

## **ЕНЕРГИЕН ФОРУМ 2024**

# **ВЛИЯНИЕ НА ТЕМПЕРАТУРАТА НА ОБРАТНАТА МРЕЖОВА ВОДА ВЪРХУ ПОКАЗАТЕЛИТЕ НА ЕФЕКТИВНОСТ НА ИНСТАЛАЦИИТЕ ЗА КОМБИНИРАНО ПРОИЗВОДСТВО**

Калоян Христов

## **INFLUENCE OF THE TEMPERATURE OF WATER FROM DISTRICT HEATING ON THE PERFORMANCE INDICATORS OF COGENERATION PLANTS**

Kaloyan Hristov

In the heat source of the systems, highly efficient technology is used for the combined production of electrical and thermal energy mainly on the basis of steam turbine installations with backpressure turbines or turbines with adjustable steam extractions. Combined production leads to a reduction in fuel consumption (fuel saving) compared to the separate production of the two energy products. The fuel saving resulting from cogeneration reduces carbon dioxide emissions. Combined production affects the amount of fuel saved, leading to a reduction in emitted emissions, both the size of the heat load allocated to consumers and the temperature of the water that enters from the return pipeline of the district heating systems into the heat source. In backpressure steam turbine installations, the mains water is heated by the steam that enters the boiler-condenser, and in steam turbine installations with adjustable steam withdrawals, it is heated in a boiler system by steam removed from the turbine.

### **ВЪВЕДЕНИЕ**

В топлоелектрическите централи се реализира комбинирано производство на топлинна и електрическа енергия, което позволява да се използват ефективно първичните енергийни ресурси и да се намалят отделяните въглеродни емисии в околната среда. Генерираната в източника топлинна енергия се доставя на битовите и промишлените потребители чрез системата за централизирано топлоснабдяване. Промисленият товар е най-

често постоянен през годината, а параметрите на парата, чрез която той се доставя остават постоянни.

Битовият товар има две компоненти – отопление и битово горещо водоснабдяване. Отоплителният товар е променлив, има сезонен характер и зависи основно от температурата на външният въздух. Товарът за битово горещо водоснабдяване е целогодишен, почти не зависи от външната температура и се доставя на потребителите с постоянна температура на мрежовата вода.

Основните параметъра, които определят режима на работа на топлофикационната система са:

- разход на мрежова вода ( $G$ , kg/s);
- температура на подаващата мрежов вода ( $t_1$ , °C);
- температура на обратната мрежова вода ( $t_2$  °C).

Тези параметри определят топлината  $Q_{DHS}$ , която се доставя на консуматорите и те са свързани с уравнението:

$$Q_{DHS} = G c_p (t_1 - t_2) \quad (1)$$

където:  $c_p$  е специфичният топлинен капацитет на водата, kJ/kg·°C

Изменението на всеки от параметрите  $G$ ,  $t_1$ ,  $t_2$  води до изменение на налягането в бойлер-кондензатора, което влияе на топлинната икономичност на паротурбинните инсталации от противоналегателен тип.

Управляеми параметрите за източника на топлина са температурата на мрежовата вода към топлоснабдителната система ( $t_1$ ) и разхода на мрежова вода системата ( $G$ ). Температурата на обратната мрежова вода ( $t_2$ ) е неуправляем параметър за източника на топлина, чиято стойност е резултантна величина потреблението на топлина в системата за топлоснабдяване.

Водата постъпва в източника на топлина за подгриване с температура  $t_2$ . При противоналегателните паротурбинни инсталации тя се подгрива в бойлер-кондензатор от парата след турбината, а при паротурбинните инсталации с регулируеми пароотнемания подгриването се извършва в бойлерна уредба с пара отведена от едно или повече пароотнемания на турбината [1, 2, 3]. Изменението на температурата на обратната мрежова вода води до изменение на налягането в бойлер-кондензатора, може да бъде изразено чрез следната формула: Това влияние може да бъде изразено чрез следната формула:

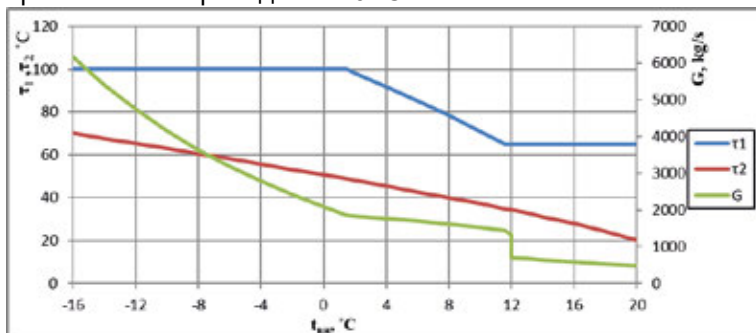
$$t_s = t_2 + \Delta t + \delta t \quad (2)$$

където:

$t_s$  е температура на насищане на парата в кондензатора  
 $\Delta t$  е големината на подгряването на мрежовата вода, °C;  
 $\delta t$  – недогревът в топлообменника, °C

Температурата на кондензация ( $t_s$ ) еднозначно определя налягането на парата в бойлер-кондензатора. С понижаването на налягането в бойлер-кондензатора се увеличава преработвания енталпиен пад на турбината и се увеличава относителното производство на електрическа енергия на базата топлинно потребление. Относителното производство на електрическа енергия се определя като отношение на получената електрическа енергия по комбиниран метод  $P_{DSH}$  към отпуснатата топлина за топлоснабдителната система  $Q_{DHS}$  от паротурбинната инсталация [4, 5]. При зададен топлинен товар на топлоснабдителната система този показател зависи от режима на работа на турбината, а основен режимен фактор е налягането на парата бойлер-кондензатора. В топлоснабдителната система се прилага качествено-количествено регулиране на топлинните товари, което се характеризира с изменение на разхода на циркулиращата вода и изменение на температурата на подаващата мрежова вода в зависимост от температурата на външният въздух ( $t_{вн}$ , °C) [1, 2, 6].

На фиг. 1 е представен температурен график на топлоснабдителната система на град София [7]. Изчислителният температурен график за прилаганото качествено-количествено регулиране на топлините товари е 150/70 °C, което означава, при достигане на външна изчислителна температура, температурата на мрежовата вода на изхода от източника на топлина е 150 °C, а в обратния топлопровод тя е 70 °C.



Фиг.1 Температурен график на топлоснабдителната система на град София

Температурният график се характеризира с две „пречупвания“, при които температурата на подаващата мрежова вода се поддържа постоянна въпреки изменението на външната температура. В горната част на графика (ниски външни температури) температурният график се пречупва при 100 °C и температурата на подаващата мрежова вода се поддържа на това ниво при по-ниски външни температури. За удовлетворяване на топлинния товар при тези условия се увеличава разходът на мрежова вода в системата за топлоснабдяване. Тези режими се характеризират с по-ниски топлинни загуби (поради по-ниската температура) и с по-висок разход на електрическа енергия при преноса на топлина от източника до консуматорите. В долната част на графика (относително високи външни температури) температурният график се пречупва при 65 °C и температурата на мрежовата вода се поддържа на това ниво при по-високи външни температури. Пречупването на температурният график в този случай се налага от необходимостта водата за битови нужди да се подгрее до нормативната стойност от 55 °C. При външни температури по-високи от 12 °C подаването на топлина за отопление в топлоснабдителната система се прекратява, а се отпуска топлина само за битово горещо водоснабдяване.

За да се оцени влиянието на температурата на обратната мрежова вода върху работата на комбинираното производство на инсталацията е необходимо да се определят показателите на енергийна ефективност на този вид технология. Еднозначна оценка на съвършенството на комбинираното производство дава показателят икономия на гориво ( $\Delta F$ , MWh) [4], която се получава в сравнение с разделното производство на същото количество топлинна и електрическа енергия. Този показател се определя чрез разликата между енергийния еквивалент на вложеното гориво в инсталацията за в технологията за разделно производство ( $F_{SHP}$ , MWh) и енергийния еквивалент инсталацията за комбинирано производство ( $F_{CHP}$ , MWh). Изразходеното гориво от инсталацията за комбинирано производство зависи от големината на отпусканият топлинен товар на потребителите и температурния график на работа на топлоснабдителната система. Определянето на вложената енергия с гориво при разделния метод на производство се извършва на основата на референтни стойности на КПД за производството на електрическа и топлинна енергия от

заместващите мощности [7]. Тези стойности зависят от вида на използваното гориво в инсталацията за комбинирано производство. Енергийният еквивалент на вложеното гориво в двете технологии се определя при еднакви обеми на производство на топлинна и електрическа енергия. Икономията на гориво се изчислява посредством уравнението:

$$\Delta F = F_{SHP} - F_{CHP} \quad (3)$$

В резултат на икономията на гориво при комбинираното производство се намаляват отделяните емисии спрямо разделното производство на електрическа и топлинна енергия. Спестените въглеродни емисии ( $\Delta E_{CO_2}$ , kg) от комбинираното производство се определят на базата получената икономия на гориво и специфичния емисионен фактор ( $f_{CO_2}$ ,  $kg_{CO_2}/MWh$ ), чиято стойност зависи от вида на използваното гориво [8 - 11]. Спестените въглеродни емисии в резултат на работата на инсталацията за комбинирано производство се определят от уравнението:

$$\Delta E_{CO_2} = \Delta F \cdot f_{CO_2} \quad (4)$$

В редица изследвания е определен икономическият ефект и екологичните ползи при понижаване на температурата на обратната мрежова вода [12-14] като обект на анализ е само системата за пренос на топлина.

Настоящата разработка има за цел да изследва влиянието на изменението на температурата на обратната мрежова вода, която постъпва за подгръване в източника на топлина, върху показателите на работата на паротурбинна инсталация за комбинирано производство с противоналягане.

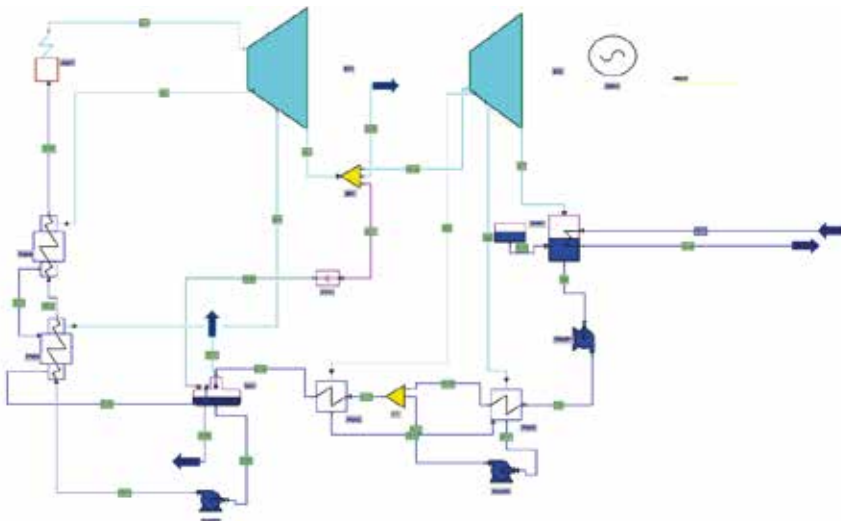
За получаване на числени данни се извършва симулационно изследване като се използва верифициран и валидиран модел на противоналегателна паротурбинна инсталация. [15].

### **Симулационно изследване на работата на инсталация за комбинирано производство**

Инсталацията, която отпуска топлина на потребителите е ПР-66-130/10. Тя е промишлено-противоналегателна инсталация с максимална електрическа мощност 66 MW и отпуска топлина за битови и промишлени консуматори. Топлинната енергия за промишлените потребители се отпуска чрез пара от регулируемо

пароотнемане на турбината, а топлината енергия за битовите потребители се отпуска с вода, която се подгръва в бойлер-кондензатора с пара, която преди да постъпи в бойлер-кондензатора е произвела електрическа енергия на клемите на генератора.

Разработеният симулационен модел на паротурбинната инсталация в средата GateCycle е представен на фиг.2



**Фиг. 2.** Визуализация на топлинна схема на ПР-66-130/10 със софтуерния продукт GateCycle.

В [15] подробно е показано разработването на модела на паротурбинната инсталация. На основата на данни от техническата документация на турбината са извършени симулационни пресмятания на характерни режими на работа и е оценена точността на модела.

Входните данни за решаване на симулационния модел на паротурбинната инсталация са:

- налягането на свежата пара -  $p_0 = 13 \text{ MPa}$ ;
- температурата на свежата пара -  $t_0 = 535 \text{ }^\circ\text{C}$
- максималното подгръване на мрежовата вода в бойлер-кондензатора -  $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- максималният разход на мрежова вода през бойлер-кондензатора -  $G = 722 \text{ kg/s}$ ;

- граници на изменение на налягането на парата в бойлера от 0.1 до 0.25 МРа;
- максималният разход на пара в бойлера-кондензатора - 63 kg/s.

Разглежда се режим на работата на противоналегателната паротурбинна инсталация, при който се отпуска 130 MW топлинен товар на консуматорите чрез бойлер-кондензатора. Промисленото пароотнемане не работи и топлина за промишлени потребители не се отпуска.

За целта на изследването температурата на обратната мрежова вода се изменя в границите от 50 °С до 70 °С. Стойността 50 °С е характерна за края на отоплителния сезон, както и при отпускане на топлина само за битово горещо водоснабдяване (летен режим). При изчислителната температура на външния въздух температурата на мрежовата вода в обратния топлопровод достига горната граница на разглеждания температурен интервал - 70 °С.

Разходът на мрежова вода през бойлер-кондензатора се изменя така че да удовлетворява топлинния товар и тя съответства на паспортните данни на турбината.

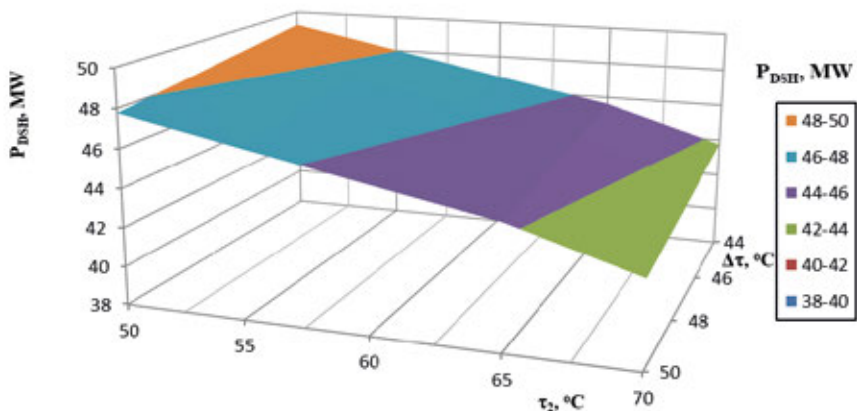
Със симулационния модел са извършени многовариантни пресмятания на режимите на работа на паротурбинната инсталация. Определени са следните величини:

- електрическата мощност на парната турбина при различните режими на натоварване -  $P$ , MW;
- електрическата мощност на парната турбина, която се развива в резултат на външното топлинно потребление –  $P_{DHS}$ , MW;
- разходът на мрежова вода през бойлер-кондензатора -  $G$ , kg/s;
- относителното производство на електроенергия от инсталацията на базата на външното топлинно потребление –  $P_{DHS}/Q_{DHS}$ .

Получените резултати са представени графично в зависимост от температурата на обратната мрежова вода  $\tau_2$  и нейното подгриване в бойлер-кондензатора  $\Delta\tau$ .

Получените резултати са представени графично в зависимост от температурата на обратната мрежова вода  $\tau_2$  и нейното подгриване в бойлер-кондензатора  $\Delta\tau$ .

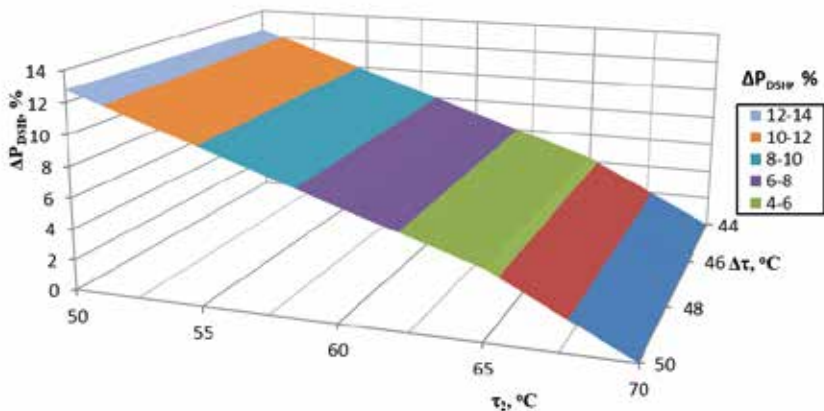
Изменението на електрическата мощност на паротурбинната инсталация  $P_{DSH}$ , произведена по комбиниран метод, при отпускане на топлина на потребителите, е дадено на фиг.3.



**Фиг. 3.** Изменение на електрическата мощност на паротурбинната инсталация  $P_{DSH}$  при топлинен товар на консуматорите  $Q_{DHS}=130 MW$  в зависимост от температурата на обратната мрежова вода и подгряването на водата в бойлер-кондензатора.

Вижда се, че с понижението на температурата обратната мрежова вода, електрическата мощност ( $P_{DSH}$ ), получена по комбиниран метод нараства. При топлинно натоварване  $130 MW$ , подгряване на мрежовата вода с  $\Delta\tau= 50 ^\circ C$  и понижение на температурата на обратната мрежова вода се понижава от  $70 ^\circ C$  до  $50 ^\circ C$ , електрическата мощност на паротурбинната инсталация  $P_{DSH}$  се увеличава от  $42.35$  до  $47.76 MW$ . Увеличаването на електрическата мощност се дължи на по-ниското налягане на парата в бойлер-кондензатора при този режим и съответно на увеличаване на разполагаемия енталпиен пад за парната турбина.

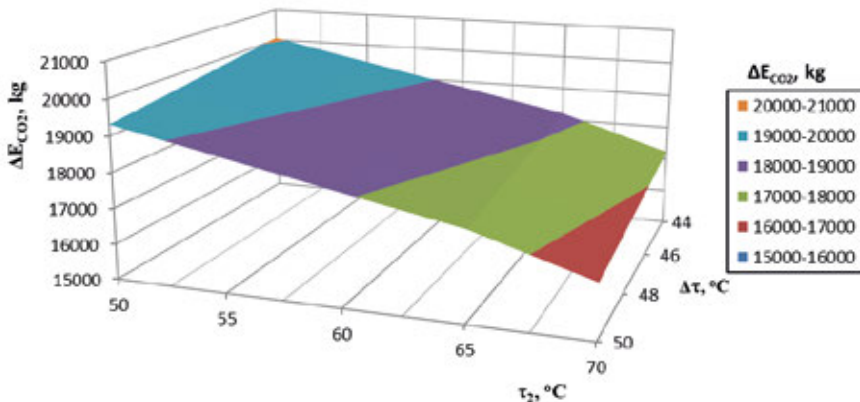




**Фиг.4.** Относително изменение на електрическа мощност при топлинно натоварване на консуматорите от  $Q=130$  MW в зависимост от температурата на обратната мрежова вода и подгръването на водата в бойлер-кондензатора.

На фиг.4 е представено относително изменение на електрическа мощност в проценти ( $\Delta P_{DSH}, \%$ ) при понижаване на температурата на обратната мрежова вода от  $70$  °C до  $50$  °C. Вижда се, че комбинираната електрическата мощност се увеличава с понижаване на температурата на обратната мрежова вода. Тя достига максималната стойност а при температура на обратната мрежова вода  $50$  °C. Максималната стойност е  $12.8\%$  по-висока в сравнение с комбинираната електрическа мощност получавана при температура  $70$  °C.

Спестените емисии от въглероден диоксид в резултат на работата на инсталацията комбинирано производство са представени на фиг.5. Стойността им е получена след определяне на икономията на гориво в резултат на комбинираното производство на противоналегателната инсталация. Референтните стойности на заместващите мощности за производството на топлинна и електрическа енергия както и емисионният фактор съответстват гориво природен газ.



**Фиг. 5.** Изменение на спестените емисии при работата на инсталацията за комбинирано производство в зависимост от температурата на обратната мрежова вода и подгряването на водата в бойлер-кондензатора.

От получените резултати за спестените въглеродни емисии се вижда, че те нарастват с понижението на температурата на обратната мрежова вода на топлоснабдителната система. Това се дължи на увеличената икономията на гориво при тези режими на работа на паротурбинната инсталация.

При топлинен товар на топлоснабдителната система 130 MW и 6000 часа годишно натоварване на инсталацията за комбинирано производство, намаляването на температурата на обратната мрежовата вода на входа на бойлер-кондензатора от 70 °C на 50 °C спестява въглеродни емисии при изгаряне на природен газ 16300 тона. Тези емисиите съответстват на икономия 10000 тона условно гориво.

## ИЗВОДИ

В настоящия доклад е изследвано влиянието на температурата на обратната мрежова вода върху работа на противоналегателна паротурбинна инсталация VPR-66-130/10. Изследването е извършено чрез симулационно моделиране като е използван валидиран и верифициран модел на паротурбинната инсталация. Многовариантните пресмятания са извършени за характерни режими на работа на топлоснабдителната система на гр. София.

Получените числени резултати показват, че с понижаване на температурата на обратната мрежова вода се повишава производството на електрическа енергия, получена от комбинирано производство. Това се дължи на нарастването на преработвания енталпиен пад от противоналегателната паротурбинна инсталация.

Понижението на температурата на обратната мрежовата вода увеличава икономията на гориво и намалява емисиите на въглероден диоксид от инсталацията за комбинирано производство. За разглеждания топлинен товар на топлоснабдителната система при годишна продължителност на работа 6000 часа, пониженото на температурата на обратната мрежова вода с 1 °C води до икономията на условно гориво от 515 t. Спестеното гориво намалява емисиите от въглероден диоксид с около 842 t, когато инсталацията за комбинирано производство използва природен газ.

## ЛИТЕРАТУРА

1. V. Sharapov, P. Rotov, M. Orlov, „*Quantitative regulation of loading of heat supply systems*“ Russian national symposium on power engineering. Kazan: Kazan State Power Eng. University, 5, 25-28 (2001)
2. Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems, Woodhead Publishing, (2016)
3. T A Rafalskaya 2019 J. Phys.: Conf. Ser. 1382 012140
4. Catalog of CHP Technologies, U.S. EPA, (2017).
5. I. Genovski, and K. Hristov, *Model research of the energy efficiency of a cogeneration backpressure steam turbine installation*, E3S Web Conf. 207, 02004, <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020702004>, (2020)
6. Rafalskaya, Tatyana. (2019). „Problems of energy efficiency of heat supply systems“. E3S Web of Conferences.[<https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911407002>]
7. Directive 2012/27/EU
8. Fuel and Carbon Dioxide Emissions Savings Calculation Methodology for Combined Heat and Power Systems, U.S. EPA, (2021)
9. Totev T., B. Ignatov, “Possible solutions for the reduction of carbon emissions during operation of lignite power unit”, E3S Web Conf. 207 02003 (2020), [<https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020702003>]

10. Totev T., B. Ignatov, "Possible solutions for the reduction of carbon emissions during operation of lignite power unit", International Energy Forum 2019, 131-143, (2019).
11. Stankov N., M. Zlateva, A. Rajcheva, "Energy efficiency measures with environmental impact for decreasing the energy expenses in industrial plants", Proceedings Scientific conference with international participation EMF 2007, volume I, pages 168 - 174, ISSN 1314-5371
12. N. Mirl, F. Schmid, K. Spindler, "Reduction of the return temperature in district heating systems with an ammonia-water absorption heat pump", Case Studies in Thermal Engineering, Volume 12, 2018, Pages 817-822, ISSN 2214-157X, [<https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.10.010>]
13. Henrik Gadd, Sven Werner, "Achieving low return temperatures from district heating substations", Applied Energy, Volume 136, 2014, Pages 59-67, ISSN 0306-2619, [<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.09.022>]
14. S. Frederiksen, S. Werner, District heating and cooling, Studentlitteratur, Lund (2013)
15. I. Genovski, K. Hristov, "Optimal heat load distribution between cogeneration steam turbine installations in combined heat and power (CHP) plant", JMTE, 1, 30-46, (2014)

## **АВТОР**

доц. д-р инж. Калоян Христов Христов, Технически университет-София тел. 0898571366, k.hristov@tu-sofia.bg.