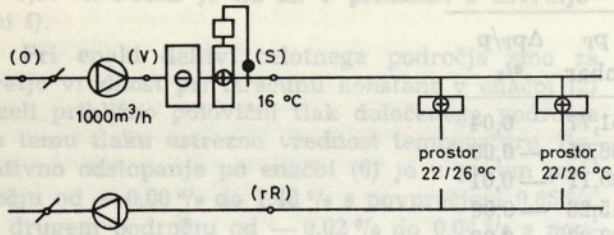
UDK 697.922

Posebnosti pri določanju vpihovanih količin in stanj zraka za klimatizirane prostore

DRAGO GOLI

1. UVOD

Določanje vpihovanih količin zraka za posamezne klimatizirane prostore je pomemben del pri projektiranju klimatizacijskih naprav. Največkrat se te količine izračunavajo s celo vrsto poenostavitev. Posebno velike napake delamo pri napravah s konstantno količino zraka pri povratnem izračunavanju stanj vpihovanega zraka pri delnih obremenitvah, ko vpihovano količino zraka že poznamo. Vzrokov za nepravilne izračune je več, eden glavnih pa so nenatančne vrednosti za gostoto zraka. Ta je odvisna tako od temperature kakor tudi od vlažnosti zraka. Če upoštevamo le vpliv temperature, je že pri primeru preproste klimatizacijske naprave s slike 1 razvidno, kako se med letom spreminjata prostorninski in masni pretok zraka od zajetja prek ventilatorja in končno vzdolž kanalske mreže do klimatiziranega prostora [1].



	(O)	(V)	(S)	(S)-(O)
t	-20	-20	16	
$\dot{V}$	1000	1000	1147	$\Delta\dot{V}$ = +147m³/h
ϱ	1,40	1,40	1,22	
$\dot{m}$	1400	1400	1400	1400 kg/h
t	0	0	16	
$\dot{V}$	1000	1000	1057	$\Delta\dot{V}$ = +57m³/h
ϱ	1,29	1,29	1,22	
$\dot{m}$	1290	1290	1290	1290 kg/h
t	16	16	16	
$\dot{V}$	1000	1000	1000	$\Delta\dot{V}$ = 0 m³/h
ϱ	1,22	1,22	1,22	
$\dot{m}$	1220	1220	1220	1220 kg/h
t	20	20	16	
$\dot{V}$	1000	1000	984	$\Delta\dot{V}$ = -16m³/h
ϱ	1,2	1,2	1,22	
$\dot{m}$	1200	1200	1200	1200 kg/h
t	30	30	16	
$\dot{V}$	1000	1000	950	$\Delta\dot{V}$ = - 50m³/h
ϱ	1,16	1,16	1,22	
$\dot{m}$	1160	1160	1160	1160 kg/h

Slika 1

2. TEORETIČNE OSNOVE [2]

2.1. Največja toplotna obremenitev prostora

Preden lahko začnemo izračunavati vpihovane količine, moramo poznati največjo toplotno obremenitev prostora.

Z računalniškimi programi, ki poleg poletne transmisije upoštevajo tudi toplotno oddajo luči, živih bitij in naprav, moramo izračunati urne vrednosti senzibilne hladilne obremenitve prostorov, ki jih pričakujemo v dnevu leta z najvišjimi temperaturami okolice (v primeru vodenja prostorske temperature od okoliške so tedaj najvišje tudi prostorske temperature), ko so tudi lege sonca na nebesnem oboku blizu najvišjih, izmed katerih izberemo za to obdobje največjo obremenitev $\dot{Q}_{\mathrm{Rsen\,max}}$. Ponavadi je to čas, ko je dan v letu najdaljši (junij za severno in december za južno poloblo), ni pa nujno.

Za zimski čas navadno računamo grelno obremenitev z računalniškimi programi le glede na transmisijo pri računski zimski temperaturi okolice, brez upoštevanja toplotne oddaje luči, živih bitij in naprav in pogosto je dobljena grelna senzibilna obremenitev po absolutni vrednosti manjša od najneugodnejše hladilne.

Največja latentna obremenitev prostora $\dot{Q}_{\mathrm{Rlat\,max}}$ je odvisna od vira vodne pare v prostoru.

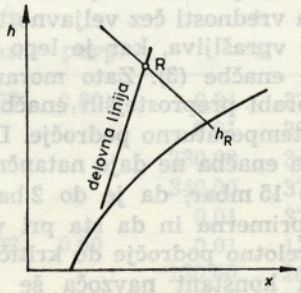
Največja skupna toplotna obremenitev prostora je

$$\dot{Q}_{\mathrm{Rtot\,max}} = \dot{Q}_{\mathrm{Rsen\,max}} + \dot{Q}_{\mathrm{Rlat\,max}}$$

2.2. Delovna linija prostora

To je linija, na kateri so lahko pri določeni obremenitvi in še neznani vpihovani količini zraka vsa možna stanja vpihovanega zraka za določen prostor. Splošna enačba te linije je po sliki 2

$$a = \frac{h_R - h_s}{x_R - x_s} \tag{1}$$



Slika 2

Iz nje izrazimo entalpijo vpihovanega zraha h_s

$$h_s = h_R + a\,(x_s - x_R) \qquad (2)$$

Vrednost a je še neznana. Zavzame lahko pozitivne kakor tudi negativne vrednosti in je odvisna tako od vira vodne pare $\dot{m}_{vp}$ v prostoru kakor tudi od največje (seveda hkratne) toplotne obremenitve prostora

$$a = \frac{\dot{Q}_{Rsen\,max} + \dot{Q}_{Rlat\,max}}{\dot{m}_{vp}} = \frac{\dot{Q}_{Rtot\,max}}{\dot{m}_{vp}}$$

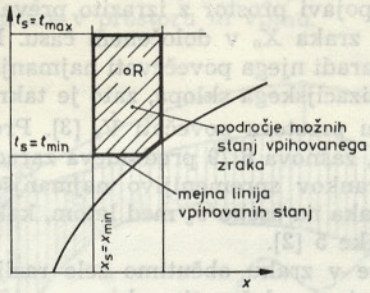
Mollierovi diagrami h-x za vlažen zrak imajo za to vrednost posebno lestvico (običajno ob robu), če te lestvice ni, glej 6.3! Večkrat najdemo tudi lestvico vrednosti $\dot{Q}_{sen}/\dot{Q}_{tot}$.

2.3. Mejna linija vpihovanih stanj prostora

To je linija, ki omejuje področje vseh možnih stanj vpihovanega zraka za določen prostor. Popisana je s splošno enačbo za entalpijo, znano iz termodinamike

$$h_s = c_p\,t_s + x_s\,(r_w + c_{pw}\,t_s) \qquad (4)$$

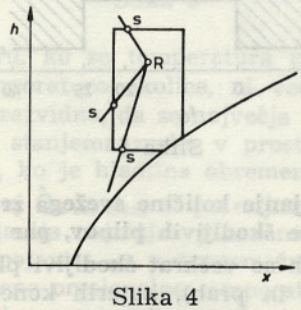
V enačbo moramo vstaviti mejne možne vrednosti za t in x vpihovanega zraka, vidne na sliki 3. Dobimo niz enačb, ki omejujejo področje vseh možnih vpihovanih stanj zraka, ki je tudi razvidno s slike 3.



Slika 3

2.4. Stanje vpihovanega zraka prostora

Najneugodnejša stanja vpihovanega zraka določenega prostora so na presečišču delovne linije prostora in mejne linije vpihovanih stanj, kakor vidimo na sliki 4.



Slika 4

Pri znani vpihovani temperaturi dobimo z združitvijo enačb (2) in (4) absolutno vlažnost vpihovanega zraka

$$x_s = \frac{h_R - a\,x_R - c_p\,t_s}{r_w + c_{pw}\,t_s - a} \qquad (5)$$

3. DOLOČITEV VPIHOVANE KOLIČINE ZRAKA GLEDE NA TOPLOTNE OBREMENITVE

Določitev vpihovane količine zraka za določen prostor ne terja ponavljalnih ali vsaj dolgotrajnih metod in se dokaj preprosto izračunava le glede na ekstremne pogoje, ki se pojavljajo v prostoru. Izračunamo jo lahko natančno ali poenostavljeno.

3.1. Natančno določanje vpihovane količine [2]

Iz preproste energijske bilance za največjo toplotno obremenitev prostora $\dot{Q}_{Rtot\,max}$ (glej 2.1. in 4.5.)

$$\dot{m}_s\,.\,(h_R - h_s) = \dot{Q}_{Rtot\,max} \qquad (6)$$

lahko izrazimo masni pretok. Prostorninski pretok je od masnega odvisen dodatno še od gostote in vlažnosti vpihovanega zraka (glej 6.2.1.), in če upoštevamo odvisnost gostote zraka še od tlaka, vlažnosti in temperature zraka in plinskih konstant suhega zraka in vodne pare, dobimo enačbo za vpihovano količino zraka ($V_s = 1/\varrho_s\,.\,m_s$)

$$\dot{V}_s = (R + x_s\,R_w)\,\frac{t_s + 273}{p}\,\dot{m}_s \qquad (7)$$

Dobljena vrednost ni dokončna in jo je treba preverjati še za pogoje, opisane v točki 4.). Praktičen primer izračuna — glej 6.1.

3.2. Poenostavljeno določanje vpihovane količine [6]

Pri postavki, da ima poglavitno vlogo le senzibilni del toplotne obremenitve, da se gostota zraka spreminja le s temperaturo po zakonu Gay-Lussac (gostota zraka pri temperaturi 20 °C in tlaku 1 bar je 1,2 kg/m³)

$$\frac{\varrho_s}{1{,}2} = \frac{t_s + 273{,}15}{293{,}15}$$

nadalje pri $c_p = 1{,}006$ kJ/kg K in pri vstavitvi $\dot{Q}$[W] izhaja enačba, prirejena za prostorninski pretok [m³/h]

$$\dot{V}_s = 874{,}2\,\frac{\dot{Q}_{Rsen\,max}}{t_R - t_s}\,\frac{1}{t_s + 273{,}15}$$

Če vzamemo tudi vrednost gostote zraka $\varrho_s = 1{,}2$ kg/m³ za konstantno, dobimo pri vstavitvi $\dot{Q}$ (W) naslednjo obliko enačbe

$$\dot{V}_s = 3{,}353\,\frac{\dot{Q}_{Rsen\,max}}{t_R - t_s} \qquad (8)$$

V zadnjih enačbah vpihovano količino zraka izračunavamo le glede na senzibilno obremenitev prostora zato je potrebno to količino preverjati še glede na latentno obremenitev. Pri podobnih postavkah in če vzamemo vrednost gostote zraka $\varrho_s = 1{,}2$ kg/m³, vrednost za $r_w = 2500$ kJ/kg, vstavljamo pa $\dot{Q}$ (W) in x (g/kg), dobimo

$$\dot{V}_s = 0{,}833\,\frac{\dot{Q}_{Rlat\,max}}{x_R - x_s} \quad (\mathrm{m^3/h}) \qquad (6)$$

Vpihovana količina zraka je končno z razliko glede na splošno enačbo (7) največja od obeh (8) in (9). Dobljena vrednost ni dokončna in jo je treba preverjati še glede na pogoje, opisane v točki 4.

4. PREVERJANJE VPIHOVANE KOLIČINE ZRAKA

Lahko se zgodi, da bo vpihovana količina zraka izračunana po točki 3. za prostor premajhna, saj mora zadoščati poleg tega, da odvaja največjo toplotno obremenitev prostora, tudi enemu izmed naslednjih pogojev:

— da povzroča zadostno menjavo zraka (po urah),

— da dovaja zadostno količino svežega zraka, potrebnega za dihanje živih bitij,

— da povzroča, če je treba, zadostno razredčenje škodljivih snovi,

— da tudi pri vodeni temperaturi prostora vzdržuje vpihovano temperaturo nad dovoljeno,

— da tudi v prehodnem obdobju omogoča odvod toplotnih obremenitev,

— da povzroča večji razmernik svežega zraka v prostoru, kakor je najmanjši dopustni v klimatizacijskem sklopu.

4.1. Preverjanje menjave [2]

Obseg menjave zraka je razmerje vpihovane količine zraka $\dot{V}_s$ in svetle prostornine prostora V. Najmanjše vrednosti za različne namene prostorov so zbrane v raznih tabelah, vendar jih je treba jemati s previdnostjo, saj ni dovolj, če poznamo le svetlo prostornino, temveč so pomembni tudi podatki o višini in legi prostora. V primeru, da obseg menjave ni zadosten, je treba ustrezno povečati vpihovano količino zraka. Za manj pomembne prostore, ki se ponavadi le prezračujejo (kuhinje), izračunavamo vpihovano količino zraka zelo pogosto le po tej poti. Pri napravah VAV [6, 7] je potrebno preverjanje po urah.

4.2. Preverjanje količine svežega zraka glede na potrebe za dihanje in odstranjevanje vonjav

Količino svežega zraka dobimo z množenjem števila živih bitij v prostoru n_{lj} in najmanjšo potrebno količino svežega zraka za eno živo bitje $\dot{v}_0$. Količina $\dot{v}_0$ je odvisna od več dejavnikov. Približne vrednosti $\dot{v}_0$, veljavne za prostore, v katerih se zbira veliko ljudi, so na osebo npr. pri nekadilcih 20 m³/h, pri kadilcih 30 m³/h, za pisarne 50 do 100 m³/h, za zaklonišča 2,5 ... 7,5 m³/h, na žival pa so npr. za psa 85 m³/h za mačko 14 m³/h za zajca in kokoš 3,5 m³/h [7], itd. Količina svežega zraka, ki jo moramo pripeljati v prostor, je

$$\dot{V}_0 = n_{lj}\,\dot{v}_0$$

Ta količina mora biti manjša ali kvečjemu enaka vpihovani količini. Razmernik svežega zraka za določen prostor je

$$X_0 = \frac{\dot{V}_0}{\dot{V}_s}$$

Spreminja se s časom, če se s časom spreminja zasedenost prostora ali pri napravah VAV tudi vpihovana količina zraka [6, 7].

Sveži zrak primešavamo obtočnemu ponavadi v klimatizacijskem sklopu (klimatu) skupno za vse prostore po različnih potrebah [4]. Mešanje naj bi v splošnem bilo tako, da zmanjšuje grelne, hladilne in vlažilno sušilne obremenitve sklopa. Tako se količina svežega zraka med letom spreminja od neke najmanjše še dopustne do 100 % količine. Razmernik svežega zraka v sklopu X_0 dosega tako vrednosti med

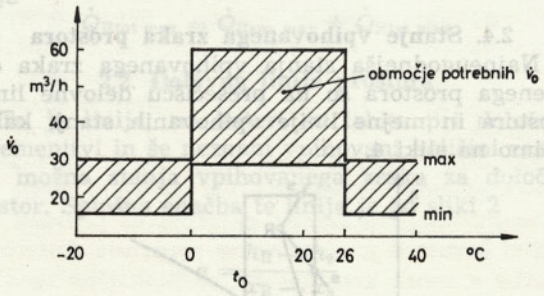
$$X_{0\,min} < X_0 < 1$$

Če je prostorov več in želimo v vsakem prostoru doseči neki zahtevani razmernik zraka X_0, mora biti pri številu prostorov N v vsakem času zadoščeno pogoju

$$X_{0\,min} \geqq X_{0i} \Big|_{i = 1, N}$$

Lahko se pojavi prostor z izrazito prevelikim razmernikom zraka X_0 v določenem času. Ne bi bilo umestno zaradi njega povečevati najmanjši razmernik klimatizacijskega sklopa, zato je takrat pametnejše temu prostoru povečati $\dot{V}_s$ [3]. Predpis DIN 1946 del 2, zasnova 6/79 predvideva zaradi energijskih prihrankov spremenljivo najmanjšo količino svežega zraka na osebo $\dot{v}_0$ med letom, kakor je razvidno s slike 5 [2].

Vonjave v zraku občutimo zelo različno glede na spreminjanje vlažnosti zraka.



Slika 5

4.3. Preverjanje količine svežega zraka glede na razredčenje škodljivih plinov, par in aerosolov

V prostorih so večkrat škodljivi plini, pare ali aerosoli (dim in prah), katerih koncentracija ne sme preseči največje dovoljene meje k_{max}, v JUS Z.BO.001 označene z MDK (»maksimalna dovoljena koncentracija«) in merjene v enotah mg/m³, cm³/m³ ali tudi v ppm.*

* 1 ppm = 1 milijoninka (= 10^{-6}).

Potrebna količina vpihovanega zraka, da se živa bitja v prostoru ne zastrupijo (ta količina pa še vedno ne zadošča za dihanje ali za preprečitev neprijetnih vonjav) mora biti vsaj:

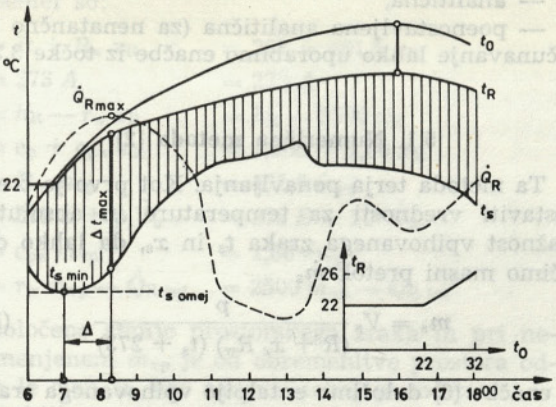
$$\dot{V}_s \geq \frac{\dot{V}_š}{k_{max} - k_s}$$

Pri tem je $\dot{V}_š$ količinski izvor strupenih snovi v prostoru v časovni enoti. k_{max} in koncentracija strupenih snovi v vpihovanem zraku k_s (ta se pojavlja pri mešanju zraka v klimatizacijskem sklopu ali tudi zaradi onesnaženosti zunanjega zraka) morajo biti merjeni v m^3/m^3. Pri napravah VAV [6, 7] je potrebno preverjanje po urah.

4.4. Preverjanje najmanjše vpihovane temperature za posamezne prostore [3]

Temperaturo t_R v klimatiziranem prostoru urejujemo največkrat na dva načina, ali je konstantna celo leto ali pa se spreminja v odvisnosti od temperature okolice t_O.

V prvem primeru se najmanjša vpihovana temperatura pojavlja vedno v trenutku največje hladilne obremenitve prostora. Tu se pojavlja tudi največja temperaturna oz. entalpijska razlika med stanjema zraka v prostoru in vpihu.



Slika 6

V primeru, ko se temperatura prostora spreminja s temperaturo okolice, ni več tako [4, 5]. S slike 6 je razvidno, da se največja temperaturna razlika med stanjema zraka v prostoru in vpihu resda pojavi, ko je hladilna obremenitev prostora največja, torej $\dot{Q}_{R\,sen\,max}$, ni pa nujno, da se v tem trenutku pojavlja najnižja vpihovana temperatura $t_{s\,min}$. Če se pojavi $t_{s\,min}$ v drugem času in je nižja od še dovoljene omejevalne temperature $t_{s\,omej}$, je potrebno vpihovano količino zraka toliko povečati, da zadostuje $t_{s\,min} \geqslant t_{s\,omej}$ pogoju.

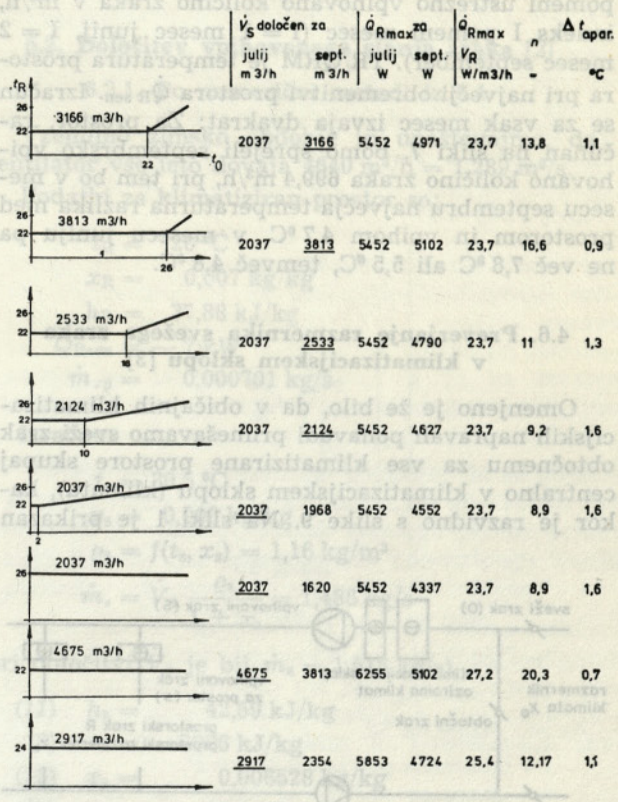
Ta pogoj lahko preverimo le z računalnikom, tako da preverjamo izračun vpihovane količine pri znanih urnih obremenitvah prostora za vsako uro posebej. Slika 7 prikazuje računalniški izpis

ITERACIJE DOLOČITVE
VPIHOVALNE KOL. ZRAKA

DT	M3/H	I	TR/QRM/
7.8	434.0	1	25.8
5.5	616.8	1	25.8
4.7	699.4	2	22.7
4.7	699.4	2	22.7

Slika 7

tega postopka. (Opis slike glej pod točko 4.5.) Vpliv vodilnega programa temperature prostora t_R in temperature okolice t_O na določevanje vpihovane količine zraka v določen prostor je razviden s slike 8. Rezultati so dobljeni z računalnikom z upoštevanjem točk 4.4. in 4.5.



Slika 8

4.5. Preverjanje količine zraka pri toplotnih obremenitvah prostora v prehodnem obdobju [4, 5]

Za prehodno obdobje imamo tisti del leta, v katerem sta temperatura okolice kakor tudi lega sonca na nebesnem oboku občutno nižji od največjih možnih.

Zaradi nižje lege sonca se lahko zgodi na eni strani to, da je pogosto na jug obrnjena stena, še posebno, če je zastekljena, močneje obsevana kakor v času najvišjih temperatur in leg sonca na nebu, kar se lahko kaže v celo še večji največji hladilni obremenitvi prostora (glej 2.1.).

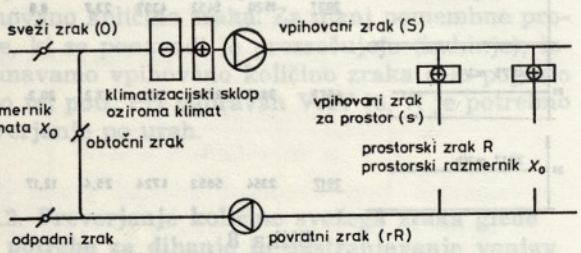
Zaradi nižjih temperatur okolice pa so na drugi strani le v primeru vodene temperature prostora od okolice (glej 4.4.) temperature prostora znatno nižje kakor v obdobju visokih temperatur okolice, kar pogosto povzroča, da se vpihovana temperatura prostora zniža pod še dovoljeno omejevalno temperaturo $t_{s\,omej}$ (ta je pri slabih vpihovalnih elementih zraka 18 °C, pri boljših, z višjim indukcijskim razmerjem pa je lahko nižja).

Za prehodno obdobje leta se pogosto jemlje čas enakonočja (marec in september). V tem času ni treba paziti, ali se mesto izračuna nanaša na severno ali južno zemeljsko poloblo.

Primer tega preverjanja z računalnikom je razviden prav tako s slike 7. Pri tem je DT temperaturna razlika med prostorom in vpihom v trenutku, ko je obremenitev prostora $\dot{Q}_{R\,sen}$ največja. M3/H pomeni ustrezno vpihovano količino zraka v m³/h, indeks I pomeni mesec (I = 1 mesec junij, I = 2 mesec september). TR/QRM je temperatura prostora pri največji obremenitvi prostora $\dot{Q}_{R\,sen}$. Izračun se za vsak mesec izvaja dvakrat: Za prostor, računan na sliki 7, bomo sprejeli septembrsko vpihovano količino zraka 699,4 m³/h, pri tem bo v mesecu septembru največja temperaturna razlika med prostorom in vpihom 4,7 °C, v mesecu juniju pa ne več 7,8 °C ali 5,5 °C, temveč 4,8 °C.

4.6. Preverjanje razmernika svežega zraka v klimatizacijskem sklopu [3]

Omenjeno je že bilo, da v običajnih klimatizacijskih napravah ponavadi primešavamo sveži zrak obtočnemu za vse klimatizirane prostore skupaj centralno v klimatizacijskem sklopu (klimatu), kakor je razvidno s slike 9. Na sliki 1 je prikazan



Slika 9

poseben primer, kjer naprava deluje le s svežim zrakom, kar je z energijskega vidika slabo. Povratnega zraka $\dot{V}_{rR}$ je skoraj v vseh napravah manj od skupno vpihovanega $\dot{V}_S$, saj želimo v določenih prostorih podtlak, ali pa celo del zraka lokalno odvedemo v okolico. Zapišemo lahko razmerje (glej sliko 9)

$$K = \frac{\dot{V}_{rR}}{\dot{V}_S} \leqq 1$$

Dalje je treba v napravo dovesti od zunaj vsaj toliko zraka, da nadomestimo razliko med $\dot{V}_{rR}$ in $\dot{V}_S$. Razmernik svežega zraka v klimatizacijskem sklopu mora biti torej enak ali kvečjemu večji od

$$X_{O\,min} \geqq \frac{\dot{V}_S - \dot{V}_{rR}}{\dot{V}_S} = 1 - K$$

V primeru, da je vrednost razmernika večja od posameznih prostorskih, bodo vsi prostori v razmerju vpihovanih količin (ne vsi enako) dobili več svežega zraka, tako da bodo točke od 4.1. do 4.4. zadoščene še z večjo gotovostjo, v nasprotnem primeru pa moramo povečati najmanjši razmernik klimatizacijskega sklopa ali povečati vpihovane količine zraka v vseh prostorih. Pri napravah VAV [6, 7] je potrebno preverjanje po urah.

5. DOLOČITEV STANJ VPIHOVANEGA ZRAKA

Tu so potrebni za natančno izračunavanje neprimerno večji napori kakor pri določanju vpihovane količine zraka. Določiti moramo stanja vpihovanega zraka pri delnih toplotnih obremenitvah prostora pri že izbrani časovno konstantni količini zraka $\dot{V}_s$. Znane so tri metode:

— numerična,
— analitična,
— poenostavljena analitična (za nenatančno izračunavanje lahko uporabimo enačbe iz točke 3.2.).

5.1. Numerična metoda [2]

Ta metoda terja ponavljanja. Kot prvo je treba postaviti vrednosti za temperaturo in absolutno vlažnost vpihovanega zraka t_s in x_s, da lahko določimo masni pretok $\dot{m}_s$

$$m_s = \dot{V}_s \frac{p}{(R + x_s R_w)(t_s + 273)} \tag{10}$$

Iz enačbe (6) določimo entalpijo vpihovanega zraka

$$h_s = h_R - \frac{\dot{Q}_{R\,tot}}{\dot{m}_s} \tag{11}$$

Iz enačbe (1) določimo absolutno vlažnost vpihovanega zraka

$$x_s = x_R - \frac{h_R - h_s}{\dot{Q}_{R\,tot}} \dot{m}_{vp} \tag{12}$$

Iz enačbe (4) določimo temperaturo vpihovanega zraka

$$t_s = \frac{h_s - x_s r_w}{c_p + c_{pw} x_s} \tag{13}$$

Če se zadnji vrednosti za x_s in t_s razlikujeta od postavljenih, ponavljamo postopek toliko časa, da se napaka dopustno zmanjša. Praktičen primer izračuna glej 6.2.1.

5.2. Analitična metoda [3]

Pri tej metodi ponavljanja niso potrebna. Če dobro pogledamo enačbe od (10) do (13), opazimo v štirih enačbah štiri neznanke, in sicer $\dot{m}_s$, x_s, t_s in h_s.

Iz enačb (10) do (13) smo dobili neposredne rešitve za t_s in x_s:

$$\dot{m}_s = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \tag{14}$$

$$h_s = h_R - \frac{\dot{Q}_{R\,tot}}{\dot{m}_s} \tag{15}$$

$$x_s = x_R + \frac{h_s - h_R}{\dot{Q}_{R\,tot}} \dot{m}_{vp} \tag{16}$$

$$t_s = \frac{h_s - r_w x_s}{c_p + c_{pw} x_s} \tag{17}$$

Koeficienti kvadratne enačbe a, b in c, potrebni za izračun $\dot{m}_s$ so:

$$a = AC + BD$$
$$b = AH - BG - EC - FD$$
$$c = FG - EH$$

pri čemer so:

$$A = R + R_w x_R = 287 + 461{,}5\, x_R$$
$$B = 273\, A = 273\, A$$
$$C = h_R - r_w x_R = h_R - 2500\, x_R$$
$$D = c_p + c_{pw} x_R = 1{,}006 + 1{,}86\, x_R$$
$$E = R_w \dot{m}_{vp} = 461{,}5\, \dot{m}_{vp}$$
$$F = 273\, E + p\, \dot{V}_s = 273\, E + 10^5\, \dot{V}_s$$
$$G = c_{pw} \dot{m}_{vp} = 1{,}86\, \dot{m}_{vp}$$
$$H = r_w \dot{m}_{vp} - \dot{Q}_{R\,tot} = 2500\, \dot{m}_{vp} - \dot{Q}_{R\,tot}$$

Za določeno stanje prostorskega zraka in pri nespremenjenem $\dot{m}_{vp}$ je od obremenitve prostora odvisen le člen H, kar zadevo dokaj poenostavi.

Praktičen primer izračuna glej 6.2.2.

5.3. Poenostavljena analitična metoda [6]

Če se ob postavki, da je $\dot{m}_s = 1{,}2\, \dot{V}_s$ znebimo enačbe (10) v nizu enačb od (10) do (13), lahko zelo preprosto določimo h_s, x_s in t_s. Dobro je vedeti velikostni red napake (glej tudi 3.2.)

6. RAČUNSKI PRIMERI

Vrednosti konstant c_p, r_w, c_{pw}, R, R_w glej 5.2.

6.1. Določitev vpihovane količine zraka [2]

Vzemimo poletno obdobje, ko temperaturo prostora vzdržujemo na najvišji vrednosti.

Podatki za klimatiziran prostor so:

$t_R = 26\ ^0C$
$x_R = 0{,}011$ kg/kg
$h_R = 54{,}19$ kJ/kg
$\dot{Q}_{Rsen} = 11{,}220$ kW
$\dot{Q}_{Rlat} = 3{,}780$ kW
$\dot{m}_{vp} = 0{,}001$ kg/s
$p = 10^5$ Pa

Izračun:

(3) $a = 15\,000$ kJ/kg
(5) $x_s = 0{,}01034$ kg/kg
(4) $h_s = 44{,}31$ kJ/kg
(6) $\dot{m}_s = 1{,}518$ kg/s
(7) $\dot{V}_s = 1{,}28887$ m³/s

6.2. Določitev vpihovanega stanja zraka [2]

6.2.1. Po numerični metodi iz 5.1.

Vzemimo zimsko obdobje in upoštevajmo, da ventilator vse leto dovaja 4640 m³/h = 1,289 m³/s.

Podatki za klimatiziran prostor so:

$t_R = 20\ ^0C$
$x_R = 0{,}007$ kg/kg
$h_R = 37{,}88$ kJ/kg
$\dot{Q}_{Rsen} = -7$ kW
$\dot{m}_{vp} = 0{,}000701$ kg/s

Izračun:

$t_s = 30{,}5\ ^0C$
$x_s = 0{,}006$ kg/kg
$\varrho_s = f(t_s, x_s) = 1{,}16$ kg/m³
$\dot{m}_s = \dot{V}_s \dfrac{\varrho_s}{1 + x_s} = 1{,}486$ kg/s

(pri določitvi $\dot{V}_s$ je bil $\dot{m}_s = 1{,}518$ kg/s)

(11) $h_s = 42{,}59$ kJ/kg
(3) $a = -9986$ kJ/kg
(12) $x_s = 0{,}006528$ kg/kg
(13) $t_s = 25{,}8\ ^0C$

Glede na nove vrednosti x_s in t_s lahko izberemo novi približek za gostoto zraka. Postopek ponavljamo toliko časa, da izločimo napako.

6.2.2. Po analitični metodi iz 5.2. [3]

Vzemimo poletno obdobje!

Podatki za klimatiziran prostor so:

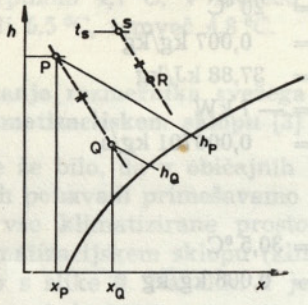
$t_R = 26\ ^0C$
$V_s = 1{,}28887$ m³/s
$\dot{m}_{vp} = 0{,}001$ kg/s

Glede na različne zahteve za absolutno vlažnost prostora (0,011 ali 0,004 kg/kg) in toplotno obremenitev prostora (15 ali 5 kW) je v naslednji tabeli nazorno prikazan vpliv na vrednosti vpihovanega stanja zraka. (h_R je entalpija prostorskega zraka v kJ/kg).

t_R	26	26	26
x_R	0,011	0,011	0,004
h_R	54,19	54,19	36
$\dot{Q}_{Rtot}$	15	5	15
a	89 596,86	89 596,86	87 424,76
b	— 136 263,27	— 136 263,27	— 134 516,16
c	245,733	241,118	245,733
$\dot{m}_s$	1,51904	1,519077	1,5368
h_s	44,32	50,90	26,24
x_s	0,01034	0,01034	0,003349
t_s	18,0	24,4	17,7

6.3. Grafična določitev delovne linije prostora

Vzemimo zimsko obdobje in primer, da Mollierov diagram h-x nima dodatne lestvice $\Delta h/\Delta x$ (glej sliko 10):



Slika 10

$a = -9985$ kJ $\approx -10\,000$ kJ/kg

$t_R = 20$ °C

$x_R = 0{,}007$ kg/kg

$h_R = 37{,}88$ kg/kg

— izberemo poljubno točko P,

— izberemo točko Q tako, da bo razmerje $\frac{h_Q - h_P}{x_Q - x_P}$ ravno enako a.

Če vzamemo za $x_Q - x_P = 0{,}001$, lahko določimo h_Q

$$h_Q = a \,.\, 0{,}001 + h_P = -10 + 30 = 20 \text{ kJ/kg}$$

Zveznica $\overline{PQ}$ podaja smer delovne premice prostora in jo je treba le vzporedno premakniti do stanja zraka v prostoru. Rešujemo lahko tudi s pomočjo lestvice $\dot{Q}_{sen}/\dot{Q}_{tot}$ (SHF).

7. SKLEP

Vse v sestavku opisane metode izračunov vpihovanih količin in stanj zraka niso primerne za ročno računanje, bolj pa za računanje z žepnim ali večjim računalnikom. Opisanih je bilo tudi nekaj poenostavljenih metod za izračunavanje, ki so splošno v rabi in se bodo verjetno še vedno uporabljale za hitre ocene. Namen sestavka je bil pokazati metodo, ki je edino natančna, razčistiti pri tem končno osnovne pojme in tudi opozoriti na postavke in poenostavitve v primeru poenostavljenih izračunavanj.

Omeniti je še treba, da smo se v sestavku omejili le na klimatizacijske naprave, ki dovajajo v prostore konstantno količino zraka in se delnim obremenitvam prilagajajo le z menjavo vpihovanega stanja zraka (naprave KAV) in sploh le na naprave, ki kot glavni nosilec toplote uporabljajo samo zrak. Za naprave VAV, kombinirane naprave VAV in KAV [6, 7] in za kombinirano vodnozračne klimatizacijske naprave (npr. indukcijske) bi bilo potrebno postopke izračunov še prirediti in sploh ugotoviti pri tem pomembnost vlažnosti zraka, saj npr. vemo, da se pri napravah VAV pri zmanjšani vpihovani količini zraka zmanjšajo sušilne sposobnosti zraka. Tu in nasploh pri prostorih, kjer vlaga ni bistvena, bi morali obratno iz znane vlažnosti vpiha določevati dejanske vlažnosti v prostoru. Podobno, vendar boljše je stanje pri dvokanalnih in mnogoconskih napravah, kjer stanje vpihovanega prostorskega zraka pripravljamo z mešanjem hladnega in toplega zračnega toka [7]. Odstopanja od načrtovanih t_R so tudi pri conskih napravah KAV.

LITERATURA

[1] Goli, D.: Ventilatorji klimatizacionih uređaja, pravilan izbor i racionalno korišćenje energije, KGH, broj 1/1981, Beograd.

[2] Leiner, W.: Luftmengenbestimmung bei raumlufttechnischen Anlagen, TAB 1/81.

[3] *** izračun avtorja.

[4] Goli, D.: Racionalna poraba energije v klimatizacijskih napravah, Strojniški vestnik, Ljubljana 1980/1—6 (poudarek na mešanju zraka).

[5] Goli, D.: Načrtovanje klimatizacijskih sistemov z računalnikom glede na racionalno porabo energije, Poročilo o raziskovalni nalogi, dr. B. Gašperšič, Ljubljana FS 1978.

[6] Goli, D.: Problemi vgradnje termostata u sisteme VAV, KGH, broj 4/1978, Beograd.

[7] Goli, D.: Variante klimatizacijskih sistemov s spremenljivim volumenskim tokom zraka, Diplomsko delo (pri B. Gašperšiču), Ljubljana, julij 1975.

[8] Goli, D.: Načrtovanje klimatizacijskih sistemov glede na najmanjšo porabo energije, Magistrsko delo (pri B. Gašperšiču), Ljubljana, junij 1981.

Avtorjev naslov: Drago Goli, dipl. ing.,
IMP — TOZD Projektivni biro,
izr. asist. na FS, Ljubljana

POPRAVEK: Pri članku »Določanje napetosti v korenu zoba z metodo končnih elementov«, objavljenem v SV 1981/1—3, pomotoma ni bil naveden še soavtor: MILAN ČURK, dipl. ing., PRIMAT, Maribor.