

УДК 621.165

Є.В. Гармаш (аспірант), **О.Ю. Колларов** (канд. техн. наук, доц.),
Державний вищий навчальний заклад
«Донецький національний технічний університет»
Alizabet1593@gmail.com

АНАЛІЗ РОБОТИ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ ПРИ НОМІНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРАХ

Для опису робочого процесу турбоустановки розглянемо конструкцію проточної частини багатоступінчастої парової турбіни конденсаційного типу. Проточна частина турбіни складається із ступенів. Залежно від напрямку потоку ступені поділять на: осьові, радіально-осьові, діагональні та інші. Так як об'єктом дослідження є турбіна, то пара рухається по поверхнях, близьких до циліндричних. Течія пари по циліндричним поверхням описується осьовими ступенями, тому далі будуть розглядатися тільки ці ступені.

Ключові слова: турбіна, ступінь, тепловий перепад, ентальпія, тиск, температура, сопло, лопатка, котел, трикутник швидкостей, циліндр, решітка, регулюючі клапани.

Постановка проблеми. В наш час у більшості промислово розвинутих країн виробництво електричної енергії, в більшості випадків, виготовляється на електричних станціях з паротурбінними установками, які працюють на органічному паливі.

Крім того, важливим елементом будь-якої теплової електростанції (ТЕС) є парова турбіна. Парова турбіна – це тепловий двигун безперервної дії, в якому потенційна енергія пари перетворюється на механічну роботу обертання ротора з подолання сил опору приводної машини (електричного генератора, живильного насоса, вентилятора).

Сьогодні, проектуванню і виготовленню турбін приділяють особливу увагу в теплоенергетиці. Виробник намагається створити агрегат, який би максимально довго працював без істотного зниження коефіцієнту корисної дії (ККД) при номінальних параметрах для різних виробничих ситуацій, але як показує практика це неможливо.

Мета работ. Розглянути проблему вибору режиму роботи турбіни, та визначити оптимальні робочі параметри для досягнення максимальної економічної ефективності. Для опису робочого процесу турбоустановки розглянемо конструкцію проточної частини багатоступінчастої парової турбіни конденсаційного типу.

Викладення основного матеріалу дослідження. Проточна частина турбіни складається із ступенів. Залежно від напрямку потоку ступені поділять на: осьові, радіально-осьові, діагональні та інші. Так як об'єктом дослідження є турбіна, то пара рухається по поверхнях, близьких до циліндричних. Течія пари по циліндричним поверхням описується осьовими ступенями, тому далі будуть розглядатися тільки ці ступені [1].

Раніше було зазначено, що турбіна К-200-130 ЛМЗ одновальна. Це означає, що на загальному валу насаджено ряд дисків, на периферії яких встановлені робочі лопатки. Диски розділені діафрагмами, в яких встановлюються соплові лопатки. Елемент турбіни, що складається із діафрагми і наступного диска з робочими лопатками, що утворюють робочу решітку, представляють турбінну ступінь. Діафрагми двох сусідніх ступенів утворюють камеру, в якій, розташовується робоча решітка.

В турбіні К-200-130 ЛМЗ застосовується сопловий паророзподіл. Особливістю такого паророзподілу є наявність регулюючого ступеня, який працює із змінною парціальністю при зміні пропуску пари і в цьому відношенні істотно відрізняється від подальших ступенів турбіни. Так як наявний тепловий перепад на цей ступінь відносно малий і складає $h_0^{pc} = 80 \div 120$ кДж/кг то він виконаний у вигляді одно вінцевого активного ступеня [1].

Наявний тепловий перепад турбіни, від початкового стану пари до тиску в вихлопному патрубку, розподіляється між послідовно розташованими ступенями. Таким чином, кожен ступінь переробляє лише частину загального теплового перепаду, який припадає на всю турбіну.

На рисунку 1 [2] представлений процес розширення пари в багатоступінчастій турбіні. Процес складається з послідовно протікаючих процесів окремих ступенів, причому кінцевий стан попереднього ступеня є початковим станом наступної ступені. Пар, що підводиться до турбіни, має початкову температуру t_0 і початковий тиск P_0 та енергетичний потенціал h_0 , протікає через стопорні і регулюючі клапани. Ця течія супроводжується втратами, тому тиск пари на виході з котла, перед стопорним клапаном буде на 3 – 6 % вище, ніж тиск перед сопловою решіткою регулюючої ступені. У сопловій решітці регулюючого ступеня пар розширюється, за рахунок цього швидкість при витіканні зростає. Основна частина кінетичної енергії потоку пари перетворюється в енергію обертання ротора турбіни, тому швидкість пари на виході з робочих лопаток

зменшується.

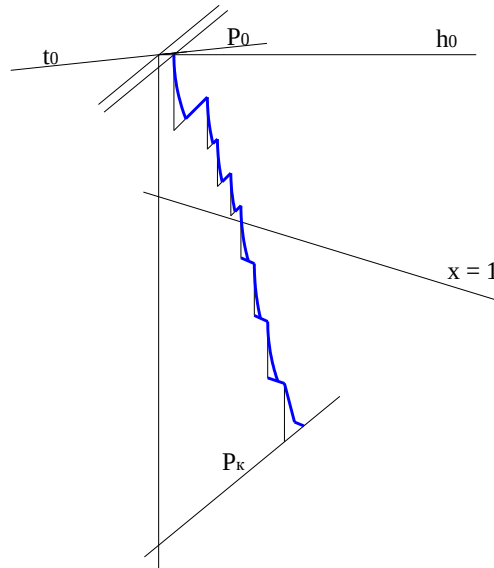


Рисунок 1 – Процес розширення пари в багатоступінчастій турбіні

Розглянемо докладно перетворення кінетичної енергії потоку пари в енергію обертання ротора турбіни на прикладі одного ступеня. [2]

Потік пари, на виході з соплової решітки має швидкість C_1 . Проходячи проміжок, що відокремлює нерухомі соплові лопатки від робочих, надходить у канали робочої решітки. При обтіканні робочої решітки пар розширюється від тиску на вході, до тиску на виході з робочих лопаток, одночасно паровий потік змінює напрямок в робочій решітці. Таким чином, потік пари передає кінетичну енергію робочим лопаткам, які обертають ротор турбіни.

Спираючись на вище зазначене можна стверджувати, що процес розширення пари триває в кожному наступному ступені, до тих пір, поки не буде досягнуто тиску за останнім ступеням P_{2z} із урахуванням втрат у вихлопному патрубку турбіни.

Також із рисунка 1 слідує, що при розширенні пари та зниженні тиску, зростає питомий об'єм, тому прохідні перетини соплових і робочих решіток збільшуються у напрямку руху пари. Через збільшення прохідних перетинів соплових і робочих решіток відповідно збільшуються діаметри ступенів і висоти лопаток.

Тепловий розрахунок турбіни виконується з метою визначення основних розмірів і характеристик проточної частини: числа і діаметрів ступенів, висот їх соплових і робочих решіток і типів профілів, ККД ступенів, окремих циліндрів або турбіни в цілому. Розрахунок проводиться для номінальних параметрів зазначених у першому розділі.

За початковим значенням тиску пари $P_0 = 13$ МПа і температури $t_0 = 540$ °С визначається стан пари перед стопорним клапаном точка A_0 , (перетин ліній P_0 і t_0). За допомогою h_s -діаграми визначається енергетичний потенціал пари $h_0 = 3443,4$ кДж/кг. Тиск пари перед соплами регулюючого ступеня з урахуванням втрат у стопорних, регулюючих клапанах і перепускних паропроводах:

$$P'_0 = P_0 \cdot (0,95 \div 0,96), \text{ МПа} \quad (1)$$

$$P'_0 = 13 \cdot 0,95 = 12,35 \text{ МПа}$$

Точка A'_0 (перетин ліній P'_0 і t_0), визначає стан пари перед соплами регулюючого ступеня. За допомогою h_s -діаграми або [3] визначається ентальпія $h'_0 = 3449,02$ кДж/кг, ентропія $s = 6,6$ кДж/кг і питомий об'єм $V'_0 = 0,028$ м³/кг.

Тиск за останнім ступеням із урахуванням втрат у вихідному патрубку:

$$P_{2z} = \left[1 + \lambda \cdot \left(\frac{C_{вп}}{100} \right)^2 \right] \cdot P_{2п}, \text{ МПа}, \quad (2)$$

$$P_{2z} = \left[1 + 0,09 \cdot \left(\frac{110}{100} \right)^2 \right] \cdot 0,0037 = 0,0041 \text{ МПа},$$

де λ – коефіцієнт, що враховує аеродинамічні властивості вихлопного патрубка конденсаційної турбіни;

$P_{2п}$ – тиск в конденсаторі, МПа;

$C_{вп}$ – середня швидкість потоку у вихлопному патрубку для конденсаційних турбін, м/с.

Витрата пари на турбіну по попередньо заданому ККД (без обліку витоків через кінцеві ущільнення) визначається за формулою:

$$G = \frac{N_e^p}{H'_0 \cdot \eta_{0e}}, \text{ кг/с} \quad (3)$$

де N_e^p – розрахункове електричне навантаження, кВт;

H' – наявний тепловий перепад на проточну частину турбіни кДж/кг;

η_{0e} – відносний електричний ККД турбогенератора.

Значення відносного електричного ККД турбогенератора визначається за таблицею 1 в залежності від його потужності.

Через те, що тепловий розрахунок проводиться для навантаження

210 МВт, то $\eta_{0e} = 0,851$.

Для турбін із проміжним перегрівом пари значення тиску за ЦВТ визначається за формулою:

$$P_I = (0,15 \div 0,18) \cdot P_0, \text{ МПа} \quad (4)$$

$$P_I = 0,16 \cdot 13 = 2,08 \text{ МПа}$$

Таблиця 1 – Значення відносного електричного ККД турбогенератора

Середнє значення ККД, %	Потужність турбоагрегата, МВт				
	50	100	150	200	300
η_{0e}	81–83,5	83,5–84	84–86	84–86	84–86

Від точки A'_0 по ізоентропі $s = 6,6$ кДж/кг відкладається точка К (перетин ліній P_I і ізоентропи $s = 6,6$ кДж/кг). Значення тиску в цій точці дорівнює $P_I = 2,08$ МПа, та ентальпії $h_I = 2960,56$ кДж/кг.

Втрати тиску в проміжному пароперегрівачі і паропроводах складають від 10 до 12,5 %:

$$P_I^{\text{III}} = (0,875 \div 0,9) \cdot P_I, \text{ МПа} \quad (5)$$

$$P_I^{\text{III}} = 0,9 \cdot 2,08 = 1,87 \text{ МПа}.$$

Точка A'_I (перетин ліній P_I^{III} і t_{III}) при тиску $P_I^{\text{III}} = 1,87$ МПа, температурі $t_{\text{III}} = 540$ °С, має ентальпію $h'_I = 3555,42$ кДж/кг і ентропію $s = 7,58$ кДж/кг. Від точки A'_I по ізоентропі $s = 7,58$ кДж/кг відкладається точка В з тиском $P_{2z} = 0,0041$ МПа, ентальпією $h_{2z} = 2280$ кДж/кг. При тиску $P_{2\text{II}} = 0,0037$ МПа, ентальпія дорівнює $h_{2\text{II}} = 2265$ кДж/кг.

Втрати енергії у випускному патрубку визначають за формулою:

$$\Delta H_{\text{II}} = h_{2z} - h_{2\text{II}}, \text{ кДж/кг} \quad (6)$$

$$\Delta H_{\text{II}} = 2280 - 2265 = 15 \text{ кДж/кг}$$

Втрати енергії на клапанах:

$$\Delta H_{\text{кл}} = h'_0 - h_0, \text{ кДж/кг} \quad (7)$$

$$\Delta H_{\text{кл}} = 3449,02 - 3443,4 = 5,62 \text{ кДж/кг}$$

Формула для визначення наявного теплового перепаду на проточну частину турбіни:

$$H'_0 = H_0^I + H_0^{II}, \text{ кДж/кг} \quad (8)$$

де H_0^I – наявний тепловий перепад циліндру високого тиску, кДж/кг;

H_0^{II} – наявний тепловий перепад циліндрів середнього та низького тиску, кДж/кг.

Наявний тепловий перепад ЦВТ:

$$H_0^I = h_0^{A_0} - h_0^K, \text{ кДж/кг} \quad (9)$$

$$H_0^I = 3443,4 - 2960,56 = 482,84 \text{ кДж/кг}$$

Наявний тепловий перепад ЦСТ і ЦНТ в цілому дорівнює:

$$H_0^{II} = h_0^{A'_I} - h_0^B, \text{ кДж/кг} \quad (10)$$

$$H_0^{II} = 3555,42 - 2280 = 1275,42 \text{ кДж/кг}$$

Наявний тепловий перепад на проточну частину турбіни дорівнює (формула 8):

$$H'_0 = 482,84 + 1275,42 = 1758,26 \text{ кДж/кг}$$

Витрата пари на турбіну по попередньо заданому ККД дорівнює:

$$G = \frac{210 \cdot 10^3}{1758,26 \cdot 0,851} = 140,35 \text{ кг/с}.$$

Висновки. Нормальна експлуатація парових турбін залежить від розрахунково-обґрунтованого вибору режиму роботи, при якому досягається максимальна економічна ефективність турбоустановки.

Особлива увага приділяється енергоблокам з турбінами одиничною потужністю 200 МВт, випущеним Ленінградським металічним заводом. На ТЕС України в експлуатації знаходиться 43 енергоблоки з турбінами К-200-130.

Ресурс більшості цих турбін вироблений повністю або підходить до свого завершення.

У зв'язку з продовженням ресурсу енергоблоки з турбінами потужністю 200 МВт в ряді випадків експлуатуються при параметрах і навантаженнях нижче номінальних, що призводить до підвищених витрат палива і часткової втрати потужності.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Виробнича інструкція по установці і обслуговуванні парової турбіни і допоміжного обладнання для блоку 200 МВт.
2. Занин А.И., Соколов В.С. Паровые турбины: Учебное пособие для СПТУ.–М.–Высшая шк., 1988–208 с.
3. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. – М: Энергоатомиздат, 1984.– 420 с.
4. Методические указания для курсового проектирования для учащихся – заочников специальности «Парогенераторные и турбинные установки тепловых электростанций». Сост. Логинов И.Г. – Иваново: ВЗЭТ, 1978.– 101с.
5. Занин А.И., Соколов В.С. Паровые турбины: Учебное пособие для СПТУ.–М.–Высшая шк., 1988–208 с.

REFERENCES

1. Production instruction for installation and maintenance of steam turbine and auxiliary equipment for 200 MW unit.
2. Zanin, A. I., Sokolov V. S. Steam turbines: a textbook for the vocational school.- M.-Higher SHK., 1988-208 S.
3. Rivkin, S. L., Alexandrov, A. A. Thermodynamic properties of water and water vapor. - M: Energoatomizdat, 1984.- 420 p.
4. Methodical instructions for course design for students of correspondence students of the speciality "Steam turbine installations of thermal power plants". Comp. Loginov I. G.-Ivanovo: VZET, 1978.- 101S.
5. Zanin, A. I., Sokolov V. S. Steam turbines: a textbook for the vocational school.- M.-Higher school., 1988-208 S.

Надійшла до редколегії 14.11.2018

Рецензент: д.т.н., професор Сивокобиленко В.Ф.

Y. HARMASH, O. KOLLAROV

State Institution of Higher Education "Donetsk National Technical University"

Analysis of the operation of the steam turbine at rated parameters. To describe the turbine workflow, we consider the design of the flow section of a multi-stage steam turbine of a condensing type. The turbine flow section consists of degrees. Dependencies depending on the direction of flow are divided into: axial, radial-axial, diagonal and others. Since the object of study is a turbine, the couple moves along the surface, close to cylindrical. The flow of a pair with a cylindrical surface is described by axial degrees, therefore, only these degrees will be considered further. Normal operation of steam turbines depends on a design-based choice of the mode of operation at which the maximum economic efficiency of the turbine installation is achieved. Special attention is paid to power units with turbines with a unit capacity of 200 MW, issued by the Leningrad Metal Plant. There are 43 power units with K-200-130 turbines for heat in Ukraine's power plants. The resource of most of these turbines is fully produced or is nearing completion. In connection with the extension of the life of a power unit with 200 MW turbines, in some cases, they are operated at lower rated parameters and loads, which leads to increased fuel costs and partial loss of power.

Keywords: turbine, degree, thermal differential, enthalpy, pressure, temperature, nozzle, blade, boiler, velocity triangle, cylinder, lattice, control valves.