

**Висновки.** 1. Аналіз експериментальних та теоретичних досліджень показує, що інтенсивне очищення поверхонь нагріву від відкладень, зокрема РПП, можливе лише за допомогою обмивки. Всі інші наявні способи очищення: парова, газова, повітряна обдувки, дробова очистка тощо, є ефективними для продовження міжпромивочної компанії.

2. Обмивку поверхонь нагріву потрібно оптимізувати так, щоби процеси корозії звести до мінімуму, а саме: тривалість обмивки має бути якомога коротшою, проведена нейтралізація поверхонь нагріву і стічних вод, повне або часткове збереження цілісності захисної плівки.

1. Магадаєв В.Ш. Коррозия газового тракта котельных установок. – М. 1986.

2. Занос и очистка поверхностей нагрева котла при сжигании мазута / П.И. Янко, М.Т. Крук, А.Н. Монарлович и др // Электрические станции. 1967. – №5. – С.32-36.

УДК 621.165

**Йосиф Мисак, Ярослав Івасик, Тарас Басюк**

НУ “Львівська політехніка”,  
кафедра теплотехніки та теплових електричних станцій

## **ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ І ЕКОНОМІЧНОСТІ РОБОТИ ТУРБІН ФІРМИ “ВУМАГ”**

© Мисак Йосиф, Івасик Ярослав, Басюк Тарас, 2001

**In this work we propose the technical decision intended to raise reliability and economy of turbines that have been moved in regime with deteriorating vacuum.**

На теплоелектроцентралях місцевого значення значна частина обладнання відпрацювала свій ресурс, потребує заміни і модернізації. За відсутності коштів на модернізацію дуже важливо знаходити й впроваджувати технічні заходи, що сприяють підвищенню надійності і економічності обладнання, яке ще може працювати.

Турбіни ст. № 3, 4 і 7 фірми “Вумаг” виготовлені відповідно в 1941 р. (зав. № 710), в 1936 р. (зав. № 617) і в 1937 р. (зав. № 640) були змонтовані і пущені в експлуатацію на Львівській ТЕЦ у 1946-1949 рр.

Всі турбіни являють собою одноциліндрові агрегати з одним регенеративним відбором пари після 7 ступеня, який може бути використаний у невеликій кількості для деаерації живильної води в атмосферному деаераторі. Проточна частина турбін складається з 13 активних ступенів тиску. Паророзподіл турбін – сопловий: дросельний клапан і три групові регулювальні клапани впускають пару в соплові сегменти регулювального ступеня, четвертий регулювальний клапан працює як перевантажувальний і подає пару за четвертий ступінь. Регулювальний ступінь виконаний у вигляді одновінцевого диска.

На турбінах встановлені двоходові конденсатори поверхневого типу з загальною площею охолодження: на турбіні ст. № 3 – 1000 м<sup>2</sup>, на турбіні ст. № 4 – 1400 м<sup>2</sup> і на турбіні ст. № 7 – 1214 м<sup>2</sup>.

У початковий період експлуатації турбін на Львівській ТЕЦ для охолодження конденсаторів використовувалась циркуляційна вода.

Кінцеві ущільнення турбіни лабіринтові. Пара з першої камери переднього ущільнення турбіни відводиться в камеру нерегульованого відбору (рис. 1). Пара з другої камери переднього ущільнення і з першої камери заднього ущільнення відводиться в сальниковий підігрівник (СП). З третьої камери переднього і другої камери заднього ущільнення турбіни надлишки пари виходять через вістові труби. В СП також відводиться пара від штоків клапанів турбіни. Турбіни розраховані на параметри свіжої пари:  $P_0=20-22 \text{ Кгс/см}^2$ ;  $t_0=425-450 \text{ }^\circ\text{C}$ .

В умовах станції турбіни експлуатуються з температурою свіжої пари перед стопорним клапаном  $400-425 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Всі турбіни на ТЕЦ в останні роки експлуатуються з погіршеним вакуумом в конденсаторі. В зв'язку з переведенням турбін в режим роботи з погіршеним вакуумом були зняті два останні ступені (12 і 13). Для охолодження конденсаторів сьогодні через них прокачується зворотна вода теплових мереж м.Львова з температурою  $50-60 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Довготривала експлуатація (протягом 50 років) цих турбін привела до значного погіршення стану окремих їх вузлів, а також допоміжного обладнання, що входить в схему турбоустановки. В результаті цього понизилась надійність роботи турбін як в пускових режимах, так і під час роботи під навантаженням. Відбувались часті відключення турбін в пусковий період, пов'язані з недопустимим підвищенням температури вихлопного патрубка, підвищенням вібрації підшипників, зниженням вакууму в конденсаторі, запарюванням основних ежекторів і т.д.

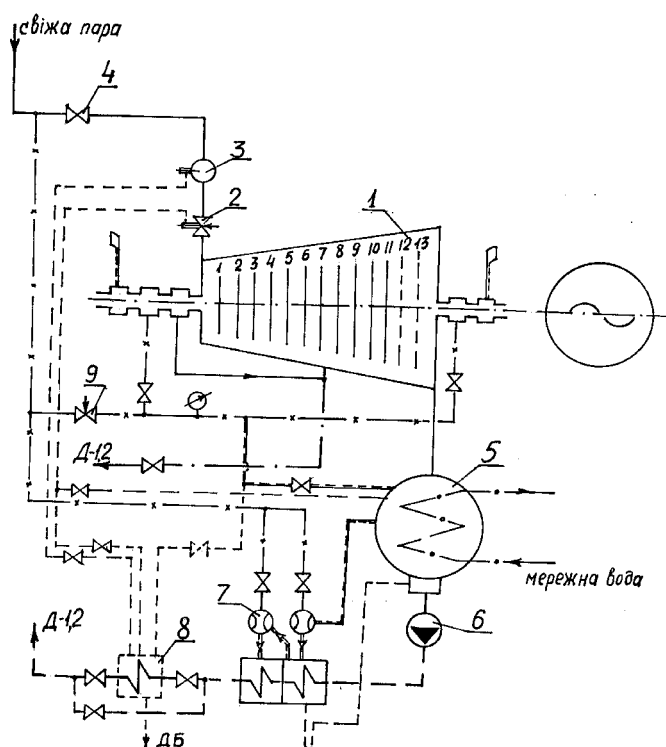


Рис. 1. Принципова теплова схема турбоустановки фірми "Вумаг": 1 – турбіна; 2 – регулювальні клапани турбіни; 3 – стопорний клапан; 4 – головна парова засувка; 5 – конденсатор; 6 – конденсатний насос; 7 – основні ежектори; 8 – сальниковий підігрівник; 9 – регулювальний клапан подачі пари на ущільнення

Графік зміни контрольних параметрів під час пуску турбіни наведено на рис. 2. На графіку заштрихована площа характеризує зону підвищеної вібрації турбіни в пусковому режимі.

Обстеження теплових схем турбоустановок виявило такі недоліки:

- заводський регулювальний клапан подачі пари на ущільнення турбіни з колонковим приводом вийшов з ладу і протягом багатьох років не експлуатувався. Подання пари на ущільнення турбіни виконувалось ручними вентилями;
- схема подання і відведення пари з ущільнень турбіни за компонованням мала недреновані тупикові ділянки (петлі) трубопроводів, які наповнювались конденсатом пари, що проникала в схему через нещільність арматури;
- в колекторі подачі пари на переднє і заднє ущільнення турбіни були відсутні заміри тиску і температури пари;
- сальниковий підігрівник виявився дефектним, відключеним по основному конденсату і ремонтнепридатним. Надлишки пари з кінцевих ущільнень турбіни направлялись в паровий простір СП, а з СП в дренажний бак. Теплота пари, що відводилась від штоків стопорного, дросельного і регулювальних клапанів, не використовувалась корисно і відводилась в СП;
- стан заднього і переднього кінцевих ущільнень турбіни виявився незадовільним, на що вказували значні випаровування пари через вістові труби при роботі турбін з повним навантаженням і всмоктування повітря через вістові труби у вакуумну систему під час пуску турбіни.

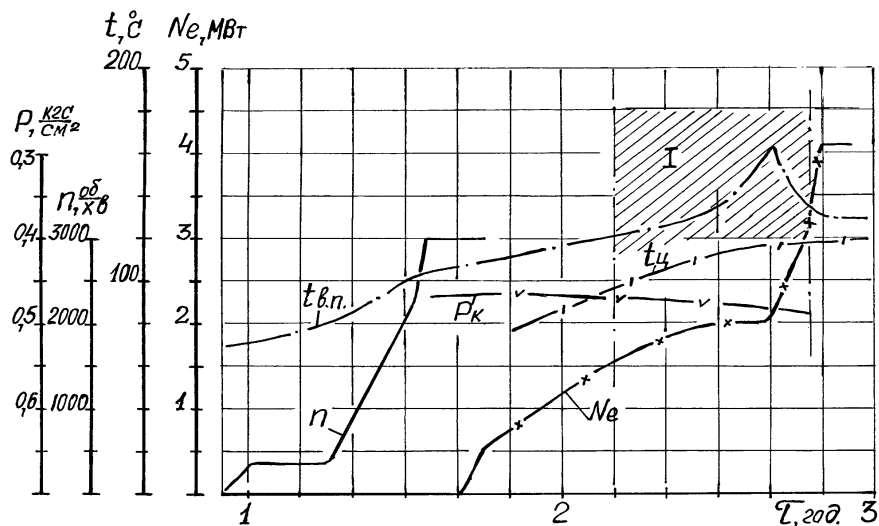


Рис. 2. Графік зміни параметрів турбіни при пуску:  $n$  – частота обертання ротора;  $N_e$  – електричне навантаження;  $P_k$  – абсолютний тиск в конденсаторі;  $t_{в.п.}$  – температура вихлопного патрубку;  $t_{ц}$  – температура металу циліндра;  $I$  – зона підвищеної вібрації

Враховуючи вищезгадані недоліки в роботі схеми турбоустановки, а також те, що конденсатори працюють з погіршеним вакуумом і є підігрівачами мережної води, було запропоновано:

1. Виключити із теплової схеми турбоустановки сальниковий підігрівник як ремонтнепридатний.
2. Пару від штоків стопорного і регулюючих клапанів подати в конденсатор турбіни.
3. Демонтувати ділянки трубопроводів схеми подачі пари на заднє і переднє ущільнення, де накопичується конденсат.
4. Встановити індивідуальні вентиля на лініях подачі пари на переднє і заднє ущільнення турбіни, а також замір тиску в колекторі ущільнень.

5. На лінії підведення пари в колектор ущільнень встановити клапан для автоматичного підтримання заданого тиску пари в колекторі ущільнень.

6. Виконати лінію відведення (скиду) надлишків пари з переднього ущільнення турбіни на конденсатор і одночасно демонтувати лінію відведення пари з переднього ущільнення на СП.

Виконання запропонованих рекомендацій дало змогу підвищити надійність і економічність роботи турбін за рахунок:

– покращання роботи вакуумної системи (за рахунок ліквідації присмоктування повітря через заднє ущільнення циліндра і можливості індивідуального регулювання витрати пари на переднє і заднє ущільнення);

– зниження температури вихлопного патрубку турбіни під час підвищення частоти обертання і взяття початкового навантаження;

– використання теплоти пари від ущільнень і штоків стопорного і регулювальних клапанів для підігріву мережної води;

– впровадження автоматичного регулювання тиску в колекторі подачі пари на ущільнення.

**Висновки.** 1. Враховуючи те, що турбіни типу “Вумаг” працюють з погіршеним вакуумом в конденсаторі, необхідно в пускових режимах, по можливості, зменшувати час роботи їх на холостому ході, а також час роботи на низьких навантаженнях. Виконання цих умов дасть змогу уникнути розігрівання вихлопних патрубків турбін за межі допустимих величин і, як наслідок, зменшить імовірність підвищення вібрації підшипників.

2. Впровадження вищезгаданих технічних рішень значно покращило умови експлуатації турбін.

1. *Паровые турбины малой мощности КТЗ.* – М. 1987. 2. *Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов.* – М. 1982.

УДК 536.532

Вальдемар Вуйцік, Зенон Готра<sup>\*</sup>, Богдан Стадник<sup>\*\*</sup>

Люблінська політехніка, Люблін, Польща,

Національний університет “Львівська політехніка”

<sup>\*</sup> кафедра електронних приладів,

<sup>\*\*</sup> кафедра інформаційно-вимірювальної техніки

## ПРОБЛЕМИ КОНТРОЛЮ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ЗГОРЯННЯ

© Вуйцік Вальдемар, Готра Зенон, Стадник Богдан, 2001

**In this work the analysis of combustion process in energetic boilers features was carried out.**

**The new technique of burning process control was proposed by means of optic methods. New constructions of measuring devices were elaborated. Light guide sensors and their displacement schemes were optimized.**

**The proposed technique expediency was experimentally established.**

Процеси високотемпературного спалювання пов'язані з утворенням енергії. Спалювання являє собою швидку реакцію, що характеризується виділенням тепла та його поширенням у просторі. Переміщення реакції горіння, до певної міри, обмежене областю,