД* нагнітачів можна розглядати як ефективність трансформації різних видів енергії в основному елементі гідроаеросистем, яка показує відношення кінцевої або отриманої потужності (інтенсивності роботи) до витраченої або вихідної потужності. *ККД* розраховується на основі закону

збереження енергії, проте не надає причини низької або високої ефективності процесу трансформації. При розрахунку $KKД$ нагнітачів до корисних параметрів зараховані втрати напору в гідроаеросистемі, які повинні бути виключені при розрахунку $KKД$ системи в цілому.

Показник ефективності динамічних процесів $\eta_{сист}$ при умовах уніфікації параметрів потенціалу і динамічної складової може розраховуватися як відношення динамічної складової до ісходного потенціалу в гідро і аеросистемах.

Показники ефективності трансформації різних видів енергії і ефективності динамічних процесів можуть використовуватися для розрахунку системної або агрегатної ефективності. Запропоновані показники ефективності роблять повноцінними моделі представлення роботи гідро або аеросистем так як розширюють можливості вдосконалення параметрів роботи і оптимізації енергетичної ефективності, тобто стимулюють раціональне використання вихідних потенціалів в системах та енергозбереження.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА ПЬЕЗО МОДЕЛІ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧНОГО
ПРЕДСТАВЛЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ

В четвертому розділі розроблено методи розрахунку показників роботи АС з обов'язковим достатнім співпадінням показників розрахунків зі значеннями вимірювальних приладів, встановлених в системі. Так, в перерізу, де встановлено вакуумметр, показник повного напору менше значення розрядження. Тобто, величина розрядження крім втрат напору вхідної ділянки враховує також величину динамічної складової.

4.1 Пьезо модель структурно-параметричного представлення АС

Для переходу до нових моделей представлення параметрів в другому розділі виконаний аналіз існуючої методики розрахунку та представлення параметрів гідросистем у вигляді енергетичних характеристик нагнітачів. «Н-модель» гідросистем наочно демонструє методику розрахунку величин повних напорів в різних перетинах системи у вигляді рівняння Бернуллі, а також методику розрахунку показника повного напору нагнітача. Було виявлено «надлишковість» розрахунку, що призвело до подвійного використання динамічної складової напору. Аналіз розподілу параметрів у розрахунках показує, що в перерізі, де встановлено вакуумметр, показник повного напору P_{V1} менше величини розрядження P_r (показання вакуумметра). Тобто величина розрядження крім втрат напору вхідної ділянки враховує також величину динамічної складової.

Тобто, у другому розділі в формулах 2.1 та 2.2 динамічна складова враховується два рази, а реально, з урахуванням участі в формуванні розрядження, три рази. Для аналізу такої методичної помилки при розрахунках показника потенціалу вентилятора в АС можна запропонувати спрощену структурно-функціональну модель АС. Доцільно в розрахунках потенціалу

параметрів аеродинамічної системи дозволяє запропонувати формулу розрахунку потенціалу, який створює вентилятор з використанням тільки показань пьезо приладів.

$$P_{\text{вент}} = P_2 - (-P_1) \quad (4.1)$$

У цьому випадку потенціал, який створює вентилятор складається тільки з двох статичних складових (використовуються показання манометра або вакуумметра). В продовження досліджень, представлених в [72] розрахунок потенціалів в АС будемо виконувати для тих перетинів, де встановлені пьезо вимірювальні прилади (манометри і вакуумметри). Тому аеросистеми умовно розділимо на ділянки відповідно до місця розташування пьезо приладів.

4.2 «Р-модель» представлення параметрів аеродинамічної системи

«Р-Модель» параметрів системи дозволяє представляти параметри роботи аеродинамічних систем відповідно до показників вимірювальних пристроїв: витратомірів, манометрів та вакуумметрів. Це дозволяє представляти графічно зміни параметрів при розрахунку різних варіантів змін в мережі дуттьових трактів, а також проточних частин вентиляторів або димососів. Такі варіанти моделювання зручні та можуть використовуватися при розробці реконструкцій для діючого енергетичного обладнання як опалювальних котельнь, а також крупних об'єктів енергетики для ТЕС, ТЕЦ та ОК.

Потрібно зазначити, що розроблення третій варіант реконструкції може бути корисний не тільки для енергетичних підприємств України, а також може використовуватись в других країнах, включно США [10 – 12]. Для США проблеми обмежень потужності мають назву «системний ефект» що свідчить про наявність проблеми того, що розрахункові дані при проектуванні аеродинамічних систем дуже часто не співпадають з реальними даними в період експлуатації енергетичних технологій. Актуальність розробки варіантів підвищення подачі нагнітачів з одночасним зменшенням питомих витрат енергії на привід нагнітачами дає змогу суттєво поліпшити показники роботи

енергетичних об'єктів, які пов'язані з транспортуванням різних видів рідин і газів та в першу чергу повітря. Тому такий варіант реконструкції має інноваційний рівень.

Методи вдосконалення проточних частин обладнання на основі візуальної діагностики процесів руху рідини та газів може використовуватись в різних технологічних процесах теплопостачання та вентиляції, тому такий варіант поліпшення показників роботи системи є доцільним для використання.

Гідравлічний опір мережі залежить від його геометричних параметрів та витрат газу, який переміщується по проточному тракту. Традиційно при розрахунку дуттьового тракту слід визначити тиск повітря при заданій витраті. Тиск у АС визначається з урахуванням втрат енергії або тиску на подолання опорів у тягодуттьових трактів.

$$\Delta P = R_i \cdot (Q_{\epsilon}^*)^2 \quad (4.2)$$

де ΔP – втрати тиску на подолання опорів повітряного тракту, м;

R_i – коефіцієнт, який характеризує геометричні параметри повітряного тракту (опір сталий для даної мережі);

Q_{ϵ}^* – подача повітря вентилятором, яка проходить через проточний тракт (продуктивність), м³/год.

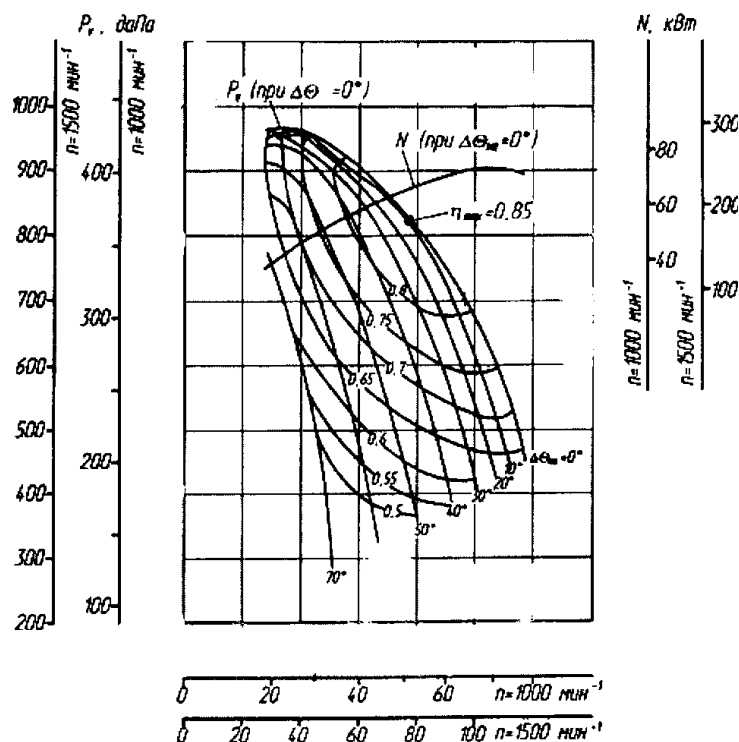
4.3 Реконструкція дуттьового тракту, зниження опорів дуттьового тракту

Другий етап проектування відповідає за визначення реальних параметрів роботи вентилятора АС. Для цього в полі енергетичних характеристик нагнітача проектувальник розраховує та будує додаткову напірну характеристику (характеристику тиску) мережі. При проектуванні модель представлення параметрів зводиться до нанесення отриманих даних розрахунку на енергетичні характеристики вентилятора. Для прикладу розглянемо характеристики вентилятора ВДн-15.

4.3.1 Розрахунок і побудова характеристик вентилятора

Розрахунок параметрів роботи вентилятора виконується подібно розрахунку напірної характеристики мережі. Головна частина розрахунку мережі - визначення втрат тиску $P_{\text{мережа}}$, які будуються від величини початкового тиску (може дорівнювати нулю або потрібно враховувати додатковий тиск - розрядження) [80]. Точку перетину називають робоча точка PT , яка повинна визначати головний параметр - подачу Q . Далі, отримане значення Q дозволяє визначити інші параметри і показники роботи вентилятора та системи за додатковими характеристиками з каталогу: потужність, $KKД$ та інші.

Завдання розрахунку спрощується наявністю напірних характеристик вентиляторів з каталогів. Уже відомі методи розрахунку характеристик фіктивних параметрів (опорів і напору), які припускають незмінність характеристик з каталогу. Однак, основою нової методики буде розрахунок граничного напору насосів і вентиляторів за фіксованими параметрами нагнітачів: вихідного діаметра D_2 і швидкості обертання робочого колеса.



Пропонується розраховувати граничний потенціал нагнітача $P_{гран.}$. Найкраще цей потенціал представляти величиною тиску при відсутності витрати в системі (при повному закритті арматури) і відсутності втрат тиску. Аналогічно розрахунку характеристики мережі для розрахунку характеристики потенціалу вентилятора від величини теоретично граничного потенціалу, розрахованого для вихідного перетину робочого колеса насоса, будемо віднімати втрати тиску в проточних частинах від перетину де встановлено вакуумметр до місця вимірювання тиску манометром.

$$H = H_m - h_w \quad (4.3)$$

Приклад теоретичної побудови напірної характеристики вентилятора ВДн-15 представлений на рисунку 4.2. Вихідними величинами для теоретичної побудови напірної характеристики вентилятора є граничний напір H_t , розрахований на основі моделі енергії обертання робочого колеса:

$$H_m = k\rho V_{к.р.к.}^2 = k\rho \left(\frac{\pi D n}{60} \right)^2 \quad (4.4)$$

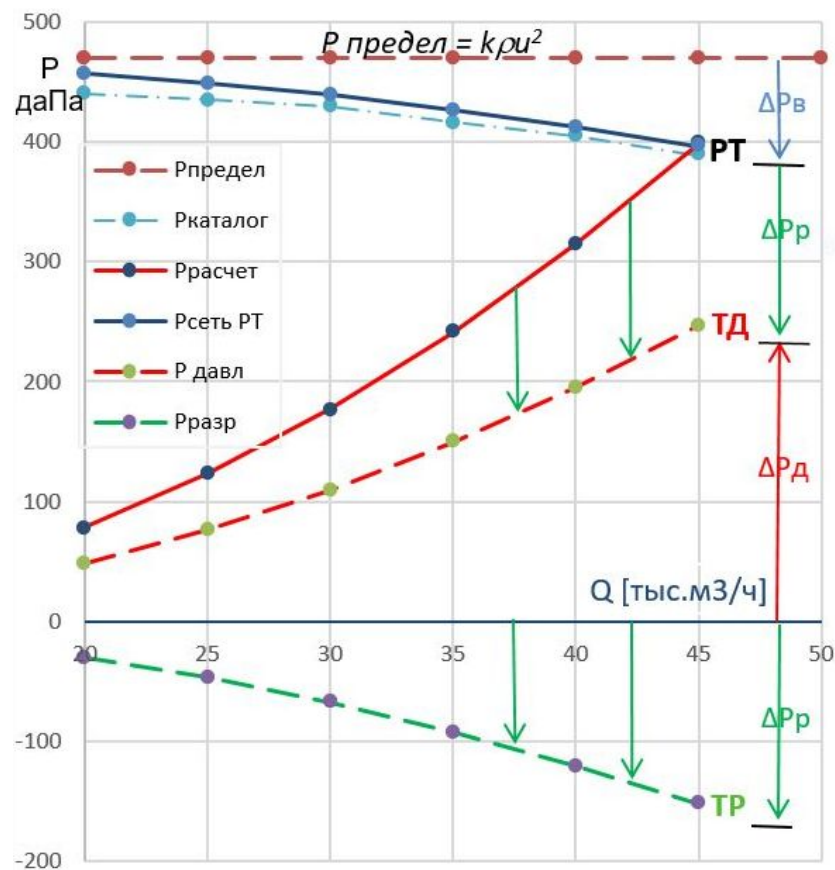


Рисунок 4.3 – Пьезо модель характеристик вентилятора ВДн-15.

Точка РТ повинна будти в області максимального ККД нагнітача повітря;

$$P_{мережаРТ} = \Delta P_{тиск} - \Delta P_{розрядж} = TД - ТР \quad (4.5)$$

Де: $\Delta P_{тиск} = R_{тиск} Q^2; \quad \Delta P_{розр} = R_{розр} Q^2$

Пьезо модель аеродинамічної системи можливо навести наступними кроками розрахунку. Вона буде відображати систему яку складає вентилятор – 1 ділянка системи; вхідні ділянки системи – 2 ділянка системи; а також зона тиску мережі – 3 ділянка системи:

1). По точкам на графіку енергетичних характеристик нагнітача повітря (вентилятора) побудувати характеристику повного напору P_v для максимальної продуктивності (характеристики потужності $N_{ел}$ і $ККД$ будуються за потребою).

2). Розрахувати граничний тиск вентилятора $P_{гран} = k (pDn)^2$.

3). Підібрати величину сумарного опору нагнітача повітря, яка дозволяє побудувати характеристику зміни тиску (повного напору) нагнітача повітря з максимальною відповідністю напірної характеристики з каталогу;

$$P_{нагн} = P_{гран} - \Delta P_{нагн} = P_{гран} - R_{нагн} Q^2 \quad (4.6)$$

4). Підібрати величину сумарного опору мережі R , яка дозволяє побудувати характеристику втрат тиску в системі коли робоча точка РТ - точка перетину характеристики напору нагнітача повітря і характеристики втрат тиску в мережі (окремо ТД і ТР). (побудувати в Excel)

Необхідно визнати, що на рисунку 4.3 ділянка нагнітача представлена не тільки вентилятором, але необхідно враховувати ділянки від вакуумметра і манометра. Потрібно також, враховувати особливості геометрії лопаток робочого колеса і кути розташування лопаток. Повернемося до задачі даного розділу: розробити методику спрощеного розрахунку пьезо характеристик нагнітачів, при цьому характеристики повинні відображати показники пьезо приладів.

Втрати напору (енергії) можна розділити на втрати на трьох частинах:

- втрати напору (енергії) до точки вимірювання тиску вакууметром;
- втрати напору в робочому колесі вентилятора;
- втрати напору за робочим колесом вентилятора до напірного манометра.

Потенційну (напірну) характеристику вентилятора можна отримати, використовуючи наступну методику побудови. Від граничної величини напору H_m віднімаємо втрати напору в проточній частині всмоктуючого патрубку.

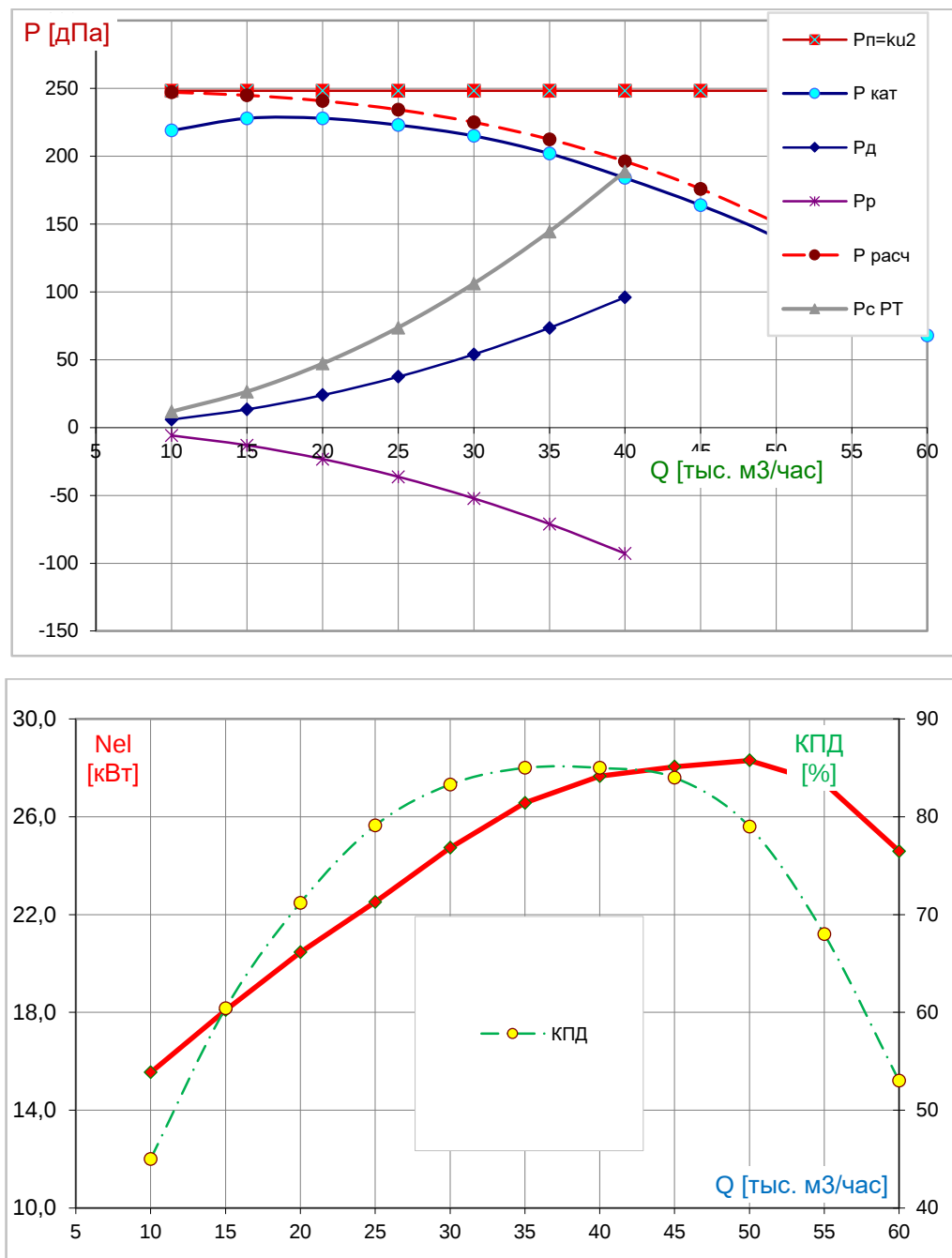


Рисунок 4.4 – Побудова пьезо характеристик вентилятора.

Далі, віднімаючи другу частину втрат напору h_{w0-2} , будуюмо напірну характеристику параметрів в точці 2 - вихідної кромки робочого колеса вентилятора. Відбираючи третю частину втрат напору h_{w2-PT} , отримуємо напірну характеристику вентилятора. Отримана теоретична напірна характеристика в

достатній мірі збігається з характеристикою вентилятора з каталогу [81]. Верхня лінія відповідає граничному теоретичного напору вентилятору ВДн-15, який розраховується за формулою 4.4.

Віднімаючи від граничного напору втрати напору на вхідній ділянці аеродинамічної системи (від початку системи до точки вимірювання тиску на вхідній ділянці вентилятора) будуюмо характеристику як в зоні напору P_1 , так і в зоні розрідження.

4.3.2 Аналіз зміни параметрів мережі після реконструкції

Зниження опорів дуттьового тракту виконується на основі методу візуальної діагностики структури потоку. Вимірювання аеродинамічних параметрів вхідного патрубку вентилятора показали, що після усунення дисипативних зон, опір повороту потоку у вхідному патрубку при числах Рейнольдса $Re > 10^5$ суттєво зменшено від значення $\zeta = 1,27$ до $\zeta = 0,23$.

Також було виконано коригування аеродинаміки в поворотах потоку на 90° . Установка вставок, що усувають дисипативні зони дозволила знизити опори поворотів потоку на 90° більш ніж в 4 рази. Модернізація вхідного патрубку вентилятора ВДн-15 дозволила знизити опір з 2,7 до 1,4;

Суттєво значення для виконання реконструкції мала заміна пальника РГМГ з опором $\zeta_{п.1} = 8,5$ на новий інноваційний пальник типу СНТ з опором $\zeta_{п.2} = 1,7$ [57]. Використання пльника нового типу з меншими величинами аеродинамічного опору забезпечило не тільки аеродинамічні перевагі, а також полібшело технологічні показники – горіння палива з меншими коефіцієнта надлишку повітря, що дає змогу підвищити потужність котла за рахунок збільшення температури факелу, а також полібшила екологічні та інші показники [58].

Таким чином, удосконалення або корегування аеродинаміки вставки, які заміщають дисипативні зони Z , сумісно с заміною застарілих пальників на нові інноваційні пальники типа СНТ, істотно поліпшують гідравлічні і акустичні

характеристики котельного обладнання. Сумісне впровадження нових технологій обґрунтовано за допомогою Р-моделі. Отримані результати дозволили: знизити втрати напору в дуттєвому тракті на 20 - 40% та в рамках рішення задачі зменшення об'ємів потужності котлів підвищити потужність котлів КВГМ-58 з 40МВт до 50МВт.

Тобто, використовуючи «Р-модель» представлення параметрів роботи аеродинамічної системи можна виконувати аналіз варіантів вирішення завдання забезпечення підвищення подачі повітря в котел. Для цього побудуємо характеристики вентилятора ВДн-15 - основного елемента системи і характеристики мережі - другорядних елементів системи для варіанта реконструкції – зменшення опорів проточних частин обладнання.

4.3 Порівняльний аналіз варіантів реконструкції

Для коректного подання параметрів роботи дуттєвого тракту та оцінки ефективності подачі повітря запропоновано: «Р-модель» параметрів системи та показник ефективності роботи системи в цілому. Характеристики тиску в дуттєвому тракті з вентилятором ВДн-15 показують реальні величини тиску в напірній частини після вентилятора і відповідають відлікам манометра, а також показують реальні величини розрядження - вакууму перед вентилятором і відповідають показаннями вакуумметра. Характеристики такого виду дозволяють в період експлуатації діючого енергетичного обладнання аналізувати зміни реальних параметрів на основі приладів вимірювання та розробляти і обґрунтовувати наслідки різного роду реконструкцій націлених на зміни ефективності.

Для аналізу ефективності запропоновано використовувати коефіцієнт питомих витрат енергії на подачу нагнітачів - k_N , який розраховується як відношення витрат електричної енергії N_{el} до величини подачі Q .

$$k_N = N_{el} / Q = \kappa B m / m^3 \quad (4.9)$$

де: N_{el} - витрат енергії на привід нагнітача, кВт;

Q – подача вентилятору, м³/год.

При використанні вентилятора ВДн-15 з оборотами 1000об/хв для забезпечення подачі 50 тис.м³/год, питомі витрати складуть $k = 1,5$ кВт/м³, при використанні цього ж вентилятора з оборотами 750об/хв., питомі витрати потужності при заданій подачі 50 тис.м³/год будуть зменшені до $k = 0,55$ кВт/м³. Таким чином, запропонований коефіцієнт k коректніше відображає ефективність роботи дуттьового тракту, ніж відомий показник ККД вентилятора. Новий показник питомих витрат не означає заміни ККД, який є незамінним при розрахунку реальних значень потужності.

Виходячи з цього протиріччя, розроблена нова структурно - функціональна «Р-модель» процесів АС на основі величин, які реально вимірюються в процесі експлуатації енергетичних технологій (процесів) величин тисків і розрядження.

В «Р-моделі» представлення процесів в АС усунуто основне протиріччя поділу обладнання на основне і допоміжне. У новій моделі всі елементи системи представляють з величиною енергетичного потенціалу, величиною тиску P_m - зона тиску і величиною розрядження P_p - зона розрядження. Причому все обладнання характеризується величинами гідравлічних опорів.

Розв'язана задача розробки методів розрахунку параметрів аеродинамічної системи, для чисельного моделювання різних режимів роботи насосів і вентиляторів і окремих ділянок системи. Така методика повинна дозволити моделювати параметри систем при інтенсифікації роботи, тобто збільшення продуктивності системи з одночасним зниженням витрат на роботу електродвигунів нагнітачів.

4.4. Математична модель розрахунку параметрів АС

Математична модель розрахунку параметрів АС для 3-х ділянок представлена системою рівнянь. Модель дозволяє сформулювати послідовність обчислень всіх параметрів аеродинамічної системи на основі двох параметрів

вентилятора: вихідного діаметра робочого колеса - D_2 і швидкості обертання робочого колеса. Модель АС представлена системою виразів 4.10.

$$P_{пред} = k \cdot u^2 = k(\pi \cdot D_2 \cdot n)^2$$

$$Q \in TД_i \rightarrow \begin{cases} P_{вх} = P_s - \sum P_{вх} \\ P_{вент} = P_{пред} - \sum \Delta P_{вент} - \sum h_{w.вх} \\ P_{давл} = P_s + \sum \Delta P_{давл} \end{cases} \quad (4.10)$$

Зелена характеристика враховує втрати напору вхідної ділянки від початку АС до перетину, де встановлено вакуумметр до перетину за вентилятором в місці установки манометра. Межі зміни енергетичних параметрів в системі визначаються напором $P_{пред}$, який розраховується на основі головних параметрів: D - діаметра робочого колеса; n - число обертів робочого колеса. Граничний напір $P_{пред}$ визначає поле гідродинамічних параметрів системи, включаючи нагнітач і його характеристику тиску, а також характеристику розрядження вхідної і напірної ділянки, відповідними показаннями вакуумметра і манометра. Віднімаючи з граничного напору $P_{пред}$, втрати тиску на ділянці від вакуумметра до манометра (включаючи втрати тиску в самому вентиляторі) можна розрахувати характеристику тиску головного механізму, яка повинна збігатися з напорною характеристикою вентилятора з каталогу. Характеристику вхідної ділянки доцільно розташовувати в зоні розрядження при цьому розрахункові параметри величини тиску відповідають показаннями вакуумметра. Характеристика напірного ділянки дозволяє розрахувати тиск, відповідне показаннями манометра.

Математична модель реалізована за допомогою засобів програми «Microsoft Excel» - програма для роботи з електронними таблицями, вбудованої в лінійку продуктів Microsoft office представлена на рисунку 4.5.

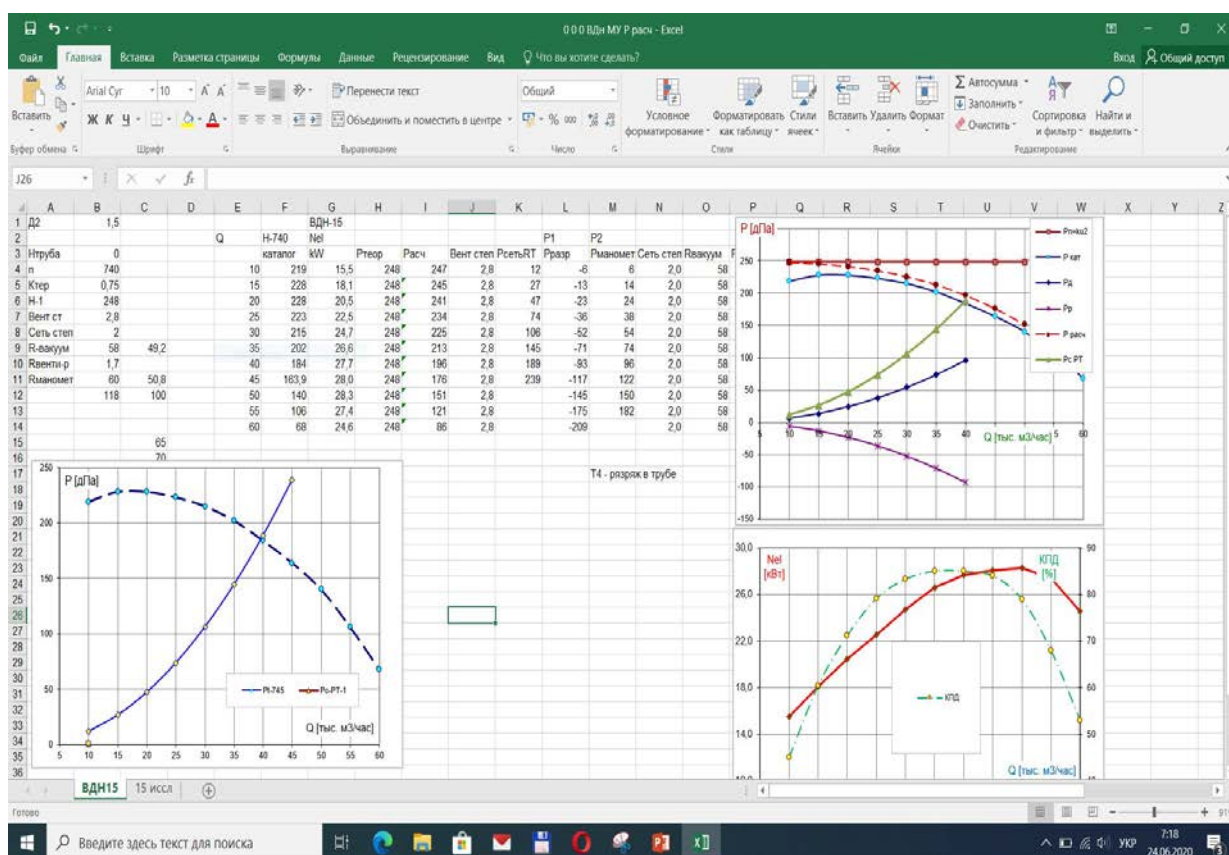


Рисунок 4.5. Програма розрахунку аэросистеми і нагнітача в «Ехсел».

Програма розрахунку аеродинамічної системи в «Excel» дозволяє не тільки розраховувати параметри роботи системи і вентилятора, а також виконувати оптимізацію параметрів роботи в різних умовах. Наприклад важлива умова – забезпечення максимального значення ККД нагнітача. Але, як довів аналіз це призводить до невиправдано високих витрат енергії на власні потреби тобто на привід вентилятора. Доцільно виконувати оптимізацію по питомим витратам енергії згідно виразу 4.9. В такому разі буде доцільно виконувати заходи щодо зменшення опорів проточних частин обладнання як основного – нагнітачі, також допоміжного: канали поворотів; колектори, пальники тощо.

4.5. Висновки до четвертого розділу

Пьезо модель аеродинамічної системи дозволяє представляти як результати розрахунку параметрів роботи аеросистем (які наведено в «Excel»),

що дозволяє виконувати оптимізацію параметрів роботи з різними показниками ефективності. Доцільно виконувати оптимізацію по питомим витратам енергії згідно виразу $k_N = N/Q$, а також за допомогою системних показників. В такому разі буде доцільно виконувати заходи щодо зменшення опорів проточних частин обладнання як основного – нагнітачі, а також допоміжного: канали поворотів; колектори, пальники тощо.

Пьезо модель аеродинамічної системи можливо навести наступними кроками розрахунку аеродинамічної системи. Вона буде відображати систему яку складає вентилятор – 1 ділянка системи; входні ділянки системи – 2 ділянка системи; а також зона тиску мережі – 3 ділянка системи.

1). По точкам на графіку енергетичних характеристик нагнітача повітря (вентилятора) побудувати характеристики повного напору P_v для максимальної продуктивності (характеристики потужності N_{el} і $ККД$ будуються за потребою).

2). Розрахувати граничний тиск – пьезо потенціал вентилятора

$$P_{гран} = k (pDn)^2.$$

3). Підібрати величину сумарного опору нагнітача повітря, яка дозволяє побудувати характеристику зміни тиску (повного напору) нагнітача повітря з максимальною відповідністю напірної характеристики з каталогу,

$$P_{нагн} = P_{гран} - \Delta P_{нагн} = P_{гран} - R_{нагн} Q^2$$

4). Підібрати величину сумарного опору мережі R , яка дозволяє побудувати характеристику втрат тиску в системі коли робоча точка PT - точка перетину характеристики напору нагнітача повітря і характеристики втрат тиску в мережі (окремо TT і TP). (побудувати в Excel)

Для співпадіння існуючих методів представлення параметрів роботи тягодуттєвих трактів з тим методом що розробляємо, який базується на розрахунку пьезо моделі, точка PT повинна буди в області максимального $ККД$ нагнітача повітря;

$$PT_{сеть} = \Delta P_{тиск} - \Delta P_{розр} = TD - TP$$

$$\Delta P_{тиск} = R_{тиск} Q^2 \quad \Delta P_{розр} = R_{розр} Q^2$$

Розрахунково - графічна пьезо модель представляє параметри аэросистем взагалі, що дозволяє аналізувати ефективність як системи в цілому, так і окремих елементів обладнання. Розрахунок пьезо характеристик тягодуттєвих трактів котлів відображає процеси на всіх ділянках аэросистем з урахуванням параметрів основних елементів – нагнітачів, а також допоміжного обладнання. Пьезо модель також сприяє виконанню аналізу параметрів окремих елементів обладнання, наприклад вхідних або вихідних ділянок вентиляторів або димососів.

Більш детальній розрахунок параметрів аэросистем дозволяє вирішити проблеми обмежень потужності котлів енергетичного обладнання за рахунок відповідності розрахункових даних проектування параметрам експлуатації котельного та іншого обладнання.

Аналіз причин частоті невідповідності розрахункових даних при проектуванні АС з реальними параметрами в період їх експлуатації дозволили виділити методичні складності і протиріччя: енергетичні характеристики нагнітачів розробляють за даними випробувань на експериментальних стендах, а параметри технологічного обладнання визначаються розрахунковим шляхом на основі опорів проточних частин, при цьому оптимізація роботи АС виконується тільки по параметру *ККД* нагнітача, тобто відсутні показники ефективності окремого обладнання та системи в цілому; основним показником роботи є значення повного напорів в заданих перетину АС, яка в статті представлена у вигляді Н-моделі динамічних систем. Складність розрахунку повних напорів нагнітачів і технологічної мережі може приводити до значних неточностей і невідповідностей.

Р-модель аеродинамічних систем дозволяє розробити прості методики розрахунку як причини процесів: граничний тиск, яке формує нагнітач, так і пьезо параметри в системі, які повинні відповідати показаннями манометрів і вакуумметрів в заданих перетинах системи. В Р-моделі процесів АС усунуто основне протиріччя поділу обладнання на головне (нагнітачі) і допоміжне (технологічне обладнання системи). У новій моделі АС можна розділити на

багато ділянок з виділенням окремого технологічного обладнання, наприклад, пальників для аналізу процесів горіння і змішання; систем очищення з аналізом витрат енергії на її роботу і ефективність очищення та ін.

Розрахунок пьезоданих в АС: граничний тиск нагнітачів; прогнозування показань манометрів або вакуумметрів в заданих перетинах системи, дозволяє проводити теоретичний аналіз ефективності системи і окремих її елементів для прийняття рішень як в період проектування, так і в період експлуатації, а також для проведення реконструкцій та модернізації в системах для підвищення продуктивності і економічності аеродинамічних систем.

РОЗДІЛ 5

КОРИГУВАННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ОСНОВНОГО І ДОПОМІЖНОГО
ОБЛАДНАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПЬЕЗО МОДЕЛІ АЕРОСИСТЕМИ

Одним з важливих умов сталого розвитку промисловості є удосконалення енергетики та поліпшення екологічних показників роботи енергетичних підприємств [1, 2]. Великі теплові електростанції (ТЕС) складають базову частину енергосистем багатьох країн. При цьому ТЕС виконують важливу роль в регулюванні частоти в електромережі, тобто забезпечують баланс між виробленням і споживанням електроенергії [5].

Енергетика багатьох країн використовує низькосортні палива з низькою теплотворною здатністю і високою зольністю. Це забезпечує зниження собівартості вироблення електроенергії, але експлуатація вугільних ТЕС створює істотні екологічні проблеми [24]. Технологія спалювання твердого палива в котлах ТЕС є одним з основних джерел потрапляння в навколишнє природне середовище шкідливих речовин - оксида азоту (NO_2) та оксида сірки (SO_2), а також дуже великі викиди твердих частинок. В енергетичних видах твердого палива більше 20% вогнетривких речовин, тому, при спалюванні 1 тонни вугілля в середньому утворюється близько 100 кг шлаку, але найбільшу екологічну небезпеку становлять легкі тверді частинки (ще близько 100 кг на кожну тонну палива), які разом з димовими газами видаляються з котла.

З 2018 року європейські норми граничних викидів твердих частинок повинні складати 30 мг/м^3 [25]. На енергоблоках 200МВт в системах очищення димових газів від золи використовують мокрі скруббери, які здатні забезпечити видалення з димових газів близько 95% твердих частинок. Решта 5% це дуже великі викиди - близько 1000 мг/м^3 . Сам факт, що викиди необхідно зменшити більш ніж в 30 разів можна розглядати як важко вирішувану проблему. В Україні, Болгарії, Греції та інших країнах в програмах розвитку енергетики прийнято рішення про виведення з експлуатації пиловугільних блоків.

5.1 Аналіз схеми тягового тракту котла

Головною метою коригування аеродинаміки газових потоків було вдосконалення «схеми золоуловлювальної установки» - тракту видалення димових газів від котла до електрофільтрів. Для розробки «схеми золоуловлювальної установки» були використані креслення енергоблоку №4. Відомості про конфігурацію газоходів і вузлів золоуловлювальної установки були отримані під час промірів реальних внутрішніх розмірів тягового тракту в період зупинки енергоблоку (рисунок 5.1).

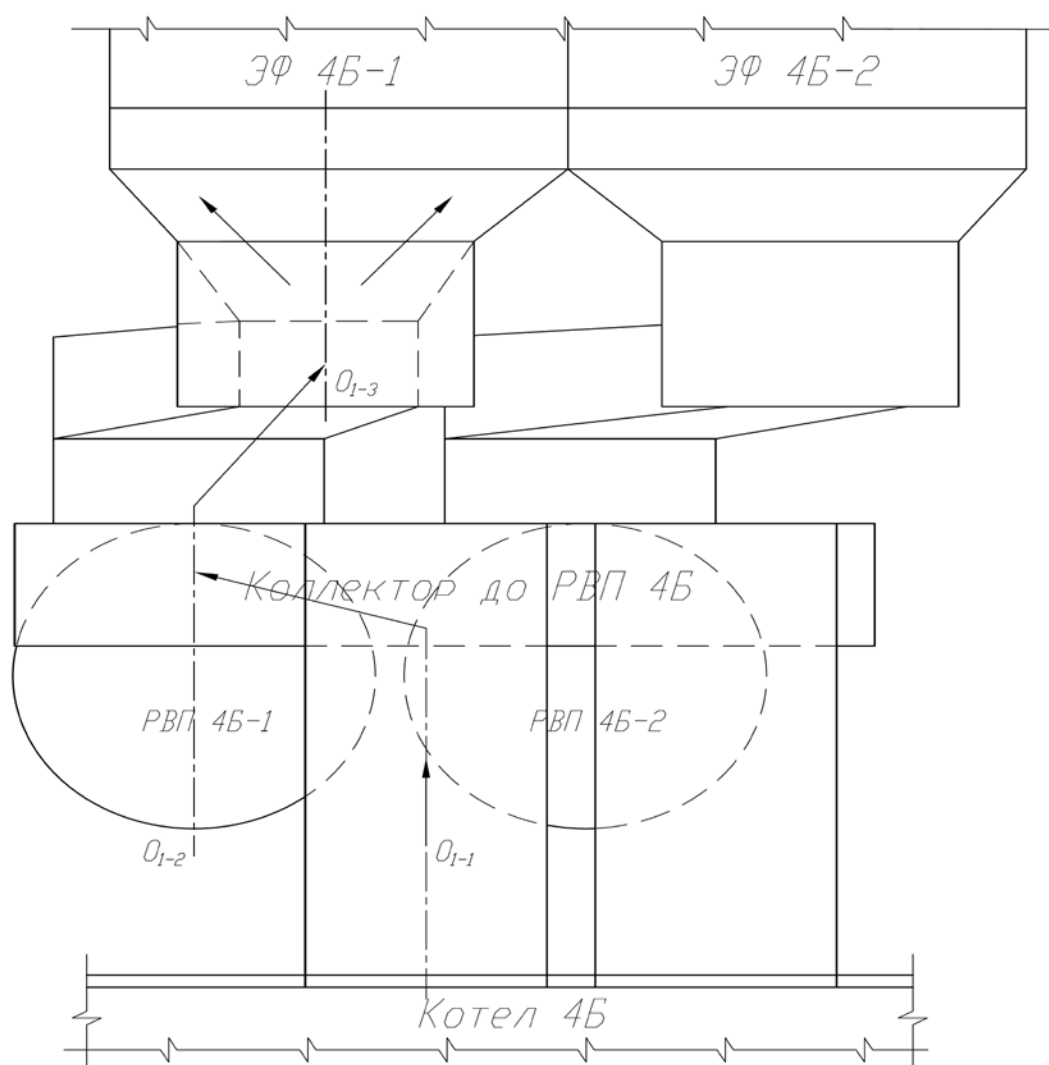


Рисунок 5.1 Схема золоуловлювальної установки.

Підвищення ефективності аеросистеми і поліпшення параметрів роботи електрофільтрів виконано не за рахунок збільшення розмірів і інтенсивності роботи димососів, а на основі коригування проточних частин з метою поліпшення структури потоків димових газів і відповідно зниження аеродинамічних опорів окремих другорядних елементів системи - тягового тракту котла.

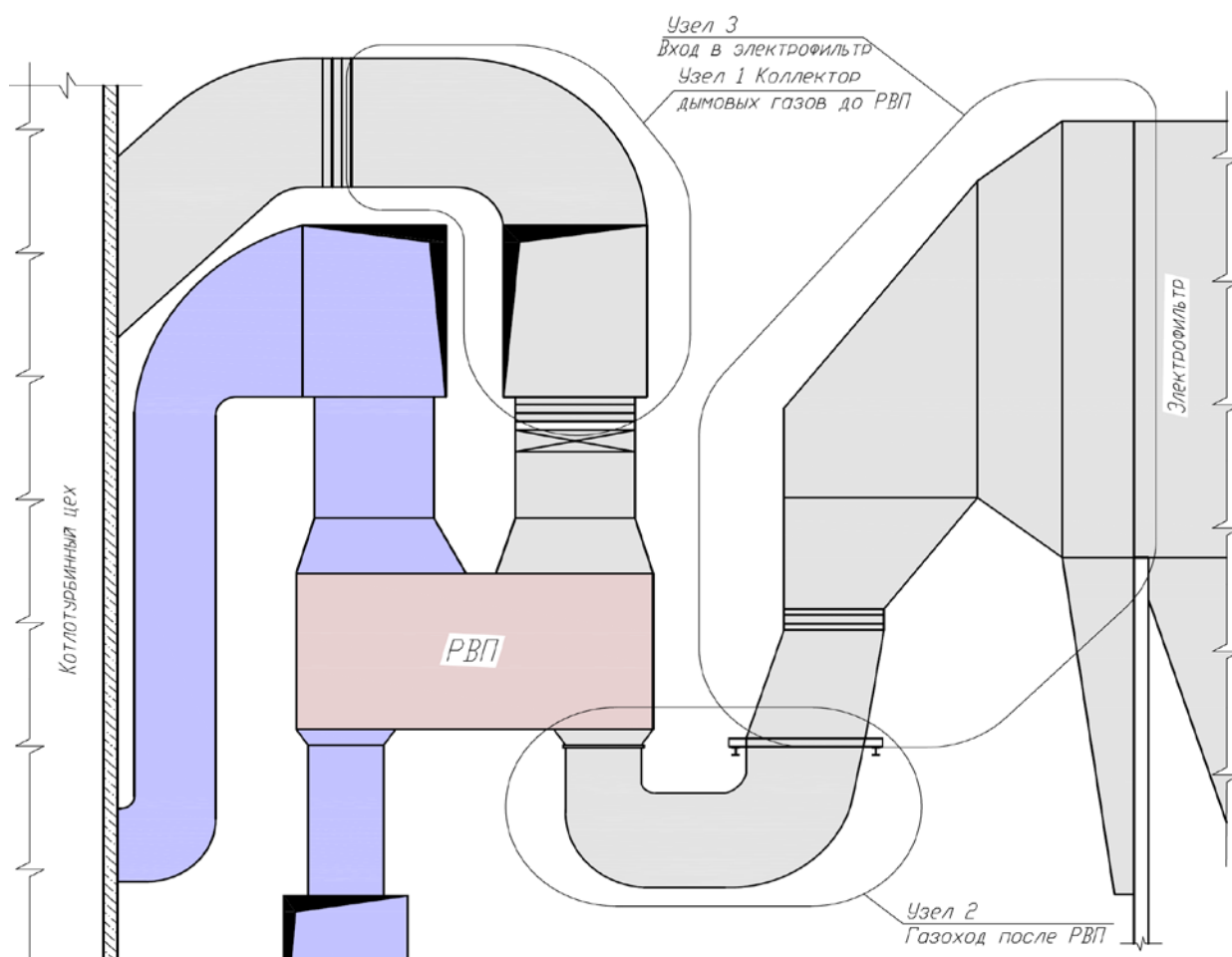


Рисунок 5.2 Вузли коригування аеродинаміки газових потоків в тяговому тракті:

- 1 вузол -коллектор димових газів до РВП; 2 вузол - газохід після РВП;
- 3 вузол - вхідні ділянки електрофільтрів.

Аналіз схеми золоуловлювальної установки енергоблоку 300 МВт №4 показав, що істотним недоліком геометрії тягового тракту є розбіжність вісей: газоходу від котла - O_{1-1} і колектора димових газів до РВП 4Б - O_{1-2} і відповідних корпусів електрофільтрів - O_{1-3} . Через складну геометрію, коригування

аеродинаміки в ряді випадків вимагає часткового демонтажу деяких елементів тракту і істотного збільшення витрат на реалізацію проекту. Наприклад, крайні зони вхідних ділянок електрофільтрів мають крутий кут повороту потоку газів і максимальне звуження, тому коригування аеродинаміки цієї частини вхідної ділянки електрофільтрів виявилася неможливою через невиправдану складність геометрії. Для розробки проектних пропозицій з метою коригування аеродинаміки тягового тракту обрані 3 вузли, в яких зосереджені значні опори.

Для розробки фізичних моделей моделювання динамічних процесів в характерних перетинах аеросистеми були виконані креслення елементів тягового тракту енергоблоку №4 з виконанням обмірів реальної геометрії зазначених вузлів тягового тракту - проточних частин вхідних - вихідних ділянок РВП, електрофільтрів, поворотів потоку в період зупинки енергоблоку.

5.1.1 Реконструкція аеродинамічного тракту котла на основі візуальної діагностики структури потоків

Аналіз моделей представлення і методів розрахунку параметрів аеросистем, виконаний в попередніх розділах показав, що тягодуттєві тракти котельних установок мають суттєві недоліки: високі питомі витрати на привід дуттєвих вентиляторів та димососів, підвищені значення викидів шкідливих речовин тощо. Найбільш важлива проблема котельних установок - обмеження потужності котлів по тязі або дуттю. Для вирішення зазначених проблем була виконана модернізація тягового тракту енергоблоку №4 Криворізької ТЕС. Для поліпшення показників роботи золоуловлювальної установки найважливішим елементом з точки зору аеродинаміки є вузол 3 - вхідна ділянка електрофільтрів. Вхідні ділянки визначають рівномірність розподілу димових газів в зоні очищення. Тому структура потоку у вхідних ділянках суттєво впливає на ефективність очищення димових газів в електрофільтрах. На рисунку 5.3 показані траєкторія та межі руху димових газів.

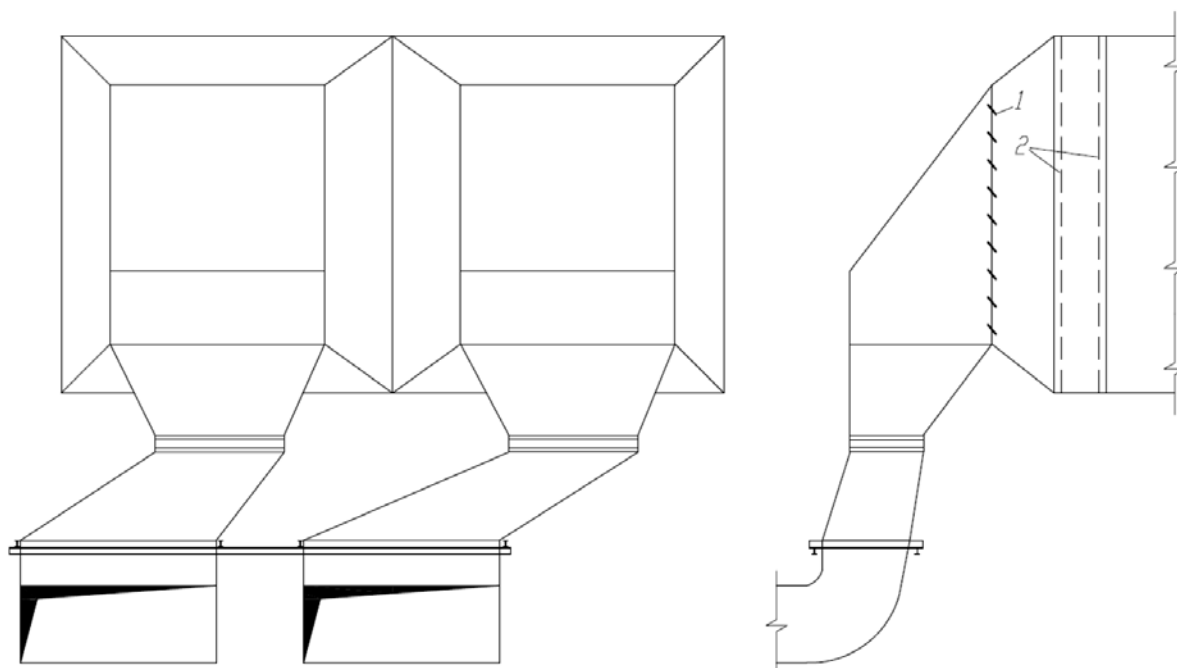
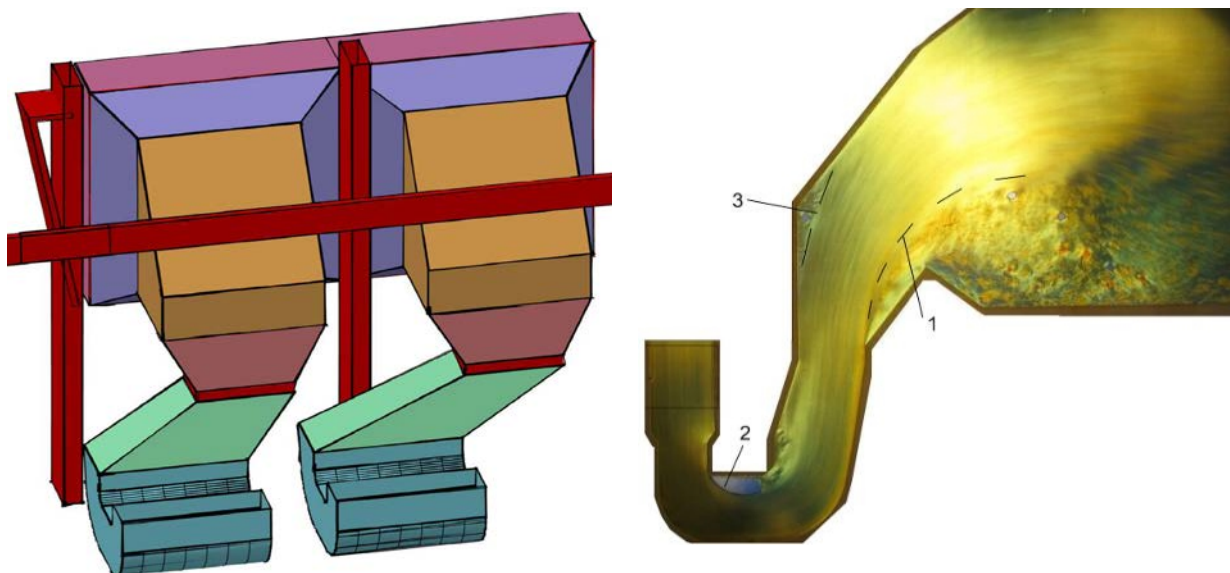


Рисунок. 5.3 Геометрія вхідних ділянок електрофільтрів до реконструкції: 1 - струменеспрямляючі обтічники; 2 - листи металу з отворами

Заштриховані області показують зони, в яких реальні швидкості $V_{реал}$ істотно більше розрахункових швидкостей $V_{разр}$. Знаками питання «???» позначені області, куди димові гази практично не потрапляють.



а - конфігурація вхідних ділянок електрофільтрів до реконструкції;

б - візуальна діагностика структури потоку перед електрофільтром

Рисунок – 5.4 Аналіз конфігурації тягового тракту перед електрофільтрами за підсумками першої реконструкції 2005 року.

Для перерозподілу потоку в період реконструкції у 2005 році використані струменеспрямляючі обтічники - 1, а також два листа металу з отворами - 2. Однак, як показано в аналізі параметрів роботи котла, додаткові елементи - 1; 2 вхідної ділянки істотно збільшують опір тягового тракту і відповідно витрати енергії на роботу димососів збільшуються на 10 - 20%.

5.1.2 Удосконалення вхідної ділянки електрофільтрів

Як зазначалося, електрофільтри енергоблоку №4 мають розміри на 25% більше у порівнянні з електрофільтрами блоків №1 і №2, проте розподіл швидкостей і енергетичні показники золоуловлювальної установки блоку №4 має ряд недоліків.

Для проведення візуальної діагностики структури потоку розроблена і виготовлена модель вхідної ділянки. Фізична модель вхідного ділянки ЕФ для візуальних досліджень виготовлена від РВП до входу в електрофільтр (спільно зона 1 і зона 2), так як поворот потоку на 180 ° під РВП істотно впливає на структуру руху газів на вхідній ділянці електрофільтру.

Візуальна картина структури потоку у вхідних ділянках електрофільтрів існуючого тракту на рисунку 5.5 показує великий відрив потоку від стінки - 3 в середній лівій частині, який відзначений пунктирною лінією. Для усунення відриву потоку від стінки - 3 пропонується змінити геометрію стінки вхідної ділянки. Для виконання змін геометрії частково демонтується ділянка стінки вхідної ділянки (без здачі в металобрухт) відповідно до робочого кресленням обмірів геометрії тракту. Після часткового демонтажу кут установки демонтованої ділянки змінюється відповідно до креслення нової геометрії тракту. Операції по частковому демонтажу і подальшій зміні кута установки металевих листів - монтаж нової геометрії вхідного ділянки електрофільтрів виконувався відповідно до виявленої структурою потоку.

Головний результат візуальної діагностики на рисунку 5.4 показує, що в існуючій конструкції практично весь потік надходить у верхню частину

електрофільтру. Нижня межа потоку відзначена пунктирною лінією - 1. В існуючій конструкції вхідної ділянки у 2005 році встановлено обтічники - 1 і два металевих листа з отворами - 2 з метою перенаправити гази з верхньої в нижню частину електрофільтрів. Однак, обтічники - 1 і листи металу - 2 створюють істотний опір потоку газів, яке призвело до збільшення витрат енергії на роботу димососів. Крім того, такі різкі зміни напрямку руху газів створюють високу турбулентність та вихори, які знижують ефективність очищення в електрофільтрах. При цьому існують бокові зони електрофільтрів (рисунок 5.5), які позначені питаннями «??», куди потік димових газів практично не потрапляє. Для коригування аеродинаміки бокових зон електрофільтрів розроблені робочі креслення зміни геометрії вхідної ділянки. Для виконання зміни геометрії нижня частина вхідного ділянки демонтується (зі здачею металу на брухт), так як через складну геометрію немає можливості змінювати кути установки демонтованого металу. Нова геометрія нижньої частини вхідної ділянки розроблена відповідно до виявленої структури потоку. Для секцій електрофільтрів 4А-1 і 4Б-2 розроблено розширення потоку газу для сполучення з розмірами електрофільтрів. Для секцій електрофільтрів 4А-2 і 4Б-1 розроблено часткове розширення потоку газу. Повного сполучення вхідних ділянок з розмірами електрофільтрів не можливо виконати через наявність колон.

Результати візуальної діагностики структури потоків [7, 8] у вхідних ділянках електрофільтрів на рисунку 1.6 показали, що примітивна конфігурація вхідної ділянки перед електрофільтрами формує потік таким чином, що більша частина димових газів потрапляє в праву і верхню частину електрофільтрів. При цьому ліва і нижня частини зони очищення в електрофільтрах практично не працюють (рисунок 5.2). Візуальна діагностика потоку показала, що димові гази потрапляють тільки в 40% поперечного перерізу. Реальні швидкості в цій області в 2,5 рази перевищують розрахункові значення, а високі значення швидкостей димових газів в заштрихованій зоні є причиною суттєвого абразивного зносу.

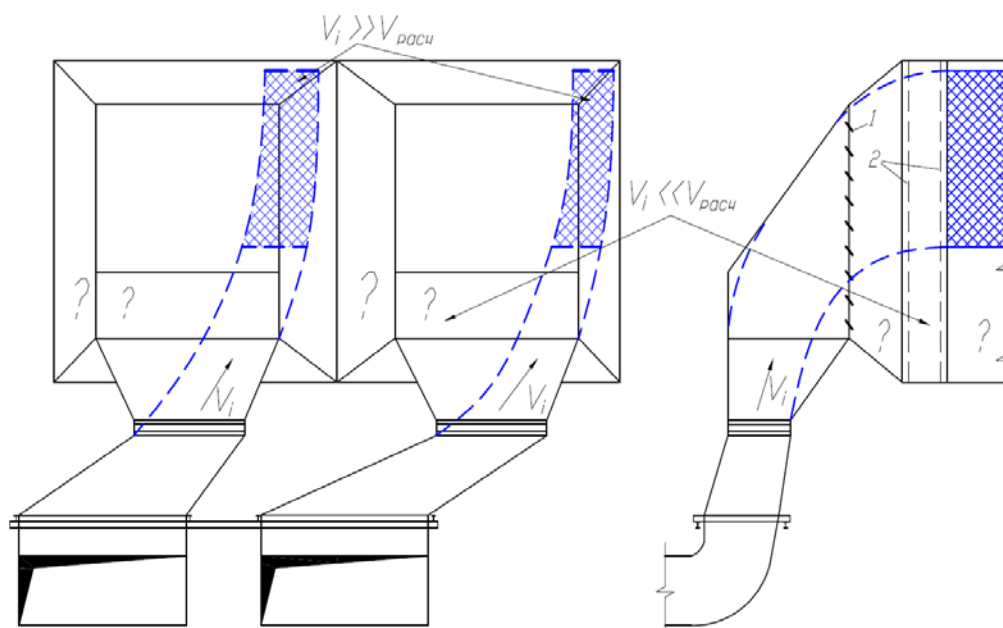


Рисунок – 5.5 Траєкторії і області максимальних швидкостей руху димових газів у вхідних ділянках електрофільтрів.

1 - струменеспрямлюючі обтічники; 2 - листи металу з отворами.

На рисунку 5.4 виконано дослідження структури потоку газів в нижній частині електрофільтрів (вузол 2 - «газоходу після РВП»).

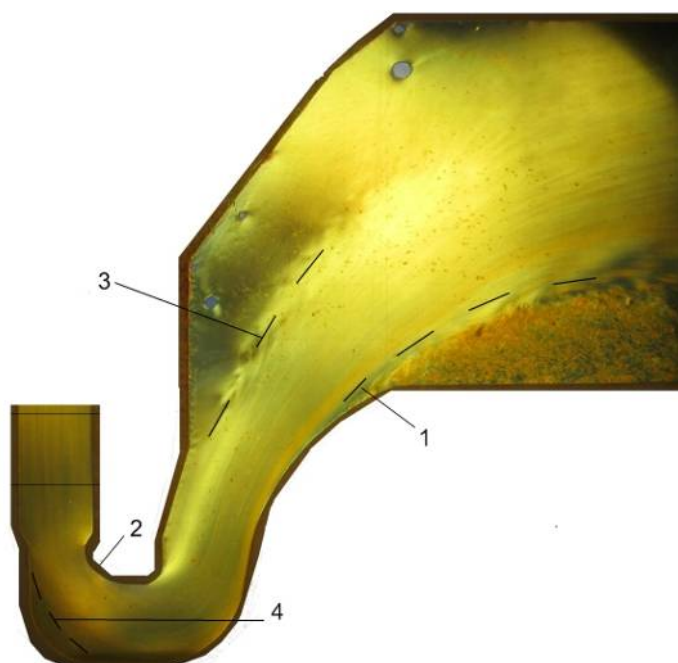


Рисунок – 5.6 Візуальна діагностика структури потоку у вхідних ділянках електрофільтрів при округленні повороту «газоходу під РВП».

Візуальна картина на рисунку 5.6 демонструє, що зміна геометрії газоходу під РВП (поворот замінений на плавне округлення), змінює траєкторію руху основного потоку газів у вхідній ділянці електрофільтрів і направляє потік газів в середню частину електрофільтру. Зображення більш точно показує зону відриву потоку від стінки - 2, а лінія - 4 показує геометрію вставки-лекала, що дозволяє усунути відрив потоку від стінки повороту. Для виконання коригування в зоні відриву потоку - 4 розроблений робочий проект []. Округлення потоку в повороті потоку газів на 180° під РВП забезпечує два позитивних результати:

- лінія відриву знизу повороту 180° показує лінію заміщення металевої стінкою - 4, що дозволить істотно зменшити опір повороту потоку;
- після повороту з округленням потік прямує в середню частину електрофільтру, що дозволить більш рівномірно заповнити простір очищення в електрофільтрах.

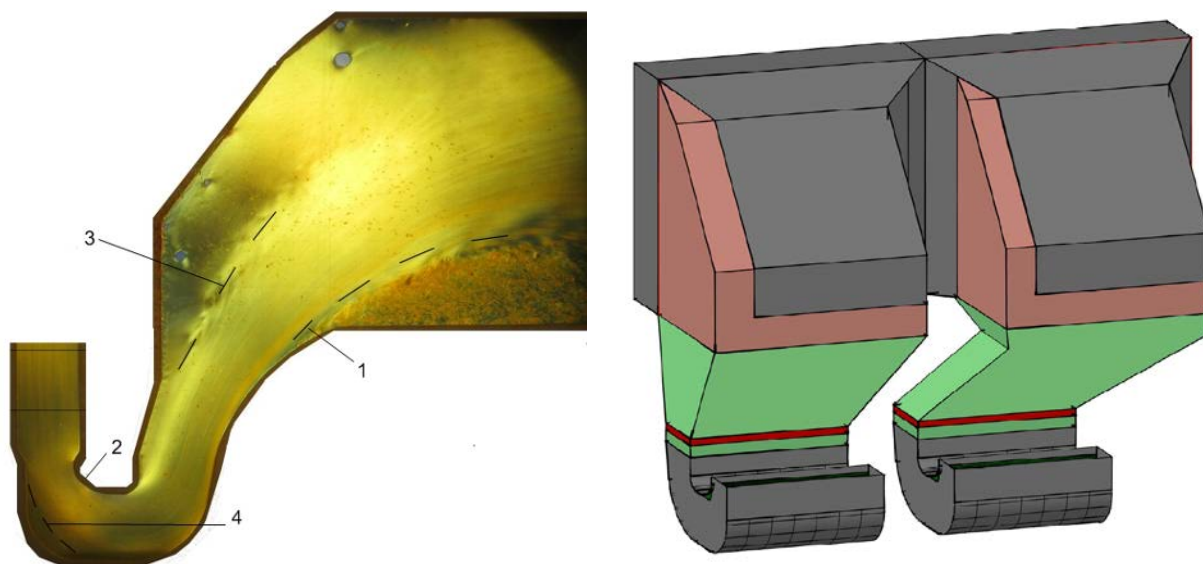
Аналіз геометрії вхідних ділянок електрофільтру на рисунках 5.4 - 5.6 показав шляхи забезпечення більш рівномірного розподілу швидкостей у вхідних ділянках зони очищення. Зазначені зміни коригування аеродинаміки потоку газів реалізують дві мети: знижує швидкість руху газів до розрахункових величин, крім того, зменшуються кути повороту потоку, що сприяє зменшенню зон відриву потоку від стінок. У корпусів 4А-1 і 4Б-2 перетин може бути збільшено з забезпеченням симетричності корпусів 4А і 4Б.

5.1.3 Поліпшення енергетичних показників роботи ТЕС за рахунок вдосконалення аеродинаміки тягового тракту.

В п'ятому роділі роботі представлено аналіз варіантів вирішення екологічних проблем ТЕС в Україні [82]. Основним напрямком поліпшення якості очищення димових газів від золових частинок є заміна електрофільтрів зі збільшенням розмірів для можливого збільшення ефективності очищення димових газів від твердих часток. У 2005 році на енергоблоці №4 Криворізької ТЕС заміна електрофільтрів забезпечило якість очищення 20мг/м^3 , що

відповідало нормам Євросоюзу. Однак через кілька років концентрація летючого попелу на всіх чотирьох електрофільтрах збільшилися до 250мг/м^3 . Такий результат ставить під сумнів результативність запропонованого рішення.

У 2012 році був виконаний аналіз причин швидкого погіршення показників роботи нових електрофільтрів. Головним недоліком можна вважати не виправдане збільшення розмірів електрофільтрів більш ніж в 2,5 рази. В умовах щільної компоновки обладнання енергоблоків 300МВт це призвело до того, що геометрія тягового тракту після реконструкції отримала не виправдано складну конфігурацію.



а - візуальна діагностика структури потоку перед електрофільтром; б - конфігурація вхідних ділянок електрофільтрів після реконструкцію;
Рисунок – 5.7 Ділянки електрофільтрів після другї реконструкції 2013 року

Удосконалення проточних частин передбачає використання додаткового етапу проектування - візуальну діагностику структури потоків, яка дозволяє формувати потік димових газів за рахунок коригування геометрії стінок в межах прикордонного шару потоку без відриву потоків від стінок.

5.1.3 Поліпшення екологічних показників роботи ТЕС за рахунок удосконалення аеродинаміки тягового тракту

Основним напрямком поліпшення якості очищення димових газів від золових частинок є заміна електрофільтрів на більш ефективні. У 2005 році на енергоблоці №4 Криворізької ТЕС заміна електрофільтрів забезпечила якість очищення 20 мг/м^3 , що відповідало нормам Євросоюзу. Вартість заміни електрофільтрів становила понад 200 млн.грн. Однак через три роки концентрація летючого попелу на всіх чотирьох електрофільтрах збільшилися до 250 мг/м^3 . Такий результат ставить під сумнів результативність рішення про збільшення розмірів електрофільтрів.

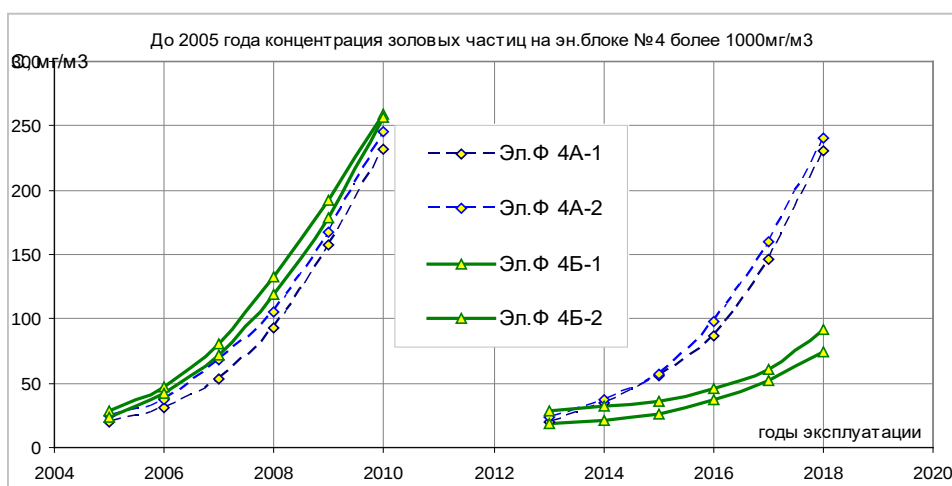


Рисунок – 5.8 Зміна ефективності очищення димових газів від твердих частинок в період експлуатації.

У 2013 році на енергоблоці №4 Криворізької ТЕС виконано проект не в повному обсязі, так як час ремонту енергоблоку було скорочено з 60 до 27 діб. Коригування було виконано тільки на секціях 4Б-1 і 4Б-2. На секціях були виконані поновлення за проектом першого варіанту реконструкції 2005 року. Випробування роботи електрофільтрів до і після виконання робіт показало істотні поліпшення показників в період експлуатації на секціях, де виконувалася коригування аеродинаміки. Вирівнювання епюри швидкостей у вхідних ділянках електрофільтрів 4Б-1 та 4Б-2 забезпечило необхідну якість очищення протягом двох років, при цьому темпи погіршення якості очищення істотно краще, ніж за проектом 2005 року.

5.2 Обґрунтування проектних рішень реконструкції

Головні недоліки аеродинаміки тягового тракту енергоблоку №4 пов'язані з різкими змінами геометрії тракту, різкими звуженнями і розширеннями потоків. Пріоритетом розробки проекту є коригування аеродинаміки тягового тракту. В першу чергу - коригування аеродинаміки повинне виконуватися заміщенням зон відриву потоку від стінок вставками. Для забезпечення пріоритетів проектування необхідно домогтися рівномірного розподілу швидкостей газів в області очищення.

У першу чергу необхідно раціонально розташувати обладнання системи золоулавлювання: подача від котла повинна бути поєднана з вісями РВП, а вісі РВП повинні бути добре суміщені з вісями входу потоку в електрофільтри та інше. По друге - в разі необхідності зміни геометрії тракту пропонується здійснювати без змін обладнання, а виконувати часткові зміни геометрії тракту з метою приведення кутів розширення та кутів повороту до оптимальних значень. Новий метод представлення напірних характеристик димососів і аеродинамічних систем адаптований до показань штатних приладів - манометрів і вакуумметрів, що дозволить в період експлуатації енергетичного обладнання коригувати моделі представлення енергетичних параметрів з метою пошуку шляхів поліпшення параметрів енергоблоків в цілому.

5.2.1 Р-модель представлення енергетичних параметрів аеросистем

Сьогодні для аналізу енергетичних параметрів роботи тягового тракту котла використовують діаграми з енергетичними характеристиками димососів ДО-31,5 з каталогу. Проблема існуючої моделі енергетичних характеристик тягового тракту в тому, що сімейство характеристик напору $P_{vi} = f(Q)$ і характеристики потужності $N_i = f(Q)$ димососа будуються заводом виробником у вигляді сімейства характеристик при різному значенні відкриття ϕ_{BX} , це значення дискретно змінюється від $\phi_{BX} = +20\%$ відкриття, щодо середнього

значення $\varphi_{ВХ} = 0\%$, до положення НА $\varphi_{ВХ} = -60\%$ зачинення. Кожна окрема характеристика напору $P_{Vi} = f(Q)$ при ($i = \text{const}$) та відповідна їй характеристика потужності $N_i = f(Q)$ при ($i = \text{const}$) у вигляді безперервних ліній будуються при випробуваннях заводом виробником з використанням напрямних апаратів на напірній стороні димососа $\varphi_{НП}$ з відкриттям-закриттям від $\varphi_{НП} = 0\%$ до $\varphi_{НП} = 100\%$. Сьогодні параметри роботи аеродинамічних систем визначають графічним шляхом по «робочій точці» - РТ, яка визначається перетином двох напірних характеристик: 1 – напорної характеристики димососа (вентилятора) $P_V = f(Q)$, яку отримують експериментальним шляхом на стендах заводу–виробника и представляють в каталогах;

2 - напірної характеристики мережі $P_{\text{мережа}} = f(Q)$, яку розраховують при проектуванні системи або її реконструкції, по опорам вхідної і напірної ділянок системи.

Виходячи з даних технічного завдання і режимної карти енергоблоку №4 при номінальній електричній потужності робочі параметри тягового тракту котла по корпусам А і Б та димососів Д-4А і Д-4Б в робочій точці РТ становлять:

Подача кожного димососа: $Q = 900$ тис. м³/год.

Напір при максимальном ККД димососа: $P_V = 377$ мм.в.ст. (даПа)

Потужність електродвигуна димососа: $N \approx U \times I = 6 \times 205 = 1230$ кВт.

При зазначених параметрах подачі та напору димососів котла №4 вакууметри, встановлені на вхідній ділянці, повинні показувати розрядження перед димососом $P_{ВАК} = P_{ВХ} = -345$ мм.в.ст. (даПа). Манометри, встановлені з напірної сторони димососа повинні показувати тиск $P_M = P_{НП} = 97$ мм.в.ст. (даПа).

На заводських характеристиках димососа немає можливості побудувати характеристику, що представляє зміну величини розрядження перед димососом. Отримані результати можна якісно відобразити на сумарній напірній характеристиці мережі $P_{\text{мережа}}$. Для визначення реальних параметрів для різних режимів роботи аеродинамічної системи тягового тракту, сучасна форма характеристик димососів вимагає додаткові дані, що характеризують роботу тягового тракту котла та димососа.

Розрахунковим шляхом за даними діаграми (рисунок 5.9) визначено, що сумарна величина опору тягового тракту котла становить $\Sigma R_{BX1} + H_{П1} = 99$.

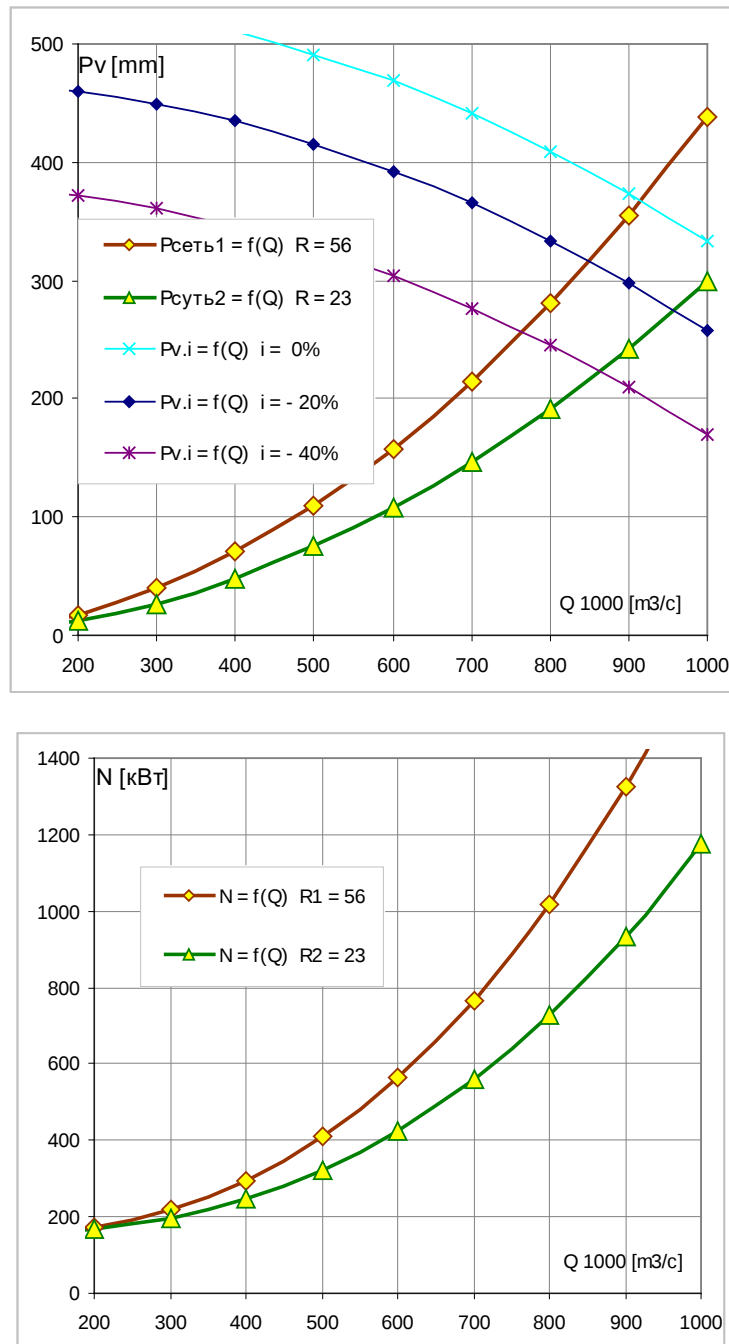


Рисунок. 5.9 Додаткові побудови для визначення реальних витрат потужності димососа ДО-31,5.

Величина опору вхідної ділянки до реконструкції становить $R_{BX1} = 69$. У процесі реконструкції тягового тракту котла передбачається знизити величини аеродинамічних опорів вхідного ділянки від $R_{BX1} = 69$ до $R_{BX2} = 57$. Це дозволить

знизити втрати напору на зазначених ділянках від $\Delta P_{ВХ1} = 345$ даПа до величини $\Delta P_{ВХ2} = 285$ даПа. Величини опорів і втрати напору окремих ділянок тракту видалення димових газів вказані в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Зміна параметрів тягового тракту до і після реконструкції

Частина системи	До реконструкції		Після реконструкції	
	$R(\zeta)$	Δh	$R(\zeta)$	Δh
Вхідний участок	69	345	57	285
Димосос	11	53	11	53
Напірний участок	19	97	19	97

Зниження втрат напору в тяговому тракті, що має забезпечити зниження витрат енергії на роботу димососа. Визначення реальних витрат потужності на роботу електродвигуна димососа також вимагає додаткової побудови.

5.2.2 Визначення витрат потужності на роботу димососа

Реальні витрати електроенергії на роботу димососа необхідно будувати відповідно до напірних характеристик мережі $P_{мережа\ i} = f(Q)$. За реальних значень опорів в мережі до і після реконструкції будуюмо напірні характеристики мережі на існуючому тракті котла $P_{мережа\ 1} = f(Q)$ (до реконструкції). За значення передбачуваного зниження опору тракту після проведення реконструкції строїмо напірну характеристику $P_{мережа\ 2} = f(Q)$. Нове значення перетину напірних характеристик показує - на скільки змінюється подача димососа при різних значеннях відкриття напрямних апаратів на вхідній ділянці димососа.

Витрати потужності електродвигуна димососа при різних значеннях відкриття напрямних апаратів на вхідній ділянці димососа отримуємо побудовою графіків $N_{эл} = f(Q, R_{вх} \cdot \varphi_{ВХ})$. $R_{вх}$ – сумарні опори вхідної ділянки димососа. При зменшенні потужності енергоблоку №4 повинна знижуватися подача палива в котел. Для зниження кількості палива зменшується подача

вентиляторів і відповідно повинна змінюватися подача димососів. Зміна подачі димососів виконується закриттям напрямних апаратів на вхідній ділянці тягового тракту. Для визначення економії електроенергії на роботу електродвигуна димососа необхідно побудувати залежність зміни потужності електродвигуна димососа при різному значенні закриття напрямляючих апаратів на вхідних ділянках димососа $\phi_{ВХ}$. Для обґрунтування результатів реконструкції на котлі №4 необхідно розрахувати характеристики витрат енергії на роботу димососів при різних значеннях опорів тягового тракту - вхідної ділянки тягового тракту до реконструкції $R_{ex.l} = 69$ і після реконструкції $R_{ex.l} = 57$.

Розрахунок витрат потужності електродвигуна димососа показав, що проведення технічного переозброєння з метою зниження опорів і відповідно втрат напору в елементах тягового тракту дозволяє забезпечити зниження витрат потужності на власні потреби у всьому діапазоні навантажень енергоблоку. Середнє зниження витрат потужності на кожен димосос становить понад 0,25 МВт.год. При роботі енергоблоку протягом року $T = 6000$ годин загальне зниження витрат енергії на роботу двох димососів ДО-31,5 протягом року складе: $\Delta N = 0,25 \times 2 \times 6000 = 3000 \text{ МВт.ч}$

При вартості електроенергії $C_{ел} = 340 \text{ грн/МВт}$ загальна економія електроенергії на роботу димососів протягом року складе:

$$\Delta C = C_{ел} \times \Delta N = 340 \text{ грн / МВт.год} \times 3000 \text{ МВт.год} = 1020000 \text{ грн.}$$

5.2.3 Модель енергетичних параметрів аеродинамічній системи на основі трьох напірних характеристик

Для визначення реальних параметрів роботи тягового тракту зручно використовувати модель трьох напірних характеристик аеродинамічної системи. У новій моделі використовуються три напірні характеристики окремих ділянок аеродинамічної системи: 1 - втрати напору вхідної ділянки (від котла до димососа), 2 - втрати напору в димососі (вентиляторі), 3 - втрати напору напорної ділянки (від димососа до димаря). Поділ аеродинамічної системи на три ділянки

можна позначити перетинами, де встановлені вакуумметр - кінець вхідної ділянки (перед димососом), і де встановлений манометр - початок напірної ділянки (за димососом). Кожен з трьох ділянок характеризується своїм опором і відповідними втратами напору кожної окремої ділянки.

Для побудови поля напірних характеристик аеродинамічної системи з димососом (вентилятором) доцільно використовувати метод граничних параметрів [9, 82].

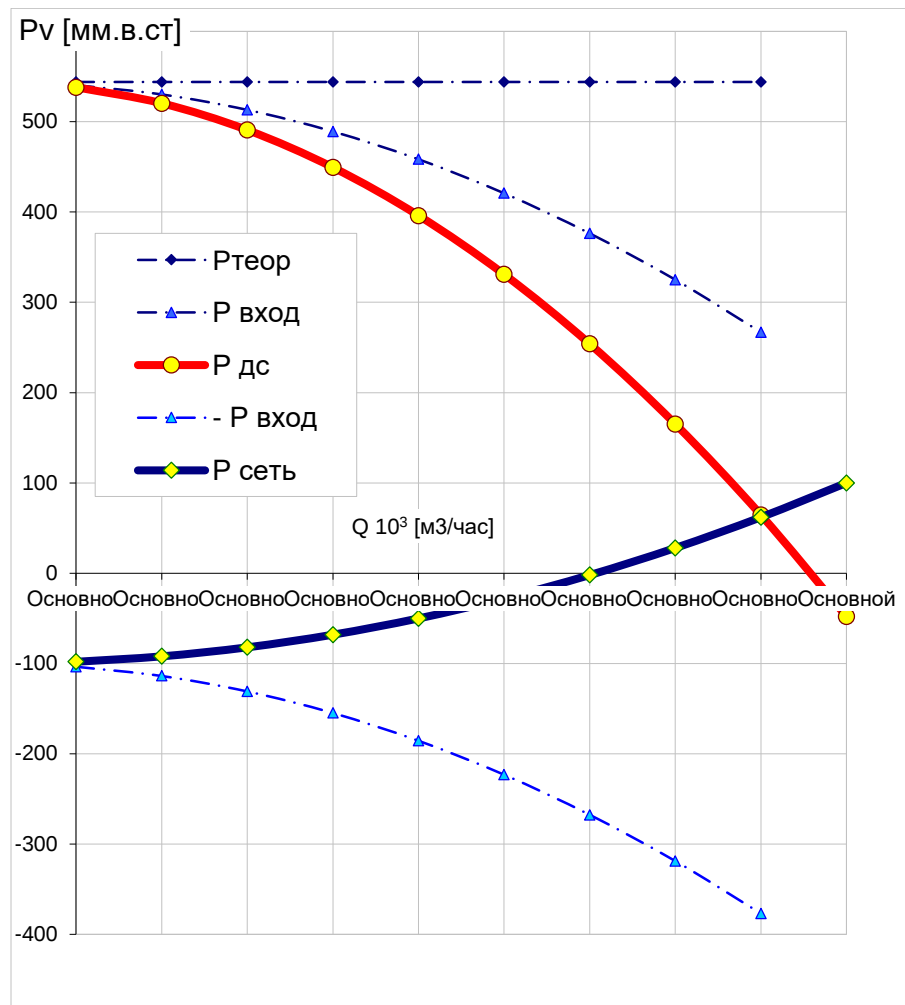


Рисунок – 5.10. Модель енергетичних характеристик аеродинамічній системи на основі трьох напірних характеристик.

Гранично можливий або теоретичний напір $P_{теор}$, що розвивається димососом, розраховується за величиною механічної енергії обертання робочого колеса.

$$P_{теор} = kru^2 = k \times r (\pi \times D \times n / 60)^2 = 480 \text{ даПа},$$

де: $n = 485 \text{ об/хв}$ - частота обертання робочого колеса.

Від граничного напору віднімають втрати в димососі (за даними заводу-виробника) і віднімаються втрати напору вхідної ділянки. Отримана сумарна напірна характеристика вентилятора та вхідного участка, побудована за величиною втрат напору вентилятора і втрат напору вхідної ділянки відповідає сучасній формі напірних характеристик вентилятора з каталогів заводу-виробника.

1. Напорная характеристика димососа (вентилятора) $P_d = f(Q)$ будується за сумарною величиною опору проточних частин димососа (вентилятора) R_d (R_v), яку може представляти завод виробник. Опір димососа (вентилятора) можна розрахувати по напірним характеристикам з каталогу (рисунок 5.11). В процесі експлуатації величину опору димососа можна уточнювати на основі випробувань працюючого димососа.

2. Напорная характеристика вхідної ділянки $P_{вх} = f(Q)$ від котла до димососа (в зоні розрядження) розраховується за величиною сумарного опору вхідної ділянки $R_{вх}$ за формулою - $P_{вх} = R_{вх} \times Q^2$. Напорная характеристика вхідної ділянки тягового тракту представляється в зоні розрядження, а також дублюється в зоні позитивного напору - нижче характеристики димососа.

3. Напорная характеристика напірної ділянки $P_{нп}$ - від димососа до димаря (з урахуванням самотяги труби $\Delta P_{тр}$) розраховується за формулою $P_{нп} = R_{нп} \times Q^2$ за реальними опорам напірного ділянки тягового тракту котла $R_{нп}$.

На перетині сумарної характеристики вентилятора і вхідної ділянки з характеристикою напірної ділянки виходить розрахункова точка « PT », яка дає звичне уявлення про робочі параметри аеродинамічної системи. Розрахункова точка PT показує величину тиску, яка фіксується манометром, встановленим на напірній ділянці після димососа.

Уніфікований метод розрахунку напірних характеристик аеродинамічної системи на основі граничних параметрів вентиляторів і димососів дозволяє визначати параметри роботи в будь-якому перетині вентилятора або аеродинамічної системи. Це дозволяє проводити аналіз ефективності окремих

частин вентиляторів і димососів, а також окремого обладнання та аеродинамічній системи в цілому.

Використання методу граничних параметрів дозволяє теоретично розрахувати характеристики димососів, а також визначити очікувані результати запропонованої модернізації. При витраті $Q = 900$ тис.м³/год величина розрядження перед димососами становить $P_{ВХ} = - 345$ мм.в.ст., що призводить до істотного збільшення присосів повітря в газовий тракт (в 2 і більше разів) в порівнянні з нормативними значеннями.

Після розрахунку втрат тиску в димососі $h_{wвх} = H_{BC} = R_1 Q^2$ (де $R_{ВХ}$ - опір проточної частини вхідної ділянки тягової системи) можна побудувати напірну характеристику димососа. Для цього, від теоретичного граничного напору необхідно відняти втрати напору в проточній частині димососа. Розраховуємо втрати напору (тиску) в димососі $h_{wd} = P_d = R_2 Q^2$ (де R_d - опір проточної частини димососа). Тоді розрахункова напірна характеристика димососа $P_d = P_{теор} - (S_1 Q^2 + S_2 Q^2)$. Отримана розрахункова напірна характеристика димососа досить добре збігається з напірною характеристикою димососа з каталогу. Характеристика мережі від димососа до труби $P_{НП} = H_{ТР} + S_3 Q^2$ будується з урахуванням величини тяги труби ($P_{ТР} = 100$ мм.вод.ст.).

5.2.4 Характеристик димососів при різних опорах тракту котла

Для кількісного аналізу зміни енергетичних параметрів роботи димососа і тягового тракту котла доцільно графічно представити зміни трьох напірних характеристик аеродинамічній системи при різних величинах опорів до і після реконструкції тягового тракту котла, як приклад представлення параметрів роботи тягового тракту котла №4 до і після проведення реконструкції на основі трьох напірних характеристик.

У процесі реконструкції тягового тракту котла передбачається знизити величини аеродинамічних опорів вхідної ділянки від $R_{ВХ1} = 69$ до $R_{ВХ2} = 57$. Це

дозволить знизити втрати напору на зазначених ділянках від $\Delta P_{BX1} = -345$ даПа до величини $\Delta P_{BX2} = -285$ даПа.

Удосконалення проточної частини тракту видалення димових газів котла дозволить знизити опори елементів вхідної ділянки тракту видалення димових газів з котла і зменшити величини розрядження в різних перетинах газового тракту і перед димососом до величини розрядження $P_{BX} = -285$ мм.вод.ст. (рисунк 5.11). Це дозволить зменшити присоси повітря в газовий тракт.

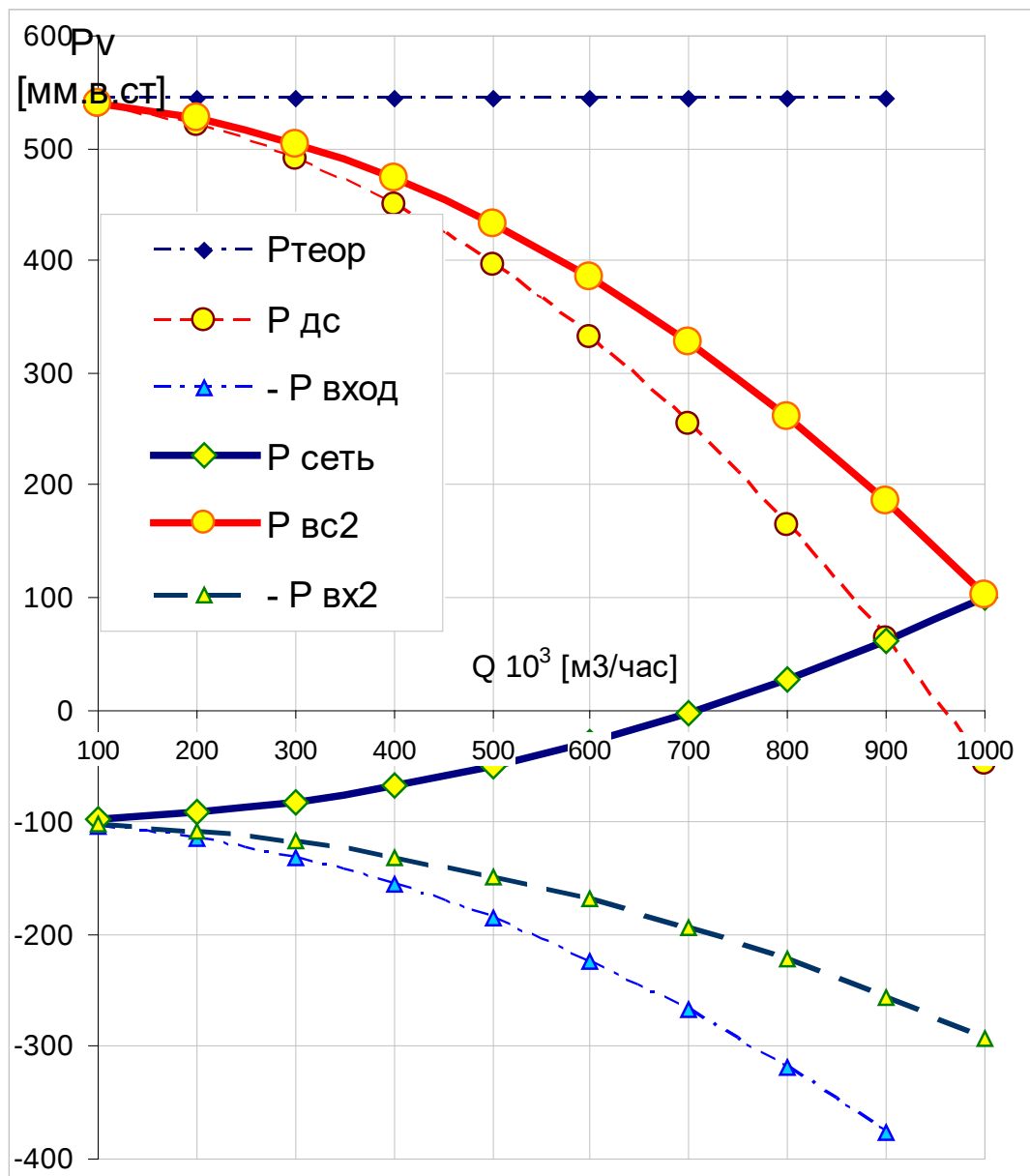


Рисунок – 5.11 Параметри роботи аеродинамічній системи з димососом на основі трьох напірних характеристик.

Подача димососа збільшиться і може скласти більше $Q = 900$ тис.м³/ год. Однак при експлуатації енергоблоку шляхом регулювання напрямними апаратами на вхідній ділянці димососа можна забезпечити будь-яку необхідну подачу димососа.

Важливим результатом зниження опору можна вважати зниження витрат електроенергії на роботу димососа. Зменшення величини розрядження по тракту видалення димових газів зменшить присоси повітря в зону розрядження пропорційно кореню квадратному величини зниження розрядження в розглянутих перетинах тракту.

Проблема запропонованого варіанту корекції аеродинаміки потоків в тому, що незважаючи на те, що робоча точка РТ зміщується в область збільшення подачі і зниження питомих витрат енергії, в той же час ККД димососа зменшується через зниження напору. Однак, зниження напору обумовлено зменшенням втрат напору в тракті. Тобто ККД димососа необхідно замінити величиною ККД аеродинамічної системи.

Внаслідок такої неоднозначності розроблені і апробовані при виконанні подібного роду робіт нові критерії проектування. При проектуванні або реконструкції аеродинамічних систем замість максимального ККД димососа запропоновано забезпечувати мінімальні опори ζ проточних частин аеродинамічної системи.

Нові критерії проектування аеродинамічних систем виглядають наступним чином:

- 1). В системі забезпечується необхідна максимальна подача, м³/год.
- 2). Проектування аеродинамічних систем повинно виконуватися з мінімальними опорами ζ , тому напор P_v в системі повинен бути мінімально можливими.
- 3). Виконання перших двох пунктів дозволить працювати аеродинамічній системі з мінімальними витратами потужності на роботу електродвигуна димососа.

Виконання реконструкції котла ТП-50 Криворізької ТЕС забезпечило вирішення задачі зняття обмежень потужності по тязі енергоблоку 300МВт за рахунок коригування аеродинаміки вхідних ділянок електрофільтрів. Однак, результати реконструкції показали, що отримані результати привели до зниження ККД димососа. Використання Р-моделі дозволяє системно обґрунтувати збільшення продуктивності димососа ДО-31,5 на 14% з одночасним зниженням витрат енергії на привід на 9%. Протиріччя зниження ККД димососа вирішено завдяки використанню коефіцієнта «системного аналізу ефективності» аэросистем.

Системна ефективність до реконструкції дорівнює.

$$Ef_{сист.1} = \eta_{нагн.1} \cdot \varphi_{дин.1} = 0,8 \cdot 0,2 = 0,16$$

Системні розрахунки після реконструкції дають результати збільшення коефіцієнту динамічної ефективності та системної ефективності у цілому

$$Ef_{сист.2} = \eta_{нагн.2} \cdot \varphi_{дин.2} = 0,78 \cdot 0,24 = 0,19$$

На прикладі зміни параметрів роботи тягового тракту енергоблоку 300 МВт після вдосконалення проточних частин вхідної ділянки електрофільтру показана кореляція позитивних результатів реконструкції з результатами системного аналізу зміни ефективності аэросистеми.

5.2.5 Висновки до п'ятого розділу

Результати вдосконалення проточних частин обладнання та системний аналіз ефективності аэросистем демонструють доцільність використання методів візуалізації для зниження опорів проточних частин і поліпшення показників роботи технологічних процесів в тому числі систем очищення повітря або газів. Підвищення системної ефективності тягодуттєвого тракту дозволила збільшити продуктивність димососа з одночасним зниженням витрат енергії на привід, а також підвищує ефективність видалення дрібнодисперсного пилу, що покращує екологічну безпеку енергетичних підприємств.

Метою проекту реконструкції системи очищення димових газів енергоблоку 300МВт Криворізької ТЕС є забезпечення зниження викидів твердих частинок на 800 тонн/рік енергоблоком ст. №4, шляхом коригування аеродинаміки потоків тягового тракту від котлоагрегату П-50 до електрофільтрів. Коригування аеродинаміки передбачає розробку проектних рішень без заміни обладнання, а локальними змінами, які поліпшують геометрію проточних частин, з мінімальними витратами на виконання проекту.

Використання методу візуальної діагностики структури потоків дозволило зафіксувати і представити для аналізу причини недоліків тягового тракту котла, що доведено на рисунках з виділенням дисепативних областей, які є причиною різких змін швидкості. Це дозволяє розробити проектні рішення, які дозволять забезпечити рівномірне заповнення робочого простору і поліпшити екологічні характеристики золоуловлювальної установки.

Системний аналіз тягового тракту показав збільшення ефективності роботи димососа, а також збільшення динамічної ефективності аеросистеми, що демонструє коректність додаткового етапу проектування з метою вдосконалення енергетичних процесів на основі нових моделей і методів представлення параметрів аеросистем.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Дисертаційна робота містить раніше не захищені наукові положення та одержані автором нові науково-обґрунтовані результати, які полягають в розробці моделей та методів представлення параметрів роботи аеродинамічних систем для підвищення продуктивності тягодуттьових трактів котлів.

Удосконалено існуючі методи представлення та оптимізації параметрів роботи аеродинамічних систем мають протиріччя. Заміна нагнітачів на більш потужні забезпечує збільшення подачі для усунення обмежень потужності котлів зі збереженням високих значень ККД нагнітачів, проте витрати потужності на роботу нагнітачів ростуть непропорційно, що є перешкодою вирішення проблеми обмежень потужності котлів. Таким чином, в дисертаційній роботі виявлено і проаналізовано протиріччя між потребою підвищення продуктивності тягодуттьових трактів котлів з забезпеченням вимог задля енергозбереження при експлуатації аеродинамічних систем. Діапазон оптимальних параметрів АС исходячи з максимального значення ККД нагнітачів має вузький діапазон в поле напірних характеристик

Модель представлення енергії у вигляді двох складових: потенціалу Π і динаміки Δ , що дозволяє формулювати завдання енергозбереження: як для підвищення відносної ефективності перетворення (трансформації) різних видів енергії в нагнітачах на прикладі аеродинамічній і електричній енергій, якщо використовувати методику розрахунку показника потужності як твори Π і Δ з уніфікованою одиницею Ватт для подання потужності різних видів енергії в пристрої перетворення, також як співвідношення динаміки Δ і потенціалу Π в рамках одного виду енергії з виділенням першого комплексу - потенціалу як першопричини енергетичних проявів в другого комплексу-динамічної реалізації, що дозволить розробляти відносну форму ефективності динамічної реалізації потенціалу.

Розроблено модель графічного представлення енергетичних параметрів аеродинамічних систем з використанням параметрів повний напір для

відображення результатів випробувань нагнітачів – «Н-модель», а також нова пьезо-модель, в якій показник «повний напор» замінений на параметр «пьезо потенціал» – «Р-модель», в якій розрахункові дані на різних ділянках системи відповідають показникам вимірювальних пьезо приладів в АС з одноразовим урахуванням динамічної складової енергії.

Графічне та математичне представлення параметрів роботи аеродинамічних систем представлено з задачі генерації початкового потенціалу системи нагнітачем і окремо формуванням ефективної реалізації динамічних параметрів. Методика розрахунку і представлення параметрів роботи аеродинамічних систем в цілому з урахуванням параметрів вентиляторів в рамках поля граничного потенціалу, створюваного нагнітачем (вентилятор, димосос, компресор) у вигляді трьох характеристик зміни пьезо потенціалу (ділянки розрядження, нагнітача і ділянки тиску), при цьому пьезо характеристики можуть будуватися також для окремих ділянок системи або обладнання.

Удосконалення геометрії проточних частин тягодуттьового тракту димових газів з електрофільтрами енергоблоків 300МВт Криворізької ТЕС забезпечує збільшення ефективності динамічних процесів. Системний аналіз зміни параметрів роботи тракту дозволяє коректно обґрунтувати поліпшення енергетичних показників роботи аеродинамічної системи а також окремих елементів – вхідних ділянок електрофільтрів.

В роботі запропоновано нову концепцію підвищення продуктивності і системної ефективності аеродинамічних систем (тягодуттєвих трактів і механізмів) за рахунок оптимізації або коригування геометрії проточних частин відповідно до результатів візуальної діагностики структури потоків. Нова концепція вимагає перегляду методів представлення процесів в АС, розробки нової методики побудови робочих характеристик аеродинамічних систем з урахуванням відомих енергетичних характеристик тягодуттєвих механізмів з можливістю аналізу ефективності як обладнання, так і окремих елементів обладнання та аналізу системи в цілому.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Енергетична стратегія України на період до 2035 р «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» від 18 серпня 2017р. №605-р Київ: Розпорядження // Кабінет міністрів України. – 2017. – С.75
2. Положення про погодження та затвердження обмежень встановленої електричної потужності теплових електростанцій. РД153-34.1-09.312-99
3. Improving Fan System Performance a sourcebook for industry / U.S. Department of Energy / sourcebook for industry / <https://www.nrel.gov/docs/fy03osti/29166.pdf>
4. Паливно-енергетичний комплекс України на порозі третього тисячоліття / Під ред. А. К. Шидловського, М. П. Ковалка // Українські енциклопедичні знання. – Київ, 2010. – 398 С.
5. Енергетика України: сучасний стан і найближчі перспективи /А.А. Халатов // Вісник Національної академії наук України. — 2016. — № 6. — С. 53-61. — Бібліогр.: 3 назв. — укр.
6. Возвращение США к пылеугольным энергоблокам на СКД // Электрические станции. – 2003. – №2. – С. 55–59.
7. Автономов А.Б. Мировая энергетика: состояние, масштабы, перспективы, устойчивость развития, экология, условия динамики топливно-энергетических ресурсов // Электрические станции, № 5, 2003. – С. 55–62.
8. Перспективы тепловых электростанций на угле // Энергетика за рубежом, № 7, 2002. – С. 45–49.
9. ПРАВИЛА технічної експлуатації систем теплопостачання комунальної енергетики України / згідно Наказу Державного комітету з питань житлово – комунального господарства №234 (v0234508-04) від 29.12. 2004.
10. ПРАВИЛА технічної експлуатації систем теплопостачання комунальної енергетики України / згідно Наказу Державного комітету з питань житлово – комунального господарства №234 (v0234508-04) від 29.12. 2004.

11. U.S. Department of Energy (2004) Improving Fan System Performance / <https://www.nrel.gov/docs/fy3osti/29166.pdf>
12. U.S. Department of Energy (2013a). Energy Efficiency Program for Commercial and Industrial Equipment: Public Meeting and Availability of the Framework Document for Commercial and Industrial Fans and Blowers. Federal Register, 78/22: 7387, 1 February.
13. U.S. Department of Energy (2013b). Presentation slides: Energy Conservation Standards for Commercial & Industrial Fans and Blowers: Framework Public Meeting. Docket number EERE-2013-BTSTD-0006, 15 February
14. Сігал О. І. Стан та проблеми комунальної теплоенергетики України / Проблемы эксплуатации объектов энергетики: Сборник трудов / Институт промышленной экологии. – К. : ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2020 с. 7 - 12
15. Сігал О. І., Падерно Д. Ю. Концептуальні напрямки розвитку системи централізованого теплопостачання міста Києва / Проблемы эксплуатации объектов энергетики: Сборник трудов / Институт промышленной экологии. – К. : ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2020 с.20 – 27.
16. ASHRAE. 1999. ANSI/ASHRAE Standard 51-1999 (ANSI/ AMCA Standard 210-99), Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
17. ASHRAE. 2000. 2000 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment, Chapter 18, Fans. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
18. Krachunov, Hr. (2010) Kompleksno proektirane na tehicheski sistemi. Tehnicheski universitet, Varna.
19. Sherman, M.H. and C.P. Wray. 2010. “Parametric System Curves: Correlations Between Fan Pressure Rise and Flow for Large Commercial Buildings”. Lawrence Berkeley National Laboratory Report, LBNL-3542E.

20. Stein, J. and M.M. Hydeman. 2004. "Development and Testing of the Characteristic Curve Fan Model". ASHRAE Transactions, Vol. 110, Part 1. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

21. Trembovlya V.I., Finger E.D., Avdeeva A.A. (1977) Teplotekhnicheskie ispyitaniya kotelnykh ustanovok. Moscow, Energiya, 296 p.

22. Abdulin M., Siryi O., Zhuchenko A., Abdulin A. Improvement of reliability of fire engineering equipment based on a jet-niche technology. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. V2. № 8(92). C.12-19.

23. Nikulin A., Moita A.S., Moreira A.L.N., Murshed S.M.S., Huminic A., Grosu Y., Faik A., Nieto-Maestre J., Khliyeva O. Effect of Al₂O₃ nanoparticles on laminar, transient and turbulent flow of isopropyl alcohol // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019. Vol. 130. P. 1032-1044.

24. Khliyeva O., Ryabikin S., Lukianov N., Zhelezny V. Experimental study of heat exchange and hydrodynamics at the laminar flow of nanocoolant based on propylene glycol and Al₂O₃ nanoparticles // Eastern european journal of enterprise technologies. 2017. Vol. 1/8 (85). P. 4-12.

25. Проблеми діагностики обладнання ТЕС і продовження термінів його експлуатації // Інформаційна довідка про основні показники розвитку паливно-енергетичного комплексу України за 2013 року . – К.

26. ARSIRI V, Reconstruction of turbomachines on the basis of the flow structure visual diagnostics ARSIRI Vasyly, KRAVCHENKO Oleg. // International Journal Mechanics and Mechanical Engineering // [2018. Vol. 22, nr 2](#) p 405-414.

27. Trzeciak W., Zozulinski S. DA-253 One-Stage Radial Blowers – Design and Work Characteristics. Pabł Lodz Polytechnick., 1995, P. 341 – 348

28. Совершенствование и оптимизация моделей, процессов, конструкций и режимов работы энергетического оборудования АЭС. ТЭЦ и отопительных котельных // под ред. А. В. Ефимова. – Харьков : Изд-во «Підручник НТУ «ЧП», 2013. – 376 с.

29. Ефимов А. В. Оценка ефективності теплових схем енергоблоков по параметрам состояния и надежности оборудования / А. В. Ефимов, Т. А. Гаркуша // Інтегровані технології та енергосбереження: НТУ «ХПІ». – 2006. – «1. – с. 103 – 108.

30. Бартини Р.Л. (Ди Бартини Р.О.) Соотношение между физическими величинами. // Проблемы теории гравитаций и элементарных частиц. Под редакцией К.П. Станюковича и Г.А. Соколика. – М.: Атомиздат. 1966. Вып.1. С. 249-266.

31. Бартини Р. Л. (Ди Бартини Р.О.), Кузнецов П. Г. Множественность геометрий и множественность физик / Моделирование динамических систем. 1974. — С. 18—29.

32. Бессонов Е.А. Таблица «Менделеева» для физиков. Электронный журнал «ЗЕМЛЯ. ХРОНИКИ ЖИЗНИ». 17 ноября 2014.<http://earth-chronicles.ru/news/2014-11-17-73422>

33. Бессонов Е. Многоуровневая система физических величин СИ. Издательство LAP Lambert Academic Publishing. Германия. Апрель 2015 г. Сайт издательства: www.lap-publishing.com

34. Коган И.Ш., 2007, Системы физических величин и системы их единиц – независимые друг от друга понятия. – <http://www.sciteclibrary.ru/an-ris/8792.html>

35. Александров Н. Ново матрично представяне на международната система единици SI / The International System of Units (SI), 8th edition 2006, Bureau International des Poids et Mesures (BIPM), STEDI Media, Paris ISBN 92-822-2213-6

36. Ефимов А. В. Метод построения диагностических моделей оборудования энергоустановок / А. В. Ефимов, С. Л. Зевин, Адель Аль-Тувайни // Весник НТУ «ХПІ», - Х. : НТУ «ХПІ» - 2002 – Вып.13. – с. 153 – 157.

37. Беднаржевский В. С., Оскорбин Н. М. Основные положения теплового расчета паровых котлов // Теплоэнергетика. 2002. - № 8. - С. 48 - 50.

38. Abdulin, M.Z., Dubovik, V.S. (2004) Struyno-nishevaya tehnologiya szhiganiya topliva na ob'ekтах nergetiki. Novosti teplosnabzheniya, No 11, 19-22.

39. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – Изд. 3-е перераб. И доп. / под ред. С. И. Мочана. – СПб., 1998. – 257 с.
40. Калинин Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э.К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. – М. : Машиностроение, 1990. – 247 с.
41. Бузников У.Ф., Раддатис К.Ф., Берзиньш Э.Я. Производственные и отопительные котельные / - М Энергомашиздат, 1984.
42. Поляков В.В., Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы. – М.: Стройиздат, 1990
43. ГОСТ 1616-90 Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры. М.: Издательство стандартов, 1990
44. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). под ред. С.И. Мовчана. Л., Энергия.1977
45. КЭД — странная теория света и вещества / Ричард Фейнман; [пер. с англ. С. Г. Тиходеева, О.Л. Тиходеевой]. — М: Изд. АСТ, 2019. — 208 с.
46. Соломахова Т. С., Чебышева К. В., Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики. Справочник // – М. : Машиностроение, 1976.
47. Тягодутьевые механизмы. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1988. – 303 С.
48. Пат. PST 5.812.423 USA Method of determining for working media motion and designing flow structures for same // Maisotsenko V. S., Arsiri V. A.. — Publ. 22.09.1998.
49. Мазуренко А.С., Арсирый В.А. Повышение эффективности турбинных установок за счет совершенствования проточных частей патрубков// Весник НТУ «ХПИ». – 2005 – Вып.6 . С. 39-43.
50. Арсирый В.А., Бычков Ю.М. Поляризационно–оптический метод визуализации потоков в затопленном пространстве // Сибирский физико–технический журнал. – 1992.– Вып.2.– С. 64–69
51. Арсирый В.А. Совершенствование оборудования тепловых и ядерных энергоустановок на основе диагностики потоков. Диссертация доктора

технических наук, Одесса 2004 г. www.disslib.org/sovershenstvovanye-oborudovaniya-teplovyykh-y-jadennykh.html

52. Чернявський М.В. Результати та перспективи модернізації існуючих пилувугільних енергоблоків ТЕС України /М.В. Чернявський, О.Ф. Буляндра // 36. Тез доповідей «Вугільна теплоенергетика: проблеми реабілітації та розвитку». – 2014. –С. 46–50.

53. Ventilation for Control of the Work Environment ? Авторы: William A. Burgess, Michael J. Ellenbecker, Robert D. Treitman / Brendel, Michael. (2015). Selecting Fans for Minimum Energy Consumption. Ashrae Journal. 57. 52-60.

54. Янко, П.І. Режими експлуатації енергетичних котлів [Текст] / П.І. / Янко, Й.С. Мисак. - Львів: Українські технології, 2004. – 272 с.

55. Черноусенко О.Ю. Стан енергетики України та результати модернізації енергоблоків ТЕС/ Проблеми загальної енергетики, 2014, вип. 4 (39) С. 20–28.

56. Палагин А. А. Моделирование функционального состояния и диагностика турбоустановок / А. А. Палагин, А. В. Ефимов, Е.Д. Мельникова. – Киев : Наукова думка, 1991. – 192с.

57. Берсенева А.П., Немировский Н.Ф., Овчар В.Г., Липец А.У. О повышении эффективности теплоэнергетического оборудования // Теплоэнергетика.-1998.-№5.-С.51-54

58. Штейнберг Ш.Е. Проблемы создания и эксплуатации эффективных систем регулирования / Ш.Е. Штейнберг, Л.П. Сережин, И.Е. Залуцкий, И.Г. Варламов // Промышленные АСУ и контроллеры. – 2014. – № 7. – С. 1 – 7.

59. Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапко Д.О. Основні положення математичної моделі додавання водню на лінії високого тиску паливної апаратури / Б.Г Тимошевський., М.Р. Ткач., Д.О. Шалапко // Вісник ХНТУ №3 (62), 2017., Том 1. – С. 233-237.

60. Михайленко В.С. Усовершенствование системы управления рециркуляцией дымовых газов судового вспомогательного котла / В.С Михайленко, В.Ф. Ложечников // Автоматизация судовых технических средств: науч-тех. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 53 – 62.

61. 115. Михайленко В.С. Исследование экспертного показателя качества переходных процессов в автоматизированных системах регулирования ТЭС / 344

62. Михайленко В.С. Инновационный подход в модернизации систем управления энергоблоков ТЭС / В.С. Михайленко // Промышленная энергетика. – 2014. – №7. – С. 38 – 42.

63. Арсирий Василий, Карамушко Анжелика, Кравченко Олег Повышение эффективности энергетического оборудования – важное условие устойчивого развития *Устойчивое развитие*: Варна 2018. - №1-2018. – С. 41-46. Періодичний журнал Технічного університету.

64. Василий Арсирий, Олег Кравченко Юлия Сербова, Петр Рябоконь, Александр Крошка Пьезо модель расчета и представления энергетических характеристик аэродинамических систем. *Устойчивое развитие*: / 2020. – С. 52-59.

65. Арсирий В.А., Карамушко А.В., Кравченко В.О. Улучшение экологических показателей энергетических систем с использованием визуализации потоков. Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики: сборник трудов XXVIII международной конференции, (Одеса, 11–13 червня 2018 р.). К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2018. С. 151–155.

66. Арсирий В.А., Карамушко А.В. Кравченко О.В. Использование методов визуализации потоков для решения задач повышения экологической безопасности // Матеріали науково-технічної конференції «Проблеми екологічної безпеки» Кременчук, 2019. с 216 - 219.

67. Жарков П.В. Оптимизация динамических процессов в котельном агрегате с использованием его нелинейной математической модели / П.В. Жарков, А.М. Клер // Научно-технические ведомости СПб. ГПУ. – 2008. – № 1 (53). – С. 41 – 49.

68. Ефимочкин Г.И., Шмуклер Б.И. Авруцкий Г.Д. Совершенствование тепловых схем энергоблоков. // Теплоэнергетика, 2000. № 4. - с. 48.53.

69. Скрипник, А. П. Какие онтологические основания раскрывает аристотелевская этика? Этическая мысль / *Ethical Thought*, 2019 18 (1), 84-89.

70. Филлипов Г.А., Меламед Л.Э., Тропкина А.И. Иерархия моделей анализа коллекторных систем и макромасштабный анализ // Изв. вузов. Проблемы энергетики. – 2010. – № 5-6. – С. 3-16. 325.

71. В. А. Арсірій, О. Г. Бутенко, С. Ю. Смик, О. В. Кравченко. Аналіз розподілу параметрів і ефективності енергетичних процесів в гідравлічних і аеродинамічних системах. Холодильна техніка та технологія, 2019. – Т. 55, вип. 3. – С. 177-186

72. Арсірій В. А., Ісаєв В. Ф., Рябоконь П. М., Савчук Б. Д. Вплив структури на розподіл параметрів потоків і капілярне підняття води. Холодильна техніка та технологія, 2019. – Т. 55, вип. 3. – С. 191-196.

73. Абдулін М.З. Розробка теплофізичних основ технологій спалювання палива та використання струменево-нішових систем Дисертація на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук 2019

74. Медведев В.А., Липец А.У., Пономарев Н.В. и др. Эффективность комплексной модернизации хвостовой части действующих пылеугольных котлов. // Теплоэнергетика, 1999. -№8. С.43.47.

75. J. Dvornik, S. Dvornik, Simulation Modelling and heuristic optimization of the ship steam boiler // The 26th IASTED International Conference on Modelling, Identification, and Control, MIC 2007, February 12 – 14, 2007. – Innsbruck, Austria, 105 – 108. – P. 66 – 74.

76. J. Dvornik, S. Dvornik, E. Tireli, System Dynamics Simulation Model of the Ship Steam Boiler, // 11th World Multiconference on Systemics, Cybernetics and Informatics, WMSCI 2007, Orlando, USA, July 8 – 11, 2007. – P. 77 – 84.

77. Dzida, M. On the possible increasing of efficiency of ship power plant with the system combined of marine diesel engine, gas turbine and steam turbine, at the main engine – steam turbine mode of cooperation, // Polish Maritime Research, 59. – 2019. – Vol. 16. – P. 47 – 52.

78. Мазуренко А.С., Арсирий В.А. Совершенствование проточных частей оборудования ТЭС на основе структуры потоков в физических моделях // Труды Межд. научно–техн. конференции «Совершенствование турбоустановок

методами математического и физического моделирования» – Харьков. – 2003. – С.420–424.

79. Установки спалювання на теплових електростанціях та в котельнях. Організація контролю за викидами в атмосферу. СОУ-Н МПЕ 40.1.02.307: 2005. НД Київ.

80. Арсирій В.А. Повышение эффективности оборудования за счет снижения гидравлических сопротивлений // VIII Forum of Power Engineers, Tom I, Opole, 2002, С. 23–28.

81. Арсирій В.А. Повышение эффективности оборудования с использованием FST–технологии // Труды Одесского политехнического университета.– 2003.– Вып.2. – С. 187–191.

82. Отчет «Коригування аеродинаміки газових потоків до електрофільтрів на енергоблоці ст.№4. Технічне переоснащення. Одностадійне проектування. Робочий проект.» ПЗ – 2726. 2012. – С 97.

ДОДАТОК А

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

ТОВ "ВІДРОДЖЕННЯ"

Місцезнаходження та поштова адреса:
вул. Матросова, 40, смт Голованівськ
Кіровоградська обл., 26500, Україна
тел./факс: (05252) 2-17-33
office@sunolta.com.ua



VIDRODZHENNYA LTD

Address and postal address:
40 Matrosova St. utc Golovanivsk
Kirovograd region, 26500, Ukraine
tel./fax: (05252) 2-20-43
office@sunolta.com.ua

Вих. № _____ від _____ 20__ р.

Акт впровадження

Про використання результатів дисертаційної роботи Кравченко Олега Володимировича на тему "Підвищення продуктивності тягодуттьових трактів котлів на основі удосконалення моделей аеродинамічних систем".

Науковий керівник роботи Арсірій Василь Анатолійович.

Акт підтверджує, що при виконанні послуг з наукового консультування, та розробки пропозицій для зменшення обмежень потужності котельних пристроїв ТОВ "ВІДРОДЖЕННЯ", а саме "Корегування тягодуттьового тракту котлів типу КЕ" було використано нові моделі представлення параметрів роботи гідро і аеросистем.

Виконані заходи щодо вдосконалення проточних частин котлів КЕ-4-14 та КЕ-10-14, а також їх тягодуттьових трактів, дозволили підвищити параметри пара котлів (тиск і температуру), що забезпечило підвищення продуктивності котлів з одночасним зниженням питомих витрат палива, а також зменшити питомі витрати енергії на роботу вентиляторів і димососів.

Акт впровадження не є підставою для комерційних розрахунків.

Директор ТОВ "ВІДРОДЖЕННЯ"



Федоров С.М.

ДОДАТОК Б

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

ТОВ «Одестехнобуд»

Юр.адреса: 65012 м. Одеса вул. Пантелеймонівська буд.22 кв.6 ; ЄДРПОУ 31764973
Тел. 799-25-05

Акт впровадження

Результатів, які представлені в дисертаційної роботи Кравченко Олега Володимировича на тему «Підвищення продуктивності тягодуттьових трактів котлів на основі удосконалення моделей аеродинамічних систем».

Акт підтверджує, що керівництво підприємства ТОВ «Одестехнобуд» розглянуло пропозицій наукової групи кафедри ТЕС та ЕТ Одеського національного політехнічного університету про надання послуг підвищення потужності, та ефективності енергетичних технологій, та затвердило рішення про доцільність наукового консультування з метою «Корегування проточних частин обладнання», та використання нових моделей та методів представлення параметрів роботи гідро і аеросистем, які розроблені в дисертаційної роботи «Підвищення продуктивності тягодуттьових трактів котлів на основі удосконалення моделей аеродинамічних систем».

Пропозиції наукової групи є своєчасними та доцільними для використання на енергетичних підприємствах.

Директор ТОВ «Одестехнобуд», к.т.н.



Спінов В. М.

ДОДАТОК В

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Arsiri V Reconstruction of turbomachines on the basis of the flow structure visual diagnostics. Arsiri Vasyly, Kravchenko Oleg. Mechanics and Mechanical Engineering, Volume 22, Issue 2, Pages 405–414, eISSN 2354-0192, DOI: <https://doi.org/10.2478/mme-2018-0032>

Стаття опублікована у періодичному виданні, яке включене до міжнародних наукометричних баз Scopus

2. Арсірій, В. А., Бутенко, А. Г., & Кравченко, О. В. (2019). Аналіз розподілу параметрів і ефективності енергетичних процесів в гідравлічних і аеродинамічних системах. *Refrigeration Engineering and Technology*, 55(3), 177-186. <https://doi.org/10.15673/ret.v55i3.1576>

Стаття опублікована у фаховому періодичному виданні

3. Арсирій Василь, Карамушко Анжеліка, Кравченко Олег Повышение эффективности энергетического оборудования – важное условие устойчивого развития *Устойчивое развитие: Международный журнал*. (Варна, Болгария) – 2018. - №1-2018. – С. 41-46. Періодичний журнал Технічного університету м. Варна, Болгарія. <https://maurorg77.wixsite.com/maur-org/arhiv-1>

4. Василий Арсирій, Олег Кравченко Юлия Сербова, Петр Рябоконт, Александр Крошка Пьезо модель расчета и представления энергетических характеристик аэродинамических систем. *Устойчивое развитие: Международный журнал*. (Варна, Болгария) – 2020. - №2-2020. – С. 52-59. Періодичний журнал Технічного університету м. Варна, Болгарія. <https://maurorg77.wixsite.com/maur-org/arhiv-1>

Статті опубліковані у міжнародному періодичному виданні

Наукові праці апробаційного характеру

5. Арсирій В.А., Карамушко А.В., Кравченко В.О. Улучшение экологических показателей энергетических систем с использованием

визуализации потоков. Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики: сборник трудов XXVIII международной конференции, (Одеса, 11–13 червня 2018 р.). К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2018. С. 151–155.

6. Арсирій В.А., Карамушко А.В. Кравченко О.В. Использование методов визуализации потоков для решения задач повышения экологической безопасности // Матеріали науково-технічної конференції «Проблеми екологічної безпеки» Кременчук, 2019. с 216 - 219.