

Stručni časopis Zavoda »Crvena zastava« za nauku u praksi
Kragujevac, decembar 1989. Godina VII, Broj 26



MATEMATIČKO MODELIRANJE AUTOMOBILSKIH HLADNJAKA

1. UVOD

Hladnjak savremenih motora sa unutrašnjim sagorevanjem je unakrsni rekuperativni razmenjivač toplote gde kroz cevi sa lamelama struji vrela voda koja se hladi pomoću vazduha kao medijuma koji prima toplotu. Vrela voda je rashladni medijum motora. Određeni geometrijski parametri su poznati, a diktirani su tehnologijom, konstrukcijom i pogodnošću ugradnje hladnjaka u motorno vozilo. Na sl. 1 prikazan je automobilski hladnjak sa dva reda cevi koji se modelira u ovom radu. On je dužine B , širine H , i širine lamela $2 S_1$. Ovaj hladnjak ima dva reda cevi tako da hladan vazduh na svom putu kroz hladnjak razmenjuje toplotu prvo sa jednim redom cevi, pa posle toga sa drugim.

Poznato je analitičko rešenje unakrsnog razmenjivača toplote oblika ravne površine [1]. Takođe u [2] mogu se naći ϵ - Nu relacije za slučaj orebrenih unakrsnih razmenjivača toplote kao i relacije za $Nu = Nu(Pr, Re)$ za razne geometrije matrica. U [3] eksperimentalno je određena relacija $Nu = Nu(Pr, Re)$ za konkretan automobilski hladnjak i iskorišćena prethodno pomenuta relacija iz [2] za proračun toplotnih karakteristika pomenutog hladnjaka.

Ovde, u ovom radu prvi put daje se proračun geometrijskih i termodinamičkih parametara automobilskog hladnjaka sa dva reda cevi metodom elementarnih razmenjivača toplote. Aktivna površina primopredaje toplotne energije unutar hladnjaka deli se na veći broj elementarnih unakrsnih rekuperatora koji predstavljaju elementarne razmenjivače toplote (ERT) za ovaj problem.

Metoda ERT je ranije bila primenjena za neke druge konfiguracije razmenjivača toplote. Tako je Pignotti u [4] dao generalizovani matricni formalizam razlaganja složenih razmenjivača toplote na podsisteme tih razmenjivača toplote radi rešavanja njihove srednje temperaturske razlike. U [5] višeprolazni suprotnosmerni razmenjivači toplote su izdvojeni na ERT i za poznate termičke karakteristike rešene su njihove geometrijske, što je isto pokazano i za višeprolazne suprotnosmerne-istosmerne razmenjivače toplote u [6].

Razvijeni matematički model isključivo je prilagođen računaru čime se omogućava simuliranje procesa razmene toplote unutar hladnjaka i proučavanje svih uticajnih veličina. Pored teorijskih jednačina za formiranje modela, korišćeni su eksperimentalni podaci dobijeni ispitivanjem datog hladnjaka u [3].

Kao izlazni podaci ovog proračuna su izlazne temperature vode i vazduha za hladnjak već poznatih dimenzija ili potrebna površina hladnjaka za poznatu izlaznu temperaturu vode. Izlazni podaci

* Dr Milorad Bojić, docent Mašinskog fakulteta u Kragujevcu; Nebojša Lukić, dipl. inž., asistent-pripravnik Mašinskog fakulteta u Kragujevcu.

dobijeni ovim modelom su poređeni sa rezultatima proračuna kao i eksperimentalnim podacima iz [3]. Postignuta je zadovoljavajuća saglasnost tako dobijenih rezultata.

2. MATEMATIČKI MODEL

2.1. Bilansne jednačine

2.1.1. Elementarni razmenjivači toplote

Posmatrani hladnjak moguće je razviti u oblik prikazan slikom 2 a. Dalje je moguće razviti ovu površinu na ERT-elementarne unakrsne regeneratore (vidi sl. 2 b).

Na sl. 2 a i 2 b su:

- T_{wu} — ulazna temperatura vode, °C,
- T_{wi} — izlazna temperatura vode, °C,
- $T_w(i)$ — ulazna temperatura vode i-tog elementarnog razmenjivača toplote prvog reda cevi, °C,
- $T_w(j)$ — ulazna temperatura vode j-og ERT drugog reda cevi, °C,
- T_{vu} — ulazna temperatura vazduha, °C,
- T_{vi} — izlazna temperatura vazduha, °C,
- $T_v(j)$ — temperatura vazduha posle prolaza preko prvog reda cevi, a kroz i-ti ERT prvog reda cevi, °C,
- $T_{vi}(j)$ — temperatura vazduha posle prolaza preko j-og ERT drugog reda cevi, °C
- $d\dot{Q}(i)$ — razmenjeni toplotni protok u i-tom ERT prvog reda cevi, W,
- $d\dot{Q}(j)$ — razmenjeni toplotni protok u j-om ERT drugog reda cevi, W,
- N — broj proračunskih segmenata.

Pošto se u hladnjaku na slici 2 b razlikuju dva reda cevi koji zagreva vazduh različite temperature, to imamo dve vrste ERT. Za prvi red cevi važiće jednačina:

$$d\dot{Q}(i) = K(i) \cdot dA \cdot (T_w(i) - T_{vu}) \quad (1)$$

kde je:

$K(i)$ — toplotna prolaznost vezana za i-ti ERT, W/m^2K .

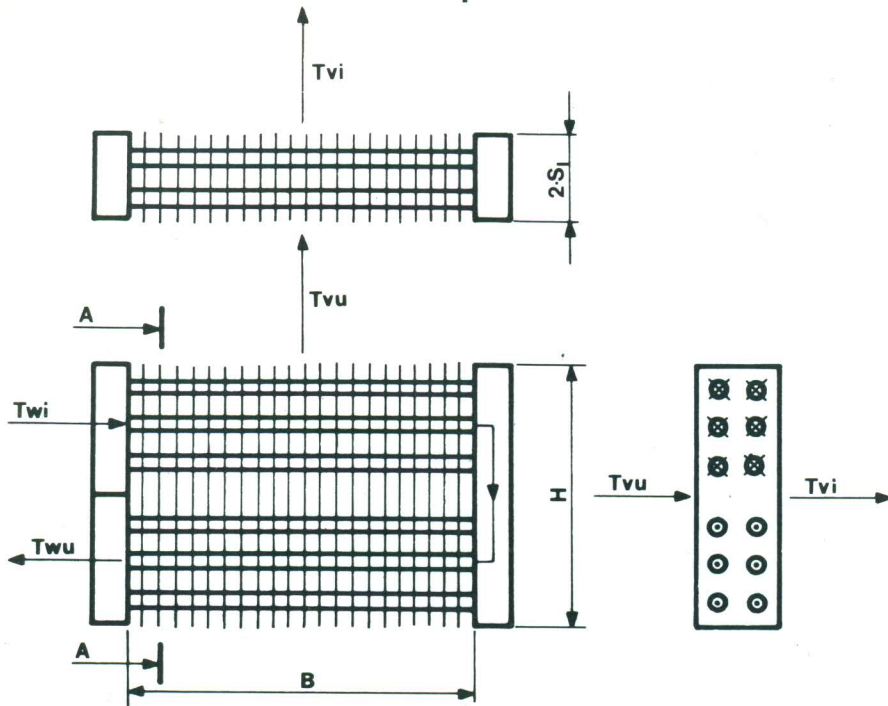
Za drugi red cevi i njegov ERT važiće jednačina (vidi sliku 2 b):

$$d\dot{Q}(j) = K(j) \cdot dA \cdot (T_w(j) - T_v(j)) \quad (2)$$

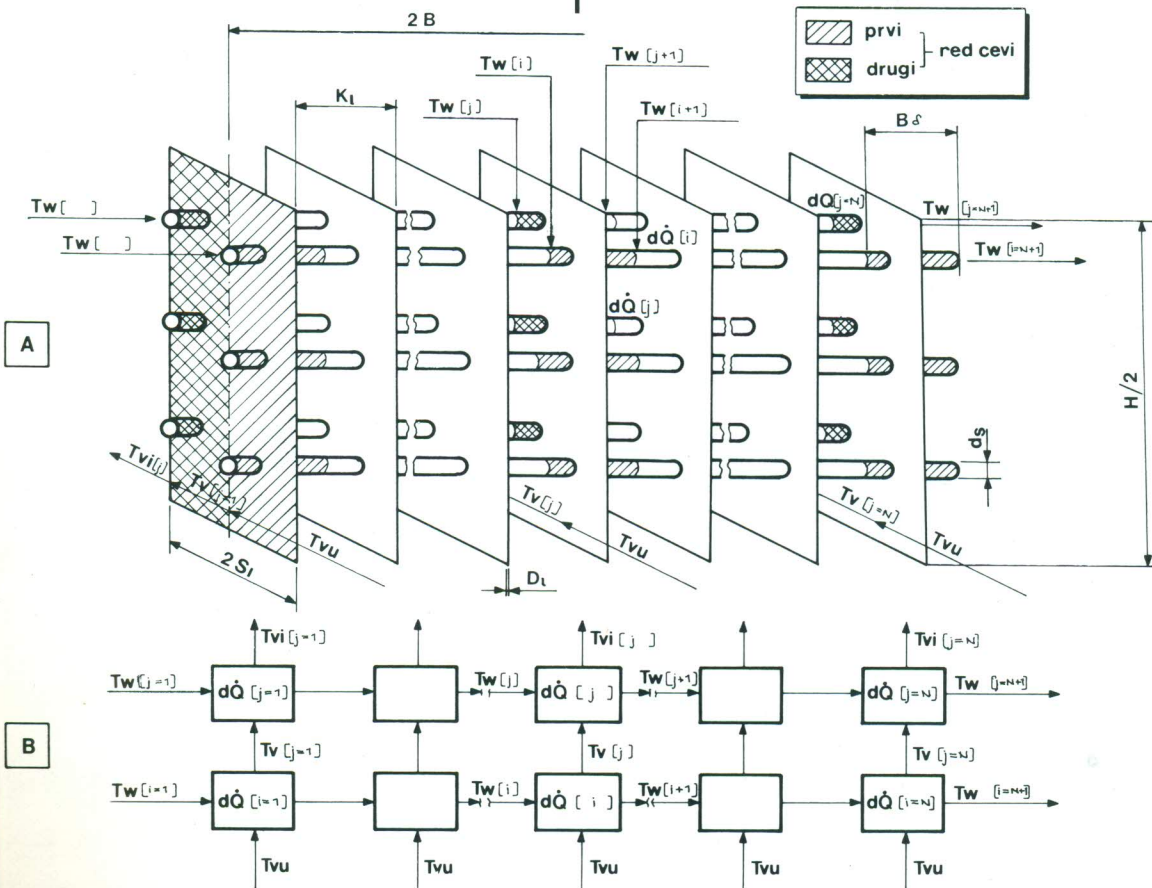
gde je:

$K(j)$ — toplotna prolaznost vezana za j-ti ERT, W/m^2K .

U jednačini (1) figuriše konstantna ulazna temperatura vazduha iz razloga što na prvi red cevi hladnjaka nailazi uvek struja spoljnog nezagrejanog vazduha. U jednačini (2) temperatura vazduha više nije konstantna jer iz razloga različite zagrejanosti cevi po dužini dolazi do nejednakog zagrevanja vazduha.



Slika 1: Automobilski hladnjak



Slika 2: Shema automobilske hladnjaka a) preko razvijene površine, b) preko elementarnih razmjenjivača toplote

U sledećem ERT prvog reda cevi dolazi do hlađenja prolazne vode na račun razmenjene toplote u prethodnom ERT. Posmatrajući razmenu toplote duž vodenog toka prvog reda dolazi se do:

$$T_w(i+1) = T_w(i) - dQ(i) / ((m/2) \cdot C_w) \quad (3)$$

gde je:

C_w — specifična toplota vode za dati opseg temperatura, J/kg · K.

$m/2$ — maseni protok vode kroz prvi red cevi i odgovarajuće ERT, kg/s.

Isto to važi za

$$T_w(j+1) =$$

Novo izračunavanje za izračunavanje ERT prema strani, svu količinu vazduha tako da njegova temperatura

$$T_v(j) =$$

gde su:

C_p — specifična toplota pri konstantnom pritisku, J/kg · K.
 G — specifični maseni protok vazduha, kg/s.
 A_p — protočna površina po deljaku 2.2.

Specifični maseni protok raziti kao:

gde je:

m_v — maseni protok vazduha

Temperatura vazduha u drugom redu cevi

$$T_{vi}(j) = T$$

2.1.2. Hladnjak kao ERT

Kao izlazna temperatura ili izlazna temperatura hladnjaka za poznatu temperaturu oba slučaja izračunavanje za vazduha i razmjenjivača toplote treba vrednosti izračunati se pomoću jednačina

$$T_{wi} = (T_w(i) - T_{vi}(i)) / (m_v / G)$$

Za vazduh su izračunati ERT hladnjaka identični

2.2. Geometrija hladnjaka

Pored izložene sheme miranje algoritma i poznati toplotni nosi i karakteristike hladnjaka

2.2.1. Površina razmjenjivača toplote

Razlikujemo dva slučaja: znata površina hladnjaka i poznata temperatura vode i obrnuto. U prvom slučaju jednačina i to za

$$dA = (2 \cdot B \cdot \delta) / N_c$$

i drugi slučaj:

$$dA = B \cdot \delta \cdot N_c$$

gde su:

$2 \cdot B$ — ukupna dužina hladnjaka u stanju, m.

d_u — unutrašnji prečnik cevi, m.

N_c — broj cevi u hladnjaku.

$N_c/2$ — broj cevi u razvijenoj površini hladnjaka.

$B \cdot \delta$ — dužina hladnjaka po deljaku.

δ — debljina hladnjaka po deljaku.

Isto to važi za drugi red cevi:

$$T_w(j+1) = T_w(j) - d\dot{Q}(j)/((\dot{m}/2) \cdot C_w) \quad (4)$$

Novo izračunate temperature vode su merodavne za izračunavanje količine toplote u sledećim ERT prema jednačinama (1) i (2). S druge strane, svu količinu toplote koju preda voda primi vazduh tako da posle prolaska kroz prvi red cevi njegova temperatura iznosi:

$$T_v(j) = T_{vu} + d\dot{Q}(i)/(C_p \cdot G \cdot A_p) \quad (5)$$

gde su:

C_p — specifična toplota suvog vazduha pri konstantnom pritisku za dati opseg temperatura, J/kg · K,

G — specifični maseni protok vazduha, kg/m²s,

A_p — protočna površina vazduha po ERT (vidi odeljak 2.2.), m².

Specifični maseni protok vazduha se može izraziti kao:

$$G = \dot{m}_v/(A_p \cdot N) \quad (6)$$

gde je:

\dot{m}_v — maseni protok vazduha, kg/s.

Temperatura vazduha po izlasku iz j-segmenta drugog reda cevi iznosi:

$$T_{vi}(j) = T_v(j) + d\dot{Q}(j)/(C_p \cdot G \cdot A_p) \quad (7)$$

2.1.2. Hladnjak kao celina

Kao izlazni podatak programa predviđena je ili izlazna temperatura vode ili potrebna površina hladnjaka za poznatu izlaznu temperaturu vode (u oba slučaja izračunava se još i izlazna temperatura vazduha i razmenjeni toplotni protok). Do potrebne vrednosti izlazne temperature vode dolazi se pomoću jednačine:

$$T_{wi} = (T_w(i=N+1) + T_w(j=N+1))/2 \quad (8)$$

Za vazduh su maseni protoci po svakom od ERT hladnjaka identični pa je:

$$T_{vi} = \left(\sum_{j=1}^N T_{vi}(j) \right) / N \quad (9)$$

2.2. Geometrija hladnjaka

Pored izloženih jednačina za kompletno formiranje algoritma i samog programa potrebno je poznavati toplotnu prolaznost i geometrijske odnose i karakteristike ispitivanog hladnjaka.

2.2.1. Površina razmene toplote elementarnog razmenjivača toplote na strani tečnosti u cevi

Razlikujemo dva slučaja: slučaj kada je poznata površina hladnjaka a traži se izlazna temperatura vode i obrnuto. Sa sl. 1 i 2 mogu se formirati jednačine i to za prvi slučaj:

$$dA = (2 \cdot B) \cdot d_u \cdot \pi \cdot N_c / (2 \cdot N) \quad (10)$$

i drugi slučaj:

$$dA = B \cdot \delta \cdot d_u \cdot \pi \cdot N_c / 2 \quad (11)$$

gde su:

$2 \cdot B$ — ukupna dužina hladnjaka u razvijenom stanju, m,

d_u — unutrašnji prečnik cevi, m,

N_c — broj cevi u prvom ili drugom redu cevi hladnjaka, cevi,

$N_c/2$ — broj cevi u prvom ili drugom redu cevi razvijenog hladnjaka, cevi,

$B \cdot \delta = 2 B/N$ — dužina cevi ERT (ulazna veličina proračuna), m.

2.2.2. Protočna površina elementarnog razmenjivača toplote na strani vazduha

Sa sl. 1 i 2 mogu se formirati jednačine za protočnu površinu ERT na strani vazduha kada je poznata površina hladnjaka:

$$A_p = B \cdot (H - H \cdot D_1/K_1 - N_c \cdot d_s + N_c \cdot d_s \cdot D_1/K_1) / N \quad (12)$$

za slučaj kada je poznata izlazna temperatura vode:

$$A_p = B \cdot \delta \cdot (H - H \cdot D_1/K_1 - N_c \cdot d_s + N_c \cdot d_s \cdot D_1/K_1) / 2 \quad (13)$$

gde su:

d_s — spoljašnji prečnik cevi, m,

D_1 — debljina lamele, m,

K_1 — korak lamela, m.

2.2.3. Odnos unutrašnje i spoljašnje aktivne površine prenosa toplote

Pomenuti odnos igra značajnu ulogu u iznalaženju toplotne prolaznosti a predstavlja odnos unutrašnje površine cevi i njihove spoljašnje površine zajedno sa površinom lamela. Unutrašnja površina se izračunava kao:

$$A_1 = 2 \cdot B \cdot \pi \cdot d_u \cdot N_c \quad (14)$$

spoljašnja površina se izračunava kao:

$$A_2 = 2 \cdot B \cdot (\pi \cdot d_s \cdot N_c \cdot (1 - D_1/K_1) + 2 \cdot (H \cdot S_1 - N_c \cdot d_s^2 \cdot \pi/4)/K_1) \quad (15)$$

Iz jednačina (14) i (15) se može dobiti traženi odnos.

2.2.4. Hidraulički radijus spoljašnje protočne površine

Ova veličina takođe igra značajnu ulogu u određivanju toplotne prolaznosti, a izračunava se kao:

$$Rh = (A_c/A_2) \cdot L \quad (16)$$

gde su:

A_c — minimalni protočni presek, m²,

$L = 2 \cdot S_1$ — širina lamele, odnosno dužina strujanja vazduha kroz hladnjak, m.

Sledi jednačina:

$$A_c = A_p \cdot N \quad (17)$$

Iz jednačina (16) i (17) sledi hidraulički radijus:

$$Rh = (H - N_c \cdot d_s) S_1 / (\pi \cdot d_s \cdot N_c + 2 \cdot (H \cdot S_1 - N_c \cdot d_s^2 \cdot \pi/4) / (K_1 - D_1))$$

2.3. Toplotna prolaznost

Prolaz toplote sa toplijeg (voda) na hladniji fluid preko materijala cevi i lamela karakteriše jednačina iz (8):

$$K = 1 / (1/h_u + D_c/k + A_1/(A_2 \cdot h_s \cdot \varphi)) \quad (18)$$

gde su:

h_u — toplotna prelaznost sa vode na cev, W/m²K,

D_c — debljina zida cevi, m,

k — toplotna provodnost materijala cevi i lamela, W/mK,

h_s — toplotna prelaznost sa lamela na vazduh, W/m²K,

φ — efikasnost lamela, —.

Iz jednačine (18) zaključujemo da kvalitet prenosa toplote sa vode na vazduh zavisi od strujanja u cevi (h_u), materijala hladnjaka (u manjoj meri),

geometrije i površine hladnjaka (D_c , A_1/A_2), kao i strujanja kroz lamele (h_s , φ).

2.3.1. Toplotna prelaznost sa vode na cev

Pomenuta toplotna karakteristika strujanja višestruko zavisi od Reynolds-ovog broja. Za različite opsega Reynolds-ovih brojeva različite su jednačine za toplotnu prelaznost sa vode na cev. Te jednačine su formirane koristeći (9):

$$h_u = 0,15 \cdot k_w \cdot Re_w^{0,33} Pr_w^{0,43} Gr_w^{0,1} (Pr_w/Pr_z)^{0,25}/d_u \quad (19)$$

za opseg $Re_w < 2300$

$$h_u = K_o \cdot k_w \cdot Pr_w^{0,43} (Pr_w/Pr_z)^{0,25}/d_u \quad (20)$$

za opseg $2300 \leq Re_w \leq 10000$

$$h_u = 0,021 \cdot k_w \cdot Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} (Pr_w/Pr_z)^{0,25}/d_u \quad (21)$$

za opseg $10000 < Re_w \leq 5000000$

gde su:

k_w — toplotna provodnost vode, proporcionalna temperaturi (u ispitivanom opsegu) i kao takva promenjiva duž ERT ([6]), $W/m \cdot K$,

Re_w — Reynolds-ov broj vode, —,

Gr_w — Grashof-ov broj vode, —,

Pr_w — Prandtl-ov broj vode, obrnuto proporcionalan temperaturi iz [6], —,

Pr_z — Prandtl-ov broj vode na temperaturi zida cevi, obrnuto proporcionalan temperaturi (za temperaturu zida cevi uzeto je $T_z = (T_w + T_c)/2$), —,

K_o — Faktor koji je zavisan od Reynolds-ovog broja iz [9], —.

Reynolds-ov broj se izračunava kao:

$$Re_w = 4 \cdot \dot{m} / (\rho_w \cdot d_u \cdot \pi \cdot v_w) \quad (22)$$

gde su:

JAHAC, suva igla, 1958



Slika 3: Algoritamski proračuna preko ER

ρ_w — gustina vode
 temperatura
 v_w — kinematska viskoznost
 proporcionalna

Grashof-ov broj
 $Gr_w = \beta_w \cdot g \cdot d_u^3 \cdot \rho_w / \nu_w^2$
 gde su:

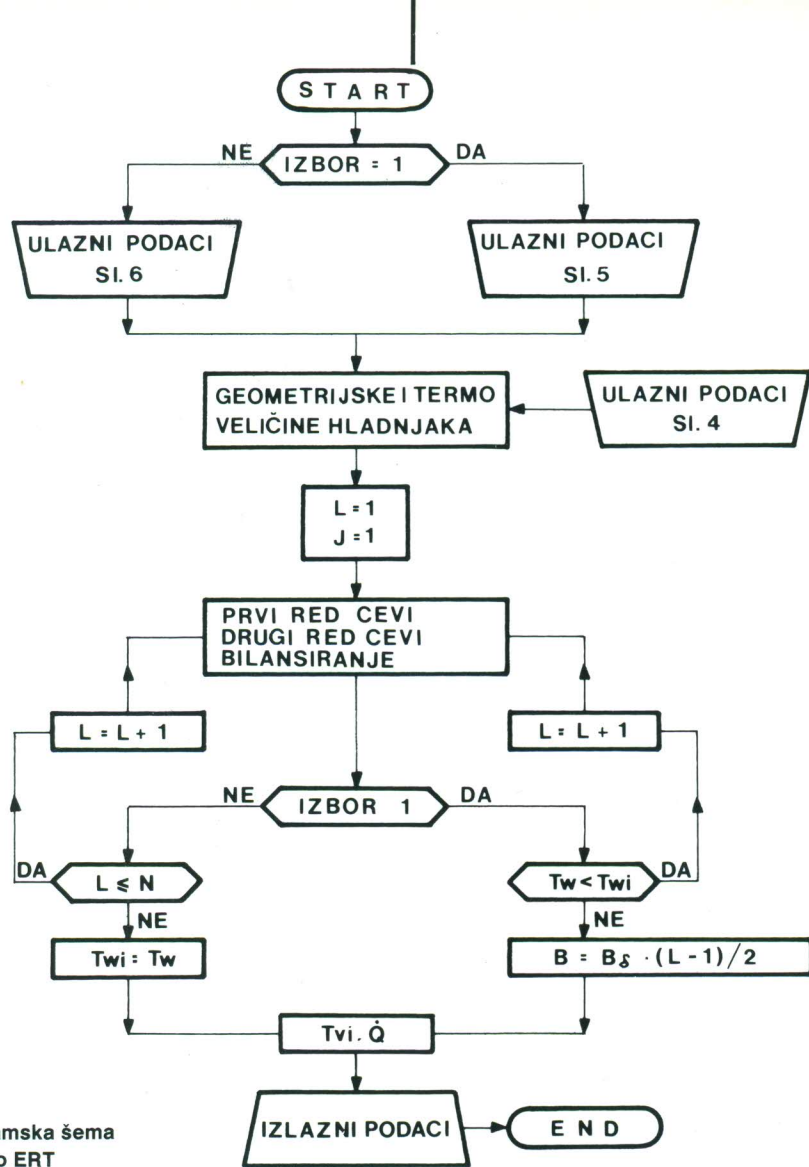
β_w — koeficijent toplote
 proporcionalan
 g — ubrzanje zemaljske gravitacije

2.3.2. Toplotna prelaznost sa vazduha na lamelu

Razmena toplote u postavljenih lamelama je ključnih pitanja pri projektovanju hladnjaka. Od pravilno projektovane razmene u najvećem broju slučajeva. Zbog velikog broja automobilskih hladnjaka, struktivna izmena zahteva preciznost, najbolje je oslanjati se na podatke, naravno a ne na slučaj.

Za izračunavanje toplotne prelaznosti sa vazduha na lamelu

$Nu_v = \frac{h_v \cdot d_u}{k_v}$
 gde su:



Slika 3: Algoritamska šema proračuna preko ERT

ρ_w — gustina vode, obrnuto proporcionalna temperaturi iz [6], kg/m^3 ,
 ν_w — kinematska viskoznost vode, obrnuto proporcionalna temperaturi iz [6], m^2/s .

Grashof-ov broj se izračunava kao:

$$Gr_w = \beta_w \cdot g \cdot (T_w - T_z) \cdot d_u^3 / \nu_w^2 \quad (23)$$

gde su:

β_w — koeficijent zapreminskog širenja vode, proporcionalan temperaturi iz [6], $1/\text{K}$,

g — ubrzanje zemljine teže, m/s^2 .

2.3.2. Toplotna prelaznost sa lamela na vazduh

Razmena toplote preko spleta cevi i gusto postavljenih lamela (rebara) predstavlja jedno od ključnih pitanja pri proračunu automobilskih hladnjaka. Od pravilnog odabiranja ove zakonitosti razmene u najvećoj meri zavisi uspeh proračuna. Zbog velikog broja različitih konstrukcija i modela automobilskih hladnjaka, gde na izgled mala konstruktivna izmena značajno menja toplotnu prelaznost, najbolje je osloniti se na eksperimentalne podatke, naravno ako je to moguće kao u ovom slučaju.

Za izračunavanje toplotne prelaznosti sa lamela na vazduh u literaturi [2] se pojavljuje izraz:

$$Nu_v = C \cdot Pr_v^{0,33} \cdot Re_v^{n+1} \quad (24)$$

gde su:

Nu_v — Nusselt-ov broj vazduha, —,
 Re_v — Reynolds-ov broj vazduha, —,
 Pr_v — Prandtl-ov broj vazduha, obrnuto proporcionalan temperaturi iz [4], —,
 C — uticajni koeficijenti koji se nalaze eksperimentom, —.

Nusselt-ov broj se izračunava kao:

$$Nu_v = 4 \cdot Rh \cdot h_s / k_v \quad (25)$$

gde je:

k_v — toplotna provodnost vazduha, proporcionalna temperaturi iz [3], $\text{W/m} \cdot \text{K}$.

Reynolds-ov broj se izračunava kao:

$$Re_v = 4 \cdot Rh \cdot G / \eta_v \quad (26)$$

gde je:

η_v — dinamička viskoznost vazduha, proporcionalna temperaturi iz [3], $\text{Pa} \cdot \text{s}$.

Na osnovu ispitivanja realizovanih u Institutu za nuklearne nauke »Boris Kidrič« — Vinča u oktobru 1986, a na istom modelu hladnjaka za koji je ovde prikazan matematički model, nađena je vrednost za n i C , tako da se korišćenjem jednačina (24) i (25) dobija jednačina za toplotnu prelaznost sa lamela na vazduh za posmatrani model hladnjaka:

$$h_s = 0,427 \cdot k_v \cdot Pr_v^{0,33} \cdot Re_v^{0,418} / (4 \cdot Rh) \quad (27)$$

2.3.3. Efikasnost lamela

Izračunavanjem efikasnosti lamela za minimalne i maksimalne protoke vazduha odnosno za minimalne i maksimalne toplotne prolaznosti sa lamela na vazduh (geometrijski odnosi su konstantni kao i materijal lamela) koji se kreću između 90 W/m²K i 200 W/m²K u [7], koristeći obrasce iz [10], došlo se do opsega efikasnosti lamela od 0,85 do 0,75.

Uzimajući u obzir i uticajnost posmatrane efikasnosti na rezultate proračuna, usvojena je konstantna efikasnost $\varphi = 0,8$ (data efikasnost odgovara najčešće ispitivanim režimima strujanja a, s druge strane, greška pri graničnim slučajevima je procentualno gotovo zanemarljiva). Opravdanje za gore navedeno nalazimo i u [8].

2.4. Algoritam proračuna

Na sl. 3 dat je uprošćen algoritam proračuna automobilskog hladnjaka preko izloženog matematičkog modela.

Ulazne veličine i njihove vrednosti za konkretan proračunski slučaj date su na sl. 4 koja predstavlja jedan od outputa razvijenog programa na računaru. Ukoliko je IZBOR = 1 tada se računa dužina hladnjaka, a kada je IZBOR $\neq 1$, izlazna temperatura vode. Dodatno potrebni ulazni podaci u prvom slučaju pobrojani su na računarskom outputu sl. 5, a u drugom slučaju na računarskom outputu sl. 6. Zatim se izračunavaju konstantne geometrijske i termovelikine hladnjaka (A_1 , A_2 , A_p , R_h , h_s prvog reda cevi itd.).

Sâm proračun hladnjaka metodom ERT izvodi se prema jednačinama od (1) do (7), a bilansiranje prema jednačinama (8) i (9). Kraj proračuna određen je nejednakostima priloženim na slici 3, a sve u zavisnosti od vrednosti promenljive IZBOR. Sledi štampanje izlaznih podataka po potrebi.

3. REZULTATI PRORAČUNA I NJIHOVA ANALIZA

Dobijeni izlazni rezultati sa računara pri proračunu izlaznih temperatura i razmenjene toplote za poznati hladnjak dati su na sl. 6.

Na sl. 7 za eksperimentalno ispitani hladnjak u [5] za nekoliko vrednosti masenih protoka vode prikazana je temperaturna razlika $T_u - T_i$ vode na ulazu i izlazu iz hladnjaka dobijena proračunom u funkciji masenog protoka vazduha. Takođe, na ovoj slici dat je i proračunski rezultat iz [3]. Veličine T_{wu} i T_{vu} date su za svaku od mernih i proračunskih tačaka u tabeli 1. Vidi se da postoji malo odstupanje reda veličine do 0,5 % između eksperimentalnih rezultata iz [5] i dobijenih proračunskih rezultata.

Promena prolaza toplote po dužini razvijenog hladnjaka prikazana je na sl. 5. Analizirajući jednačinu (18) zaključujemo da osnovnu uticajnu veličinu na prolaz toplote predstavlja toplotna prelaznost sa lamela na vazduh. To je kritična veličina uvek manja od h_v (to se pokušava nadoknaditi velikom aktivnom površinom lamela). Sa dijagrama vidimo linearno opadanje toplotne prolaznosti usled pada temperature vazduha i vode po širini hladnjaka. Nagib krive koja predstavlja toplotnu prolaznost za prvi red cevi neznatno je manji (u odnosu na drugi red cevi) usled konstantnosti ulazne temperature vazduha i samim tim konstantnosti h_s prvog reda cevi (vidi jednačinu (27)).

Apsolutna vrednost prolaza toplote za drugi red cevi je veća usled zagrejanosti vazduha razmenom toplote na prvom redu cevi i samim tim većih ulaznih temperatura vazduha za drugi red cevi

Tabela 1

Br.	T_{wu} (°C)	T_{vu} (°C)	br.	T_{wu} (°C)	T_{vu} (°C)
1	90,7	11,3	17	92,4	16,5
2	90,4	11,8	18	90,9	15,7
3	88,9	11,9	19	89,2	16,0
4	91,5	12,5	20	86,6	15,9
5	93,0	12,8	21	85,2	15,9
6	93,0	13,4	22	90,0	16,1
7	90,4	13,5	23	90,0	16,2
8	89,9	13,8	24	92,6	17,4
9	92,8	17,5	25	90,9	15,6
10	91,0	17,3	26	88,4	15,0
11	90,6	17,6	27	87,3	14,2
12	90,6	17,7	28	93,0	20,4
13	91,5	17,8	29	89,0	18,1
14	93,7	17,6	30	88,8	17,8
15	91,8	18,1	31	90,0	17,1
16	90,7	17,4	32	92,6	16,1
			*	90,0	20,0

* Proračunski podatak iz [3].

Tabela 1: Ulazne temperature vode i vazduha za merne i proračunske tačke dijagrama na sl. 7

Slika 6

Za poznate podatke	
Dužina hladnjaka	0,4100 m
Broj proračunskih segmenata	25
Izračunato je:	
Izlazna temperatura vode	84,948 °C
Izlazna temperatura vazduha	56,630 °C
Razmenjena količina toplote	31,932 kW

Slika 6: Output razvijenog kompjuterskog programa: Ulazno-izlazni podaci proračuna za poznate dimenzije automobilskog hladnjaka

Slika 5

Za poznate podatke	
Izlazna temperatura vode	84,834 °C
Dužina proračunskog segmenata	0,0200 m
Izračunato je:	
Dužina hladnjaka	0,4100 m
Izlazna temperatura vazduha	57,963 °C
Razmenjena količina toplote	32,654 kW

Slika 5: Output razvijenog kompjuterskog programa: Ulazno-izlazni podaci proračuna za traženi toplotni protok automobilskog hladnjaka

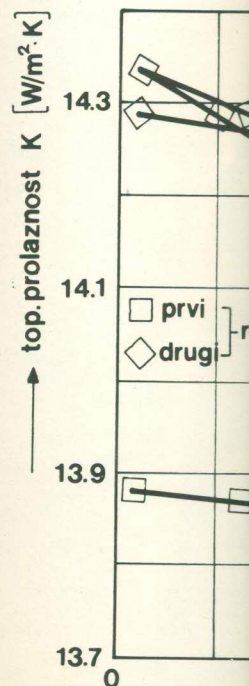
Slika 4

Proračun izveden za sled
Spoljašnji prečnik cevčice
Debljina zida cevčice
Debljina lamele
Širina hladnjaka
Podužno osno rastojanje
Rastojanje cevčica po de
Korak lamela
Podaci vezani za termopo
Ulazna temperatura vode
Ulazna temperatura vazdu
Toplotna provodnost mat
Maseni protok vode
Specifični maseni protok

Slika 4: Output razvijenog kompjuterskog programa: Zajednički ulazni podaci pr

Slika 7: Temperaturna razlika u funkciji masenog protoka vode u funkciji dužine razvij

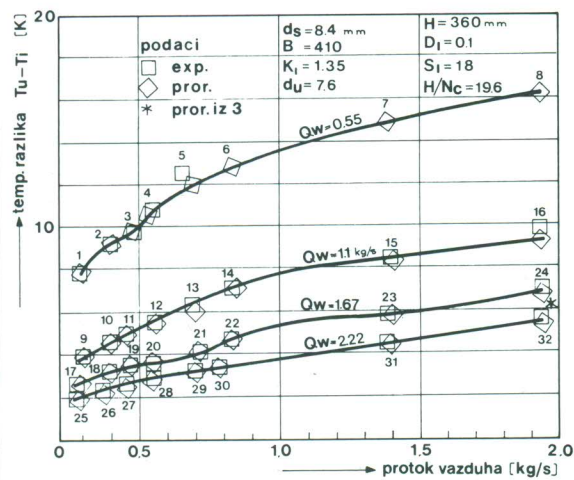
Slika 8: Toplotna prelaznost vode u funkciji dužine razvij



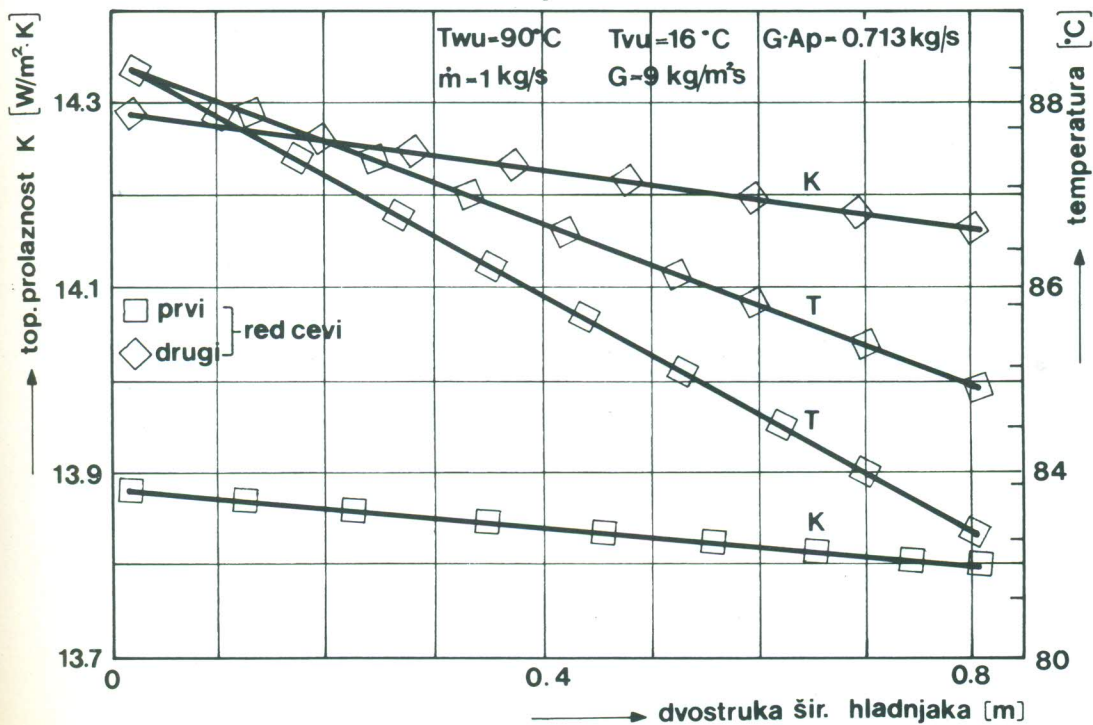
Proračun izveden za sledeće podatke o geometriji hladnjaka:	
Spoljašnji prečnik cevčice	0,00840 m
Debljina zida cevčice	0,00040 m
Debljina lamele	0,00010 m
Širina hladnjaka	0,36000 m
Podužno osno rastojanje između cevčica	0,01960 m
Rastojanje cevčica po debljini hladnjaka	0,01800 m
Korak lamela	0,00135 m
Podaci vezani za termopojave u hladnjaku:	
Ulazna temperatura vode	90,0 °C
Ulazna temperatura vazduha	30,0 °C
Toplotna provodnost materijala hladnjaka	200,0 W/m K
Maseni protok vode	1,50 kg/s
Specifični maseni protok vazduha	15,00 kg/m ² s

Slika 4: Output razvijenog kompjuterskog programa: Zajednički ulazni podaci proračuna

Slika 7: Temperaturska razlika vode na ulazu i izlazu hladnjaka u funkciji masenog protoka vazduha za različite protoke vode



Slika 8: Toplotna prelaznost i promena temperature vode u funkciji dužine razvijenog hladnjaka



što povlači veće h_s drugog reda cevi (vidi jed. (27)).

Sa **sl. 8** vidimo i nejednako hlađenje vode u prvom i drugom redu cevi usled nejednake temperature vazduha koji je hlad.

Primer izlaznih rezultata koji se dobijaju na računaru kada se proračunavaju dimenzije hladnjaka za željeni toplotni protok hladnjaka (poznata izlazna temperatura vode) dat je na **sl. 5**.

4. ZAKLJUČAK

Razvijeni program omogućava određivanje toplotnih performansi postojećih automobilskih hladnjaka sa dva reda cevi kao i razvoj sličnih hladnjaka za nove tipove vozila.

Ovaj program osim integralnih geometrijsko-toplotnih veličina daje i mogućnost praćenja promene niza uticajnih termoveličina kroz strujne kanale razmenjivača toplote što su i prednosti njegove primene.

Svakako da je potrebno uraditi slične programe i za druge tipove hladnjaka i grejača koji se upotrebljavaju u automobilske industriji.

Literatura

- [1] Hansen, H., »Heat Transfer in Counterflow, Parallel Flow and Cross Flow«, Mc Graw-Hill, New York, 1983.
- [2] A. L., London, W. M., Kays, »Compact Heat Exchangers«, Pergamon Press, New York, 1965.
- [3] Živković, G., Milojević, D., »Eksperimentalno ispitivanje i proračun strujno-termičkih karakteristika aluminijumskih automobilskih hladnjaka, Institut za nuklearne nauke »Boris Kidrič«, Vinča, 1986.
- [4] Pignotti, A., »Analytical Techniques for Basic Thermal Design of Complex Heat Exchanger Configuration«, Heat Transfer 1986, Hemisphere Publishing Corporation, 1986.
- [5] Deutsch, D. editor, »Microcomputer Programs for Chemical Engineers«, Mc Grow-Hill, New York, 1984.
- [6] Bojić, M., Lukić, N., Arnautović, »Proračun i idejno rešenje suprotnosmernog razmenjivača toplotne snage 80 kW tipa voda voda«, TT-4-87, Mašinski fakultet, Kragujevac, 1987.
- [7] Lukić, N., »Teorijska i numerička analiza karakteristika automobilske hladnjaka primenjenog kod vozila 'florida' uz korišćenje eksperimentalnih podataka«, Interni izveštaj, OOUR »Institut za automobile«, Služba proračuna, Kragujevac, 1988.
- [8] Milinčić, D., »Prostiranje toplote«, Mašinski fakultet, Beograd, 1974.
- [9] Kozic, D., Bekavac, V., »Si-priručnik za termodinamiku«, Mašinski fakultet, Beograd, 1976.
- [10] R. L. Webb, »Air Side Heat Transfer in Finned Tube Heat Exchangers«, Heat Transfer Engineering, vol 1. No 3., 1980.