

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахункової роботи

**«РОЗРАХУНОК ГАЗОПАРОВОЇ УСТАНОВКИ УТИЛІЗАЦІЙНОГО
ТИПУ»**

з навчальної дисципліни

«Сучасні комбіновані енергетичні установки»

для студентів денної та заочної форм навчання
спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
освітньо-професійної програми «Енергетика»
другого (магістерського) рівня вищої освіти

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 1 від 15.02.2024 р.

Харків
НТУ «ХПІ»

2024

Методичні вказівки до виконання розрахункової роботи «Розрахунок газопарової установки утилізаційного типу» з навчальної дисципліни «Сучасні комбіновані енергетичні установки» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» освітньо-професійної програми «Енергетика» другого (магістерського) рівня вищої освіти / уклад.: О.О. Литвиненко, О.П.Авдєєва – Харків: НТУ «ХПІ», 2024. – 23 с.

Укладачі: О.О. Литвиненко,
О.П. Авдєєва

Рецензент: О.І. Тарасов

Кафедра турбінобудування

ВСТУП

З розвитком газотурбінних установок (ГТУ) у зв'язку з підвищенням початкових параметрів газу з'явилась необхідність утилізувати теплоту газів, що йдуть із газової турбіни.

Одним із засобів утилізації теплоти газів, що йдуть є котел-утилізатор (КУ). Котел-утилізатор представляє собою теплообмінник протиточного типу, в якому за рахунок теплоти газів, що йдуть з ГТУ відбувається підігрів живильної води, її випаровування та перегрів отриманої пари до розрахункових параметрів, яка потім використовується в паровій турбіні або на виробництві.

Розрізняють *одноконтурні* та *двоконтурні* котли-утилізатори. В *одноконтурній* схемі підігрів живильної води, її випаровування та перегрів отриманої пари відбувається при постійному тиску робочого тіла, який складає 3–5 МПа та постійної витраті живильної води по тракту.

Доцільність використання двоконтурних схем обумовлена бажанням підвищити ККД КУ за рахунок зменшення теплових втрат з газами, що йдуть. Для зменшення температури газів необхідно підвищити витрату живильної води, але при використанні одного контуру це приведе к тому, що не буде досягнута розрахункова температура пари на виході з котла.

В *двоконтурній* схемі витрата живильної води в КУ не є постійною величиною по тракту. На вході в котел вона максимальна, що сприяє зменшенню температури газів, що йдуть, а на виході – мінімальна, що дозволяє перегріти пар до розрахункової температури. Для двоконтурних котлів приймають тиск 5–7 МПа в контурі високого тиску і 0,5–0,7 МПа в контурі низького тиску.

В розрахунковій роботі треба виконати розрахунок теплової схеми газопорової установки (ГПУ) з одноконтурним або двоконтурним КУ, отримати параметри пари та газів на виході з котла, ККД котельної установки та побудувати теплову діаграму.

1. СХЕМИ ГПУ І ВИБІР ПАРАМЕТРІВ

На рисунках 1.1 і 1.2 показані схеми газопарових установок (ГПУ) з одноконтурним та двоконтурним котлом-утилізатором (КУ) і теплові діаграми котлів-утилізаторів.

В газопаровій установці з одноконтурним котлом-утилізатором вся пара, що згенерована у котлі поступає до циліндру високого тиску (ЦВТ) парової турбіни. В ГПУ з двоконтурним котлом-утилізатором перегріта пара після контуру низького тиску КУ поступає до циліндру низького тиску парової турбіни, а після контуру високого тиску КУ – до циліндру високого тиску парової турбіни.

Перед розрахунком схеми ГПУ необхідно вибрати параметри, які можуть використовуватись в якості вхідних даних і визначаються надійністю, досвідом експлуатації, термодинамічними умовами тощо і у всіх вузлових точках схеми нанести значення параметрів, які відомі к початку розрахунку.

Одним з основних параметрів є початкова температура пари t_0 . Чим вона вище, тим більший ККД паротурбінного циклу та менше кінцева вологість пари. Тому температуру пари треба обирати максимально можливу, але вона повинна бути менше, ніж температура газів, що йдуть з ГТУ. Зазвичай різницю між температурами газів θ_2 та пари t_0 приймають $\delta t = \theta_2 - t_0 = 40 \div 60$ °С. Аналогічно обирається температура пари контуру низького тиску t_0^{HT} (для схеми з двоконтурним КУ). Іноді ці температури обирають шляхом кількох ітерацій.

Другим параметром є температура живильної води $t_{\text{ж.в.}}$ на вході в котел. Для того, щоб виключити корозію вихідних поверхнею КУ рекомендується задавати температуру живильної води на рівні 60 °С. Її підвищення призводить до збільшення температури відхідних газів КУ $\theta_{\text{в.г}}$ та зниженню ККД КУ та всієї ГПУ.

Для розрахунку КУ обирається третій параметр – мінімальне значення температурних напорів в так званих пінч-точках (pinch – звуження) і позначаються $\delta t_{ек}$ (рис.1.1, 1.2). Зазвичай приймають $\delta t_{ек}=8-15$ °С, однак в окремих випадках мінімальний температурний може приймати і більше значення.

Порядок розрахунку теплової схеми газопарової установки складається з послідовних розрахунків: газотурбінної установки, котла-утилізатора, паротурбінної установки і газопарової установки загалом.

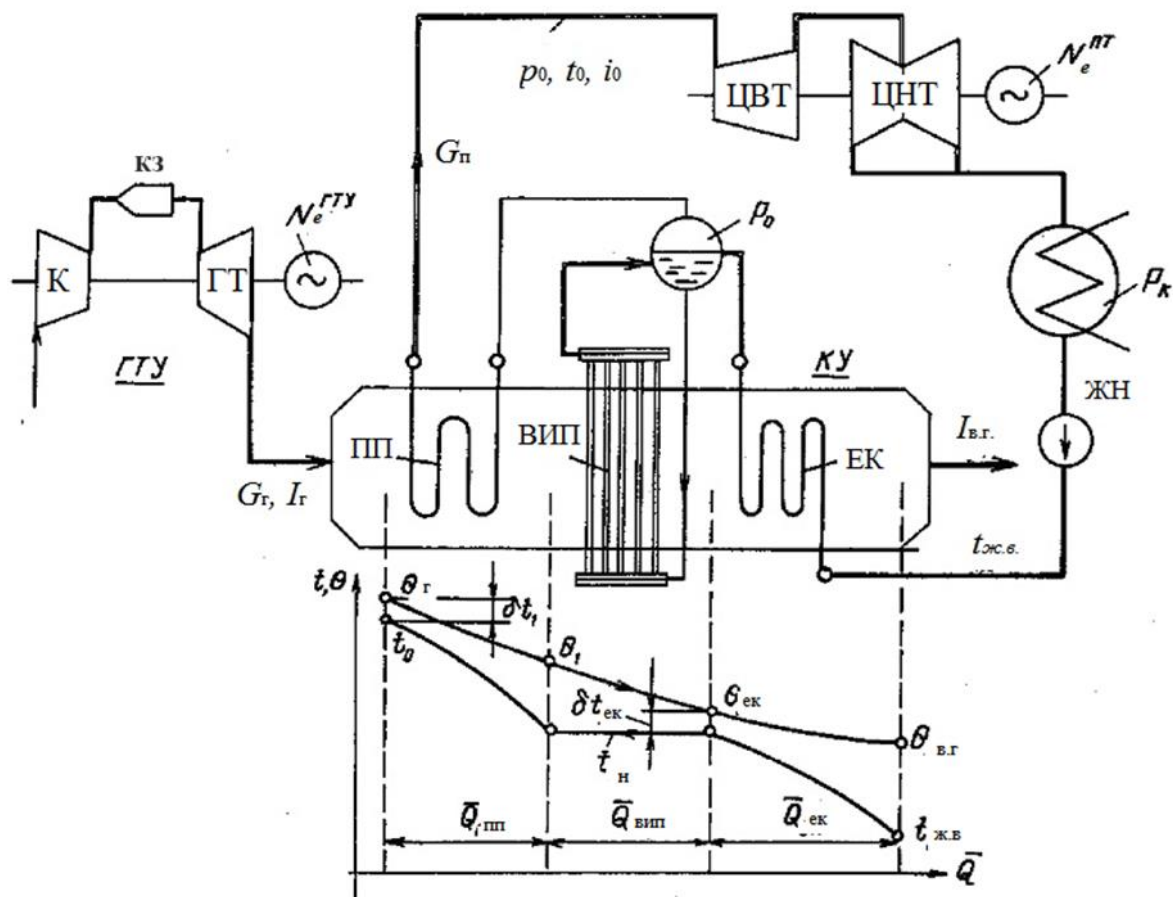


Рисунок 1.1 – Схема газопарової установки з одноконтурним котлом-утилізатором і теплова $Q-t(\theta)$ діаграма

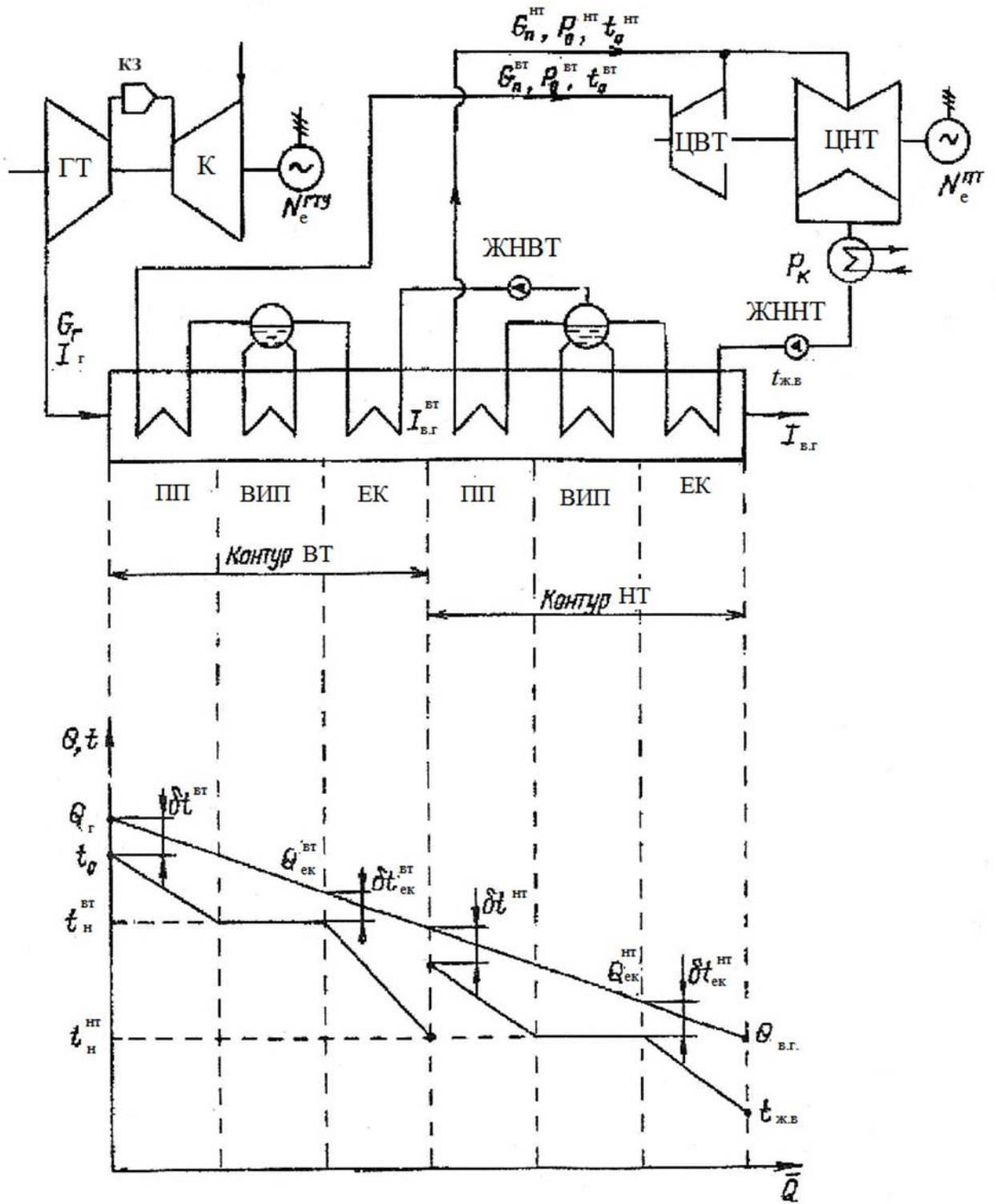


Рисунок 1.2 – Схема газопарової установки з двоконтурним котлом-утилізатором і теплова $Q-t(\theta)$ діаграма

2. РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

Робота компресора, кДж/кг

$$L_K = c_{p\text{пов}} T_1 (\varphi_K^{m_{\text{п}}} - 1) / \eta_K,$$

де $c_{p\text{пов}}$ – теплоємність повітря, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{град}}$, T_1 – температура повітря на вході в компресор, К, φ_K – степінь стискання у компресорі, $m_{\text{п}}=0,286$ – показник степені при φ_K для повітря, η_K – внутрішній відносний ККД компресора.

Робота газової турбіни, кДж/кг

$$L_T = c_{p\text{г}} T_3 \left(1 - \frac{1}{(\varepsilon \varphi_K)^{m_{\text{г}}}} \right) \cdot \eta_T,$$

де $c_{p\text{г}}$ – теплоємність газу (продуктів згоряння), $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{град}}$, T_3 – температура газів на вході в турбіну, К, φ_K – ступінь стискання у компресорі, $m_{\text{г}}=0,248$ – показник степені при $(\varepsilon \varphi_K)$ для газу, η_T – внутрішній відносний ККД турбіни, ε – коефіцієнт гідравлічних втрат.

Надлишкова робота, кДж/кг

$$L_{\text{надл}} = L_T - L_K$$

Температура газу на виході з газової турбіни, К

$$T_4 = T_3 - \frac{L_T}{c_{p\text{г}}}$$

Температура повітря на виході з компресора, К

$$T_2 = T_1 + \frac{L_K}{c_{p\text{пов}}}$$

Теплота, що підведена у камері згорання, кВт

$$Q_1 = G_{\text{г}} c_{p\text{г}} (T_3 - T_2),$$

де $G_{\text{г}}$ – витрата газу (продуктів згоряння), $\text{кг}/\text{с}$.

Потужність газотурбінної установки, кВт

$$N_{\text{ГТУ}} = G_{\text{г}} L_{\text{надл}}$$

ККД установки

$$\eta_{\text{ГТУ}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{Q_1}$$

Температура вихідних газів з газової турбіни T_4 , що отримана при розрахунку газотурбінної установки та витрата газів G_T є вихідними даними для розрахунку котла утилізатора.

Потужність ГТУ, та теплота, що підведена у камері згоряння враховуються при розрахунку показників газопарової установки в цілому.

3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА

В якості вихідних даних задаються параметри газів, що йдуть з ГТУ, параметри свіжої пари і живильної води. Мета розрахунку – визначення параметрів води, пари і газу по тракту і кількість теплоти, що передається в окремих елементах котла-утилізатора. При розрахунку КУ будь-якого типу необхідно враховувати, що теплота передається від гарячих газів ГТУ к воді та парі і тому температура газів θ_{Γ} завжди вище ніж температура води та пари t .

Порядок розрахунку

Принцип розрахунку котла –утилізатора полягає в рішенні рівнянь теплового балансу для поверхонь нагріву.

Для розрахунку *одноконтурного КУ* задані: температура свіжої пари t_0 , тиск в контурі p_0 , що дозволяє визначити ентальпію свіжої пари; витрата газів G_{Γ} та їх температура $\theta_{\Gamma} = T_4 - 273$, °С на виході з ГТУ; температура живильної води на вході в котел $t_{\text{ж.в.}}$.

Рівняння теплового балансу сукупної поверхні пароперегрівача і випарника:

$$G_{\Gamma}(I_{\Gamma} - I_{\text{ек}}) = G_n(i_0 - i_{\text{ек}}),$$

де i_0 – початкова ентальпія пари, кДж/кг; $I_{\text{ек}}, i_{\text{ек}}$ – ентальпія газів і води в пінч-точці, кДж/кг; I_{Γ} – ентальпія газів на виході з ГТУ, кДж/кг; G_{Π} – витрата пари, яка йде в циліндр високого тиску парової турбіни, кг/с.

Ентальпія газів на виході з ГТУ:

$$I_{\Gamma} = C_{p\Gamma}\theta_{\Gamma}.$$

Теплоємність газів задаємо згідно рекомендацій у розділі 6.

Ентальпія газів в пінч-точці:

$$I_{\text{ек}} = C_{p\Gamma}(t_n + \delta t_{\text{ек}}),$$

де C_{pr} – теплоємність газів, що йдуть з ГТУ, задаємо згідно рекомендацій розділу 6, t_n – температура насиченої води, °С при обраному тиску p_0 .

Ентальпія живильної води на виході з економайзера:

$$i_{ек} = f(t_n).$$

Ентальпія пари на вході в ЦВТ парової турбіни:

$$i_0 = f(p_0, t_0)$$

З рівняння теплового балансу отримаємо масову витрату пари, що генерується:

$$G_{II} = G_{I}(I_{I} - I_{ек}) / (i_0 - i_{ек})$$

Рівняння теплового балансу економайзера:

$$G_{I}(I_{ек} - I_{в.г.}) = G_{II}(i_{ек} - i_{ж.в.})$$

де $I_{в.г.}$ – ентальпія газів, що йдуть з котла, кДж/кг ; $i_{ж.в.} = f(t_{ж.в.}, p_0)$ – ентальпія живильної води на вході в котел, кДж/кг.

З рівняння теплового балансу отримаємо ентальпію, кДж/кг і температуру газів, °С що йдуть з котла:

$$I_{в.г.} = I_{ек} - \frac{G_{II}(i_{ек} - i_{ж.в.})}{G_{I}}$$

$$\theta_{в.г.} = I_{в.г.} / C_{pg}$$

Всі параметри пари і води визначаються за таблицями властивостей або електронними таблицями властивостей пари і води.

https://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html

Розрахунок *двоконтурного КУ* проводиться поступово: спочатку розраховується контур високого тиску (ВТ), потім – низького тиску (НТ).

Для розрахунку контуру ВТ задані: температура свіжої пари контуру ВТ $t_0 = t_0^{в.т.}$, °С, тиск в контурі $p_0 = p_0^{в.т.}$, МПа, що дозволяє визначити ентальпію свіжої пари; витрата газів G_{I} , кг/с та їх температура

θ_{Γ} , °C на виході з ГТУ; ентальпія живильної води на вході в економайзер високого тиску $i_{\text{ж.в.}}^{\text{в.т.}}$, кДж/кг.

Для кожного з елементів КУ записуємо рівняння теплового балансу.

Рівняння теплового балансу сукупної поверхні пароперегрівача і випарника контуру ВТ:

$$G_{\Gamma}(I_{\Gamma} - I_{\text{ек}}^{\text{в.т.}}) = G_{\Pi}^{\text{в.т.}}(i_0^{\text{в.т.}} - i_{\text{ек}}^{\text{в.т.}}),$$

де i_0 – початкова ентальпія пари, кДж/кг, $I_{\text{ек}}^{\text{в.т.}}$, $i_{\text{ек}}^{\text{в.т.}}$ – ентальпія газів і води в пінч-точці високого тиску, кДж/кг, I_{Γ} – ентальпія газів на виході з ГТУ, кДж/кг, $G_{\Pi}^{\text{в.т.}}$ – витрата пари, яка йде в циліндр високого тиску парової турбіни, кг/с.

Ентальпія газів на виході з ГТУ:

$$I_{\Gamma} = C_{p\Gamma} \theta_{\Gamma}.$$

Ентальпія газів в пінч-точці:

$$I_{\text{ек}}^{\text{в.т.}} = C_{p\Gamma}(t_n^{\text{в.т.}} + \delta t_{\text{ек}}^{\text{в.т.}}),$$

де $C_{p\Gamma}$ – теплоємність газів, що йдуть з ГТУ при постійному тиску і даній температурі, $t_n^{\text{в.т.}}$ – температура насиченої пари при обраному тиску $p_0^{\text{в.т.}}$.

Ентальпія живильної води на виході з економайзера:

$$i_{\text{ек}}^{\text{в.т.}} = f(t_n^{\text{в.т.}}).$$

Ентальпія пари на вході в циліндр ВТ парової турбіни:

$$i_0^{\text{в.т.}} = f(p_0^{\text{в.т.}}, t_0^{\text{в.т.}})$$

З рівняння теплового балансу отримаємо масову витрату пари, що генерується:

$$G_{\Pi}^{\text{в.т.}} = G_{\Gamma}(I_{\Gamma} - I_{\text{ек}}^{\text{в.т.}})/(i_0^{\text{в.т.}} - i_{\text{ек}}^{\text{в.т.}})$$

Рівняння теплового балансу економайзеру контура ВТ:

$$G_{\Gamma}(I_{\text{ек}}^{\text{в.т.}} - I_{\text{в.г.}}^{\text{в.т.}}) = G_{\Pi}^{\text{в.т.}}(i_{\text{ек}}^{\text{в.т.}} - i_{\text{ж.в.}}^{\text{в.т.}})$$

де $I_{\text{в.г.}}^{\text{в.т.}}$ – ентальпія газів, що йдуть; $i_{\text{ж.в.}}^{\text{в.т.}} = f(t_{\text{ж.в.}}^{\text{в.т.}}, p_0^{\text{в.т.}})$, $t_{\text{ж.в.}}^{\text{в.т.}} = t_{\text{н}}^{\text{н.т.}}$ – ентальпія живильної води на вході в контур ВТ, яка визначається по температурі, що дорівнює температурі насичення випарника низького тиску і тиску в контурі високого тиску (рис. 1.2).

З рівняння теплового балансу отримаємо ентальпію і температуру газів, що йдуть:

$$I_{\text{в.г.}}^{\text{в.т.}} = I_{\text{ек}}^{\text{в.т.}} - \frac{G_{\text{п}}^{\text{в.т.}}(i_{\text{ек}}^{\text{в.т.}} - i_{\text{ж.в.}}^{\text{в.т.}})}{G_{\text{г}}}$$

$$\theta_{\text{в.г.}}^{\text{в.т.}} = I_{\text{в.г.}}^{\text{в.т.}} / C_{\text{pг}}$$

Температура $\theta_{\text{в.г.}}^{\text{в.т.}}$ є початковою температурою для контуру низького тиску. По температурі газів, що йдуть із контуру ВТ котла–утилізатора визначають температуру перегрітої пари, яка направляється до циліндру НТ парової турбіни, $t_0^{\text{н.т.}} = \theta_{\text{в.г.}}^{\text{в.т.}} - \Delta$. Величина $\Delta \approx 30 - 50^\circ\text{C}$.

Контур низького тиску розраховується аналогічно. В результаті розрахунку отримаємо витрату пари на циліндр низького тиску $G_{\text{п}}^{\text{н.т.}}$ та ентальпію $I_{\text{в.г.}}^{\text{н.т.}} = I_{\text{в.г.}}$ і температуру газів $\theta_{\text{в.г.}}^{\text{н.т.}} = \theta_{\text{в.г.}}$ на виході з котлу.

Слід врахувати, що через пароперегрівач низького тиску проходить пара витратою $G_{\text{п}}^{\text{н.т.}}$, а через випарник і економайзер пара і живильна вода мають сумарну витрату $G_{\text{п}}^{\text{н.т.}} \pm G_{\text{п}}^{\text{в.т.}}$.

Всі параметри пари і води визначаються за таблицями властивостей або електронними таблицями властивостей пари і води.

https://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html

Отримані дані дозволяють визначити ККД КУ (коефіцієнт утилізації):

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{I_{\text{г}} - I_{\text{в.г.}}}{I_{\text{г}} - I_{\text{а}}}$$

де $I_{\text{а}}$ – ентальпія газів при температурі живильної води, кДж/кг.

За результатами розрахунку будується $\bar{Q} - t(\theta)$ діаграма, де \bar{Q} – відносна теплота, що передається газами робочому тілу по ходу їх руху в котлі-утилізаторі. Для одноконтурного котла:

$$\bar{Q}_{\text{ку}} = (\bar{Q}_{\text{пп}} + \bar{Q}_{\text{вип}} + \bar{Q}_{\text{ек}})$$

Для двоконтурного:

$$\bar{Q}_{\text{ку}} = (\bar{Q}_{\text{пп}} + \bar{Q}_{\text{вип}} + \bar{Q}_{\text{ек}})^{\text{в.т.}} + (\bar{Q}_{\text{пп}} + \bar{Q}_{\text{вип}} + \bar{Q}_{\text{ек}})^{\text{н.т.}},$$

де $\bar{Q}_{\text{пп}}$, $\bar{Q}_{\text{вип}}$, $\bar{Q}_{\text{ек}}$ відносна теплота, що передана робочому тілу в пароперегрівачі, випарнику та економайзері контурів високого та низького тисків.

$$Q_{\text{пп}} = d(i_0 - i_{\text{пнас}})$$

$$Q_{\text{вип}} = d(i_{\text{пнас}} - i_{\text{ек}})$$

$$Q_{\text{ек}} = d(i_{\text{ек}} - i_{\text{жв}})$$

де $d = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{т}}}$ – коефіцієнт витрат, $i_0, i_{\text{пнас}}, i_{\text{ек}}, i_{\text{жв}}$ – ентальпії перегрітої, насиченої пари, води на виході з економайзера і живильної води відповідно, кДж/кг.

Повна теплота, що сприйнята паром:

$$Q_{\text{ку}} = Q_{\text{пп}} + Q_{\text{вип}} + Q_{\text{ек}}$$

Відносна теплота:

$$\bar{Q}_{\text{вип}} = \frac{Q_{\text{вип}}}{Q_{\text{ку}}}, \bar{Q}_{\text{пп}} = \frac{Q_{\text{пп}}}{Q_{\text{ку}}}, \bar{Q}_{\text{ек}} = \frac{Q_{\text{ек}}}{Q_{\text{ку}}}, \bar{Q}_{\text{ку}} = \frac{Q_{\text{ку}}}{Q_{\text{ку}}}$$

При побудові діаграми по осі абсцис відкладається відносна теплота по кожному контуру, а по осі ординат – температури води, пару, та газів. Приклад діаграми наведено на рис.1.1 та на рис. 1.2.

Всі параметри пари і води визначаються за таблицями властивостей або електронними таблицями властивостей пари і води.

https://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html

4. РОЗРАХУНОК ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

Вихідними даними для розрахунку паротурбінної установки є початкові параметри та витрати пари на циліндри високого (ЦВТ) та низького (ЦНТ) тисків, що отримані при розрахунку котла утилізатора.

Процес розширення пари в паротурбінній установці, що живиться парою одноконтурного КУ показаний на рис. 1.3, а у випадку двоконтурного КУ показаний на рис. 1.4.

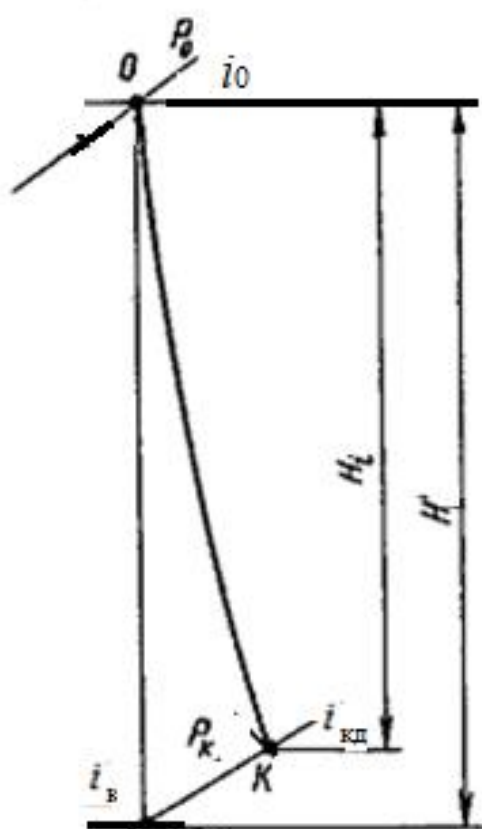


Рисунок 3 – Процес розширення ПТУ (з одноконтурним КУ)

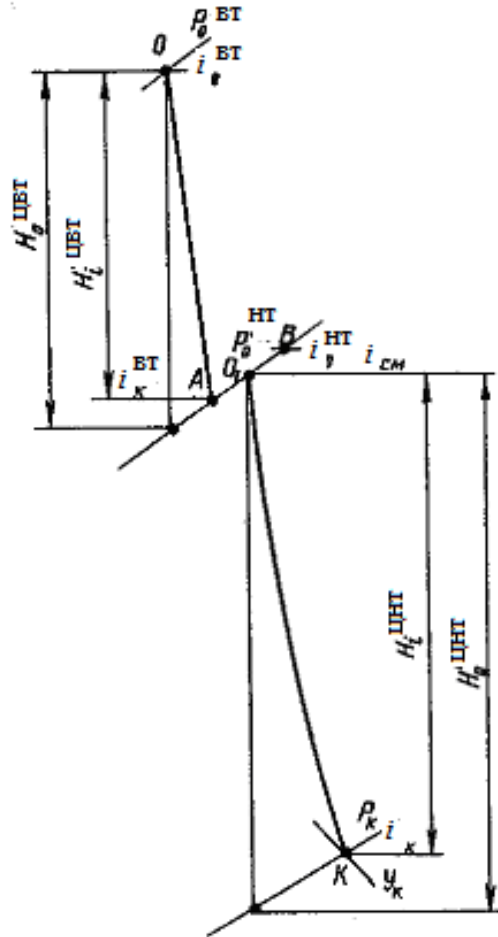


Рисунок 4 – Процес розширення ПТУ (з двоконтурним КУ)

Потужність парової турбіни, кВт

$$N_{\text{ПТУ}} = N_{\text{ЦВТ}} + N_{\text{ЦНТ}}$$

Для ПТУ з **одноконтурним КУ** приймаємо, що процес розширення відбувається послідовно, тому початковою точкою процесу розширення приймаємо параметри перед ЦВТ, а кінцевою – параметри пари у конденсаторі.

Тобто потужність ЦВТ+ЦНТ (рис. 1.3):

$$N_{\text{ПТУ}} = G_{\text{п}} H \eta_{oi},$$

де

$H = i_0 - i_{\text{к}}$ – теоретичний перепад на парову турбіну, кДж/кг;

$i_0 = f(p_0, t_0)$ – ентальпія на вході в ЦВТ, кДж/кг, розрахована у розділі 3;

$i_{\text{к}} = f(p_{\text{к}})$ – теоретична ентальпія пари в конденсаторі, кДж/кг;

$\eta_{oi}=0,84$ – відносний внутрішній ККД ЦВТ і ЦНТ.

Для ПТУ з двоконтурним КУ (рис. 1.4):

Потужність ЦВТ

$$N_{\text{ЦВТ}} = G_n^{\text{ВТ}} H_{\text{ЦВТ}} \eta_{oi}^{\text{ЦВТ}},$$

де $H_{\text{ЦВТ}} = i_0^{\text{В.Т.}} - i_k^{\text{В.Т.}}$ – теоретичний теплоперепад на ЦВТ, кДж/кг ;

$i_k^{\text{В.Т.}} = f(p_0^{\text{Н.Т.}}, s_0^{\text{В.Т.}})$ – теоретична ентальпія пари на виході з ЦВТ, кДж/кг ;

$s_0^{\text{В.Т.}} = f(p_0^{\text{В.Т.}}, i_0^{\text{В.Т.}})$ – ентропія наприкінці теоретичного процесу, кДж/(кг·град);

т. А відповідає дійсному процесу ЦВТ.

Кінцева ентальпії дійсного процесу:

$$i_k^{\text{В.Т.}} = i_0^{\text{В.Т.}} - H_{\text{ЦВТ}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦВТ}}$$

$\eta_{oi}^{\text{ЦВТ}} = 0,84$ – відносний внутрішній ККД ЦВТ.

Потужність ЦНТ

$$N_{\text{ЦНТ}} = (G_n^{\text{ВТ}} + G_n^{\text{НТ}}) H_{\text{ЦНТ}} \eta_{oi}^{\text{ЦНТ}},$$

де $H_{\text{ЦНТ}} = (i_{\text{сум}} - i_k)$ – теоретичний теплоперепад на ЦНТ, кДж/кг ;

$i_{\text{сум}} = \frac{G_n^{\text{В.Т.}} i_k^{\text{В.Т.}} + G_n^{\text{Н.Т.}} i_0^{\text{Н.Т.}}}{G_n^{\text{В.Т.}} + G_n^{\text{Н.Т.}}}$ – ентальпія суміші (т.О) на вході в ЦНТ з

урахуванням дійсних ентальпій за ЦВТ (т.А) і перед ЦНТ (т.В) (рис. 1.4), кДж/кг;

Кінцева ентальпії дійсного процесу ЦНТ, кДж/кг :

$$i_k^{\text{Н.Т.}} = i_{\text{сум}} - H_{\text{ЦНТ}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦНТ}}$$

$\eta_{oi}^{\text{ЦНТ}} = 0,84$ – відносний внутрішній ККД ЦНТ.

5. ПОКАЗНИКИ ГАЗОПАРОВОЇ УСТАНОВКИ

Потужність парогазової установки, кВт

$$N_{\text{ГПУ}} = N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}}$$

Теплота, що підведена в парогазовому циклі є теплота, що підведена в циклі газотурбінної установки – в камері згорання, кВт (розділ 2).

$$Q = Q_1$$

ККД парогазової установки

$$\eta_{\text{ГПУ}} = \frac{N_{\text{ГПУ}}}{Q}$$

6. ВХІДНІ ДАНІ

1. Для розрахунку газотурбінної установки приймаємо наступні значення теплоємкостей: $C_{p \text{ пов}}=1,01$ кДж/(кг град), $C_{p \text{ газ}}=1,2$ кДж/(кг град), $C_{p \text{ к.з.}}=1,11$ кДж/(кг град)

2. Коефіцієнт гідравлічних втрат по газовому тракту $\varepsilon=0,93$.

3. Відносні внутрішні ККД турбіни і компресора $\eta_{\text{т}}=0,87$, $\eta_{\text{к}}=0,86$ відповідно.

4. При розрахунку температур газів, що йдуть крізь КУ враховувати змінення теплоємкостей в діапазоні значень 1, 15 кДж/(кг град) на вході в котел до 1,05 кДж/(кг град) на виході з котла.

Вхідні дані наведені в таблицях. Умовні позначення:

$G_{\text{т}}$, кг/с – витрата газу на газотурбінну установку;

T_1, K – температура повітря перед компресором ГТУ;

T_3, K – температура газів перед газовою турбіною;

$\varphi_{\text{к}}$ – ступінь стискання у компресорі;

p_0 , МПа – тиск пари перед паровою турбіною;

$\theta_{\text{Г}}^{\text{ВТ}} - t_0^{\text{ВТ}}$, $\theta_{\text{Г}} - t_0$, $\theta_{\text{В.Г.}}^{\text{В.Т.}} - t_0^{\text{Н.Т.}}$ °С – різниця температур газів що йдуть на котел і пари, що йде на парову турбіну;

$t_{\text{ж.в.}}$, °С – температура живильної води;

$p_{\text{к}}$, МПа – тиску у конденсаторі.

p_0 , $p_0^{\text{В.Т.}}$, $p_0^{\text{Н.Т.}}$, МПа – тиски пари перед паровою турбіною (ЦВТ і ЦНТ) і в контурах КУ;

Вхідні дані наведені у таблицях 6.1 і 6.2

Таблиця 6.1 – Дані для розрахунку схеми ГПУ з одноконтурним КУ

№	G_r , кг/с	T_1, K	T_3, K	φ_k	p_0 , МПа	$\theta_r - t_0$, °C	$t_{ж.в.}$, °C	p_k , кПа
1	30	280	1200	8	3	40	60	3,5
2	35	283	1150	8	3	40	65	3,5
3	40	286	1155	8	3	40	70	3,65
4	45	288	1250	6	3	40	75	3,75
5	50	290	1273	6	4	40	80	3,5
6	55	293	1323	6	4	45	85	3,5
7	50	281	1190	7	4	45	90	4
8	45	284	1195	7	4	45	95	4
9	40	283	1200	7	4,5	45	60	3,5
10	35	286	1250	8	4,5	50	65	3,6
11	30	287	1220	8	4,5	50	70	3,7
12	35	290	1223	8	5	50	75	3,8
13	40	293	1250	9	5	50	80	3,9
14	45	295	1270	9	5	45	85	4
15	50	281	1223	9	5	40	90	4

Таблиця 6.2 – Дані для розрахунку схеми ГПУ з двоконтурним КУ

№	G_r , кг/с	T_1 , К	T_3 , К	φ_k	$p_0^{B.T.}$, МПа	$p_0^{H.T.}$, МПа	$\theta_r^{BT} - t_0^{BT}$, °C	$\theta_{B.T.}^{B.T.} - t_0^{H.T.}$, °C	$t_{ж.в.}^{H.T.}$, °C	p_k , кПа
1	30	280	1200	8	5	0,5	40	30	60	4
2	35	283	1150	8	5	0,5	40	30	65	4,5
3	40	286	1155	8	5	0,5	40	35	70	5
4	45	288	1250	6	5	0,5	40	30	75	4,5
5	50	290	1273	6	5,5	0,6	40	35	80	4
6	55	293	1323	6	5,5	0,6	45	30	85	4,5
7	50	281	1190	7	5,5	0,6	45	35	90	5
8	45	284	1195	7	5,5	0,6	45	30	95	4,5
9	40	283	1200	7	6	0,65	45	35	60	4
10	35	286	1250	8	6	0,65	50	30	65	4,5
11	32	285	1190	8	5	0,5	45	35	60	4
12	37	287	1180	8	5	0,5	50	30	60	4,5
13	42	283	1155	8	5	0,5	50	35	75	5
14	45	290	1200	6	5,5	0,6	45	30	75	4,5
15	50	290	1273	6	5,5	0,6	45	35	80	4

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Основи теплової енергетики: конспект лекцій [Електронний ресурс]: навч. посіб. / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: А. В. Борисенко, В. А. Пешко. – Електронні текстові дані (1 файл: 41,9 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 149 с.
2. Романовський, Георгій Федорович. Сучасні газотурбінні агрегати [Текст] : навч. посібник для студ. вищих навч. закл.: у 2 т. / Г. Ф. Романовський та ін. - Миколаїв : Національний ун-т кораблебудування ім. адмірала Макарова, 2005.
3. Маляренко В.А. Енергетичні установки. Загальний курс: Навчальний посібник. – 2-е видання X: «Видавництво САГА», 2008. – 320 с.з іл. ISBN 978-966-2918-54-0.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1. СХЕМИ ГПУ І ВИБІР ПАРАМЕТРІВ.....	4
2. РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ	7
3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА.....	9
4. РОЗРАХУНОК ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ	14
5. ПОКАЗНИКИ ГАЗОПАРОВОЇ УСТАНОВКИ	17
6. ВХІДНІ ДАНІ	18
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	21

Навчальне видання

Методичні вказівки
до виконання розрахункової роботи
«Розрахунок газопарової установки утилізаційного типу»
з навчальної дисципліни
«Сучасні комбіновані енергетичні установки»
для студентів денної та заочної форм навчання
спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
освітньо-професійної програми «Енергетика»
другого (магістерського) рівня вищої освіти

Укладачі:

ЛИТВИНЕНКО Оксана Олексіївна
АВДЄЄВА Олена Петрівна

Відповідальний за випуск с.н.с Усатий О. П.
Роботу до видання рекомендував доц. Тютюнник Л. І.

В авторській редакції

План 2024 р., поз. 88

Підп. до друку 2024 р. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 1.2

Видавець Видавничий центр НТУ „ХПІ”,

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002

Електронна версія