

УДК 621.165.53

doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.10

Г. О. РЯБОКОНЬ, Й. С. МИСАК

ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТУРБІНИ К-325-23,5 З РЕЗУЛЬТАТАМИ ТЕПЛОВИХ ВИПРОБУВАНЬ

АННОТАЦІЯ У статті наводиться порівняння розрахункових гарантійних техніко-економічних показників турбіни К-325-23,5, а саме коефіцієнтів корисної дії циліндрів високого, середнього і низького тисків та питомої витрати теплоти на виробництво електроенергії з результатами теплових випробувань турбіни ст. №1 ДТЕК Запорізької ТЕС. Також, описується спосіб приведення дослідних даних, отриманих в результаті теплових випробувань турбіни, до номінальних умов для порівняння з розрахунковими гарантійними величинами.

Ключові слова: реконструкція, енергоблок, турбіна, випробування, внутрішній відносний ККД, питома витрата теплоти, номінальні умови, математична модель.

G. RYABOKON, Y. MYSAK

THE COMPARATIVE STUDY OF THE RESULTS OF THERMAL ACCEPTANCE TESTS OF THE STEAM TURBINE K-325-23.5 WITH GUARANTEE VALUES

ABSTRACT The reconstruction of the unit № 1 in power plant included the installation the new steam condensing turbine K-325-23,5 with output power 325 MW. There was a need of conducting thermal acceptance tests of the turbine. The test was conducted by joint stock company "LvivORGRES". Now, we can compare the test results with the guarantee values. But first, we need to correct of the test results to specified guarantee conditions. The correction is effected by complete recalculation of the turbine and its thermal cycle by a computer program with the consideration of the characteristics of the turbine and plant components and the operating conditions during the test. This method yields a complete correction directly, without the use of individual correction factors and also takes into account to a large extent the interdependence of different variables. The comparison of corrected test results, such as power output, thermodynamic efficiency and heat rate, shows that the reconstruction of the unit № 1 was conducted successfully.

Key words: reconstruction, unit, turbine, thermal acceptance tests, guarantee values, thermodynamic efficiency, heat rate, power output, complete recalculation.

Вступ

В умовах макроекономічної нестабільності електроенергетика залишається однією з найважливіших галузей економіки України. Так у 2014 році виробництво електричної енергії становило 181,9 млрд. кВт·год, в грошовому еквіваленті 169 млрд. грн., що складає 14,2 % від загального об'єму реалізації промислової продукції.

У свою чергу, тепла генерація посідає значне місце в електроенергетиці. Так, вугільними тепловими електростанціями (ТЕС) у 2014 році було вироблено 37,5 % електроенергії від загального об'єму [1]. Оскільки більшість теплових електростанцій було збудовано у 60–70-х роках минулого століття, то на даний час парковий ресурс їх обладнання вироблений на (70–80) %. Подальша експлуатація такого фізично зношеного устаткування суттєво знижує ефективність та надійність функціонування енергосистеми країни. Так реконструкції або повній заміні підлягають усі 43 енергоблоки потужністю 200 МВт, більшість з 42 енергоблоків 300 МВт та усе устаткування електростанцій з енергоблоками меншої потужності та станцій з не блочною компоновкою.

Основні задачі реконструкції турбіни

Широко масштабну програму з реконструкції та модернізації енергоблоків ТЕС проводить Донбаська паливно-енергетична компанія (ДТЕК), котра займається видобутком і збагаченням вугілля, генерацією та передачею електроенергії.

Хороший приклад реконструкції енергетичного обладнання продемонстрований на Запорізькій ТЕС, котра входить в ДТЕК з 2012 року. Встановлена потужність Запорізької ТЕС становить 3600 МВт і складається з чотирьох вугільних енергоблоків потужністю 300 МВт і трьох газомазутних енергоблоків потужністю 800 МВт. На даний час, враховуючи економічну ситуацію, газомазутні блоки знаходяться у резерві. В роботі вугільні енергоблоки, основним устаткуванням яких є парові котли типу ТПП-312А, парові турбіни типу К-300-240-2 та електрогенератори типу ТГВ-300. На даний час, два енергоблоки вже пройшли реконструкцію. Енергоблок № 1 у 2012 році, а енергоблок № 3 – у 2014 році.

Основною метою під час реконструкції обох енергоблоків було встановлення нових парових турбін типу К-325-23,5 виробництва ВАТ «Турбоатом» разом з модернізованими елек-

трогенераторами типу ТГВ-325-2АУЗ(М) виробництва ДП «Електроважмаш» та ремонтні роботи на котельному та допоміжному устаткуванні.

Нова турбіна К-325-23,5 встановлювалась на існуючому фундаменті старої турбіни із збереженням допоміжного устаткування турбоустановки. В турбіні К-325-23,5 реалізовано багато удосконалень, в тому числі по проточній частині, в порівнянні з турбіною К-300-240-2, а саме:

- в проточній частині циліндру високого тиску (ЦВТ) в діафрагмах усіх ступенів застосовані постійні по висоті високо економічні профілі направляючих лопаток зі збільшеним моментом спротиву і з видовженою вхідною частиною профілю, що дозволяє зменшити втрати в соплах;

- в усіх ступенях ЦВТ використані удосконалені робочі лопатки з цільно-фрезерованими бандажами та кільцевою перев'язкою лопаток вставкою типу «ластівчин хвіст». Це дозволило виконати у всіх ступенях багаторядні, надбандажні ущільнення, що, у свою чергу зменшує периферійну надбандажну протічку пари;

- ротор циліндра середнього тиску (ЦСТ) цільнокований з 11 дисками частини середнього тиску та трьома дисками перших трьох ступенів частини низького тиску (ЧНТ) першого потоку, а диски двох останніх ступенів ЧНТ насадні, на відміну від турбіни К-300-240-2, в котрій диски усіх ступенів тиску першого, другого та третього потоків ЧНТ є насадними;

- в проточній частині ЦСТ оптимізовані обводи направляючого апарата першого ступеня, що забезпечує безвідривне обтікання на вході в ступінь;

- у всіх ступенях частини середнього тиску (ЧСТ) використані вдосконалені профілі направляючих лопаток зі збільшеним моментом спротиву та з оптимізованими вхідними та вихідними кромками, що забезпечує високу економічність решіток діафрагм;

- усі діафрагмові та кінцеві ущільнюючі сегменти виконані з гідростатичним притиском ущільнюючих кілець до посадочних поверхонь;

- в циліндрі низького тиску оптимізовані обводи паровпускної та першої ступені котрі забезпечують безвідривність протікання пари на вході в проточну частину;

- покращені периферійні обводи 2–5 ступенів тиску ЧНТ з ціллю надання їм плавної форми, що знижує можливість відриву потоку;

- діафрагмові та кінцеві ущільнення ЦНТ виконані ступінчастими, що дозволяє знизити витікання пари;

- в усіх трьох потоках низького тиску застосована високоекономічна робоча лопатка останнього ступеня довжиною 1030 мм та торцевою площею вихлопу 8,19 м²;

- система маслозабезпечення включає можливість гідростатичного підйому роторів, що до-

зволяє, при пусках і обертах валопроводу валопоротним пристроєм, виключити зношення вкладишів підшипників та шийок роторів;

- удосконалені блоки клапанів паророзподілу, в яких штоки клапанів та сервомоторів виконані роздільно, що дозволяє виключити попадання конденсату з системи регулювання в паровий простір клапанів;

- паровпускна частина ЦВТ має чотири виділені соплові коробки, що дозволяє спростити конструкцію внутрішнього корпусу та зменшити товщини стінок в паровпускній частині зовнішнього корпусу циліндра.

В турбіні К-325-23,5 вісім відборів пари на регенерацію на відміну від турбіни К-300-240-2, в котрій було дев'ять відборів. Через це підігрівач низького тиску № 4 (ПНТ-4) виключений зі схеми регенерації турбоустановки.

Основні розрахункові техніко-економічні характеристики турбіни К-325-23,5, надані заводом-виробником, наведені в табл. 1.

Постановка задачі

Порівняння розрахункових гарантійних техніко-економічних показників турбіни К-325-23,5 з результатами теплових випробувань турбіни ст. № 1 ДТЕК Запорізької ТЕС.

Експериментальна частина роботи

Проведено теплові випробування турбіни К-325-32,5 ст. № 1 ДТЕК Запорізька ТЕС з метою отримання даних для розробки нормативних енергетичних характеристик. Під час випробувань були виконані наступні серії дослідів:

- 1) дослід з визначення фактичної економічності турбіни з живильною турбопомпою та повністю включеною системою регенерації;

- 2) дослід з живильною електропомпою;

- 3) дослід з визначення характеристики конденсатора;

- 4) дослід з визначення поправки до потужності на зміну тиску відпрацьованої пари в конденсаторі;

- 5) дослід з визначення поправки до повної та питомої витрати тепла на відключення регенеративних підігрівачів високого тиску.

Теплові випробування турбіни проводились при проектній тепловій схемі турбоустановки. Витрати пари від турбіни понад потреби регенерації були відсутні, добавок хімічно обезсоленої води в конденсатор та упорскування живильної води в тракт проміжного перегріву пари були закриті. Під час випробувань, параметри пари перед турбіною підтримувались близькими до номінальних, зазначених в табл. 1.

Таблиця 1 – Розрахункові техніко-економічні показники турбіни К-325-23,5

№	Показник	Значення
1	Номинальна електрична потужність, МВт	325
2	Номинальна витрата свіжої пари на турбіну, т/год	971,63
3	Номинальні параметри свіжої пари перед стопорними клапанами турбіни:	23,5 (240) 540
	тиск, МПа (кгс/см ²) абс. температура, °С	
4	Витрата пари після проміжного промперегріву, т/год	801,76
5	Втрата тиску в тракці проміжного перегріву, %	10,5
6	Номинальні параметри пари гарячого промперегріву перед клапанами ЦСТ:	3,43 (34,98) 540
	тиск, МПа (кгс/см ²) абс. температура, °С	
7	Внутрішній відносний ККД ЦВТ, %	82,5
8	Внутрішній відносний ККД ЦСТ, %	92,5
9	Внутрішній відносний ККД ЦНТ, %	84,4
10	Витрата пари в конденсатор, т/год	615,81
11	Абсолютний тиск пари на вихлопі ЦНТ, кПа (кгс/см ²)	3,65 (0,0372)
12	Витрата пари на турбопривід, т/год	120,11
13	Потужність живильних насосів, МВт	11,6
14	Температура живильної води на котел, °С	274,7
15	Розрахункова температура охолоджуючої води, °С	12
16	Витрата охолоджуючої води в конденсатор, т/год	34805
17	Питома витрата теплоти бруто на турбіну,	7593,6 1813,7
	кДж/(кВт·год) ккал/(кДж·год)	

Реєструвались масові витрати: свіжої пари, пари холодного промперегріву, пари на турбопривід живильної помпи та на деаератор, основного конденсату після групи підігрівачів низького тиску та живильної води на котел. Також, реєструвались тиски та температури: пари по проточній частині турбіни та перед регенеративними підігрівачами, основного конденсату та живильної води по тракту регенерації. Теплова схема турбоустановки, з зазначенням місць вимірювань, представлена на рис. 1.

На рис. 1 позначені: БН – бустерна помпа; БОУ – блочна обезболуюча установка; ГПП – гарячий проміжний перегрів пари; ЕУ – ежектор ущільнень; ЖЕН – живильна електропомпа; ЖТН – живильна турбопомпа; ЗН ПНТ-2 – зливна помпа підігрівача низького тиску № 2; КЕН – конденсатна електропомпа; ОЕ – основний ежектор; ПВТ – підігрівач високого тиску; ПНТ – підігрівач низького тиску; РОУ – редуційно-охолоджуюча установка; СК-1 і СК-2 – стопорні клапани № 1 і № 2 відповідно; ТЖН – турбопривід живильної помпи; ХПП – холодний проміжний перегрів пари; ЦВТ – циліндр високого тиску; ЦНТ – циліндр низького тиску; ЦСТ – циліндр середнього тиску; конд. – конденсатор; ущ. – ущільнення; шт. кл-нів – штоки клапанів.

Метод приведення результатів випробувань до номінальних умов

За результатами випробувань та обробки дослідних даних побудовані характеристики турбоустановки, такі як: внутрішні відносні коефіцієнти корисної дії (ККД) циліндрів, тиски пари по ступенях турбіни, витрати пари на регенеративні підігрівачі, температурні напори в регенеративних підігрівачах, витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти на турбіну в дослідних умовах та інші.

Для побудови основної витратної характеристики турбіни (залежності витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти від електричної потужності) в номінальних умовах на практиці переважно застосовують метод приведення дослідної характеристики до номінальних умов шляхом введення поправок на відхилення окремих параметрів від номінальних. Цей метод є простим у використанні, але має ряд недоліків, таких як:

– обмежений набір поправок, котрий не охоплює усіх відмінностей дослідних умов від номінальних;

– поправки вводяться простим алгебраїчним підсумуванням і при цьому не враховується їх взаємовплив;

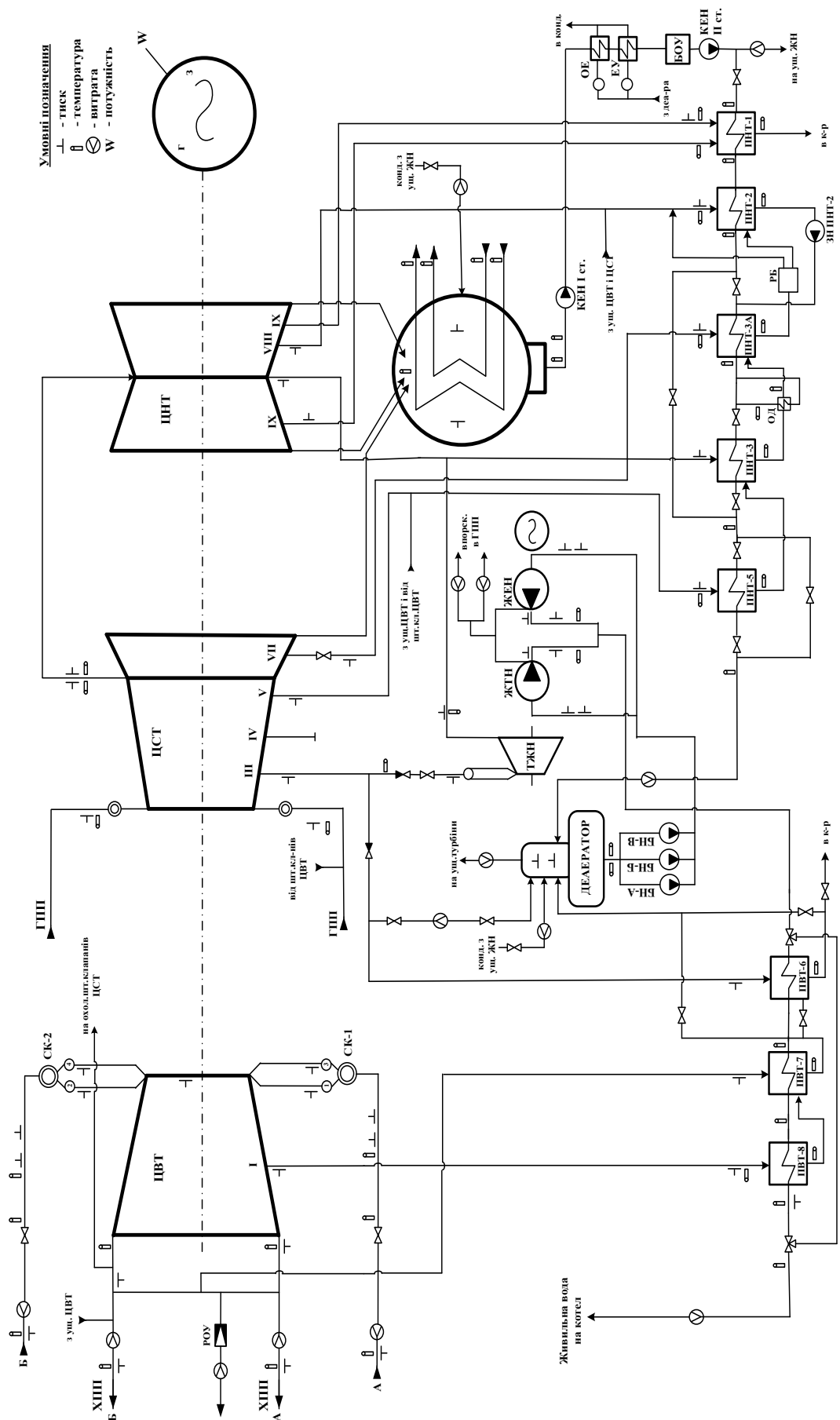


Рис. 1 – Принципова схема турбоустановки К-325-23,5 ст. № 1 ДТЕК Запорізька ТЕС із зазначенням місць вимірювання параметрів

– поправки залежать від стану турбоустановки, тобто не коректно застосовувати поправки, надані заводом-виробником для нової турбіни, при випробуваннях турбін з великим напрацюванням.

Цей метод може бути застосований, якщо під час випробувань, не було суттєвих відхилень параметрів від номінальних, та теплової схеми від проектної. У випадку, коли під час випробувань мають місце значні відхилення теплової схеми від проектної та параметрів від номінальних, доцільно використовувати метод приведення результатів шляхом повного перерахунку теплової схеми турбоустановки. Такий метод є більш універсальним, оскільки він враховує усі зміни параметрів та умов у їх взаємозв'язку. В загальних рисах цей метод викладений в Методичних вказівках [2] з рекомендацією виконувати перерахунок при умові незмінності витрати свіжої пари на турбіну.

Умова незмінності витрати свіжої пари на турбіну при перерахунку на номінальні параметри вимагає корекції ККД ЦВТ. Оскільки корекція ККД ЦВТ в деяких випадках може бути недостатньо точною, доцільно виконувати перерахунок теплової схеми за умови незмінного положення органів паророзподілу і тим самим зі збереженням дослідного значення ККД ЦВД. За цієї умови витрата свіжої пари при номінальних початкових параметрах визначається за формулою

$$G_0 = G_0^{\text{дос}} \sqrt{\frac{P_0^{\text{н}} V_0}{P_0 V_0^{\text{н}}}}, \quad (1)$$

де $G_0^{\text{дос}}$ – витрата свіжої пари в дослідних умовах, т/год; $P_0^{\text{н}}$ – номінальний тиск свіжої пари перед ЦВТ, 240 кгс/см²; V_0 – питомий об'єм свіжої пари в дослідних умовах, м³/кг; P_0 – дослідний тиск свіжої пари перед ЦВТ, кгс/см²; $V_0^{\text{н}}$ – питомий об'єм свіжої пари в номінальних умовах, 0,01336 м³/кг.

Для перерахунку характеристик турбіни на номінальні умови була складена комп'ютерна програма, яка є математичною моделлю турбоустановки, тобто системою рівнянь, що описують основні характеристики її елементів і побудовані по експериментальних даних. Перерахунок характеристик турбіни на номінальні умови і є рішенням цієї системи рівнянь, яке виконується шляхом послідовних наближень. Перерахунок закінчувався, коли в i -ому та $(i + 1)$ -ому наближеннях результати збігаються між собою з заданою точністю. Критеріями порівняння можуть бути, наприклад, тиски пари у відборах турбіни та витрати пари у відборі турбіни.

Результати досліджень

Основною величиною, котра характеризує ефективність роботи пари в проточній частині турбіни, є внутрішній відносний ККД. За результатами випробувань, визначені внутрішні відносні ККД циліндрів високого, середнього та низького тисків турбіни. ККД ЦВТ та ЧСТ визначалось по параметрах пари перед та на виході з циліндру. Внутрішній відносний ККД ЧНТ–ЦНТ розрахований, як ККД процесу розширення пари, початкова точка якого в досліді з живильною турбопомпою (ЖТП) визначається тиском пари в ресиверах та середньозваженою ентальпією потоків пари на виході з ЧСТ і привідної турбіни живильної помпи (ТЖП). В досліді з живильною електропомпою (ЖЕП), початкова точка визначається тиском та температурою пари в ресиверах. Кінцева точка процесу визначається тиском та ентальпією відпрацьованої пари. Ентальпія відпрацьованої пари знайдена з загального балансу потоків теплоти та потужності турбоустановки. Точність визначення ККД таким методом складає 3 % [2], оскільки на неї впливають похибки вимірювань практично усіх параметрів турбіни, в першу чергу витрат та потужності.

На рис. 2 показано залежності внутрішніх відносних ККД ЦВТ та ЧСТ від витрати свіжої пари, отримані за результатами випробувань, а також, для порівняння, нанесені розрахункові значення ККД циліндрів, котрі зазначені в табл. 1. Як видно з рисунка, фактичні значення ККД ЦВТ та ЧСТ збігаються з розрахунковими.

Залежність фактичного ККД ЧНТ–ЦНТ від витрати свіжої пари представлена на рис. 3. Точкою на рисунку позначена розрахункова величина ККД ЧНТ–ЦНТ, зазначена в табл. 1. Як видно з рисунка, фактичне значення ККД ЧНТ–ЦНТ становить 86 % при номінальному навантаженні енергоблока, і знаходиться на рівні розрахункового значення заводу-виробника. Розрахункове значення ККД ЦНТ серійної турбіни К-300-240-2 ХТГЗ, підтверджене результатами гарантійних випробувань турбіни ст. 5 Трипільської ТЕС, проведених Південним відділенням ОРГРЭС (організація по раціоналізації государственных электрических станций), становить 81 %. Тобто, ККД ЧНТ–ЦНТ нової турбіни К-325-23,5 на 5 % вищий ніж турбіни К-300-240-2, завдяки удосконаленням проточної частини, переліченими вище.

Після проведеної реконструкції гарантувалось збільшення номінальної потужності енергоблока до 325 МВт, і зниження питомої витрати теплоти на виробництво електроенергії до 1813,7 ккал/(кВт·год), в номінальних умовах роботи (табл. 1). Гарантії надані з допуском 1 % понад допуск на точність вимірювань [2].

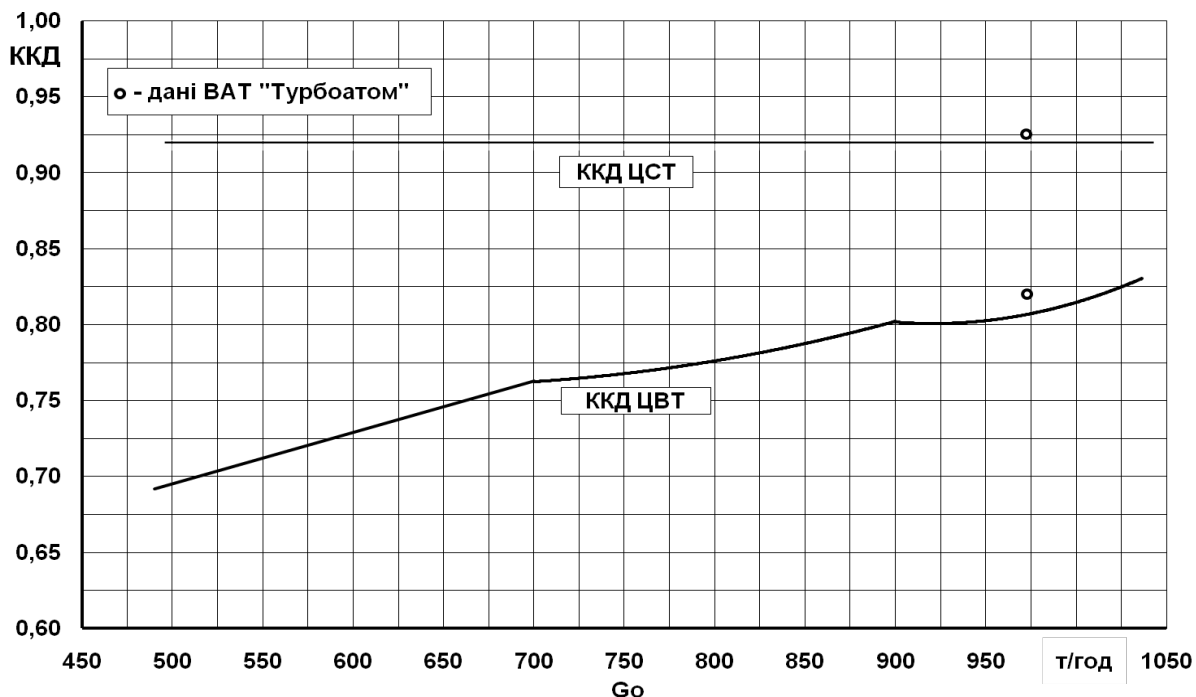


Рис. 2 – Внутрішній відносний ККД ЦВТ і ЦСТ і залежності від витрати свіжої пари на турбіну

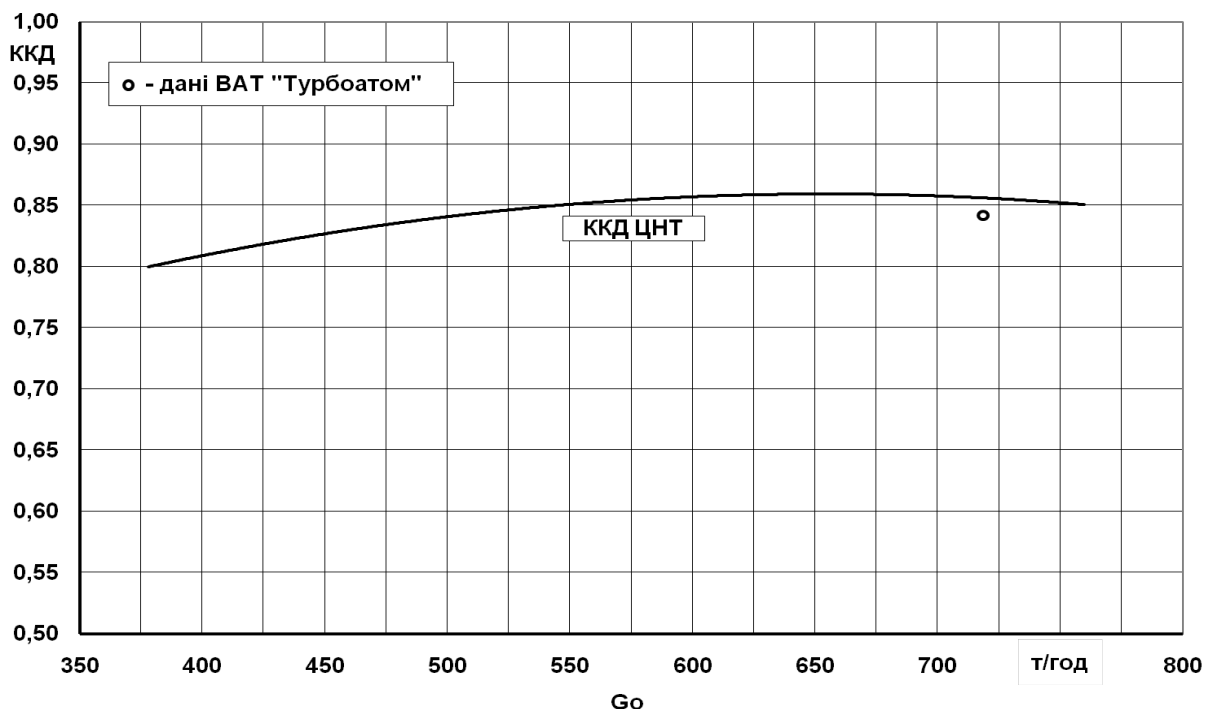


Рис. 3 – Внутрішній відносний ККД ЦНТ в залежності від сумарної витрати пари на вході в ЦНТ

Питома витрата теплоти бруто на виробництво електроенергії визначалась за формулою

$$q_{\text{т}}^{\text{бр}} = \frac{G_0(i_0 - i_{\text{жв}}) + G_{\text{ГПП}}(i_{\text{ГПП}} - i_{\text{хпп}})}{N_e + N_{\text{жн}}}, \quad (2)$$

де G_0 – витрата свіжої пари на турбіну, т/год;
 i_0 – ентальпія свіжої пари перед ЦВТ, ккал/кг;

$i_{\text{жв}}$ – ентальпія живильної води після підігрівачів високого тиску (ПВТ), ккал/кг; $G_{\text{ГПП}}$ – витрата пари гарячого промперегріву (ГПП), т/год; $i_{\text{ГПП}}$ – ентальпія пари ГПП перед ЦСТ, ккал/кг; $i_{\text{хпп}}$ – ентальпія пари до промперегріву (за ЦВТ), ккал/кг; N_e – електрична потужність на клеммах

генератора, МВт; $N_{\text{жн}}$ – потужність живильного насоса, МВт.

Потужність турбіни в номінальних умовах визначалась за формулою

$$N_T = N_e + \Delta N_{p2} + \Delta N_{\cos\phi} + \Delta N_{\text{сх}}, \quad (3)$$

де N_e – електрична потужність на клеммах генератора в дослідних умовах, МВт; ΔN_{p2} – поправка на відхилення тиску відпрацьованої пари в дослідних умовах від номінальних, МВт; $\Delta N_{\cos\phi}$ – по-

правка на відхилення коефіцієнта потужності генератора від номінального, МВт; $\Delta N_{\text{сх}}$ – сумарна поправка на відмінності теплової схеми та параметрів в дослідних умовах від номінальних (крім тиску відпрацьованої пари).

Поправка ΔN_{p2} визначалась по «універсальній кривій» поправок до потужності на зміну тиску відпрацьованої пари, котра побудована за результатами випробувань і представлена на рис. 4.

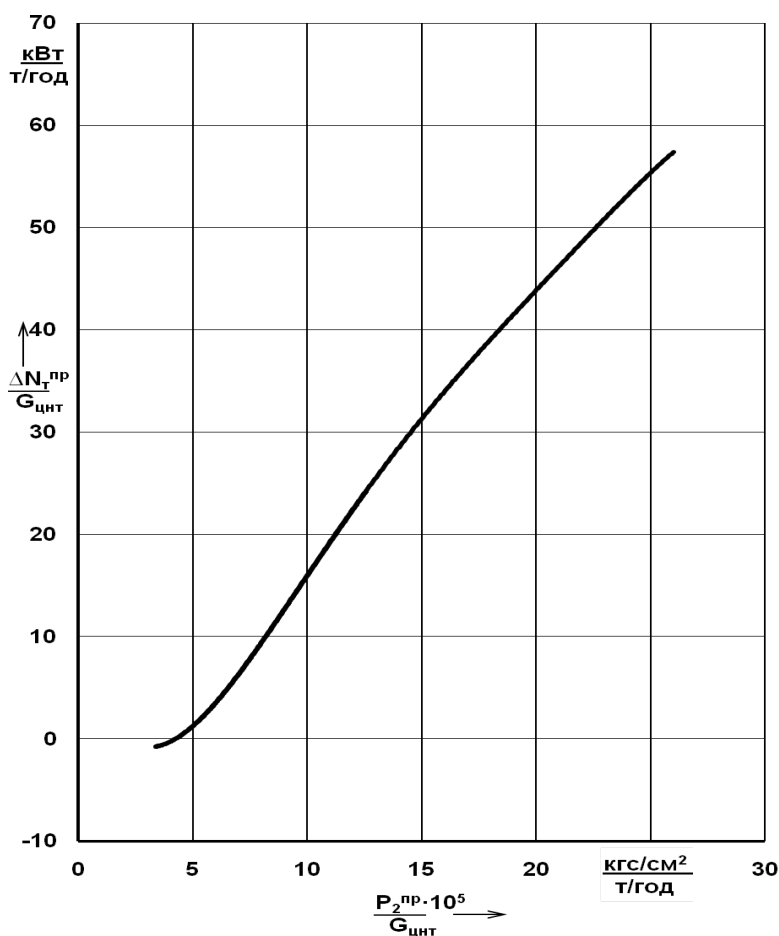


Рис. 4 – «Універсальна крива» поправок до потужності турбіни на зміну тиску відпрацьованої пари

Поправка на відхилення $\cos\phi$ від номінального визначалась по залежності електромеханічних втрат турбіни і генератора від потужності.

Поправка $\Delta N_{\text{сх}}$ чисельно дорівнює різниці внутрішніх потужностей турбіни в дослідних та номінальних умовах. Внутрішня потужність турбіни в дослідних умовах розраховується як сума внутрішніх відсіків турбіни з використанням дослідних параметрів та витрат пари. В номінальних умовах, внутрішня потужність розраховується з використанням параметрів та витрат пари, отриманих після перерахунку теплової схеми турбоустановки на номінальні умови.

Основна витратна характеристика турбоустановки представлена на рис. 5. На ній показано залежності витрати свіжої пари, повної та питомої витрати теплоти від електричної потужності. Для порівняння, показана залежність питомої витрати теплоти від електричної потужності для турбіни К-300-240-2 [3], і точкою показано гарантійне значення заводу-виробника.

Як видно з рис. 5, при електричній потужності 325 МВт, витрата свіжої пари складає 972 т/год, а питома витрата теплоти – 1847,5 ккал/(кВт·год). За даними заводу-виробника, гарантійне значення питомої витрати теплоти при номінальному навантаженні та номі-

нальних умовах складає 1813,7 з допуском 1% понад допуск на точність вимірювань. Оскільки похибка визначення питомої витрати теплоти, розрахована по метрологічних характеристиках застосованих приладів, складає 1,44%, то можна зробити висновок, що гарантії по потужності та питомій витраті теплоти витримані.

Якщо порівняти питому витрату теплоти на турбіну К-325-23,5 та на турбіну К-300-240-2 при електричній потужності 300 МВт, то з рис. 5 видно, що $q_t^{бр}$ турбіни К-325-23,5 складає 1852 ккал/(кВт·год), а турбіни К-300-240-2 – 1890 ккал/(кВт·год), що більше на 2%.

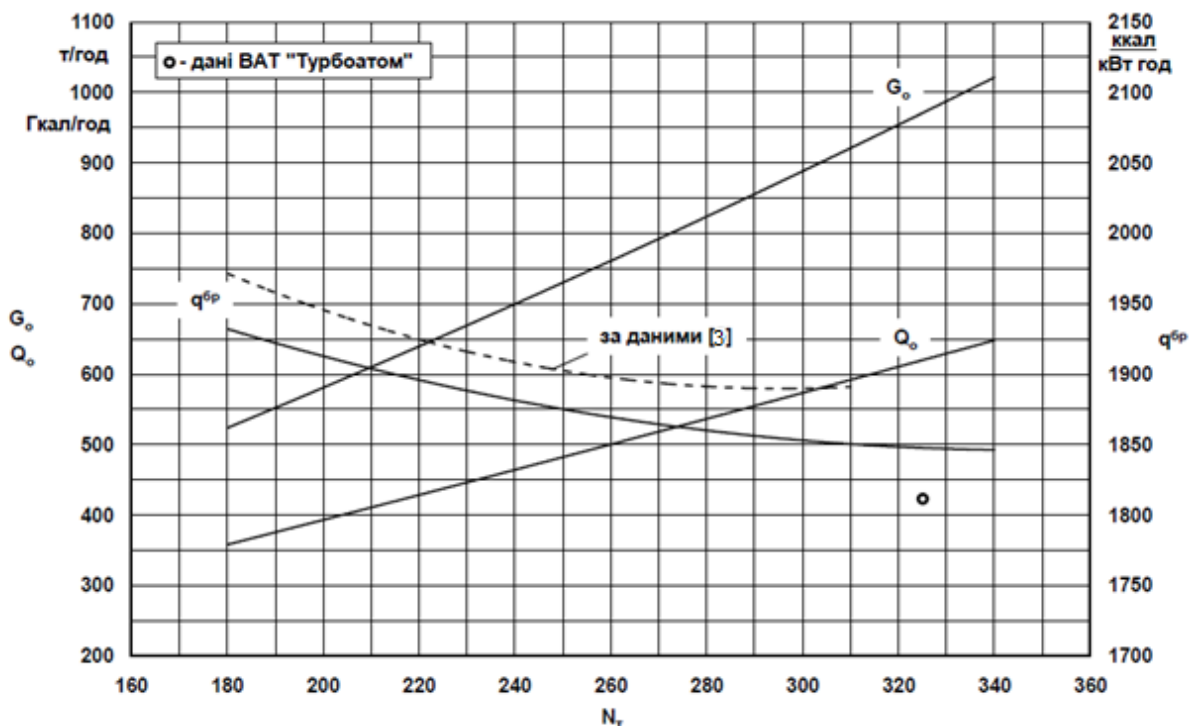


Рис. 5 – Витрата свіжої пари, повна та питома витрата теплоти брутто в залежності від електричної потужності

В загальному, для енергоблоку ст. № 1 ДТЕК Запорізька ТЕС [4], в результаті реконструкції було досягнуто зменшення витрати умовного палива на виробництво електроенергії з 365 г/(кВт·год) до 340 г/(кВт·год), також збільшення встановленої потужності до 325 МВт.

Висновки

1 Досліджено, що фактичні значення внутрішніх відносних ККД циліндрів високого, середнього та низького тиску, отримані за результатами теплових випробувань, практично відповідають розрахунковим значенням заводу-виробника.

2 На основі аналізу досліджень показано, що гарантії по потужності та питомій витраті теплоти витримані.

3 Встановлено, що рівень економічності турбіни К-325,23,5 вищий на 2% у порівнянні з турбіною К-300-240-2.

4 Реконструкція енергоблоку ст. № 1 ДТЕК Запорізька ТЕС може вважатись успішною, завдяки досягненню усіх гарантійних техніко-економічних показників, та рекомендована до подальших впроваджень.

Список літератури

- 1 Интегрированный отчёт ДТЭК 2014 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.dtek.com/uk/investor-relations/annual-reports/2014>. – Заглавие с экрана. – 10.12.2015.
- 2 МУ 34-70-093-84. Методические указания по тепловым испытаниям паровых турбин. – М.: ПО «Союзтехэнерго», 1986. – 100 с.
- 3 Типовая энергетическая характеристика турбоагрегата К-300-240 ХТГЗ второй модификации. – М.: ОРГЭС. Производственная служба обобщения и распространения передового опыта эксплуатации энергосистем и информации, 1976.
- 4 Энергия в действии. Годовой отчёт ДТЭК 2012 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.dtek.com/uk/investor-relations/annual-reports/2012>. – Заглавие с экрана. – 10.12.2015.

Bibliography (transliterated)

- 1 DTEK (2014), "Integrirovannyj otchjot DTJeK 2014 [Integrated report DTEK 2014], available at: <http://www.dtek.com/uk/investor-relations/annual-reports/2014> (Accessed 10 December 2015).
- 2 (1986), MU 34-70-093-84. *Metodicheskie ukazanija po teplovym ispytaniyam parovyh turbin* [МУ 34-70-093-84. Guidelines for thermal tests of steam turbines], PO "Souzhtenergo", Moscow, Russia.
- 3 (1976), *Tipovaja jenergeticheskaja harakteristika turboagregata K-300-240 HTGZ vtoroj modifikacii* [Typical power characteristic of turbine K-300-240 HTGZ second modification], ORGRES Moscow, Russia.
- 4 DTEK (2012), "Jenergija v dejstvii. Godovoj otchjot DTJeK 2012 [Energy in action. Annual report 2012]", available at: <http://www.dtek.com/uk/investor-relations/annual-reports/2012> (Accessed 10 December 2015).

Відомості про авторів (About authors)

Мисак Йосиф Степанович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплотехніки, теплових та атомних електричних станцій, НУ «Львівська політехніка»; перший заступник генерального директора ПАТ «ЛьвівОРГРЕС», м. Львів, Україна, моб. тел. (096) 436-80-63.

Yosyp Mysak – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of department of Thermal Engineering and Thermal Power Stations, National University Lviv Polytechnic, Lviv, Ukraine.

Рябокоть Григорій Олександрович – провідний інженер турбінного цеху ПАТ «ЛьвівОРГРЕС», м. Львів, Україна, моб. тел. (097) 914-77-52, email: ryabokongr@gmail.com.

Gregory Ryabokon – lead engineer, Joint Stock Company «LvivORGRES», Lviv, UKRAINE.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Рябокоть, Г. О. Порівняльні дослідження розрахункових техніко-економічних показників турбіни К-325-23,5 з результатами теплових випробувань [Текст] / **Г. О. Рябокоть, Й. С. Мисак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 72–80. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.10.

Please cite this article as:

Ryabokon, G. and Mysak, Y. (2016), "The Comparative Study of the Results of Thermal Acceptance Tests of the Steam Turbine K-325-23.5 with Guarantee Values". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 72–80, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.10.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Рябокоть Г. А. Сравнительные исследования расчетных технико-экономических показателей турбины К-325-23,5 с результатами тепловых испытаний [Текст] / **Г. А. Рябокоть, Й. С. Мисак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 72–80. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.10.

АННОТАЦИЯ В статье приводится сравнение расчётных гарантийных технико-экономических показателей турбины К-325-23,5 а именно коэффициентов полезного действия цилиндров высокого, среднего и низкого давления а также удельного расхода теплоты на производство электрической энергии с результатами тепловых испытаний турбины ст. № 1 ДТЭК Запорожской ТЭС. Также описывается способ приведения опытных данных, полученных в результате тепловых испытаний турбины, к номинальным условиям для сравнения с расчётными гарантийными величинами.

Ключевые слова: реконструкция, энергоблок, испытания, внутренний относительный КПД, удельный расход теплоты, номинальные условия, математическая модель.

Надійшла (received) 08.01.2016