

Uticaj spoljne temperature na rad uređaja za korišćenje otpadne toplote pri lokalnoj ventilaciji

Prof. dr MILORAD BOJIĆ, dipl. inž., VUKOMAN KNEŽEVIĆ, dipl. inž., mr NEBOJŠA LUKIĆ, dipl. inž., JOVAN MALEŠEVIĆ, dipl. inž., Mašinski fakultet, Kragujevac

Stručni rad
UDC:621.631:621.577:662.99=861

U ovom radu se razmatra rekuperacija energije otpadnih vazdušnih tokova sa toplih preserskih alata u preserskim halama. Rekuperirana toplota se koristi za predgrevanje svežeg vazduha kojim se greje ista preserska hala. Korišćeni softver analizira efikasnost rekuperacije energije i termička ugodnost u hali pri promenljivoj spoljnoj temperaturi. Uvećanje spoljne temperature za 1K, uzrokuje smanjenje energetske gubitaka za 2% i uvećanje temperature u preserskoj hali za 2K. Dodatno podešavanje protoka vazduha kroz kalorifere radi povraćaja poremećene termičke ugodnosti u hali smanjuje energetske gubitke za 1%. Suprotno važi pri smanjenju spoljne temperature.

1. UVOD

U pojedinim preserskim halama koriste se rekuperatori da bi se zimi iskoristila otpadna toplota vazduha koji služi za lokalnu ventilaciju toplih alata. Tada ta otpadna toplota služi za predgrevanje vazduha koji zagreva samu presersku halu. U predhodnom radu [1] za ovaj energetski sistem je ustanovljeno da efikasnost rekuperacije energije varira od 2 do 12% u zavisnosti od korišćenog scenarija upravljanja njegovim energetskim tokovima. Obavljeno istraživanje otkrilo je postojanje optimalnog scenarija za upravljanje datim energetskim sistemom sa rekuperacijom. Taj optimalni scenario bi dao minimum potrošnje energije i najbolju moguću temperaturu u preserskoj hali za postizanje termičke ugodnosti (TU) u njoj.

Pojedinačni energetski sistem se projektuje i realizuje u cilju zadovoljenja određenih projektnih parametra tog sistema. Kako energetski sistem obično radi u režimima koji su različiti od projektnih, u narednim istraživanjima [2 i 3] pokazano je da se tada efikasnost energetskog sistema razlikuje od projektne efikasnosti i da se remeti termička ugodnost u preserskoj hali kada se omotač preserske hale, protok ventilacionog vazduha i veličina kalorifera razlikuju u odnosu na projektovane. Takođe u ovim radovima pokazano je šta se dešava sa energetskom efikasnošću jednog ovakvog energetskog sistema kada se dodatno termička ugodnost poboljša. Kako rekuperacioni sistem veoma retko radi sa projektnom spoljnom temperaturom mi u

ovom radu pokušavamo da odgovorimo na ova pitanja inicirana u radovima [2 i 3] u slučaju promene temperature spoljnog vazduha.

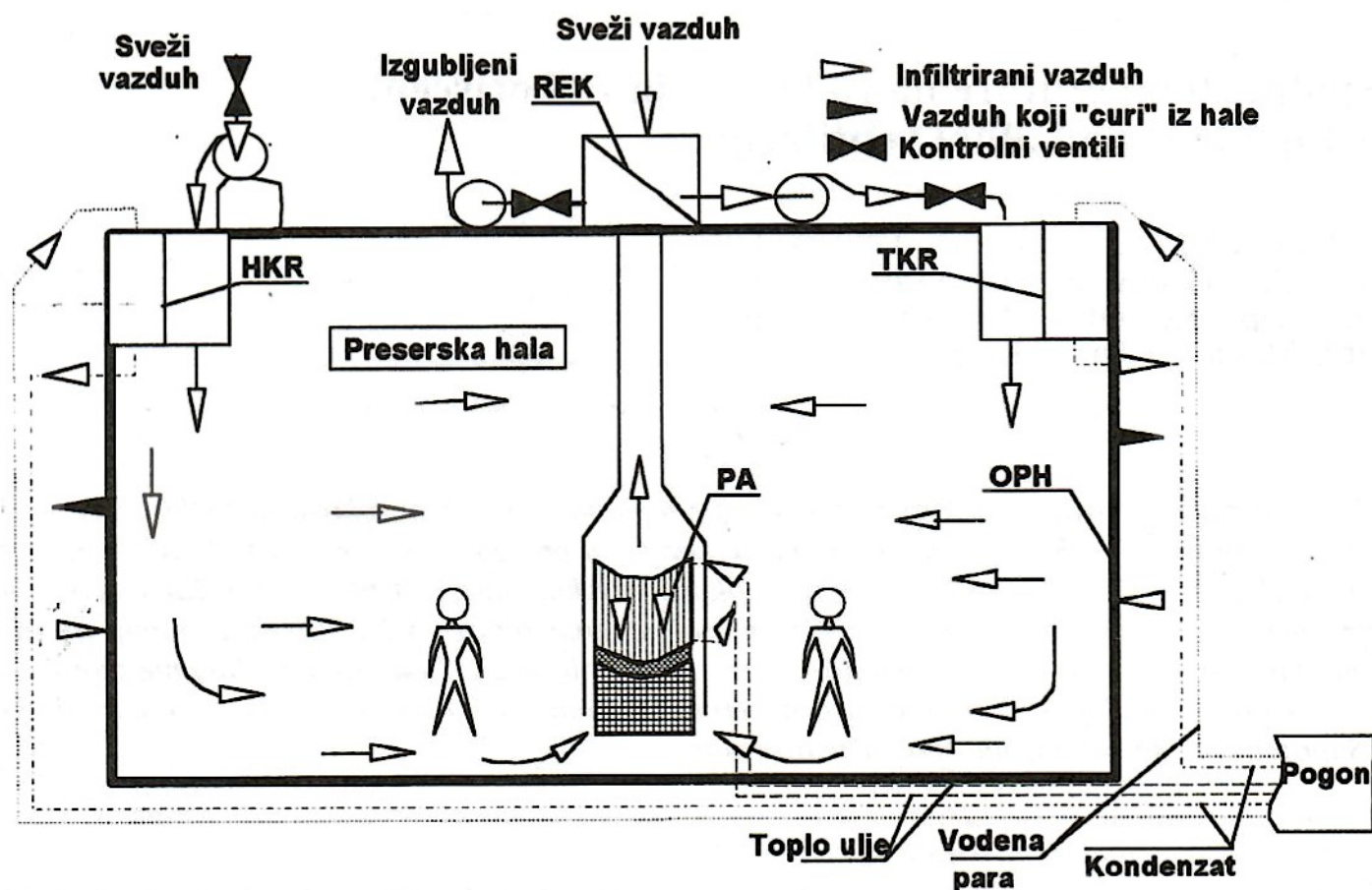
Za ovo izučavanje korišćen je simulacioni softver AZMA. Ovaj softver je baziran na matematičkom modeliranju preserske hale pomoću mreže razmenjivača toplote. Ovde se uvodi veličina $Z = kF$ koja se naziva totalnom toplotnom prolaznošću i koja je jednaka proizvodu koeficijenta prelaza toplote u posmatranom razmenjivaču toplote i njegove površine prenosa toplote. Za posmatrani razmenjivač toplote usvaja se da je Z konstantna veličina. Ovde se uvodi pojam termička ugodnost da bi se naglasila činjenica da se pretpostavlja da na ugodnost u preserskoj hali utiče samo temperatura vazduha u njoj, mada je poznato [4] da na ugodnost ljudi u nekoj prostoriji utiče i vlažnost vazduha, promaja, temperatura zidova, zračenje sa površina mašina i drugo. Usvojeno je da preserski alati direktno ne greju presersku halu. U ovoj analizi ne razmatra se energija potrebna za transport vazduha (pogon ventilatora) što često nije slučaj u literaturi [5-7].

2. REKUPERACIONI SISTEM

Za zagrevanje preserske hale koriste se dve struje svežeg vazduha čiji su maseni protoci m_i i m_c (vidi sliku 1). Temperatura jedne od tih vazdušnih struja je jednaka spoljnoj temperaturi, dok je temperatura druge vazdušne struje veća od spoljne temperature, jer se ta vazdušna struja predgreva pomoću rekuperatora (REK). Predgrejana vazdušna struja se dalje zagreva pomoću kalorifera koji je označen kao "topli kalorifer" (TKR) dok se nepredgrejana vazdušna struja zagreva

Adresa autora: prof. dr Milorad Bojić, Mašinski fakultet, Kragujevac

Rad primljen: 23. 08. 1994.



Sl. 1 - Energetska šema preserske hale

pomoću kalorifera koji označavamo kao "hladni kalorifer" (HKR). Grejni fluid u ovim kaloriferima je vodena para. Ovako zagrejane vazdušne struje se ubacuju u presersku halu. Kada je vazdušni pritisak u hali manji od atmosferskog tada se spoljni hladan vazduh infiltrira u presersku halu, a kada je taj pritisak veći od atmosferskog onda vazduh iz preseske hale curi van kroz razne procepe na omotaču preserske hale. U slučaju jednakosti pritiska u hali sa atmosferskim može da nastupi situacija kada nema niti infiltracije spoljnog vazduha u presersku halu, niti isticanja vazduha iz hale spolja. Sa preserskih alata (PA) iz preserske hale se izvlači vazduh ventilatorom i na taj način se ovi alati lokalno ventiliraju. Preserski alati se zagrevaju dijatermalnim uljem čija je temperatura dosta viša od temperature ventilacionog vazduha tako da dijatermalno ulje dodatno zagreva taj vazduh. U rekuperatoru REK ovaj ventilacioni vazduh predgreva sveži vazduh koji se koristi u TKR.

Radi matematičkog modeliranja energetski sistem preserske hale predstavljen je pomoću mreže razmenjivača toplote koja je prikazana na sl. 2.

Temperatura vazduha koji izlazi iz TKR izračunava se iz jednačine:

$$t_{ii} = t_{tw} - (t_{tw} - t_{tu}) \exp [-Z_t / (m_t c)]. \quad (1)$$

Ovde je c specifična toplota vazduha pri konstantnom pritisku, a t_{tw} temperatura vodene pare koja zagreva vazduh u ovom kaloriferu. Količina toplote koja se sa vodene pare prenosi na taj vazduh je

$$q_t = m_t c (t_{ii} - t_{tu}). \quad (2)$$

Temperatura fluida koji izlazi iz HKR izračunava se iz jednačine:

$$t_{hi} = t_{hw} - (t_{hw} - t_a) \exp [-Z_h / (m_h c)]. \quad (3)$$

Ovde je t_{hw} temperatura vodene pare koja zagreva vazduh u ovom kaloriferu.

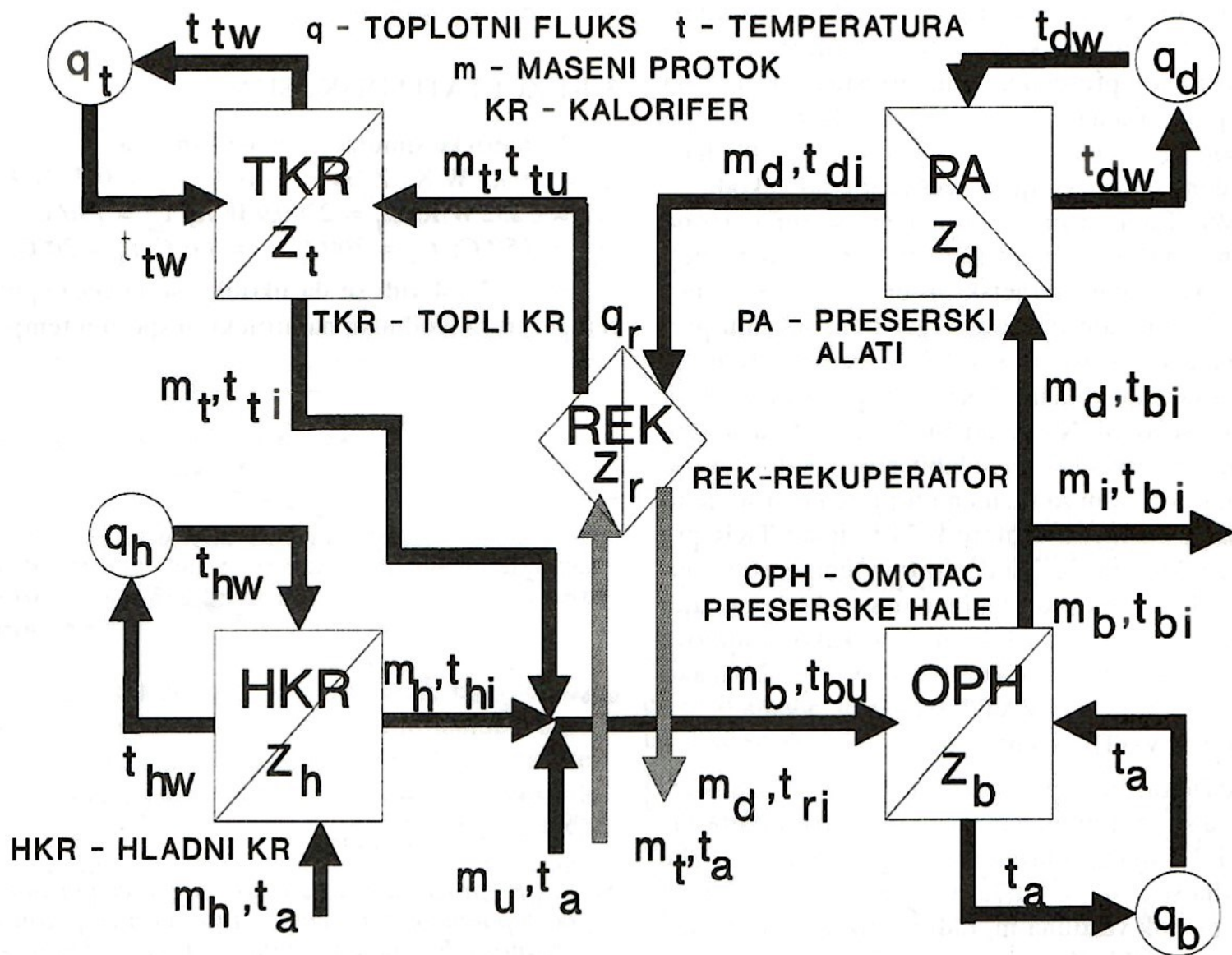
Količina toplote koja se sa vodene pare prenosi na taj vazduh je

$$q_h = m_h c (t_{hi} - t_a). \quad (4)$$

U opštem slučaju maseni protok koji ulazi u presersku halu i temperatura vazduha koja ulazi u presersku halu data je pomoću jednačina

$$m_b = m_t + m_h + m_u,$$

$$t_{bu} = (m_h t_{hi} + m_t t_{ii} + m_u t_a) / m_b. \quad (5)$$



Sl. 2 - Mreža razmenjivača toplote

Infiltracioni protok spoljnog vazduha u presersku halu označen je ovde sa m_u . Razmena toplote iz preserske hale sa spoljnom okolinom između ostalog se odigrava kroz omotač preserske hale (OPH). Ova razmena toplote se modelira pomoću razmenjivača toplote kod koga je fluid po nižoj temperaturi spoljni vazduh čija je temperatura konstantna. Fluid na višoj temperaturi je vazduh koji ulazi u presersku halu čija se temperatura menja od ulazne temperature do temperature vazduha unutar preserske hale

$$t_{bi} = t_a - (t_{bu} - t_a) \exp[-Z_b/(m_b c)]. \quad (6)$$

Važi da je maseni protok vazduha kroz alat

$$m_d = m_b - m_i \quad (7)$$

gde je m_i protok isticanja vazduha iz preserske hale u kroz procepe na OPH u okolinu.

Termika preserskih alata se modelira pomoću razmenjivača toplote pri čemu je izlazna temperatura vazduha iz preserskog alata

$$t_{di} = t_{dw} - (t_{dw} - t_{bi}) \exp[-Z_d/(m_d c)]. \quad (8)$$

gde je t_{dw} temperatura dijatermalnog ulja za koju se uzima da je konstantna. Tom prilikom vazduh dobija dodatnu toplotu

$$q_d = m_d c (t_{di} - t_{bi}). \quad (9)$$

Izlazne temperature ventilacionog vazduha koji prolazi kroz REK kao i svežeg vazduha koji se predgreva u REK dobijaju se preko opšte jednačine

$$t_{ri}, t_{tu} = f(t_{di}, t_a, m_d, c, m_t, c, Z_T). \quad (10)$$

Sve relacije koji čine ovu opštu jednačinu date su u dodatku 1.

Termička ugodnost je predstavljena koeficijentom:

$$C = (t_{bi} - t_a)/(t_{tk} - t_a) - 1. \quad (11)$$

Pri ovom modeliranju pretpostavlja se da se optimalna termička ugodnost u preserskoj hali dostiže kada temperatura vazduha unutar hale ima vrednost t_{tk} tj. $t_{bi} = t_{tk}$. To je slučaj kada je $C = 0$. Za slučaj sistema bez rekuperacije takođe se pretpostavlja da je $C = 0$.

Potrošnja energije sistema bez i sa rekuperacijom kao i efikasnost energetske uštede date su kao

$$q_n = (q_t)_n + (q_h)_n + (q_d)_n, \quad q = q_t + q_h + q_d$$

$$E = (q_n - q)/q_n. \quad (12)$$

U slučaju jednakosti pritiska u hali sa atmosferskim nastupa situacija kada nema niti infiltracije spoljnog vazduha u presersku halu, niti isticanja vazduha iz hale spolja. Tada je $m_u = m_i = 0$ tako da je $m_t + m_h = m_b = m_d$. Pretpostavlja se da je kod preserske hale bez uvedene rekuperacije vazdušni pritisak takode atmosferski. Tada su $m_t = (m_t)_n$ i $m_h = (m_h)_n$ (ovde indeks n označava veličine sistema bez rekuperacije). Situaciju kada se u energetski sistem uključi REK bez ikakvih drugih zahvata na energetskom sistemu preserske hale, označavamo kao NUN scenario. Kada se vrši podešavanje veličine TKR radi postizanja TU u hali radi se o SUN scenariju. Pod podešavanjem površine TKR misli se na odabir novog kalorifera sa manjom površinom za razmenu toplote nego što je to površina za razmenu toplote koju je imao TKR pre primene rekuperacije. Za dostizanje temperature optimalne TU u preserskoj hali mogu se takode zajedno podešavati i protoci vazduha m_t i m_h kako bi njihove veličine zadovoljile relaciju $m_t + m_h = m_d$. Tada, ako je $m_t < (m_t)_n$ radi se o VAT/L scenariju, a kada je $m_t > (m_t)_n$ o VAT/H scenariju.

Kada je vazdušni pritisak u hali manji od atmosferskog tada se spoljni hladan vazduh infiltrira u presersku halu. Taj slučaj rada energetskog sistema preserske hale javlja se kada se održava $m_h = \text{const}$ i podešava maseni protok vazduha m_t radi postizanja optimalne temperature TU. Za $m_t < (m_t)_n$ i $(m_t + m_h) < m_d$ pritisak u preserskoj hali je ispod atmosferskog. To je VAL/L scenario. U ovom slučaju maseni protok vazduha koji ulazi u presersku halu je $m_b = m_t + m_h + m_u = m_d$ pri $m_i = 0$.

2.2. Uticaj spoljne temperature

Energetski sistem se projektuje za projektnu spoljnu temperaturu $(t_a)_m$ (ovde indeks m označava projektne parametre energetskog sistema). Radom energetskog sistema upravlja se prema projektanim režimima. Tada će energetski sistem posedovati projektnu energetsku efikasnost E_m . Termička ugodnost u preserskoj hali je tada data projektanim koeficijentom termičke ugodnosti C_m .

Obično se spoljna temperatura t_a razlikuje od projektne spoljne temperature $(t_a)_m$. Tada ćemo energetsku efikasnost energetskog sistema označiti sa E , a realizovanu TU u preserskoj hali predstaviti preko koeficijenta C. Kako u ovom slučaju energetski sistem ne radi u projektnom režimu $E \neq E_m$ i $C \neq C_m$. Ako se želi da se ponovo dostigne projektovana TU u preserskoj hali tada je to moguće postići podešavanjem protoka vazdušnih struja koje se greju razmenjivačima toplote TKR i HKR. Tada se dobija energetska efikasnost E_s čija vrednost je različita od vrednosti za E i E_m . Interesantno je pratiti razliku $E - E_s$ koja se dobija korišćenjem jednačine:

$$E - E_s = (q_s - q)/q_n \quad (13)$$

3. REZULTATI I DISKUSIJA

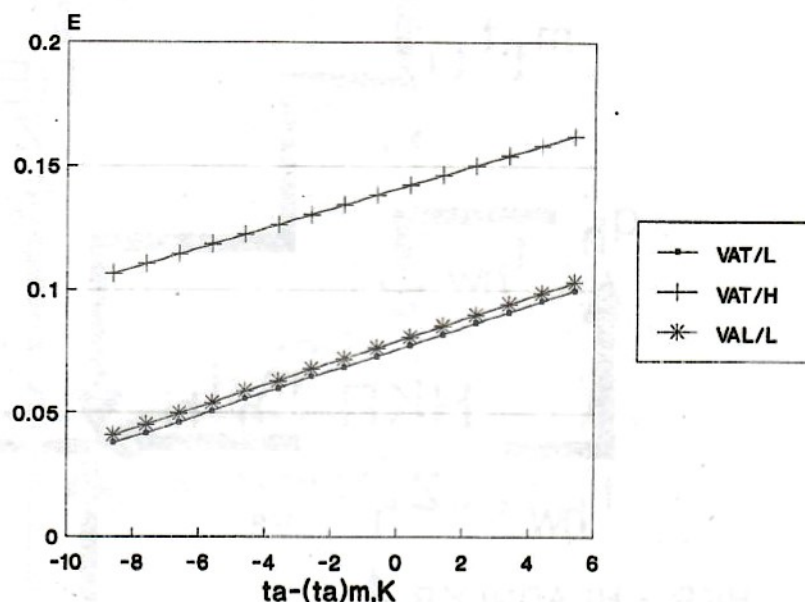
Numeričke simulacije obavili smo za:

$$Z_t = 1009,5 \text{ W/K}; Z_h = 1149 \text{ W/K}; Z_b = 3477 \text{ W/K}$$

$$Z_d = 1232 \text{ W/K}; Z_T = 2790,9 \text{ W/K}; t_{tw} = 150^\circ\text{C}$$

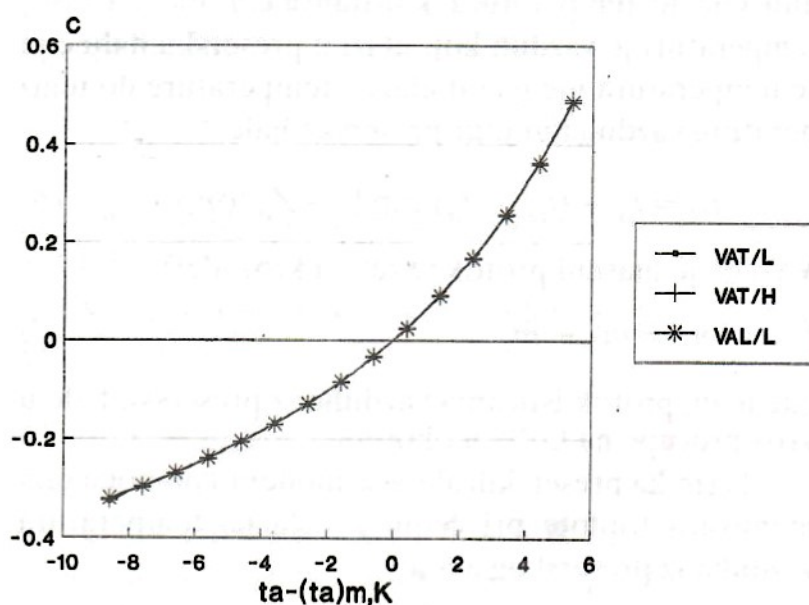
$$t_{hw} = 150^\circ\text{C}; t_{dw} = 300^\circ\text{C}; t_a = 4,6^\circ\text{C}; t_{ik} = 20^\circ\text{C}.$$

Sa sl. 3 i 4 vidi se da ukoliko se poveća spoljna temperatura u odnosu na projektnu spoljnu tempera-

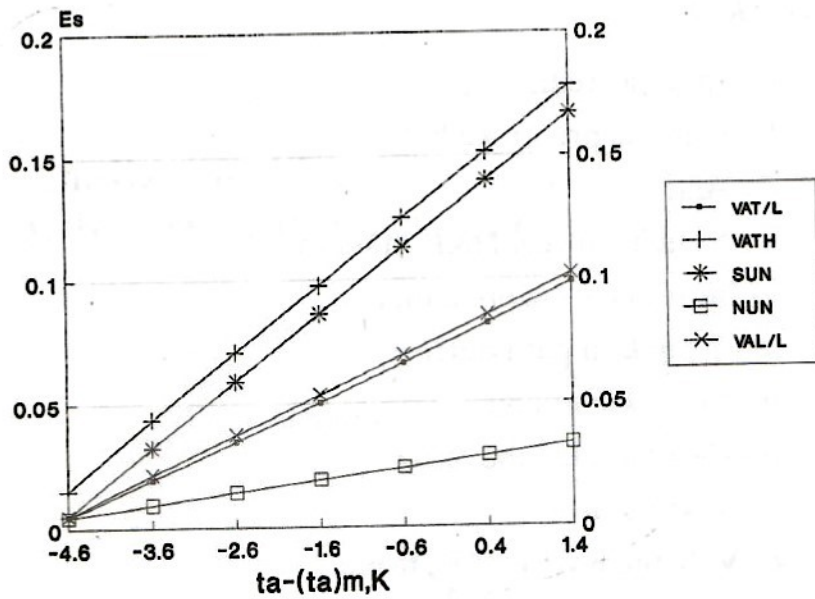


Sl. 3 - Relativna ušteda energije u preserskoj hali pri odstupanju spoljne temperature od njene projektne vrednosti bez podešavanja protoka vazduha kroz TKR i HKR

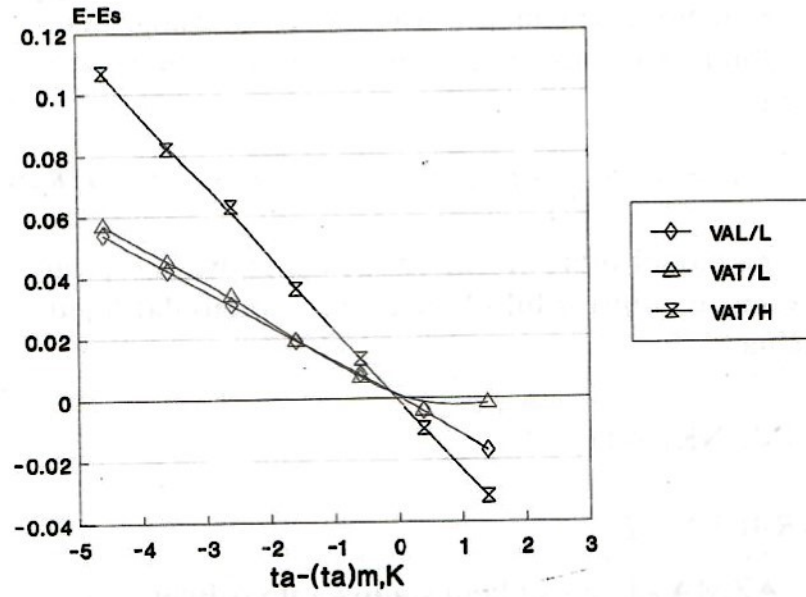
туру dolazi do dodatnih energetskih ušteda pri čemu se i temperature prostora u preserskoj hali takode uvećavaju iznad optimalne temperature termičke ugodnosti. Tako naprimer uvećanje spoljne temperature za 1K, prouzrokuje dodatne energetske uštede od 2%, a i temperatura u preserskoj hali je viša za 2K. Pri smanjenju spoljne temperature u odnosu na projektnu



Sl. 4 - Promena termičkog komfora u preserskoj hali pri odstupanju spoljne temperature od njene projektne vrednosti bez podešavanja protoka vazduha kroz TKR i HKR



Sl. 5 - Relativna ušteda energije u preserskoj hali pri odstupanju spoljne temperature od njene projektne vrednosti sa podešavanjem protoka vazduha kroz TKR i HKR



Sl. 6 - Razlika ušteda energije u preserskoj hali bez i sa podešavanjem protoka vazduha kroz TKR i HKR pri odstupanju spoljne temperature od njene projektne vrednosti

dolazi do gubitka energije, a temperatura u preserskoj hali se ovom prilikom snižava ispod optimalne temperature termičke ugodnosti. Slično se može reći za energetske uštede u preserskoj hali i temperaturu te hale ukoliko se pri promeni spoljne temperature podešavaju protoci vazduha kroz TKR i HKR radi dostizanja prethodno poremećene termičke ugodnosti u njoj (sl. 5). Međutim ukoliko se uporede sl. 3 i 5 dolazi se do zaključaka da podešavanje protoka vazduha kroz

TKR i HKR pri promeni spoljne temperature dovodi do promena u potrošnji energije preserske hale. Tako ukoliko se to podešavanje obavlja kada je spoljna temperatura iznad projektne dolazi do uštede energije, a kada je spoljna temperatura niža od projektne do gubitka energije (sl. 6). Vezano za prethodni primer dodatno podešavanje protoka vazduha kroz kalorifere radi postizanja termičke ugodnosti dovodi do dodatne uštede energije za 1%.

DODATAK 1

Model suprotnosmernog razmenjivača toplote

Kada su poznati maseni protoci m_t i m_h i temperature t_{tu} i t_{hu} ulaznih vazdušnih struja, temperature t_{hi} i t_{ci} izlaznih vazdušnih struja se određuju pomoću relacija

$$a = 1/(m_t c_t) - 1/(m_h c_h),$$

$$s = [1 - \exp(-aZ)] / [1 - (m_t c_t)/(m_h c_h)]$$

$$k = [\exp(aZ) - 1] / [1 - (m_t c_h)/(m_h c_h)],$$

$$t_{to} = (t_{tu} + t_{hi}k)/(1 + k), \tag{14}$$

$$t_{hi} = [t_{ti} - t_{tu}(1 - s)]/s.$$

Ovde indeksi "u" i "i" stoje za tokove koji ulaze kao i tokove koji izlaze iz suprotnosmernog razmenjivača toplote dok je indeks "h" upotrebljen da označi hladniju struju a indeks "t" da označi topliju struju fluida. Odavde opšti oblik ove jednačine glasi

$$t_{ti}, t_{hi} = f(t_{tu}, t_{hu}, m_t, c_t, m_h, c_h, Z). \tag{15}$$

DODATAK 2

Metodi iznalaženja Z konstanti

Kod modela svih primenjenih modela razmenjivača toplote, konstanta Z se dobija iz jednačina

$$t_t - t_h = [(t_{tu} - t_{hi}) - (t_{ti} - t_{hu})] / \ln$$

$$[(t_{tu} - t_{hi}) / (t_{ti} - t_{hu})]$$

$$Z = q / (t_t - t_h). \tag{16}$$

gde kod modela razmenjivača toplote sa kod koga topliji fluid ima konstantnu temperaturu $t_{tu} = t_{ti} = t_t$ dobija se

$$q = m_h c_h (t_{hi} - t_{hu}). \tag{17}$$

Kod modela razmenjivača toplote kod koga hladniji fluid ima konstantnu temperaturu $t_{hu} = t_{hi} = t_h$ dobija se

$$q = m_t c_t (t_{tu} - t_{ti}) \quad (18)$$

Za model suprotnosmernog razmenjivača toplote q se može dobiti iz bilo koje od prethodno datih jednačina.

NOMENKLATURA

SKRAĆENICE

AZMA - Upotrebljeni simulacioni softver
 OPH - Omotač preserske hale
 HKR - "Glandi" razmenjivač toplote
 TKR - "Topli" razmenjivač toplote
 NUN - scenario bez TU definisan u radu
 REK - Rekuperator
 SUN - Scenario sa TU definisan u radu
 TU - Termički komfor
 PA - Preserski alat
 VAT/L - Scenario sa TU definisan u radu
 VAT/H - Scenario sa TU definisan u radu
 VAL/L - Scenario sa TU definisan u radu

FIZIČKE VELIČINE

C - Koeficijent termičkog komfora, -
 E - Efikasnost uštede energije, -
 F - Površina prelaza toplote, m^2
 k - Koeficijent prelaza toplote, $W/(m^2K)$
 m - maseni protok, kg/s
 q - Toplotni fluks, W
 t - Relativna temperatura, $^{\circ}C$
 Z - Totalna toplotna prolaznost, W/K

INDEKSI

a - spoljna sredina
 b - Omotač preserske hale
 d - Alat
 h - Veličine u vezi HKR, hladno
 i - Infiltracija vazduha, ulaz
 m - Projektni parametri
 n - Bez rekuperacije
 o - Curenje vazduha, izlaz
 r - Rekuperator
 t - Veličine u vezi TKR, toplo
 tk - Termički komfor
 s - Podešavanje
 w - Veličine raznih medijuma za grejanje

LITERATURA

- [1] M. Bojic, **Mathematical Model of Heat Recovery in a Space - Heating and Ventilation System**, Energy - the International Journal, Vol. 18, str. 49-61 (1993).
- [2] M. Bojić, **Influence of Tool-Shop-Envelope Parameters on Heat Recovery in a Space-Heating and Ventilation System**, Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering Vol. 1, N 1 pp. 65-71, (1994).
- [3] M. Bojić, O. Zekavica, D. Vasović, **Termohidraulika iskorišćenja otpadne toplote**, Termohidraulički procesi u energetici "Termohidraulika 94" Zbornik radova, pp. C.5-1-8, (1994).
- [4] P.O. Fanger, **Thermal Comfort**, MacGraw-Hill, New York, NY (1970).
- [5] W. Turner, **Energy Management Handbook**, John Wiley & Sons, New York, NY (1982).
- [6] P. H. Mahon, M. Kiss and H. Leimer, **Efficient Energy Management**, Prentice - Hall, Inc., Englewood Cliffs, NJ (1983).
- [7] V.S. Stepanov, **Analiz energetičeskogo soversenstva tehnoligeeskih procesov**, Izdateljstvo Nauka, Sibirskoe Otdelenie, Novosibirsk, Russia (1984).

SUMMARY

INFLUENCE OF ENVIRONMENTAL TEMPERATURE TO USE OF REFUSE HEAT DURING LOCAL VENTILATION

A study has been carried out of heat recovery from air that ventilates a hot tool in a tool shop. The recovered heat is used to preheat air for the space heating of this tool shop. Software has been used to analyze the heat-recovery efficiency and thermal comfort for the variation of environmental temperature. An increase of environmental temperature of 1K yields energy saving of 2% and an increase of temperature in tool shop for 2K. Additional adjustment of air flow for thermal comfort in tool shop decreases energy expenditure for 1%. Contrary holds for decrease of outside temperature.