

# KRITERIJUMI I IZBOR DOBOŠASTIH RAZMENJIVAČA TOPLOTE (SHELL and TUBE) ZA USLOVE RAZMENE TEČNOST-TEČNOST

AUTOR: Rikalović R. Milan dipl.maš.inž.  
PROTEUS - Loznica, M. Toplice br.2

OBJAVLJENO u Zborniku radova sa 29 Kongresa o KGH, SMEITS, Beograd 1998

KRATAK OPIS RADA:

*U radu se definišu kriterijumi za izbor razmenjivača toplote. Performanse razmenjivača, kao terminologija i oznake su usaglašene sa Evropskim predlogom standarda o razmenjivačima toplote. Predlaže se procedura za postupak proračuna i izbora dobošastih razmenjivača toplote. U odabranom primeru koristeći program Microsoft Excel 97, izabrana je ciljna grupa razmenjivača i prema datim uslovima izvršen uporedni kontrolni proračun za konačni izbor.*

KLJUČNE REČI: Dobošasti razmenjivači toplote, postupak proračuna, standard, kompjuterski program

## a). Geometrija i režim rada razmenjivača toplote

Svaki razmenjivač toplote razmeni određenu količinu toplote koja zavisi od njegove geometrije i od režima rada sistema.

**Pod geometrijom razmenjivača podrazumevamo:**

- Materijal cevnog registra i omotača (plašta): Bakar Cu, gvoždje Fe, itd.
- Poprečni presek razmenjivača - površina preseka registra  $F_r$  [ $m^2$ ] i omotača  $F_o$  [ $m^2$ ]. Poprečni presek se definiše rasporedom i brojem rupa na ploči registra  $n$  [-], dimenzijama cevi  $\phi$   $d \times s$  i omotača  $\Phi$   $D \times s$  [m].
- Broj prolaza fluida nosioca toplote u registru i u omotaču  $z_r$  i  $z_o$ . Pod jednim prolazom se podrazumeva put od jedne dužine razmenjivača, fluida u kontaktu preko površine razmene. Broj prolaza fluida u registru i omotaču ne mora biti isti. Od broja prolaza i od načina kako se oni ostvaruju u razmenjivaču zavisi tzv. efektivna temperaturna razlika  $\Delta t_{ef}$ .
- površina razmene je najčešće spoljna površina cevnog registra koja razdvaja fluide nosioce toplote  $A$  [ $m^2$ ].

Režim rada sistema je skup zadatih elemenata koji definišu fluide nosioce toplote u radnim uslovima i tok razmene toplote. Fluidi nosioci toplote su radni fluidi koji međusobno razmenjuju toplotu: Primar je toplotni izvor koji predaje toplotu sekundaru koji je toplotni ponor.

Granice sistema su ograničenja koja se postavljaju pri ugradnji i eksploataciji razmenjivača.

Osnovni režim rada sistema obuhvata:

- Definisane radne fluide: Naziv, sastav i termotehničke veličine stanja na srednjim radnim temperaturama (specifična toplota  $c$  [ $kJ/kg^\circ K$ ], gustina  $\rho$  [ $kg/m^3$ ], koeficijent provodjenja toplote  $\lambda$  [ $W/m^\circ K$ ] i kinematska ili dinamička viskoznost  $\nu$  [ $m^2/s$ ],  $\eta$  [ $kg/ms$ ] a za fluide koji pri razmeni menjaju fazu, još i toplota isparavanja- kondenzacije  $r=i''-i'$  [ $MJ/kg$ ], kao i temperatura promene faze).
- Radne temperature fluida, koje se definišu na ulazu u razmenjivač toplote za primarni  $t'_p$  [ $^\circ C$ ] i sekundarni fluid  $t'_s$  [ $^\circ C$ ].

3. Definisane masene  $q_{mp}$ ,  $q_{ms}$  [kg/s] ili zapreminske protoke radnih fluida  $V_p$ ,  $V_s$  [m<sup>3</sup>/s]. Kod daljinskih sistema grejanja, često se umesto protoka fluida, zadaje računski kapacitet sistema  $Q_R$  [kW] i temperatura radnih fluida na izlazu iz razmenjivača  $t''_p$ ,  $t''_s$  [°C] odnosno  $\Delta t_p = t'_p - t''_p$ ,  $\Delta t_s = t''_s - t'_s$ . Protoci se onda računaju prema izrazu:

$$q_m = Q_R / c | t' - t'' |, \quad V = Q_R / (c \rho) | t' - t'' |,$$

gde se termotehničke veličine uzimaju za srednju temperaturu  $(t' + t'')/2$ .

Znak temperaturske razlike govori o smeru toplotnog fluksa; ako je pozitivan radni fluid se hladi predaje toplotu, ako je negativan radni fluid se greje prima toplotu.

Stvarne izlazne temperature iz izmenjivača su nepoznate, i one se mogu odrediti ako je poznata geometrija razmenjivača toplote.

4. Definisane radne, odnosno maksimalne pritiske na strani primarnog odnosno sekundarnog fluida. Pritisci su veoma bitni za proračun čvrstoće razmenjivača, a ponekad posredno za određivanje radnih temperatura (pare pri kondenzaciji, odnosno ključanju).

Odziv termotehničkog sistema sa razmenjivačem toplote su: ostvarene izlazne temperature radnih fluida  $t''_p^*$ ,  $t''_s^*$  i stvarno razmenjena količina toplote  $Q_{IT}$  [kW].

Od razmenjivača toplote se traži da bude  $Q_{IT} \geq Q_R$ .

## b). Kapacitet razmenjivača toplote

Kapacitet razmenjivača toplote je ustvari količina toplote koja se razmeni u razmenjivaču poznate geometrije za zadati režim rada. Kapacitet razmenjivača se može odrediti samo za poznatu geometriju razmenjivača toplote.

Količina toplote koja se razmeni u razmenjivaču računa se prema poznatom izrazu:

$$Q_{IT} = k A \Delta t_{ef}^* [kW]$$

gde je:  $k$  [kW/m<sup>2</sup>°K] - koeficijent prolaza (razmene) toplote,  
 $A$  [m<sup>2</sup>] - površina razmene toplote, odnosno spoljašnja površina registra,  
 $\Delta t_{ef}^*$  [°K] - ostvarena efektivna temperaturska razlika pri razmeni toplote.

Koeficijent prolaza toplote je veličina koja zavisi od geometrije razmenjivača i termotehničkih veličina stanja radnih fluida, a na bazi kriterijalnih jednačina brižljivo odabranih za model stujanja razmenjivača toplote. Najznačajniji faktor uticaja na koeficijent prolaza toplote je za tečne radne fluida brzina strujanja. Koeficijent prolaza toplote se računa preko kriterijuma (McAdams Hauzen, Gnielinski SNIP norme itd.) najpogodnije preko računara (npr. Microsoft Excel). Ovaj postupak trenutno koriguje proračun na bazi promena ulaznih veličina, pri varijacijama geometrije.

Efektivna temperaturska razlika zavisi od smera strujanja radnih fluida u kontaktu. Za suprotnosmerno strujanje, koje daje najveću razliku definiše se tzv. srednja logaritamska temperaturska

razlika LMTD (prema starijoj terminologiji  $-\Delta t_{ln}$ ).

$$LMTD^* = (\Delta t_i^* - \Delta t_o^*) / \ln (\Delta t_i^* / \Delta t_o^*) = (\Delta t_p^* - \Delta t_s^*) / \ln (\theta - \Delta t_s^*) / (\theta - \Delta t_p^*),$$

gde su:  $\theta = t'_p - t'_s$  [°K], maksimalna razlika temperatura radnih fluida u razmenjivaču,  
 $\Delta t_i^* = t'_p - t''_s^*$  [°K], razlika temperatura radnih fluida na mestu ulazu primara,  
 $\Delta t_o^* = t''_p^* - t'_s$  [°K], razlika temperatura radnih fluida na mestu izlazu primara,  
 $\Delta t_p^* = t'_p - t''_p^*$  [°K], promena (razlika) temperatura primara u razmenjivaču,  
 $\Delta t_s^* = t''_s^* - t'_s$  [°K], promena (razlika) temperatura sekundara u razmenjivaču.

U slučaju kada je:  $\Delta t_i^* = \Delta t_o^*$  (tada je  $\Delta t_p^* = \Delta t_s^*$ ),  $LMTD = \Delta t_i^* = \Delta t_o^* = \theta - \Delta t_p^* = \theta - \Delta t_s^*$ .

Razlika između ostvarenih izlaznih temperatura (oznaka sa zvezdicom) u odnosu na zadate prema režimu rada nastaje usled uticaja geometrije razmenjivača i režima rada u eksploataciji (npr. uticaj zaprljanja). Dobošasti razmenjivači imaju najčešće suprotnosmerno strujanje (tipa 2/2 i 4/4), i kombinovano strujanje (tipa 4/2, 6/2, 8/2 i 8/4). Uticaj istosmernog strujanja u kombinovanoj šemi zamenjujemo sa korekcionim faktorom za LMTD ( $\eta$ ), pri čemu je:  $\Delta t_{ef}^* = \eta LMTD^*$

Korekcioni faktor  $\eta = 1$ , za suprotnosmerno strujanje, a za ostale slučajeve uzimamo ga iz tabela i dijagrama u zavisnosti od broja prolaza i tipa strujanja. Da bi odredili stvarnu efektivnu temperaturu razmene, a zatim i kapacitet razmenjivača toplote (bilo preko bilansnih jednačina primarnog i sekundarnog fluida, bilo preko jednačine razmene toplote u razmenjivaču) potrebno je odrediti izlazne temperature radnih fluida.

Bilansne jednačine za radne fluide bez promene faze i gubitaka u okolinu glase:

$$Q_{IT} = W_p \Delta t_p^* = W_s \Delta t_s^* = \eta k A (\Delta t_p^* - \Delta t_s^*) / \ln (\theta - \Delta t_s^*) / (\theta - \Delta t_p^*)$$

gde su:  $W_p$  i  $W_s$  [kW / °C] tzv. toplotni ekvivalenti, koji se računaju:

$$W_p = q_{mp} c_p = V_p (c \rho)_p, \quad W_s = q_{ms} c_s = V_s (c \rho)_s \text{ ako su poznati protoci radnih fluida,}$$

$W_p = Q_R / \Delta t_p$ ,  $W_s = Q_R / \Delta t_s$ , ako je poznat računski kapacitet sistema i zadata (deklarisana) promena temperature radnih fluida  $\Delta t_p$ , odnosno  $\Delta t_s$ .

Naročito naglašavamo suštinsku razliku između računskog kapaciteta sistema ( $Q_R$ ) i količine toplote razmenjene u razmenjivaču ( $Q_{IT}$ ); prva veličina je zahtev, a druga odziv sistema koji se menja naročito usled uticaja zaprljanja.

Da bismo odredili izlazne temperature radnih fluida iz razmenjivača toplote, uticaj geometrije razmenjivača ćemo zameniti preko bezdimenzionih koeficijenata NTU.

U jednačini za efektivnu temperatursku razliku unesimo vrednosti promena temperatura radnih fluida preko poznatog toplotnog ekvivalenta, dobija se:

$$\Delta t_{ef}^* = \eta LMTD^* = \eta (\Delta t_p^* - \Delta t_s^*) / \ln (\theta - \Delta t_s^*) / (\theta - \Delta t_p^*)$$

$$Q_{IT} / k A = \eta (Q_{IT} / W_p - Q_{IT} / W_s) / \ln (\theta - \Delta t_s^*) / (\theta - \Delta t_p^*).$$

Ako uvedemo smenu:  $y_p = W_p / W_s = \Delta t_s / \Delta t_p$  (ili  $y_s = W_s / W_p = \Delta t_p / \Delta t_s$ ), dobija se:

$$\ln (\theta - y_p \Delta t_p^*) / (\theta - \Delta t_p^*) = \eta k A (1 - y_p) / W_p = \eta NTU_p (1 - y_p)$$

gde je:  $NTU_p = k A / W_p$  - broj jedinica prenosa ili toplotna dužina primara (koeficijent režima),  
 $NTU_s = k A / W_s$  - broj jedinica prenosa ili toplotna dužina sekundara.

$$(\theta - y_p \Delta t_p^*) / (\theta - \Delta t_p^*) = e^{\eta NTU_p (1 - y_p)} = e^{\eta k A (\Delta t_p - \Delta t_s) / Q_R} = E,$$

odavde je:

$$\Delta t_p^* = \theta (E - 1) / (E - y_p), \quad \Delta t_s^* = y_p \Delta t_p^* .$$

Specifičan slučaj nastaje kada je  $\Delta t_s = \Delta t_p$ , tada će biti i  $\Delta t_s^* = \Delta t_p^*$  i  $y_p = y_p = 1$ , odnosno u jednačinama za  $\Delta t_{ef}^*$  i  $\Delta t_p^*$  nastaju neodređeni slučajevi 0/0, koji se rešavaju poznatom metodom granične vrednosti derivacije količnika. U tom slučaju se dobija:

$$\Delta t_{ef}^* = \eta (\theta - \Delta t_p^*)$$

$$\Delta t_p^* = \Delta t_s^* = \eta \theta NTU_p / (1 + \eta NTU_p),$$

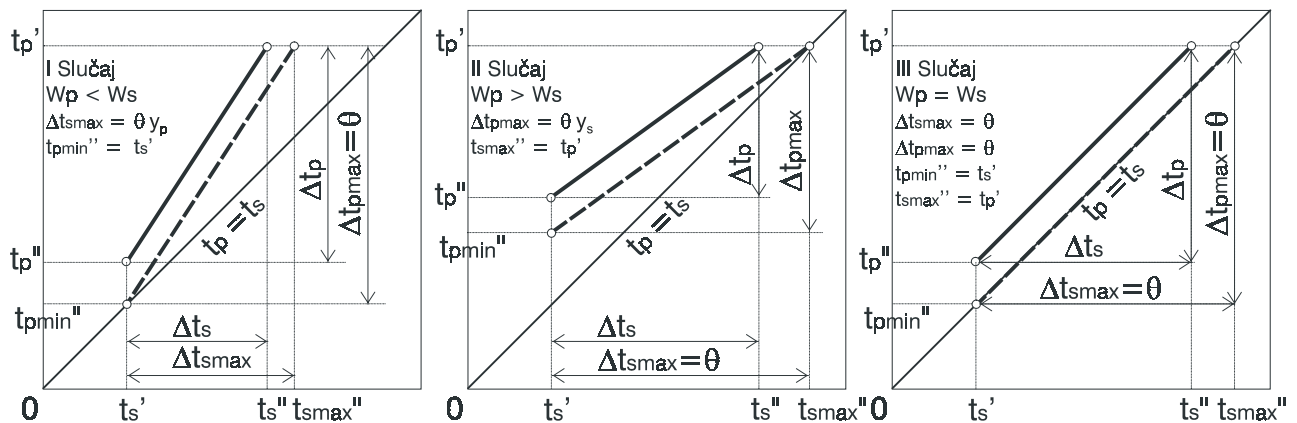
takodje je:  $NTU_s = NTU_p$ .

Toplotna efikasnost izmenjivača je ( pogonska karakteristika razmenjivača )  $F_p = Dtp^*/q$  .

$$\Phi_p = (E - 1) / (E - y_p) \text{ za slučaj kada je } y_p < 1, \text{ (indeks s kada je } y_s < 1),$$

$$\Phi_p = \eta NTU_p / (1 + \eta NTU_p) \text{ za slučaj } y = 1.$$

Iz bilansnih jednačina u proizvoljnom preseku razmenjivača se vidi da postoji zavisnost izmedju temperatura fluida nosioca toplote, nezavisno od geometrije razmenjivača, što se pogodno može posmatrati iz temperaturskih dijagrama.



Slika 1. Temperaturski dijagrami razmene toplote pri suprotnosmernom strujanju.

Razmenjivač toplote ima maksimalnu količinu razmenjene toplote pri ravnotežnom stanju pri beskonačnoj dužini razmenjivača, u tom slučaju dolazi do izjednačavanja izlazne temperature primara sa ulaznom temperaturom sekundara ( $y_p < 1$ ), ili izlazne temperature sekundara sa ulaznom temperaturom primara ( $y_p > 1$ ).

Maksimalna temperaturska razlika sekundara u prvom slučaju je:  $\Delta t_{s \max}^* = t_{s \max}'' - t_{s'} = \theta y_p$ , a u drugom slučaju maksimalna temperaturska razlika primara je:  $\Delta t_{p \max}^* = t_{p'} - t_{p \min}'' = \theta y_s$ .

Grafični (maksimalni) kapacitet razmenjivača toplote pri beskonačno velikoj dužini aparata je:

$$Q_{ITmax} = W_s \Delta t_{s \max}^* = Q_R \theta y_p / \Delta t_s = Q_R \theta / \Delta t_p \text{ pri } y_p < 1 (W_p < W_s),$$

odnosno:

$$Q_{ITmax} = W_p \Delta t_{p \max}^* = Q_R \theta y_s / \Delta t_p = Q_R \theta / \Delta t_s \text{ pri } y_s < 1 (W_p > W_s),$$

ili uopšteno:

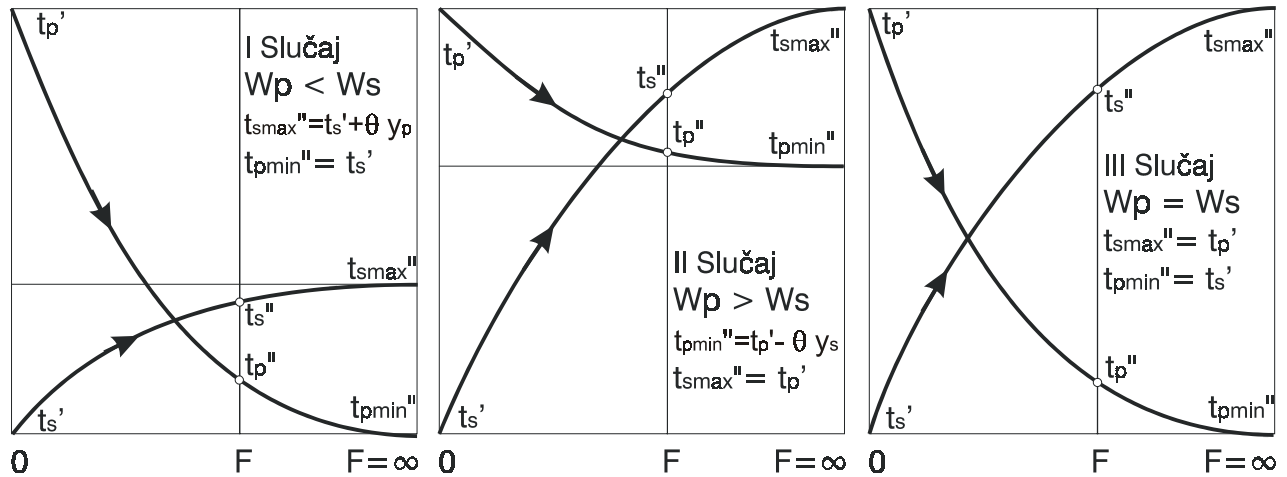
$$Q_{ITmax} = Q_R \theta / \Delta t$$

gde  $\Delta t$  veća od zadatih razlika temperatura fluida nosioca toplote.

U specifičnom slučaju, kada je  $y_p = y_s = 1$ , ( $W_p = W_s$ ),  $\Delta t_{p \max}^* = \Delta t_{s \max}^* = \theta$ .

Na slici 1 prikazana su tri navedena slučaja. Na dijagramima oba fluida su prikazana da polaze od iste strane izmenjivača - što nije znak da je strujanje istosmerno.

Temperaturski režimi, kod kojih se odnos  $\theta / \Delta t$  približava jedinici, imaju asimptotsko približavanje izlazne temperature ulaznoj temperaturi (primara ili sekundara), pa kod njih nema nikakvog smisla povećavati površinu razmene, jer je kapacitet razmenjivača dostigao skoro maksimalnu vrednost. Nasuprot tome razmenjivači toplote koji rade u režimu kod koga je  $\theta / \Delta t > 1,5$  imaju mogućnost da sa povećanjem površine razmene realno povećava i kapacitet razmene toplote.



Slika 2. Promena temperature duž površine razmene kod izmenjivača toplote

Povećanje dužine razmenjivača (tj. površine razmene), u odnosu na proračunsku ne može biti paušalno, već na bazi geometrije i režima rada razmenjivača. Pogotovo je pogrešno paušalno usvajanje bilo kakvog većeg kapaciteta razmene toplote, od računskog, odnosno onog koji odgovara protocima fluida nosioca toplote.

Količina razmenjene toplote u razmenjivaču prema izrazu  $Q_{IT} = k A \Delta t_{ef}^*$ , se može izračunati za usvojenu geometriju i osnovni režim rada. Ukoliko je  $Q_{IT} > Q_R$ , izbor je dobar, a ukoliko nije postupak se mora ponoviti za drugu geometriju razmenjivača. Broj postupaka može biti veliki, naročito ako se pored geometrije i režima rada uzmi i drugi bitni uticaji na izbor razmenjivača, kao: zaprljanje, kontrolni režim i slično. Zbog toga je pored primene računara u proračunu bitno u prethodnom postupku izabrati ciljnu grupu familije razmenjivača.

### c). Izbor razmenjivača toplote

Dimenzionisanje razmenjivača toplote je postupak određivanja geometrije razmenjivača za zadati režim rada. Medjutim, koeficijent prolaza toplote zavisi od poprečnog preseka razmenjivača, a stvarna efektivna temperaturska razlika zavisi pored koeficijenta prolaza toplote, još i od površine razmene, odnosno dužine aparata.

Dakle, za dimenzionisanje razmenjivača u prethodnom postupku potrebno je odrediti onu grupu razmenjivača koja će u naknadnom postupku dovesti do konačnog izbora. Ovu grupu nazivamo ciljna grupa razmenjivača.

Procedura postupka izbora (proračuna) razmenjivača obuhvata sledeće:

#### 1. Definisane ukupnog režima rada razmenjivača

Na izbor razmenjivača, pored osnovnog režima mogu uticati i dopunski kriterijumi i granice sistema pri ugradnji ili eksploataciji.

Dopunski kriterijumi su pre svega:

1. Zaprljanje površina razmene toplote.
2. Promena temperatura radnih fluida (klizanje) od vremena ili spoljnje temperature.

Granice sistema mogu biti:

1. Raspoloživi pad pritiska koji se može dopustiti u razmenjivaču, odnosno sistemu.
2. Ostala ograničenja, kao: gabariti konstrukcije (uslov smeštaja) tehnologija čišćenja i održavanja, agresivnosti radnih fluida na izabrane materijale, itd.
3. Ekonomičnost konstrukcije, odnosno najniža cena proizvoda, (ovo nije tehnički kriterijum ali često ima odlučujući uticaj na izbor razmenjivača toplote).

Zaprljanje površina razmene, tokom vremena slabi razmenu toplote usled naslaga kamenca ili taloga čvrstih čestica na površinu razmene. Ako je koeficijent prolaza toplote za čist razmenjivač

$k_c$ , a za radne uslove (zaprljan izmenjivač)  $k_{op}$ , onda se definiše uticaj zaprljanja kao faktor čistoće  $C_f = k_{op} / k_c$ . Uticaj zaprljanja raste sa porastom koeficijenta prolaza toplote  $k_c$  odnosno faktor čistoće opada. U realnim uslovima razmene ovaj faktor je:  $C_f = 0,5 - 0,8$ .

Ukoliko se zaprljanje prethodno ne definiše, može biti uzrok velikih nesporazuma u eksploataciji razmenjivača, zbog toga bi trebalo da ga definiše naručilac, s obzirom da značajno poskupljuje cenu proizvoda. Za Beogradske elektrane kao distributera toplotne energije ustalio se zahtev za otpor usled zaprljanja  $R_{fp} = R_{fs} = 0,25 \text{ (m}^2 \text{ °K/kW)}$ .

Klizanje temperatura radnih fluida, je kriterijum koji uzima u obzir nestacionarnost radnog režima, najčešće se uzima u obzir kod sistema daljinskog grejanja. Pošto viskozitet vode raste sa opadanjem temperature vode, to koeficijent prolaza toplote opada. Zbog toga je za proračun razmenjivača u uslovima klizanja merodavan proračun na tzv. kontrolnoj temperaturi, ne na projektnoj temperaturi. Kontrolni režim definišu toplane, a ako nije poznat treba ga definisati za  $+5^\circ\text{C}$ . Beogradske elektrane: za režim 150/75 - 70/90 °C, kontrolni režim je na  $+8^\circ\text{C}$ , 70/45 - 43/50 °C, a za režim 140/75 - 70/90 °C na  $+7^\circ\text{C}$ , 70/47 - 45/52 °C. Dalje se ne vrši klizanje zbog tople potrošne vode.

Ako se razmenjivač izabere za navedeni uslove, isti će zadovoljiti u području: projektni uslovi - čist razmenjivač, do kontrolni uslovi - zaprljan razmenjivač. Ovo područje možemo "nazvati kontrolisanim područjem" režima rada.

Da bi razmenjivač imao zahtevan odziv, u kontrolisanom području rada mora se predvideti regulacija izlazne temperature sekundara (ili ulazne primara), inače će zbog navedenih kriterijuma doći do pregrevanja za čist razmenjivač i projektne uslove.

Granice sistema, imaju uticaj na izbor razmenjivača toplote tako, da ukoliko odstupaju od proračunskih, povećavaju cenu proizvoda. Oni se kontrolišu u toku proračuna.

## 2. Izbor ciljne grupe razmenjivača toplote - prethodni proračun

- Vrsta materijala za cevni registar i plašt se određuje prema radnim fluidima nosiocima toplote i to prema agresivnosti, radnim pritiscima i maksimalnim temperaturama radnih fluida.

- Raspored cirkulacije primarnog i sekundarnog fluida u razmenjivaču, vrši se u principu tako, da se fluid više temperature i radnog pritiska smešta u cevni registar, ali može i obrnuto ako postoje dodatni razlozi, kao npr. bolji koeficijent razmene toplote, bolje hladjenje preko plašta i sl.

- Poprečni presek razmenjivača - bazni presek, podrazumeva površinu preseka omotača i cevnog registra, veličinu i broj cevi cevnog registra i broj prolaza fluida. Ovi podaci, za tipske prečnike plašta, su kod svakog ozbiljnog proizvođača razmenjivača toplote, interno standardizovani na bazi tehnološkičnosti i prethodne analize.

Bazni presek razmenjivača se bira na osnovu projektovane brzine strujanja fluida nosioca toplote. Zavisno od toga koji su podaci iz režima zadati brzina cirkulacije kroz registar i plašt iznosi:

$$\omega_r = V_r z_r / F_r = Q_R z_r / (\rho c)_r \Delta t_r F_r \quad (m / s) \quad \text{za fluid u registru}$$

$$\omega_o = V_o z_o / F_o = Q_R z_o / (\rho c)_o \Delta t_o F_o \quad (m / s) \quad \text{za fluid u plaštu}$$

gde su:  $F_r$ ,  $F_o$  ( $\text{m}^2$ ), ukupna površina kroz koju struji fluid u registru, odnosno plaštu po poprečnom preseku razmenjivača.

Za prethodni postupak preporučuje se brzina cirkulacije vode:  $\omega = 0,2 - 0,5 \text{ m/s}$ .

Ove granice, obezbeđuju za uobičajene konstrukcije i dimenzije, da cirkulacija vode bude u turbolentnom području,  $Re > 4000$ , a padovi pritiska ne predju granicu od 20 kPa.

Poznato je da se najveći koeficijent prolaza toplote "k" dobija, ako su koeficijenti prelaza toplote "a<sub>r</sub> i a<sub>o</sub>" međusobno približni, a to se postiže ako su brzine cirkulacije približno iste.

Iz gornjih jednačina se dobija:

$$F_r / z_r = V_r / \omega = Q_R / (\rho c)_r \Delta t_r \omega, \text{ na strani registra, odnosno na strani plašta}$$

$$F_o / z_o = V_o / \omega = Q_R / (\rho c)_o \Delta t_o \omega = F_b, \text{ koji nazivamo baznim presekom.}$$

Bazni presek je uzet na strani plašta, zato što je tehnološki teže ostvarivati različite brojeve prolaza u plaštu, obično je  $z_o = 2$ , ili 4. Dalje je:

$$F_o = F_b z_o, \text{ odnosno } F_r = F_b z_r y_p, \text{ (za prethodni postupak je } (r c)_r = (r c)_o \text{)}.$$

Iz tablica proizvođača je potrebno odabrati onaj prečnik plašta razmenjivača koji za određene cevi registra ima ukupni presek plašta i registra najbliže  $F_o$  i  $F_r$ , pri čemu se uzimaju u obzir i raspoloživi brojevi prolaza ( $z_o = 2$  ili 4,  $z_r = 2, 4, 6$  ili 8). Na taj način treba odabrati nekoliko kombinacija za koje će se vršiti kontrolni proračun razmenjivača. Izabrane kombinacije predstavljaju ciljne grupe u kojima će se nalaziti izabrani razmenjivač.

Postupak kontrolnog proračuna će se prikazati preko primera, koristeći za proračun program Microsoft Excel 95.

### 3. Primer prethodnog i kontrolnog proračuna razmenjivača

Izabrati razmenjivač VITUS kapaciteta  $Q_R = 800$  kW za režim Beogradskih elektrana:

Projektni uslovi:  $t_{sp} = -15$  °C, Primar: Vrela voda 150/75 °C,  $p_r / p_{max} = 15/25$  bar

Sekundar: Topla voda 70/90 °C,  $p_r / p_{max} = 4/6$  bara

Kontrolni uslovi:  $t_{sp} = 8$  °C, Primar: 70/45 °C, Sekundar: 43/50 °C

Dopunski uslovi:

Toplotni otpor zaprljanja  $R_{fp} = R_{fs} = 0,25$  (m<sup>2</sup> °K/kW),

Maksimalni pad pritiska na strani primara je  $\Delta p_{p max} = 10$  kPa,

Za cevni registar predvideti bakarne cevi, maksimalna dužina razmenjivača  $L = 3,3$  m

*Prethodni proračun:*

1. Raspored fluida: U cevnom registru primar, u plaštu sekundar, max temperatura 150 °C
2. Toplotni ekvivalenti:  $W_p = Q_R / \Delta t_p = 800 / (150 - 75) = 10,67$  kW / °C,  $W_s = 800 / 20 = 40$  kW / °C
3. Odnos toplotnih ekvivalenata:  $y_p = W_p / W_s = \Delta t_s / \Delta t_p = 20 / 75 = 0,267 < 1$ .
4. Maksimalna izlazna temperatura sekundara:  $t_{s max''} = t_s' + \theta y_p = 70 + (150 - 70) 0,267 = 91,36$  °C
5. Maksimalni kapacitet razmene:  $Q_{IT max} = Q_R \theta / \Delta t = 800 \cdot 80 / 75 = 853,33$  kW.
6. Bazni presek:  $F_b = Q_R / ((\rho c)_o \Delta t_o \omega) = 800 / (971,8 \cdot 4,2) \cdot 20 (0,2 \text{ do } 0,5) = 0,049 \text{ do } 0,0196$  m<sup>2</sup>.
7. Presek plašta:  $F_{o4} = F_b z_o = 0,196 \text{ do } 0,0784$  m<sup>2</sup> za broj prolaza  $z_o = 4$ .
8. Presek registra:  $F_{r4} = F_b z_r y_p = 0,0523 \text{ do } 0,0209$  m<sup>2</sup> za  $z_r = 4$ ,  $F_{r8} = 0,1046 \text{ do } 0,0419$  m<sup>2</sup>,  $z_r = 8$ .
9. Iz prospekta proizvođača nalazimo da uslov zadovoljava sledeća ciljna grupa razmenjivača:  
 $\Phi 500 - 8/4 - Cu 16x1$   $F_{r8} = 0,0572$  m<sup>2</sup>  $F_{o4} = 0,115$  m<sup>2</sup>  
 $\Phi 550 - 8/4 - Cu 18x1$   $F_{r8} = 0,07476$  m<sup>2</sup>  $F_{o4} = 0,136$  m<sup>2</sup>.

### 4. Usvajanje razmenjivača:

Oba razmenjivača zadovoljavaju zadate uslove, razmenjivač  $\Phi 550$  je skuplji zbog većih pribornica i danca. U oba slučaja usvojene su manje dužine pravog dela registra od merodavne pri kontrolnom režimu za zaprljani razmenjivač, jer ista se dobija savijanjem standardne prave cevi od 6 m, a smanjenje utiče svega 2% na smanjenje kapaciteta, što je tolerantno.

Oba razmenjivača zadovoljavaju zahtevanu ukupnu dužinu.

Usvaja se razmenjivač VITUS 550v3-84-25/6-Cu18/2,6,  $A = 58,5$  m<sup>2</sup>, jer zadovoljava zadati pad pritiska na strani primarnog fluida, dok drugi izmenjivač ne ispunjava taj uslov.

### d). Kako ostvariti rezervu kapaciteta u razmenjivaču toplote

Neki projektanti pri izboru razmenjivača toplote, da bi povećali sigurnost izbora, analogno kao kod izbora izvora toplote (kotla), uvećavaju računski kapacitet, ili površinu razmene za neki koeficijent. Ovde je analogija sa izvorom toplote pogrešna, jer razmenjivač toplote nije izvor, već transformator energije.

Rezerva u kapacitetu nije potrebna, ako se ispoštuje procedura izbora razmenjivača.

Ako projektantsko rešenje predviđa rezervu u kapacitetu za naknadne objekte ili sl. postupak izbora razmenjivača toplote je isti, ali za konačan kapacitet postrojenja. Izabrani razmenjivač se može upotrebiti u istom režimu rada za druge kapacitete instalacije, prema tabelama proizvođača (krive garancije) samo, ako se pogodnom hidraulikom omogući protok kroz razmenjivač koji odgovara kapacitetu instalacije. To se može postići regulacijom na primarnoj strani preko regulatora protoka, a na sekundarnoj strani preko cirkulacione pumpe. Razmenjivač se može koristiti za manje kapacitete od maksimalnih, u uslovima adekvatnih protoka, sve do područja kada cirkulacija u njemu predje u prelazno područje (brzine manje od 0,2 m/s), kada su rezultati neizvesni.

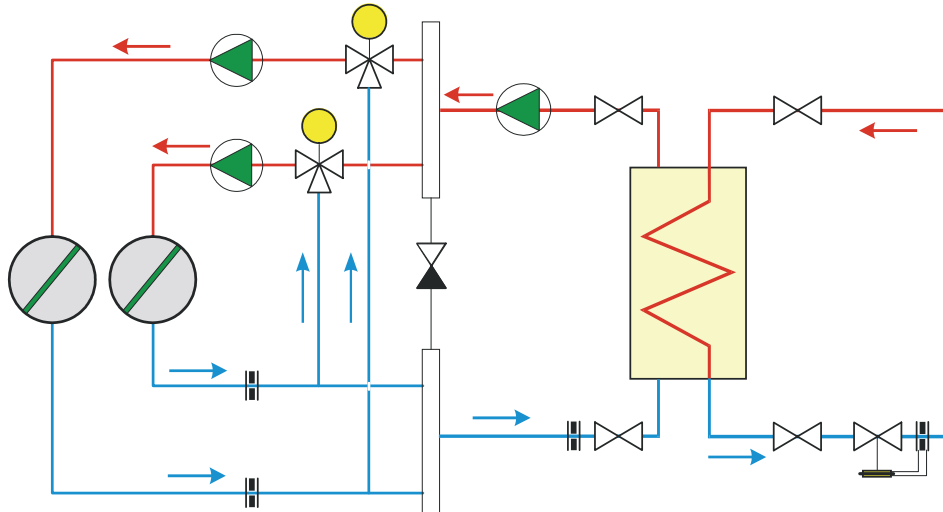
*Kontrolni proračun za izabrane razmenjivače toplote*

REZULTATI RPRORAČUNA (uradjenog u Microsoft Excel 97)			VITUS $\Phi$ 500-Cu 16				VITUS $\Phi$ 550-Cu 18			
			Proj. režim		Kont. režim		Proj. režim		Kont. režim	
No	Proračunska veličina	Jed.	Č RT	Z RT	Č RT	Z RT	Č RT	Z RT	Č RT	Z RT
1	Brzina strujanja kroz registar	m/s	0.372	0.400	0.362	0.390	0.285	0.303	0.278	0.295
2	Brzina strujanja kroz plašt	m/s	0.341	0.355	0.336	0.350	0.289	0.301	0.285	0.297
3	Otpor zaprijanja $R_f$	$m^{20}K/kW$	0.000	2x0.25	0.000	2x0.25	0.000	2x0.25	0.000	2x0.25
4	Koeficijent prolaza (Hauzen)	$KW/m^{20}K$	1.519	0.863	1.131	0.729	1.257	0.776	0.927	0.642
5	Faktor čistoće $C_f = k_{op}/k_c$	-	1.000	0.568	1.000	0.645	1.000	0.617	1.000	0.693
6	Površina razmene toplote A	$m^2$	25.08	44.14	37.33	57.91	30.31	49.09	45.54	65.76
7	Duž. pravog dela registra $L_g$	m	1.14	2.13	1.78	2.85	1.23	2.10	1.93	2.87
8	Usvojena dužina pravog dela registra $L_{gu}$	m	2.65	2.65	2.65	2.65	2.60	2.60	2.60	2.60
9	Površina razmene prema usvojenoj dužini registra $L_{gu}$	$M^2$	52.60	52.60	52.60	52.60	58.50	58.50	58.50	58.50
10	Pad pritiska-primar $\Delta p_p$	kPa		15.10				9.10		
11	Pad pritiska-sekundar $\Delta p_s$	kPa		5.80				4.70		
12	Broj jedinica prenosa $NTU_p$	-	7.491	4.2565	5.576	3.594	6.894	4.256	5.082	3.520
13	Broj jedinica prenosa $NTU_s$	-	1.975	1.135	1.487	0.959	1.838	1.135	1.356	0.939
14	Bezdimenzioni broj E	-	184.6	19.391	48.61	12.228	121.8	19.39	34.48	11.62
15	Ostvarena temperaturska razlika $\Delta t_p^*$	$^{\circ}C$	79.68	76.93	26.58	25.34	79.52	76.93	26.41	25.25
16	Ostvarena temperaturska razlika $\Delta t_s^*$	$^{\circ}C$	21.25	20.51	7.09	6.76	21.21	20.51	7.04	6.73
17	Izlazna temp. primara $\Delta t_p''^*$	$^{\circ}C$	70.32	73.07	43.61	44.66	70.48	73.07	43.59	44.75
18	Izl. temp.sekundara $\Delta t_s''^*$	$^{\circ}C$	91.25	90.51	50.10	49.77	91.21	90.51	50.05	49.74
19	Ostvarena razmena toplote	kW	851	821	284	270	847	821	282	269
20	Koefic. razmene $\epsilon = Q_{RT}/Q_R$	kW	1.06	1.03	1.03	0.98	1.06	1.03	1.03	0.98

Kada je razmenjivač toplote vezan u sistem sa više cirkulacionih pumpi sa regulacijom mešanjem sa povratnom vodom (kao na slici 3), uvek je dobro predvideti centralnu cirkulacionu pumpu sa nepovratnom vezom razdelnika i sabirnika, kojom se može podesiti protok kroz razmenjivač, nezavisno od pojedinačnih cirkulacionih sistema. Centralna cirkulaciona pumpa treba da ima karakteristiku većih promena protoka pri malim promenama pada pritiska.

Merenjem i podešavanjem protoka na strani primarnog i sekundarnog fluida, dovodimo sistem sa razmenjivačem toplote u projektno područje rada, što je pored ispravnog postupka izbora razmenjivača neophodan uslov za pouzdan rad sistema u zadatom režimu rada.





Slika 3. Šema vrelovodne toplotne podstanice sa centralnom cirkulacionom pumpom

LITERATURA:

- [ 1 ] Jaćimović, B., Genić, S.: Toplotne operacije i aparati, Mašinski fakultet Beograd, 1992.
- [ 2 ] Slipčević, B.: Razmenjivači toplote, SMEITS, Beograd 1989.
- [ 3 ] Jaćimović, B., Genić, S., Nadj, M., Laza, J.: Problemi iz toplotnih operacija i aparata SMEITS i Mašinski fakultet, Beograd 1996 god.
- [ 4 ] Rikalović, M.: Efektivna razlika temperatura pri razmeni toplote KGH 3/1995, Beograd
- [ \* ] Evropski prestandard ENV 306:1990E, Razmenjivači toplote-Definicije performansi razmenjivača toplote i opšti postupci ispitivanja radi utvrđivanja performansi razmenjivača toplote.
- [ \* ] Prospekti razmenjivača VITUS

Rad završen  
30.04.1998 god.

Autor:  
Rikalović Milan, dipl.maš. inž.