

# Energetske centrale i sistemi grijanja

DRVNOINDUSTRIJSKIH POGONA

POWER PLANTS AND HEATING SYSTEMS FOR WOODPROCESSING WORKS

Prof. ing. František Setnička  
Drevarska fakulteta, Zvolen, ČSSR

630\*83

Izvorni znanstveni rad

Prispjelo: 10. travnja 1985.

Prihvaćeno: 4. lipnja 1985.

## S a ž e t a k

U članku se ukratko prikazuju suvremene energetske centrale za preradivačke pogone drvene industrije. To su izvedbe industrijskih toplana na osnovi proizvodnje visokotlačne pregrijane vodene pare, dobivanja energije u protutlačnim parnim turbinama s jednim ili višestepenim oduzimanjem pare i s korišćenjem tom parom za grijanje ogrjevne vode za tehnološke procese. Kao gorivo prvenstveno služi otpadna drvena masa iz proizvodnje. Kod krugova s različitim temperaturama grijanja prednost imaju sistemi s turbinama s više stupnjeva oduzimanja pare (praktički do 3 stupnja) pri odgovarajućim tlakovima; u odnosu na jednostepeni tu se dosiže povećanje iskorišćenja topline i do 20%.

Dani su osnovni matematski formulirani izrazi, potrebni za prethodni proračun. Naglašena je specifičnost svakog konkretnog slučaja, počevši od neophodnog i točnog poznavanja dinamike stvarne potrebe topline pojedinih potrošačkih krugova. S time je u toplani uvjetovana mogućnost dobivanja trenutne električne snage i energije.

## S u m m a r y

In the article power plants in combination with hot water heating systems (total energy systems) which supply production equipments with the main energies — electricity and heat — are discussed. Their conception is illustrated and described on the schematic flow-diagrams in two alternatives: one with the single-stage heating system and the other with the multi-stage one. General equations to determine size and performances of the main parts are derived. The energy losses of the power plant with the single-stage heating system are calculated which can be avoided when applied the multi-stage heating system. Instructions for the application and the suitability in the industrial practice depending on the number of heat consumers and the variety of their working temperatures are given. A coefficient of the utilization of the steam energy of the total energy system is introduced and specified.

## UVOD

Drvni kombinati, s horizontalnim i vertikalnim procesima prerade drvene sirovine radi njezina kompleksnog iskorištenja, postepeno istiskuju male pogone s jednostavnom tehnologijom proizvodnje. Njihova veličina i tehnološka različitost zahtijevaju velike količine osnovnih energija (elektrike i topline), koje opravdavaju izgradnju vlastite energetske centrale s mogućnosti spaljivanja, pored uobičajenih goriva, također i inače neobrađivog drvnog otpada, čime ga se ekonomično rješavamo. Pri tome, za razliku od drugih industrijskih grana, tehnološki potrošači za obradu drva iziskuju veliki opseg pogonskih temperatura, koji mora sustav potpuno pokrivati.

Visoke zahtjeve za ekonomičnošću, koji su pri današnjim i budućim visokim cijenama prvotnih izvora energije, imperativni zahtjev današnjice, može riješiti samo sustav toplane, koji kombinira proizvodnju električne energije s odavanjem topline («total-energy» op. prev.).

Toplanski sustav — toplana — predočuje centraliziranu opskrbu pogona energijom iz jednoga izvora. Sastoji se od dijela koji daje mehaničku i električnu energiju i iz sustava grijanja u kojem se regulira ili priprema toplinsko sredstvo i razvodi do mjesta upotrebe. Radno sredstvo prvog dijela je gotovo općenito vodena para; samo iznimno dolazi u obzir plin. Kao ogrjevno sredstvo upotrebljava se vodena para, ili danas gotovo isključivo ekonomičnija vruća voda pod tlakom. Time se ograničava broj nositelja energije i topline na maksimalno dva, što je već prema sustavu i njegovoj svrsishodnosti povoljnije. Parom i vodom mogu se podmiriti sve potrebe na toplini do temperature 200° C i do 250° C; za više temperature treba izabrati druge nosioce (termoulje, plin).

Cijene energije na mjestu upotrebe ne ovise samo o cijeni goriva od kojega se dobiva. Ne manje, odnosno isto tako, važna je usklađenost rada cijelog postrojenja u kojem se energija goriva tran-

formira na iskoristive korisne oblike i na njihovu podobnost za potrošače. Ekonomska smjernica upućuje na proizvodnju što veće količine električne energije iz pare, koja je potrebna za pokriće ukupne potrebe grijanja industrijskih potrošača i prostora, bez obzira na to da li će doći do njena viška ili nedostatka u pogledu ukupne potrebe proizvodnog pogona.

Budući da su oba dijela toplinskog sustava, tj. proizvodnja energije i grijaći sistem, usko međusobno ovisni, to treba pri projektiranju točno i provjereno uzeti u obzir njihove uzajamne veze, tehničke mogućnosti, ekonomičnost i cijenu uređaja. Pri istom osnovnom principu toplinski sustavi proizvodnih pogona razlikuju se u pojedinostima, organizaciji i učincima da bi što bolje ispunili zadatke na određenom mjestu. Stoga svaki toplinski sustav zahtijeva individualno rješenje. Raznolikost zahtjeva za toplinom i često veliki raspon i ograničenje temperatura uzrokuju da je projektiranje svrsishodnog sistema veoma složeno. Svaki slučaj može se riješiti s nekoliko varijanti, a projektant mora prosuditi koja od njih je najsvrsishodnija.

U nastavku se razmatraju modeli dvaju toplanskih sustava s vrelovodnim sistemima grijanja koji se najčešće primjenjuju u drvno-industrijskim kombinatima. Njihovom analizom želi se pokazati kako treba prosuđivati njihovu ekonomičnost i primjenjivost za dane mjesne uvjete.

## 1.0 SUSTAV TOPLANE S JEDNOSTEPENIM VRELOVODNIM SISTEMOM GRIJANJA.

### 1.1. Opis sustava.

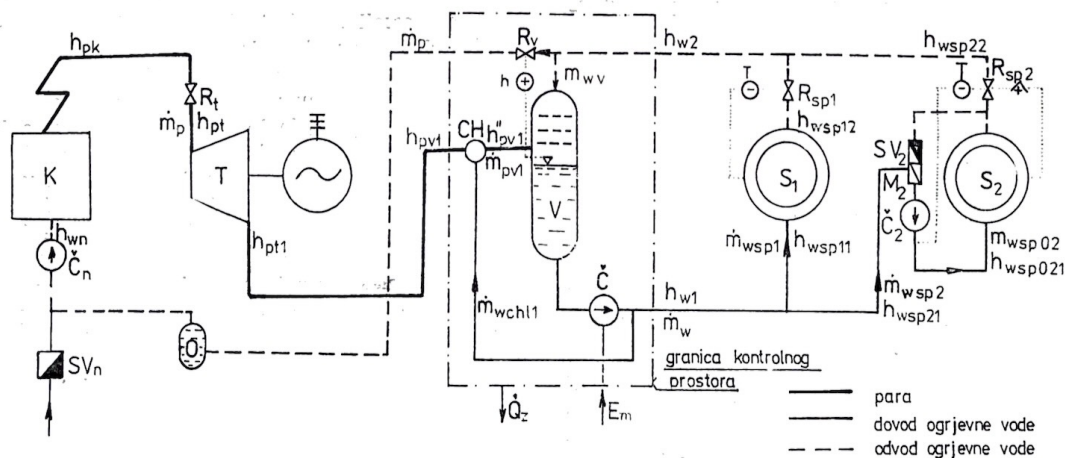
U toplanskom sustavu te izvedbe dobiva se mehanička energija ekspanzijom pare u jednostavnoj protutlačnoj parnoj turbini, koje izlazni tlak pare odgovara najvišoj potrebnoj temperaturi

ogrjevne vode. Jednostepeni grijaći sistem naznačen je time što se ogrjevna voda priprema u jednom zajedničkom izmjenjivaču topline s jedinstvenom izlaznom temperaturom, koja se određuje prema najvećem potrošaču u pogonu. Na izmjenjivač se spaja ili jedan jedini zajednički grijaći krug, kako se to dalje pretpostavlja, ili nekoliko krugova s pripadajućom regulacijom temperature vode iza izmjenjivača.

Pojednostavljena osnovna shema spoja sustava naznačena je na sl. 1. Ona je jasna i ne treba joj detaljniji opis. Izmjenjivač topline V jest kontakt-ni kaskadni s ubrizgavanjem, kakav se prvenstveno primjenjuje. Jako pregrijana protutlačna para turbine mora se prije ulaza u parni prostor izmjenjivača ohladiti, da ne bi na stijenama nastala opasna naprezanja.

Potrošač  $S_1$  zahtijeva najvišu temperaturu ogrjevne vode, i on je neposredno spojen na glavnu razdjelnu mrežu; temperatura potrošača regulira se mijenjanjem pritoka vode s postavljenim regulacijskim ventilom  $R_{sp1}$ . Potrošač  $S_2$  zahtijeva nižu temperaturu ogrjevne vode nego li se dobiva iz glavne mreže i stoga je na nju spojen pomoću sekundarnoga kruga s optočnom pumpom  $\dot{C}_2$ , miješalicom  $M_2$  i povratnim ventilom  $SV_2$ . Temperaturu vode u sekundarnom krugu podešava regulacijski ventil  $R_{sp2}$ , koji ispušta u povratnu granu glavne mreže toliko ohlađene vode koliko joj se do kruga dovodi; regulacijski ventil ima dodatni granični impuls od temperature potrošača. Slično su na glavnu mrežu spojeni dalji potrošači.

Naznačen je zatvoreni optok pare i vode, koji je najekonomičniji; uređaj se samo povremeno dopunjuje svježom najpojnjom vodom za količnu gubitaka nastalih zbog nesavršenog brtvljenja. Voda ohlađena u povratnoj grani glavne mreže odvodi se kao nadomjestak za nastali kondenzat kroz regulacijski ventil  $R_v$  upravljani regulatorom hlađenja.



Slika 1 — Pojednostavljena spojna shema toplinskog sustava s jednostepenim ogrjevnim sistemom (K — kotao, T = parna turbina, V — izmjenjivač topline, S — potrošači, C — pumpe, CH — hladnjak (ohladič), M — mješalica, SV — povratni ventil, O — odvajač, R — Regulaijski ventil).

1.2. Matematički opis modela.

Razmotrit će se modelni uređaj koji radi u ustaljenim uvjetima pri naznačenom opterećenju svih njegovih dijelova. Izvedeni matematički izrazi tvore osnovu za projekt i konstrukciju sastavnih dijelova sustava. Za svaki glavni sastavni dio može se ograničiti kontrolni prostor i razmotriti ustaljene veličine na njegovoj granici, bez obzira na procese koji se zbivaju unutar prostora (na sl. 1. naznačen je izmjenjivač, ohlađivač i pum-pa). Procesi koji teku u grijačem sistemu uzima se da su izobarički. Na slici su navedene detaljno označene veličine.

Toplinski učin izmjenjivača jest:

$$\dot{Q}_v = \sum_{i=1}^m \dot{Q}_{sp} + \dot{Q}_{spo} \quad (1)$$

Količina nehladene pare do izmjenjivača u odnosu na bilancu mase i energetska bilancu kontroliranog prostora jest:

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{Q}_v}{h_{pv1} - h_{w2}} \quad (2)$$

Iz bilance ohlađivača CH iznosi maksimalna masa privedene ohlađujuće vode (za  $h''_{pv1}$ ):

$$\dot{m}_{wchl1} = \dot{m}_p \frac{h_{pv1} - h''_{pv1}}{h''_{pv1} - h_{w1}} \quad (3)$$

Masa ohladene pare za izmjenjivač jest:

$$\dot{m}_{pvl} = \dot{m}_p + \dot{m}_{wchl1} \quad (4)$$

a masa povratne vode, koja ulazi u izmjenjivač:

$$\dot{m}_{wv} = \dot{m}_w - \dot{m}_p \quad (5)$$

Masa vode dopremljena glavnom pumpom mreže jest:

$$\dot{m}_{w\check{c}} = \dot{m}_w + \dot{m}_{wchl1} \quad (6)$$

Toplinski učin bilo kojeg potrošača spojenog neposredno na glavnu mrežu ( $S_1$ ) jest:

$$\dot{Q}_{spi} = \dot{m}_{wspi} (h_{wspi1} - h_{wspi2}) \quad (7)$$

a indirektno spojenog ( $S_2$ ) jest:

$$\dot{Q}_{spi} = \dot{m}_{wspio} (h_{wspio1} - h_{wspio2}) \quad (8)$$

gdje je

$$\dot{m}_{wspio} \geq \dot{m}_{wspi} ; \quad h_{wspio1} < h_{wspi1} ;$$

Obje posljednje entalpije odgovoraju temperatura-ma prema zahtjevima tehnologije.

Za mješač  $M_2$  vrijedi izraz:

$$\dot{m}_{wsp2} (h_{wsp21} - h_{wsp22}) = \dot{m}_{wsp} 2o (h_{wsp2o1} - h_{wsp22}) \quad (9)$$

Rezultantna entalpija vode u povratnoj grani glavne mreže pri ulasku u izmjenjivač iznosi:

$$h_{w2} = \frac{\sum_{i=1}^m \dot{m}_{wspi} h_{wspi2} - \dot{Q}_{spo2}}{\sum_{i=1}^m \dot{m}_{wspi}} \quad (10)$$

Izrazi (1) do (10) daju glavne odredbene veličine za projekt sastavnih dijelova sistema grijanja.

Učin protutlačne parne turbine u odnosu na masu pare prema izrazu (2) iznosi:

$$P_t = \dot{m}_p (h_{pt} - h_{pt1}) \eta_{tm} \quad (11)$$

pri čemu  $h_{pt1} > h_{pv1}$   
a toplinski učin kotla

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_p (h_{pk} - h_{wn}) \quad (12)$$

pri čemu je  $h_{wn} < h_{w2}$ . Pri proizvodnji pare sagori masa goriva:

$$\dot{m}_{pal} = \frac{\dot{m}_p (h_{pk} - h_{wn})}{Q_n \cdot \eta_k} \quad (13)$$

Miješanje vode radi regulacije njene temperature, kako se ostvaruju za potrošača  $S_2$  (sl. 1), a koje je nužno pri korišćenju jednostepenim sistemom grijanja za potrošača s nižom procesnom temperaturom, kako je u glavnoj mreži, spojeno je s gubitkom energije, koji će se izračunati.

Masa pare na izlazu iz turbine, a koja se upotrebljava za pripremu ogrjevnice vode za proizvodnog potrošača, ustanovljava se iz izraza:

$$\dot{m}_{pspi} = \frac{\dot{Q}_{spi}}{h_{pt1} - h_{wspi2}} \quad (14)$$

Ako bi para u turbini ekspandirala na niži tlak s entalpijom  $h_{pti}$  za zagrijavanje vode na temperaturu podesnu za potrošača, njena potrebna masa bila bi:

$$\dot{m}'_{pspi} = \frac{\dot{Q}_{spi}}{h_{pti} - h_{wspi2}} \quad (15)$$

Približnost izraza (14) i (15) dana je s tim što se u  $\dot{Q}_{spi}$  i  $h_{wspi}$  ne uvažava određeni udio gubitaka topline, koji pripada promatranom po-

trošaču. Taj udio bi se mogao odrediti, a bio bi u obje alternative približno isti i tako se kompenzira.

Budući da u izrazima (14) i (15) vrijedi ( $h_{pt1} - h_{w\ sp\ i2}$ ) > ( $h_{pt1} - h_{w\ sp\ i2}$ ) stoga je također

$$\dot{m}'_{p\ sp\ i} > \dot{m}_{p\ sp\ i}$$

Razlika

$$(\dot{m}'_{p\ sp\ i} - \dot{m}_{p\ sp\ i})$$

je tim veća što je veća razlika ( $h_{pt1} - h_{pti}$ ) tj. čim je niža regulirana temperatura za potrošača u odnosu na temperaturu u dovodnoj grani mreže.

Za potrošača s miješanjem vode daje para ekspanzijom u turbini radni učin:

$$\Delta P_{ti} = \dot{m}_{p\ sp\ i} (h_{pt} - h_{pti}) \eta_m \quad (16)$$

a za potrošača bez regulacije vode dala bi učin:

$$\Delta P'_{ti} = \dot{m}'_{p\ sp\ i} (h_{pt} - h_{pti}) \eta_m \quad (17)$$

Energetski gubitak dobiva se izjednačenjem izraza (16) i (17). Pri tome je najuočljivije izračunati mjernu potrebu goriva za jedinicu učina, koja iz izraza (15) i (17) za ista goriva i stupnjeve korisnosti za potrošača s regulacijom vode iznosi:

$$p_i = \frac{\dot{m}_{pa\ i}}{\Delta P_{ti}} = \frac{\dot{m}_{p\ sp\ i} (h_{pk} - h_{wn})}{Q_n \eta_k \dot{m}_{p\ sp\ i} (h_{pt} - h_{pt1}) \eta_m} \quad (18)$$

a za potrošača bez regulacije vode dala bi učin:

$$p'_i = \frac{\dot{m}'_{pa\ i}}{\Delta P'_{ti}} = \frac{\dot{m}'_{p\ sp\ i} (h_{pk} - h_{wn})}{Q_n \eta_k \dot{m}'_{p\ sp\ i} (h_{pt} - h_{pti}) \eta_m} \quad (19)$$

Njihov je odnos:

$$\frac{p_i}{p'_i} = \frac{h_{pt} - h_{pti}}{h_{pt} - h_{pt1}} > 1$$

Također  $p_i > p'_i$ , a razlika  $\Delta p_i = p_i - p'_i$  predoduje energetski gubitak mjerno izražen potrebom goriva. Njena je relativna veličina:

$$\frac{\Delta p_i}{p_i} = \frac{h_{pt1} - h_{pti}}{h_{pt} - h_{pt1}}$$

a gubitak izražen u toplinskim jedinicama za jednog potrošača može se odrediti izrazom:

$$\Delta \dot{Q}_{si} = \Delta p_i \Delta P_{ti} Q_n \quad (20)$$

1.3. Primjena toplane s jednostepenim toplinskim sistemom.

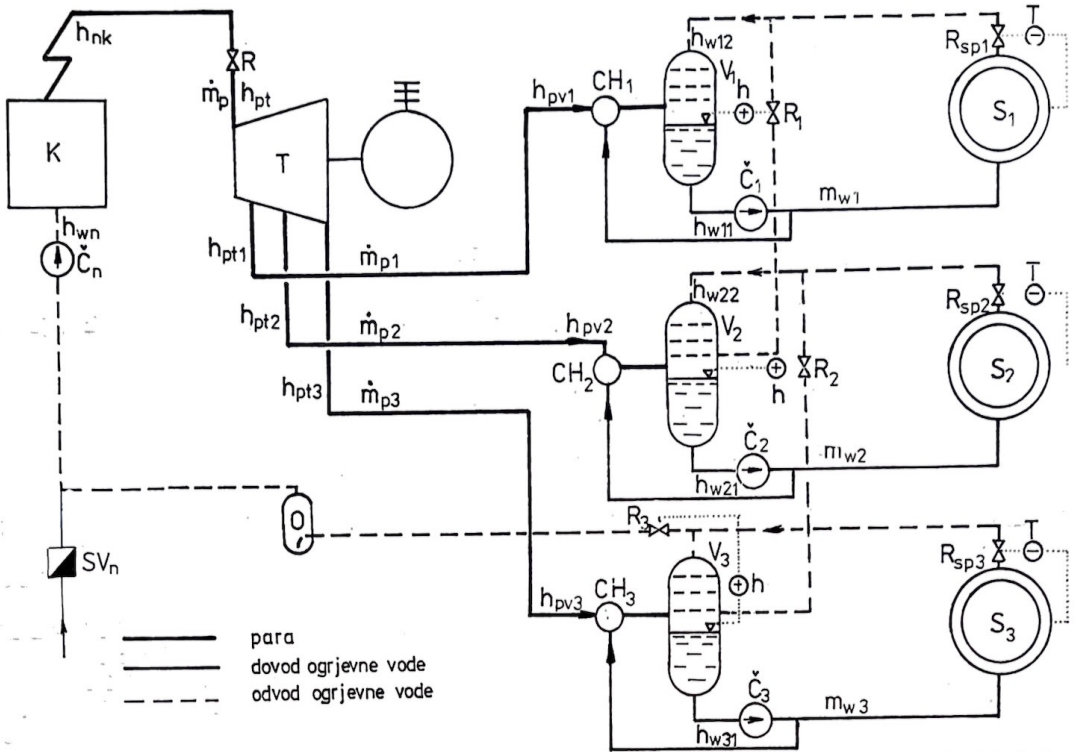
Taj sistem je svrsishodan za pogone s malom razlikom temperature ogrjevne vode, pri čemu regulacija miješanjem ili ne dolazi uopće u obzir, ili samo u ograničenoj mjeri. Ekonomičnost toga sustava smanjuje se, ako znatan broj potrošača zahtijeva nižu temperaturu nego li se priprema u izmjenjivaču. Polazište toga sistema jest jednotlačna ispušna parna turbina, jedna glavna razvodna mreža, nezavisna mogućnost regulacije pojedinih potrošača, veliki sadržaj vode, sposoban svladati nagle promjene pri radu, npr. izostankom nekih potrošača, a investicijski je manje skupa. Zato je podesna za manje i male pogone, u kojima je niže korišćenje energijom pare. Za pogone s velikom potrebom energije i u kojima su znatne razlike temperatura grijanja, ovaj sistem nije ekonomičan.

## 2. SASTAV TOPLANE S VIŠESTEPENIM SISTEMOM GRIJANJA.

### 2.1. Opis uređaja.

Bitna razlika ovog uređaja prema prethodnom jest da je na protutlačnu turbinu s oduzimanjem pare spojeno nekoliko jednostepenih sistema grijanja s različitim temperaturama ogrjevne vode, svaki s izmjenjivačem topline, razvodnom mrežom i s optočnom pumpom. Para se iz turbine oduzima s nekoliko tlakova, a energetska iskoristivost je dobra i omogućuje visoku ekonomičnost. Regulacija temperature ogrjevne vode miješanjem ne dolazi praktički u obzir, ili samo u znatno ograničenoj mjeri. Teorijski maksimalno iskorišćenje energije pare predstavlja usklađenost sustava, te bi u tom slučaju za svaku temperaturu ogrjevne vode bila izabrana para odgovarajućeg tlaka. Praktički se takvo rješenje iz tehničkih razloga ne da ostvariti, budući da se izabire ograničeni broj stupnjeva; za veliku većinu industrijskih pogona odgovara izbor tri stupnja za pokriće svih potreba proizvodnje. Taj broj je također mjerodavan za konstrukciju turbine.

Prikaz toplane s trostepenim sistemom grijanja naznačen je shematski na sl. 2. Od prethodnog sustava razlikuje se time što je parna turbina T protutlačna s oduzimanjem pare, dakle daje paru s tri tlaka. Svaki stupanj sistema grijanja ima vlastiti izmjenjivač topline V, a priređena voda određene temperature razvodi se u samostalnom krugu pomoću optočne pumpe Č. Potrošači S u pravilu su izravno spojeni na razvodne mreže. Osobita značajka sistema jest potpuno iskorišćenje



Slika 2 — Pojednostavljena spojna shema toplinskog sustava s kaskadnim sistemom grijanja (razjašnjenje oznaka vidi sl. 1)

topline ogrjevnice vode. Naknada za kondenziranu paru u prvom stupnju oduzima se iz povratnog voda mreže kroz regulacijski ventil  $R_1$ , koji je upravljivan regulatorom hlađenja i dovodi do parnog prostora izmjenjivača topline  $V_2$  drugoga stupnja. Analogni postupak se primjenjuje i za ostale stupnjeve. Iz posljednjega, trećega, stupnja oduzima se najhladnija voda kroz regulacijski ventil  $R_3$  u kotao. Kako je vidljivo, svi stupnjevi su u međusobnoj vezi, pa se ovaj sistem grijanja može nazvati kaskadnim.

2.2. Matematički opis modela.

Svaki stupanj toplinskog sustava s višestepenim sistemom grijanja jest samostalna jedinica i rješava se prema principima i odnosima navedenim u odsječku 1.2. Razlika je samo u tome što je izvor topline za pojedini izmjenjivač, pored pare iz turbine, i topla voda iz prethodnog stupnja, koja ima višu temperaturu nego li je temperatura vode koja se priprema u dotičnom stupnju. Ta voda iz prethodnog stupnja prigušuje se na niži tlak i njen dio se ispari i opet kondenzira pri nižoj temperaturi; višak prvotnog kondenzata, ohlađen na temperaturu pripremljene vode, dovodi se (neposredno) u optok. Modelno rješenje osniva se na istim principima kakvi su bili uvedeni za jednostepeni sistem.

Izmjenjivač topline bilo kojeg stupnja s detaljno označenim veličinama prikazan je shematski na sl. 3.

Kontrolni prostor je ograničen. Na osnovi materijalne i energetske bilance potreba pare za izmjenjivač iznosi:

$$\dot{m}_{pi} = \dot{m}_{wi} \frac{h_{wi1} - h_{wi2}}{h_{pvi} - h_{wi2}}$$

$$- \frac{h_{w(i-1)2} - h_{wi2}}{h_{pvi} - h_{wi2}} \sum_{j=0}^{i-1} \dot{m}_{pj} \quad (21)$$

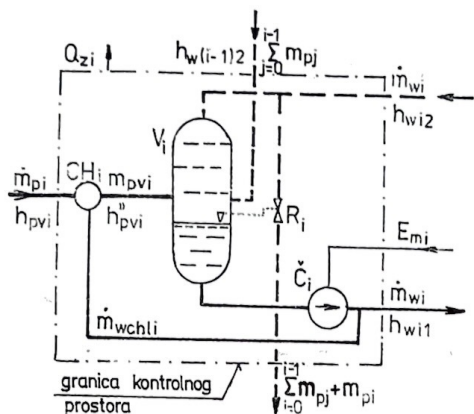
za

$$\dot{m}_{po} = 0, h_{wo2} = 0$$

Drugi član desne strane izraza (21) daje uštedu pare uslijed korišćenja dovedene vode iz prethodnog stupnja. Dalje proračunske vrijednosti određuju se analognim obrascima odsječka 1.2.

Djelomični (parcijalni) učin turbine, dobiven ekspanzijom pare potrebne jednom stupnju, jest:

$$P_{ti} = \dot{m}_{pi} (h_{pt} - h_{pti}) \eta_m \quad (22)$$



Slika 3 — Proizvoljni stupanj kaskadnog ogrjevnog sistema za proračun bilance.

a ukupni učin protutlačne turbine s oduzimanjem pare iznosi

$$P_t = \sum_{i=1}^n P_{ti} \quad (23)$$

### 2.3. Primjena sastava toplane s kaskadnim sistemom grijanja.

Prednosti sustava primjenjuju se u većim i velikim zavodima uobičajenog kombinatskog karaktera s potrošačima koji zahtijevaju velike raspone proizvodnih temperatura. Ovaj je sustav doduše složeniji i investicijski znatniji, ali viša ekonomičnost u korišćenju gorivom ipak prevladava. Osim visoke proizvodnje energije iz pare treba naznačiti dalje korisne okolnosti, kao što je potpuno iskorišćenje topline ogrjevnog vode, niska temperatura pojne vode i povišen stupanj djelovanja kotla. Povratna voda iz posljednjeg stupnja s temperaturom oko 100°C može se sezonski upotrebljavati za grijanje prostorija.

Vrijednost uštede, odnosno povećanje proizvodnje energije oko 20%, pri istoj potrebi goriva, za konkretne uvjete jednoga drugog kombinata pri prijelazu na toplinski sustav s trostepenim sistemom grijanja detaljno je obrađen u radu F. Setničke [3]. Kaskadni sistem grijanja bio je prijavljen u ČSSR kao patent.

### 3. KOEFICIJENT TOPLINSKOG ISKORIŠĆENJA ENERGIJE PARE.

Taj koeficijent izražava omjer stvarno dobivene energije iz pare u toplinskom sustavu prema maksimalnom teoretski mogućem iskorišćenju u sustavu, koji ima toliko stupnjeva koliko je u pogonu potrebno procesnih temperatura.

Ako je broj stupnjeva instaliranog uređaja  $n$ , a broj različitih temperatura procesa  $k$ , pri čemu je  $k > n$ , koeficijent toplinskog iskorišćenja energije pare pri jednakim učincima iznosi:

$$\epsilon = \frac{\sum_{i=1}^n P_{ti}}{\sum_{i=1}^n P'_{ti}} = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{m}_{pi} (h_{pt} - h_{pti})}{\sum_{i=1}^n \dot{m}'_{pi} (h_{pt} - h'_{pti})} \quad (24)$$

gdje se veličine označene zarezom odnose na teoretski slučaj.

Taj koeficijent doseže vrijednost jedan za  $k = n$ ; praktički je on uvijek manji. To pokazuje koliko se predloženo rješenje približuje teorijskom. Najnižu vrijednost ima koeficijent  $\epsilon$  u jednostepenom sustavu s različitim procesnim temperaturama.

### 4. ZAKLJUČAK

Usporedbeno se opisuju i shematski prikazuju energetske centrale drvnoprerađivačkih pogona u izvedbi toplana s jednostepenim i višestepenim sistemom grijanja. U općem obliku daju se osnovni odnosi za određene veličine i konstrukcije glavnih dijelova postrojenja. Za svrsishodnost oba sistema za praktičku primjenu bitni su broj i raspodjela procesnih temperatura, kojima treba udovoljiti. Ustanovljuju se gubici energije jednostepenog sistema koji proizlaze od regulacije ogrjevnog vode miješanjem i energetska dobit višestepenog sistema, koja doseže do 20%. Uvodi se i definira koeficijent toplinskog korišćenja energije pare.

Značenje simbola:

- $E$  — dovedena električna energija (kW),
- $h$  — entalpija (kJ kg<sup>-1</sup>),
- $k$  — broj različitih procesnih temperatura (—),
- $m$  — broj potrošača jedinog kruga (—),
- $m$  — masa (kg),
- $\dot{m}$  — protok mase (kg s<sup>-1</sup>),
- $n$  — broj stupnjeva ogrjevnog sistema (—),
- $p$  — specifična potreba goriva (kJ kW<sup>-1</sup>),
- $P$  — učin (kW),
- $Q$  — toplina (kJ),
- $\dot{Q}$  — protok topline (kJ s<sup>-1</sup>),
- $Q_n$  — ogrjevna moć goriva (kJ kg<sup>-1</sup>),
- $\eta$  — energetska učinkovitost (—),
- $\epsilon$  — koeficijent energ. iskorišćenja pare (—).

Oznake  $m$  za protok mase i  $Q$  za protok topline treba uzeti kao dinamičke veličine po jedinici vremena.

Indeksi:

- $\dot{c}$  — pumpa,
- $chl$  — hlađenje,
- $i, j$  — proizvoljni član sastava
- $k$  — kotao,
- $m$  — mehanički,
- $m$  — elektromotor,
- $n$  — napojni,
- $o$  — optok kruga,
- $p$  — para,
- $p_{al}$  — gorivo,
- $p_o$  — cjevovod,
- $g$  — gubitak,
- $sp$  — potrošač,
- $t$  — turbina,
- $v$  — izmjenjivač,
- $W$  — voda,
- $1$  — odvedena ili privedena vrijednost,
- $2$  — ulazna ili povratna vrijednost.

### LITERATURA:

- [1] Mayer, J. i dr.: Energetické stroje, Praha/Bratislava 1969
- [2] Setnička, F.: Projektovanie tepelno-technických zariadení, skriptum VŠLD, 1970
- [3] Setnička, F.: Centralizované a decentralizované tepelne systémy z hľadiska hospodárenia s palivami, Drevu 37, 1982, č. 5, str. 126/32.

Preveo, pripremio za tisak i recenzirao: prof. ing. Đuro Hamm