

ztv

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA

nositel Čestného uznání České vědeckotechnické společnosti

Ročník 27

Číslo 6

Redakční rada:

Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc. (vedoucí redaktor) — Ing. V. Bašus (výkonný redaktor) —
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka — V. Fridrich, dipl. tech. — Doc. Ing. V. Chalupová, CSc. —
Ing. arch. L. Chalupský — Doc. Ing. J. Chyský, CSc. — Ing. B. Jelen — Ing. L. Kubí-
ček — Ing. Dr. M. Láznovský, — Ing. Dr. J. Němec, CSc. — Ing. L. Strach, CSc. — Doc.
Ing. J. Valchář, CSc.

Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4

OBSAH

Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc.:	K některým otázkám mikroklimatu stáji pro skot	321
Ing. V. Hladký, CSc.:	Distribuce vzduchu v halovém seníku	331
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka:	Příspěvek k výpočtu podlahového vytápění	337
Ing. K. Houška, CSc., J. Kordík:	Numerické algoritmy pro náhradu $i - x$ diagramů a psy- chrometrických tabulek použitím výpočetní techniky	351
Ing. P. Görner, CSc., Magister W. Gutowski:	Porovnanie niektorých metód granulometrických analýz z hľadiska teórie disperzoidných rozmerov	361

•

CONTENTS

Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc.:	Microclimate in Cattle building	321
Ing. V. Hladký, CSc.:	Air supply in a hall hay-loft	331
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka:	Floor heating calculations	337
Ing. K. Houška, CSc., J. Kordík:	Numerical algorithms for $i - x$ diagrams and psychrome- tric tables substitution with application of a calculating technique	351
Ing. P. Görner, CSc., Magister W. Gutowski:	Comparison of some methods of the granulometric ana- lysis from the stand-point of the dispersion size theory	361

СОДЕРЖАНИЕ

Доц. Инж. Д-р Л. Оппл, к.т.н.:	К некоторым вопросам микроклимата хлевов для ро- гатого скота	321
Инж. В. Гладки, к.т.н.:	Распределение воздуха в сеновале типа большепролет- ного помещения	331
Доц. Инж. Д-р Я. Цигелка:	Расчет пологового отопления	337
Инж. К. Гоушка, к.т.н., И. Кордик:	Численные алгоритмы $i-x$ диаграмм и психометри- ческих таблиц с применением вычислительной техники	351
Инж. П. Гернер, к.т.н., Магистер В. Гutowски:	Сравнение некоторых методов гранулометрических ана- лиз из точки зрения теории дисперсионных размеров	361

SOMMAIRE

Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc.:	A quelques questions du microclimat des étables à gros bétails	321
Ing. V. Hladký, CSc.:	Distribution de l'air dans une halle de grenier à foin	331
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka:	Calcul du chauffage par le plancher	337
Ing. K. Houška, CSc., J. Kordík:	Algorithmes numériques pour le remplacement des dia- grammes $i-x$ et les tableaux psychrométriques par l'uti- lisation de la technique de calcul	351
Ing. P. Görner, CSc., Magister W. Gutowski:	Comparaison de quelques méthodes des analyses granu- lométriques au point de vue de la théorie des grosseurs dispersives	361

INHALT

Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc.:	Zu einigen Fragen des Mikroklimas von Rinderställen	321
Ing. V. Hladký, CSc.:	Luftdistribution in einer Heuscheuerhalle	331
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka:	Beitrag zur Berechnung der Fussbodenheizung	337
Ing. K. Houška, CSc., J. Kordík:	Numerische Algorithmus für den Ersatz der Diagramme $i-x$ und Psychrometertabellen mit Anwendung der Be- rechnungstechnik	351
Ing. P. Görner, CSc., Magister W. Gutowski:	Vergleich mancher Methoden der granulometrischen Ana- lysen vom Gesichtspunkt der Theorie der Dispersions- größen	361

K NĚKTERÝM OTÁZKÁM MIKROKLIMATU STÁJÍ PRO SKOT

DOC. ING. DR. LADISLAV OPPL, CSc.

Institut hygieny a epidemiologie, Praha

Z výsledků sledování teplot a relativních vlhkostí vzduchu ve stájích pro skot vyplývá nutnost spolehlivé tepelné bilance stájí v zimním období, kdy jediným zdrojem tepla pro krytí tepelných ztrát větráním a vnějším pláštěm objektu je tok citelného tepla produkovaného zvířaty. Z normovaných hodnot produkce tepla a vodní páry skotu jsou odvozeny rovnice, které umožňují výpočet vnitřní teploty v závislosti na hmotnosti ustájených zvířat a průměrném součiniteli prostupu tepla objektu, vztaženém na 1 m² podlahové plochy.

Recenzoval: Ing. Jan Matějka

Rozšiřování chovu skotu vyžaduje výstavbu nových a rekonstrukci stávajících stájí určených pro odchov mladého skotu, ustájení dojníc a pro výkrm býků. Provedení staveb a jejich vybavení technickými zařízeními má zajistit takové vnitřní prostředí, v němž budou podmínky pro

- a) zdravý vývoj chovaných zvířat a produktivitu chovu,
- b) ochranu zdraví ošetřovatelů a tepelnou pohodu při práci,
- c) ochranu budovy a jejích zařízení před korozí a poškozením fyzikálními faktory.

Při zajišťování těchto požadavků hrají významnou úlohu větrací zařízení a tepelně-technické vlastnosti stavebních konstrukcí a budov. Větráním se má dosáhnout:

- požadovaných teplot, relativních vlhkostí a rychlostí proudění vzduchu v zóně zvířat,
- teplot a vlhkostí u stěn a střešní konstrukce, které nebudou způsobovat kondenzaci vodních par na těchto plochách,
- snížení koncentrací plynů, par a prachu pod hodnoty nejvyšší přípustné a co největší omezení mikroorganismů v ovzduší.

Požadované hodnoty uvedených veličin a nejvyšší přípustné koncentrace škodlivin v ovzduší jsou uvedeny v normě (ON 73 4502 a v hygienickém předpisu sv. 39/1978, č. 46 Směrnice o hygienických požadavcích na pracovní prostředí. Podmínky k zabránění kondenzace na plochách udává norma ČSN 73 0565 Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí a budov. Stájové objekty. Údaje o požadovaných teplotách pro různá hospodářská zvířata nacházíme i v odborné literatuře.

Např. v práci [10] je názorně uveden přehled doporučených teplot vzduchu podle údajů různých autorů, založených na stanovení horní a dolní kritické teploty a sledování produkce. Udány jsou jak hodnoty ideální, tak i rozmezí teplot, na které se mohou aklimatizovaná zvířata adaptovat. Z hodnot pro skot je patrné, že mladý skot, býci i dojnice se lépe adaptují na nízké teploty než na teploty vysoké.

Poznámka: Podle [10] u prasat a drůbeže není adaptabilita vůbec uváděna, rozmezí vhodných teplot — s výjimkou nejvyšších hmotnostních kategorií prasat — je úzké a pohybuje se většinou okolo teplot 20 °C a vyšších.

Nepříznivý účinek vysokých teplot okolního prostředí na užitkovost dojníc potvrzuje rovněž práce [4]. V této práci se hodnotí index BGHI, daný teplotou kulového teploměru t_g a teplotu mokrého teploměru t_m , podle rovnice

$$BGHI = t_g + 0,36t_m + 41,5, \quad (1)$$

jako indikátor komfortu a produkce dojníc vystavených tepelné zátěži, zejména ve venkovním prostředí nezastíněném a zastíněném před slunečními paprsky. Rektální teplota dojníc a stupeň respirace jsou přímo úměrné BGHI, zatímco produkce mléka je nepřímo úměrná.

Při hodnotě indexu 70 a méně nebyly zjištěny známky diskomfortu, zatímco při hodnotě 75 a více se významně snížila doživost a spotřeba krmiva.

V zateplených stájích pro skot, s možností zvýšené výměny vzduchu v létě přirozeným způsobem (okna, vrata), vnitřní teploty jen málo překračují maxima venkovních teplot, přičemž rozdíly ($t_{i\max} - t_{e\max}$) s rostoucí venkovní teplotou t_e klesají. V *tab. 1* je uvedeno několik hodnot zjištěných ze 24 hodinového průběhu

Tab. 1. Teploty vzduchu v kravinech a dojárnách v letním a přechodném období

Objekt	Vnitřní teplota [°C]			Venkovní teplota [°C]			Rozdíl maxim
	max.	min.	střední	max.	min.	střední	
kravín <i>H</i>	22,6	13,7	17,2	19,4	5,0	11,7	3,1
kravín <i>H</i>	22,0	13,9	16,1	18,0	3,4	10,2	4,0
kravín <i>V</i>	25,6	17,0	21,8	24,2	9,0	17,2	1,4
kravín <i>V</i>	26,0	19,5	22,7	24,6	10,0	17,5	1,4
dojárna <i>V</i>	16,3	12,6	14,5	18,0	3,4	10,2	—1,7
dojárna <i>R</i>	19,2	10,4	14,0	19,4	4,9	11,7	—0,2

teplot vzduchu. Hodnoty z dojíren ukazují na nízké teploty vzduchu v pracovní oblasti lidí, způsobené vlhkou podlahou, která se stále splachuje vodou. Kromě celkového vytápění je proto třeba zajistit v dojárnách doplňkové vytápění stánoviště dojičů, např. u kruhových dojíren prostor v kruhu. Instalace otopných těles na těchto pracovištích, zejména v rybinových dojárnách, je obtížná a podobně je tomu i s místním přívodem teplého vzduchu. Vhodným řešením je použití elektrických infrazářičů (za předpokladu souhlasu Státní energetické inspekce). Při teplotě vzduchu na pracovišti dojiče 10 °C je třeba instalovat tepelný výkon 125 W na 1 m² plochy pracoviště dojiče.

Z teplot a vlhkostí vzduchu v kravínu *H* ($t_i = 22,6$ °C, $\varphi_i = 55$ %) a v kravínu *V* ($t_i = 26$ °C, $\varphi_i = 60$ %) vychází teplotně-vlhkostní index THI (obdoba BGHI pro stanoviště stíněná před slunečním sáláním) v prvním případě 70,1 a v případě druhém 74,8. Druhý případ je již nepříznivý.

Jinak vypadá situace ve stájích pro skot v zimním období. Několik hodnot ze stáji mladého skotu je uvedeno v *tab. 2*. Teploty vyhovují, ale relativní vlhkosti jsou vysoké a v některých případech překračují 80 %. To vede k domněnce, že teploty se udržují díky omezené výměně vzduchu. Ještě výrazněji je to patrné ze záznamu teplot a vlhkostí (*tab. 3*) v měsících prosinci a lednu v kravínu stejného provedení jako první objekt v *tab. 2*. Minimální vnitřní teploty byly nízké —

v jednom případě byla dokonce teplota -2°C — relativní vlhkosti vesměs překračovaly 80 % a často i 90 %. Přitom teplotní odchylka venkovní střední denní teploty od dlouhodobého normálu byla v prosinci 1974 $+4,8\text{K}$ a v lednu 1975 $+5,2\text{K}$.

Příčinou vysokých relativních vlhkostí vzduchu ve stájích v zimním období je snižování výměn vzduchu, které se provádí, aby se udržely teploty vzduchu na požadované výši. Nedostatečné výměny vzduchu a vysoké relativní vlhkosti mají i další negativní důsledky, jako kondenzaci vodních par na obvodovém a střešním pláštích budovy a celkové zhoršení hygienických podmínek ve stáji, tj. zvyšování koncentrací kyslíčnicku uhličitého a dalších plynů a obsahu mikro-

Tab. 2. Teploty a vlhkosti vzduchu ve stájích pro mladý skot v zimním období

Objekt	Venkovní		Vnitřní	
	teplota [$^{\circ}\text{C}$]	rel. vlhkost [%]	teplota [$^{\circ}\text{C}$]	rel. vlhkost [%]
Ocelový skelet, obvodové panely s tepelnou izolací, střeška z vlnitého plechu, železobetonové rošty, střešní ventilátory mimo provoz	2,6 —11,0	94 —	10,4 9,8 až 10,2	93 77 až 80
TEROZ — stavba zateplená, ustájení roštové, větrání nucené podtlakové, při nízkých teplotách se přitápí teplovzdušným agregátem	—8,0 +1,0 8,5 10,5	— — — —	6,0 až 10,0 (\varnothing 8,8) 4,0 až 16,0 (\varnothing 12,0) 11,0 až 15,0 (\varnothing 13,3) 9,0 až 17,0 (\varnothing 13,2)	85 81 78 —

Tab. 3. Záznam teplot a vlhkostí z kravína (prosinec a leden)

Datum	Prosinec 1974														
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.	15.
$t_{i\min}$	6	8	10	6	5	6	5	7	8	5	3	3	2	—2	2
$t_{i\max}$	12	10	13	13	9	13	10	11	15	13	8	9	7	8	9
t_i	8,5	9,1	11,4	9,5	7,6	8,2	7,0	9,2	10,7	9,6	5,0	4,8	3,7	2,3	5,0
φ_i	92	94	89	87	83	83	90	90	88	83	87	85	83	84	87

Datum	Leden 1975														
	10.	11.	12.	13.	14.	15.	16.	17.	21.	22.	23.	24.	25.	26.	27.
$t_{i\min}$	7	7	9	8	6	6	5	5	6	4	4	6	5	4	2
$t_{i\max}$	15	13	15	16	15	15	15	15	11	10	11	11	12	10	12
t_i	10,3	10,0	11,8	11,2	9,6	9,8	8,7	9,3	7,0	6,2	7,0	7,7	8,0	7,2	6,9
φ_i	93	94	91	92	84	82	85	87	88	88	93	93	93	85	88

organismů, zejména plísni v ovzduší, které jsou hygienicky závažným škodlivým činitelem. V práci [1] jsou uvedeny důsledky tohoto stavu podle zprávy Sverdlovského veterinárního vědecko-výzkumného ústavu na základě průzkumu klimatických podmínek v 38 stájích s ustájením vždy 200 dojnic. V zimním období byla průměrná relativní vlhkost vzduchu ve stájích 94,8 % při výměně vzduchu 6,9 m³/h na 100 kg živé hmotnosti. Koncentrace CO₂ byla 0,36 obj. %. Tyto podmínky vedly ke snížení výnosu mléka o 10 % a životnosti budovy z 50 na 16 let.

Potřeba spolehlivého, nepřetržitě pracujícího větrání, nenáročného na obsluhu a spotřebu elektrické energie vede ke zvýšené pozornosti, která se v posledních letech věnuje přirozenému větrání stájí pro skot. Setkáváme se s řadou prací teoretických (např. [2], [3], [9]) i s pracemi popisujícími praktické provedení tohoto systému ([1], [12]). Použití přirozeného větrání vyžaduje dobré zateplení stáje a plné obsazení chovanými zvířaty, jak bude ještě dále prokázáno.

Stáje pro skot — s výjimkou teletníků — se v našich klimatických podmínkách nevytápějí. Jediným zdrojem tepla je tedy citelné teplo produkované zvířaty. Z toho vyplývá význam stanovení spolehlivé tepelné bilance stáje podle rovnice

$$\dot{Q}_c + \dot{Q}_{pv} = \dot{Q}_z + \dot{Q}_{ov}, \quad (2)$$

v níž \dot{Q}_c je tok citelného tepla produkovaného zvířaty [W], \dot{Q}_{pv} — tepelný tok ohřevem přiváděného vzduchu [W], \dot{Q}_z — tepelný tok ztracený prostupem tepla obvodovým a střešním pláštěm a podlahou [W], \dot{Q}_{ov} — tepelný tok ztracený větráním [W].

V rovnici (2) jsou tepelné toky \dot{Q}_z , \dot{Q}_{ov} a \dot{Q}_c závislé na vnitřní teplotě t_i , která ve stavu tepelné rovnováhy se ustaví na určité hodnotě. Do rovnice (2) dosadíme známé výrazy pro \dot{Q}_z , \dot{Q}_{ov} a \dot{Q}_{pv} a vyjádříme teplotní rozdíl ($t_i - t_e$). Pro případ, kdy přiváděný vzduch není ohříván, takže jeho teplota je t_e , dostaneme

$$t_i - t_e = \frac{\dot{Q}_c}{\sum k \cdot S + \dot{V} \cdot \rho \cdot c}, \quad (3)$$

kde t_e je teplota venkovního vzduchu [°C], k — součinitel prostupu tepla [W/m² K] plochy S [m²] jednotlivých částí obvodového a střešního pláště a podlahy, \dot{V} — objemový průtok vyměňovaného vzduchu [m³/s], ρ — hustota vzduchu [kg/m³] a c — měrná tepelná kapacita [J/kg K].

Při rekuperaci tepla z odváděného vzduchu získáme nazpět tepelný tok \dot{Q}_r . Faktor rekuperace F_{zt} vyjádříme poměrem [8]:

$$F_{zt} = \frac{\dot{Q}_r}{\dot{Q}_{ov}}. \quad (4)$$

Při rekuperaci tepla bude $\dot{Q}_{pv} = \dot{Q}_r$. Rovnici (2) rozepíšeme do tvaru

$$\dot{Q}_c + F_{zt} \dot{V} \cdot \rho \cdot c (t_i - t_e) = \sum kS(t_i - t_e) + \dot{V} \cdot \rho \cdot c (t_i - t_e), \quad (2a)$$

z něhož vyjádříme teplotní rozdíl

$$t_i - t_e = \frac{\dot{Q}_c}{\sum k \cdot S + \dot{V} \cdot \rho \cdot c (1 - F_{zt})}. \quad (3a)$$

Tok citelného tepla \dot{Q}_c je závislý na vnitřní teplotě t_i a tato závislost je vyjádřena v další části tohoto příspěvku. Objemový průtok vzduchu \dot{V} musí vyhovět pro odvod vodní páry a kyslíčniku uhlíčitého. Rozhodující je zpravidla odvod

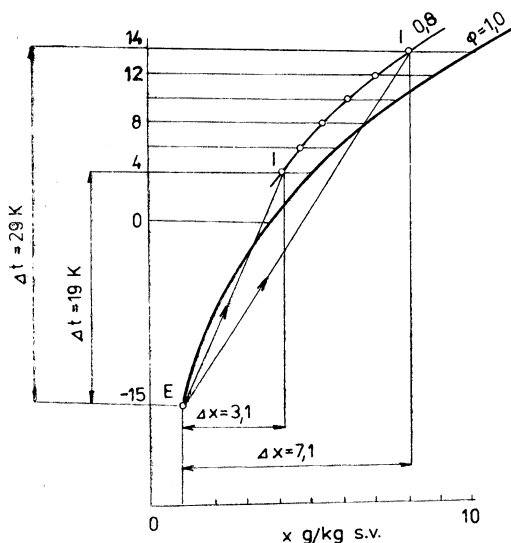
vodní páry. Pro přírůstek měrné vlhkosti $(x_i - x_e)$ [g/kg s. v.] ve stáji (oproti vlhkosti venkovní x_e) platí rovnice

$$x_i - x_e = \frac{\dot{M}_w}{\dot{V} \cdot \rho} \quad (5)$$

kde \dot{M}_w je tok produkované vodní páry ve stáji [g/s].

Měrná vlhkost vnitřního vzduchu x_i a teplota t_i určují relativní vlhkost φ_i , která musí odpovídat normovaným hodnotám, které jsou podle ON 73 4502 pro skot 85 %, popř. 75 % (telata a odchov jalovic). Při extrémním poklesu venkovních teplot se i u mladého skotu nad 3 měsíce připouští φ_i do 85 %. Podle [11] jsou pro skot optimální relativní vlhkosti $\varphi_i = 60$ až 80 % a doporučená výpočtová hodnota 80 %.

Máme-li dosáhnout určité relativní vlhkosti vnitřního vzduchu φ_i , např. 80 %, při různých teplotách t_i , mění se rozdíl $\Delta x = x_i - x_e$ významněji než rozdíl $\Delta t = t_i - t_e$. Na obr. 1 jsou znázorněny v i - x diagramu různé průběhy paprsků



Obr. 1. Průběhy změny stavu vzduchu v i - x diagramu při různém ohřátí vzduchu Δt a dodržení $\varphi_i = 80\%$

$\Delta t/\Delta x$ vycházejících ze stavu venkovního vzduchu $E(t_e = -15^\circ\text{C}, x_e = 1 \text{ g/kg s.v.})$. Teploty vnitřního vzduchu jsou zvoleny 4, 6, 8, 10, 12 a 14°C . Těmto teplotám odpovídají měrné vlhkosti x_i 4,1; 4,7; 5,4; 6,2; 7,1 a 8,1 g/kg s.v. Rozdíly Δx narůstají rychleji nežli Δt . To znamená, že vyšší teploty t_i dovolují značné zvětšení Δx , čímž se snižuje potřebný objemový průtok vzduchu \dot{V} . To se opět příznivě promítá, podle rovnice (3), ve zvětšení rozdílu teplot $(t_i - t_e)$. Dosažení vyšších vnitřních teplot t_i , např. zmenšením tepelných ztrát dobrou izolací objektu, nebo rekuperací tepla (rovnice 3a), umožňuje snížit potřebný průtok vzduchu k odvedení vodní páry. Tím se snižuje tepelná ztráta větráním. Systém větrání pracující

s vyššími teplotami ve stájích v zimním období je proto nejen hygienicky, ale i ekonomicky výhodný. V práci [7] se uvádí, že v Sovětském svazu se podle technologických norem požaduje pro odvedení vodní páry v kravínech objemový průtok vzduchu 17 m³/h na 100 kg hmotnosti dojníc. Kdyby se zvýšily vnitřní teploty na 18 až 20 °C, postačilo by pro udržení relativní vlhkosti vzduchu 70 % pouhých 5 m³/h na 100 kg hmotnosti dojníc. Vyžaduje to ohřev vzduchu rekuperací nebo zdrojem tepla.

Z rovnice (3) a (3a) je zřejmý význam citelného tepla produkovaného zvířaty pro dosažení požadované teploty t_i . V normě ON 73 4502 není citelné teplo přímo uvedeno. Nutno ho vypočítat z celkového tepelného toku a toku latentního tepla, které nutno stanovit z udané produkce vodní páry. Pro některé výpočty je výhodné znát analytickou závislost tepelného toku na hmotnosti zvířat a teplotě prostředí. V práci [6] jsou odvozeny rovnice pro celkový tok produkovaného tepla a tok latentního tepla pro skot podle hodnot z tab. 5 normy ON 73 4502. Z rozdílů uvedených tepelných toků je stanovena rovnice pro tok citelného tepla. Ve zmíněné tab. 5 jsou uvedeny celkové tepelné toky vztažené na 100 kg hmotnosti zvířat, přičemž určitý tepelný tok platí pro určitou kategorii zvířat pro níž je uvedeno rozmezí hmotnosti. Závislost produkovaného celkového tepelného toku na střední hmotnosti zvířat v jednotlivých kategoriích vychází mocninná, zatímco závislost tepelného toku v jednotlivých kategoriích na hmotnosti zvířat je lineární. To je ovšem nedostatek, který vyplývá již z hodnot v tab. 5 normy ON 73 4502. Relativní rozdíly nejsou tak významné u mladého a dospělého skotu (např. pro jalovici o hmotnosti 350 kg a stáří 15 měsíců vychází celkový tepelný tok 805 W a pro jalovici 360 kg — 16 měsíců — 720 W). Velké rozdíly jsou v kategorii telat, neboť např. tele o hmotnosti 100 kg v oddělení mléčné výživy produkuje 370 W a v oddělení rostlinné výživy pouze 290 W. Proto jsme pro stanovení rovnic pro tepelné toky produkované zvířaty omezili rozsah pouze na mladý a dospělý skot a zvlášť jsme stanovili tuto závislost pro kategorii telat.

Metodou lineární regrese jsme stanovili pro logaritmy hodnot celkového tepelného toku \dot{Q}_1 a hmotnosti zvířat M závislost, z níž po odlogaritmování vychází

$$\dot{Q}_1 = 717.8 \cdot M^{-0.21}, \quad (6)$$

kde \dot{Q}_1 je celkový tepelný tok vztažený na 100 kg hmotnosti zvířat [W/100 kg].

Vynásobíme-li rovnici (6) setinou hmotnosti zvířete, tj. $M/100$, dostaneme celkový tepelný tok zvířete \dot{Q}_j [W]

$$\dot{Q}_j = 7.18 \cdot M^{0.79}, \quad (7)$$

platný pro vnitřní teplotu $t_i = 10^\circ\text{C}$.

Vynásobíme přepočítacím koeficientem pro odlišné vnitřní teploty (k_q podle ON 73 4502) a obdržíme

$$\dot{Q}_j = 7.18(1.1 - 0.01t_i) \cdot M^{0.79}. \quad (7a)$$

Podobně z produkce vodní páry dostaneme rovnici pro tok latentního tepla \dot{Q}_{lj} [W] při $t_i = 10^\circ\text{C}$, které vydává zvíře o hmotnosti M [kg]

$$\dot{Q}_{lj} = 1.88 \cdot M^{0.79}. \quad (8)$$

Přepočet na jiné teploty t_i provedeme pomocí upraveného přepočítacího koeficientu

k_w , jehož průběh jsme nahradili přímkami v rozmezí teplot t_i 0 až 10 °C a 10 až 18 °C. Rovnice (8) má pak tvar

$$\dot{Q}_{lj} = 1,88(0,8 + 0,02 \cdot t_i) \cdot M^{0,79} \quad \text{pro } t_i < 10 \rangle \quad (8a)$$

$$\dot{Q}_{lj} = 1,88(0,5 + 0,05 \cdot t_i) \cdot M^{0,79} \quad \text{pro } t_i < 10; 18 \rangle \quad (8b)$$

Tok citelného tepla získáme z rozdílu \dot{Q}_j a \dot{Q}_{lj}

$$\dot{Q}_{ej} = (6,4 - 0,11 \cdot t_i) \cdot M^{0,79} \quad \text{pro } t_i < 10 \rangle, \quad (9a)$$

$$\dot{Q}_{ej} = (7 - 0,17 \cdot t_i) \cdot M^{0,79} \quad \text{pro } t_i < 10; 18 \rangle. \quad (9b)$$

Stejnou metodou jsme stanovili pomocí hodnot z ON 73 4502 pro telata celkový tepelný tok \dot{Q}_j [W]

$$\dot{Q}_j = 12,8(1,1 - 0,01t_i) M^{0,7}, \quad (10)$$

tok latentního tepla

$$\dot{Q}_{lj} = 3,8(0,8 + 0,02t_i) M^{0,7} \quad \text{pro } t_i < 10 \rangle, \quad (11a)$$

$$\dot{Q}_{lj} = 3,8(0,5 + 0,05t_i) M^{0,7} \quad \text{pro } t_i < 10; 18 \rangle, \quad (11b)$$

a tok tepla citelného

$$\dot{Q}_{ej} = (12,2 - 0,32 \cdot t_i) \cdot M^{0,7} \quad \text{pro } t_i < 10 \rangle, \quad (12a)$$

$$\dot{Q}_{ej} = (11,0 - 0,2 \cdot t_i) \cdot M^{0,7} \quad \text{pro } t_i < 10; 18 \rangle. \quad (12b)$$

Diskutovanou otázkou je správnost hodnot tepelných toků produkovaných zvířaty, jak jsou tyto hodnoty uváděny v normách či jiných podkladech a publikacích. Podle jednotlivých pramenů vycházejí rozdílné výsledky. Např. *Bruce* [2] udává pro tok citelného tepla u skotu výraz

$$\dot{Q}_{ej} = 0,12 \cdot M^{0,67}(45 - t_i), \quad (13)$$

podle něhož pro $t_i = 10$ °C vycházejí hodnoty méně než poloviční ve srovnání s výsledky podle rovnice (9a).

Podle pramenu [5] je celkový tepelný tok u telat

$$\dot{Q}_j = (3,13 - 0,06t_i + 0,00134t_i^2) \cdot M, \quad (14)$$

tok latentního tepla je konstantní až do $t_i = 20$ a je roven

$$\dot{Q}_{lj} = 0,243 \cdot M, \quad (15)$$

a tok citelného tepla

$$\dot{Q}_{ej} = (2,89 - 0,06t_i + 0,00134t_i^2) \cdot M. \quad (16)$$

Hodnoty podle tohoto výrazu jsou opět významně nižší než podle rovnic (11a) a (12a).

Pomocí výrazu pro \dot{Q}_e můžeme vypočítat vnitřní teplotu t_i . Vyjdeme z rovnice (2) v níž za \dot{Q}_e dosadíme $N \cdot \dot{Q}_{ej}$ (N je počet zvířat ve stáji). Dále vyjádříme

$$\sum k \cdot S = \frac{\dot{Q}_z}{t_i - t_e} = \frac{\dot{Q}_z \cdot N \cdot S_j}{S_p(t_i - t_e)} = K \cdot N \cdot S_j, \quad (17)$$

kde S_j je půdorysná plocha připadající na 1 ustájené zvíře, S_p — celková plocha podlahy a K — průměrný součinitel prostupu tepla, vztažený na 1 m² podlahové plochy

$$\left(K = \frac{S_{stř} \cdot k_{stř} + S_{st} \cdot k_{st} + S_p \cdot k_p}{S_p} \right), \text{ kde } stř \text{ značí střechu, } st \text{ — stěny a } p \text{ — podlahu [2]} \quad (17)$$

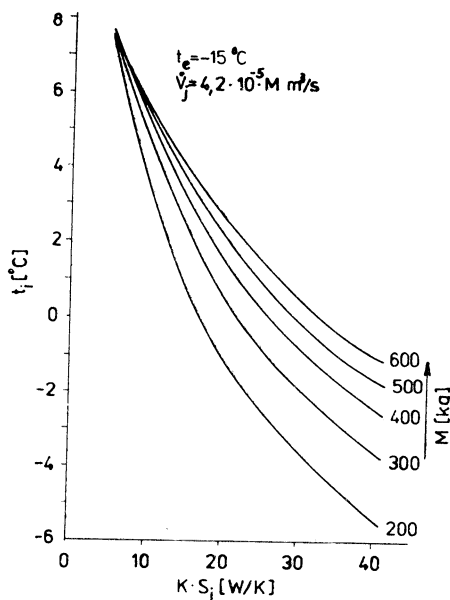
Do rovnice (3) dosadíme výrazy (17) a (9a) [popř. (9b)] a po úpravě dostaneme

$$t_i = t_e + \frac{(6,4 - 0,11t_e) \cdot M^{0,79}}{\dot{V}_j \cdot \varrho \cdot c + K \cdot S_j + 0,11 \cdot M^{0,79}} \quad (18)$$

V tomto výrazu jsme zavedli objemový průtok vzduchu \dot{V}_j připadající na 1 zvíře, tj. $\dot{V}_j = \dot{V}/N$. Pro $t_e = -15^\circ\text{C}$, $\varrho = 1,34 \text{ kg/m}^3$, $c = 1010 \text{ J/kgK}$, $\dot{V}_j = 4,2 \cdot 10^{-5} \cdot M \text{ m}^3/\text{s}$ dostaneme

$$t_i = t_e + \frac{8,05 \cdot M^{0,79}}{0,057M + KS_j + 0,11M^{0,79}} \quad (18a)$$

Výsledky t_i podle rovnice (18a) jsou vyneseny graficky na obr. 2. Záporné teploty



Obr. 2. Závislost vnitřních teplot vzduchu t_i na součinu $K \cdot S_j$ a hmotnosti zvířete M .

jsou korigovány na vyšší tok citelného tepla podle sovětské normy ONTP I-77 pro technologické projektování stájí pro skot.

Z údajů této normy byla odvozena rovnice pro tok citelného tepla

$$\dot{Q}_{ej} = (6,4 - 0,2t_i) \cdot M^{0,79} \text{ pro } t_i < -10; 0 \quad (9c)$$

Зávěr

Z výpočtu vnitřní teploty t_i podle rovnice (18a) vyplývá, že má-li se dosáhnout předepsaných hodnot t_i , musí být:

- a) součinitel prostupu tepla K malý, tj. stáj musí být dobře izolovaná,
- b) plocha S_j rovněž malá, tj. stáj musí být plně obsazena zvířaty.

Dosažené výsledky ukazují potřebu rekuperace tepla pro ohřev přiváděného vzduchu, zejména u nižších hmotnostních kategorií. Ve stáji musí být trvale zajištěna výměna vzduchu \dot{V}_j , aby nedošlo k nadměrnému zvýšení relativní vlhkosti vzduchu, tj. přes 85 % a ke kondenzaci vodních par na stavebních konstrukcích.

LITERATURA

- [1] Anton, W., Paar, G.: Gesundes Stallklima durch Monoschachtlüftung. Mh. Vet.—Med. 38 (1983), s. 546—551
- [2] Bruce, J. M.: Natural Convection through Openig and its Application to Cattle Building Ventilation. J. agric. Engng Res. 1978, 23, s. 151—167
- [3] Bruce, J. M.: Ventilation of a model livestock building by thermal buoyancy. Trans. ASAE 25 (1982), č. 6, s. 1724—27
- [4] Buffington, D. E. a kol.: Black Globe-Humidity Index (BGHI) as Comfort Equation for Dairy Cows. Transactions of the ASAE 24, 1981, č. 3, s. 711—714
- [5] Gebremedhin, K. G., Cramer, C. O., Porter, W. P.: Predictions and Measurements of Heat Production and Food and Water Requirements of Holstein Calves in Different Environments. Transactions of the ASAE 24, 1981, č. 3, s. 715—720
- [6] Matějka, J.: Příspěvek k problematice výpočtů tepelné bilance stájových prostorů v zimním období. Zdrav. techn. a vzduchotechnika 22 (1979), č. 4, str. 215—225
- [7] Rajak, M. B., Šmidt, V. A., Karpis El., E.: Sověšenstvovaniye norm mikroklimata dlja poměščenij soderžaniya krupnovo rogatovo skota. Vodosnabženiye i san. tehnika 1982, č. 6, s. 13—14
- [8] Sokhansanj, S. a kol.: Economic Feasibility of Using Heat Exchangers in Ventilation of Animal Building. Transactions of the ASAE 23, 1980, č. 6, s. 1525—1528
- [9] Timmons, M. B., Baughman, G. R.: Similitude Analysis of Ventilation by the Stack Effect from an Open Ridge Livestock Structure. Transactions of the ASAE 24, 1981, č. 4, s. 1030—1034
- [10] Wathes, C. M., Jones, C. D. R., Webster, A. J. F.: Ventilation, Air hygiene and Animal Health. The Veterinary Record, December 10, 1983, s. 554—559
- [11] Wolfermann, H. F.—Weghe, H.: Stallklima und Stalllüftung. AID Land-und Hauswirtschaftlicher Auswertungs-und Informationsdienst E. V., 1975, č. 255, s. 3—27
- [12] Zeman, J.: K systému hřebenového větrání lehkých stájí pro skot. Veterinářství 29, 1979, č. 7, s. 301—303

К НЕКОТОРЫМ ВОПРОСАМ МИКРОКЛИМАТА ХЛЕВОВ ДЛЯ РОГАТОГО СКОТА

Доц. 'Ннж. Д-р Ладислав Оппл, к. т. 'н.

Из результатов наблюдения температур и относительной влажности в хлевах вытекает необходимость надежного теплового баланса хлевов для рогатого скота зимой, когда единственным источником тепла для покрытия тепловых потерь вентиляции и внешней ограждающей конструкцией объекта ток чувствительного тепла от животных. Из нормированных данных продукции тепла и водяного пара рогатого скота выведены уравнения, которые позволяют расчет внутренней температуры в зависимости от массы поместимых в хлеве животных и от среднего коэффициента теплопередачи объекта, который относится к 1 м² площади пола.

MICROCLIMATE IN CATTLE BUILDING

Doc. Ing. Dr. Ladislav Oppl, CSc.

Necessity of steady cattle buildings winter thermal balance when sensible heat flux produced by animals is the only one heat source covering heat losses by ventilation and by the external building envelope, follows from results of temperature measuring and from relative air humidity measuring. Equations allowing to calculate inner temperature depending on weight of stable animals and also on average heat transfer coefficient of the cattle building relating to 1 m² of the floor space are derived there from prescribed heat and water vapour values produced by horned cattle.

ZU EINIGEN FRAGEN DES MIKROKLIMAS VON RINDERSTÄLLEN

Doz. Ing. Dr. Ladislav Oppl, CSc.

Aus den Ergebnissen der Lufttemperaturen- und Relativfeuchtigkeitenuntersuchungen in den Rinderställen folgt die Notwendigkeit der guten Wärmebilanz von Ställen in der Winterperiode, wo der durch die Tiere produzierte fühlbare Wärmefluss als die einzige Wärmequelle zur Deckung der Wärmeverluste infolge der Lüftung und Aussenhülle eines Objekts ist. Aus den Normwerten der Wärme- und Wasserdampfproduktion der Rinder werden die Gleichungen, die die Berechnung der Innentemperatur in der Abhängigkeit vom Gewicht der eingestellten Tiere und vom Durchschnittskoeffizient des Wärmedurchgangs bezüglich auf 1 m² der Fussbodenfläche eines Objekts ermöglichen, abgeleitet.

À QUELQUES QUESTIONS DU MICROCLIMAT DES ÉTABLES À GROS BÉTAILS

Doc. Ing. Dr. Ladislav Oppl, CSc.

Sur la base des résultats de la observation des températures et humidités relatives de l'air dans les étables à gros bétails, la nécessité du bilan thermique bon des étables se montre dans la période d'hiver où le flux de chaleur sensible produite par les animaux est la seule source de chaleur pour la compensation des pertes de chaleur par suite de la ventilation et de la surface extérieure d'un objet. Sur la base des valeurs-étalons de la production de la chaleur et de la vapeur d'eau des gros bétails, on déduit les équations qui permettent le calcul de la température intérieure dans la dépendance du poids des animaux établés et du coefficient de pénétration de la chaleur qui est relatif au 1 m² de la surface de plancher d'un objet.

● ČSN 83 5711/ST SEV 2599-80

Měření imisí amoniaku indofenolovou metodou

S účinností od 1. 7. 1984 se na základě doporučení ministerstva lesního a vodního hospodářství ČSR zavádí mezinárodní norma RVHP ST SEV 2599-80 Ochrana přírody. Atmosféra. Indofenolová metoda stanovení obsahu amoniaku jako nová čs. státní norma.

Norma RVHP platí pro fotometrické stanovení amoniaku indofenolovou metodou, založenou na vzájemném působení amoniaku, chlornanu a fenolu za přítomnosti nitroprussidu sodného. Stanovení ruší aromatické

amidy a formaldehyd. Intenzita modrého zbarvení roztoku indofenolu je úměrná množství amoniaku. Postup je vhodný ke stanovení krátkodobé a průměrné denní koncentrace amoniaku v ovzduší v rozsahu 0,1 až 1,0 mg/m³.

Text normy obsahuje popis aparatury, činidel a roztoků, odběru vzorků, provedení rozboru, sestavení kalibrační křivky a zpracování výsledků. V informační příloze jsou uvedeny fyzikální a chemické vlastnosti amoniaku a schéma Richterova absorberu.

Zpracovateli 12 stránkové normy jsou Český hydrometeorologický ústav Praha a Institut hygieny a epidemiologie Praha.

(tes)

DISTRIBUCE VZDUCHU V HALOVÉM SENÍKU

Ing. VRATISLAV HLADKÝ, CSc.

Výzkumný ústav vzduchotechniky, Praha

Jsou popsány systémy rozvodu vzduchu v halových senících a uvedeny výpočty rychlosti vzduchu ve vrstvě sena, tlakové ztráty v této vrstvě a potřebného výkonu ventilátorů.

Recenzoval: Doc. Ing. Dr. Ladislav Oppl, CSc.

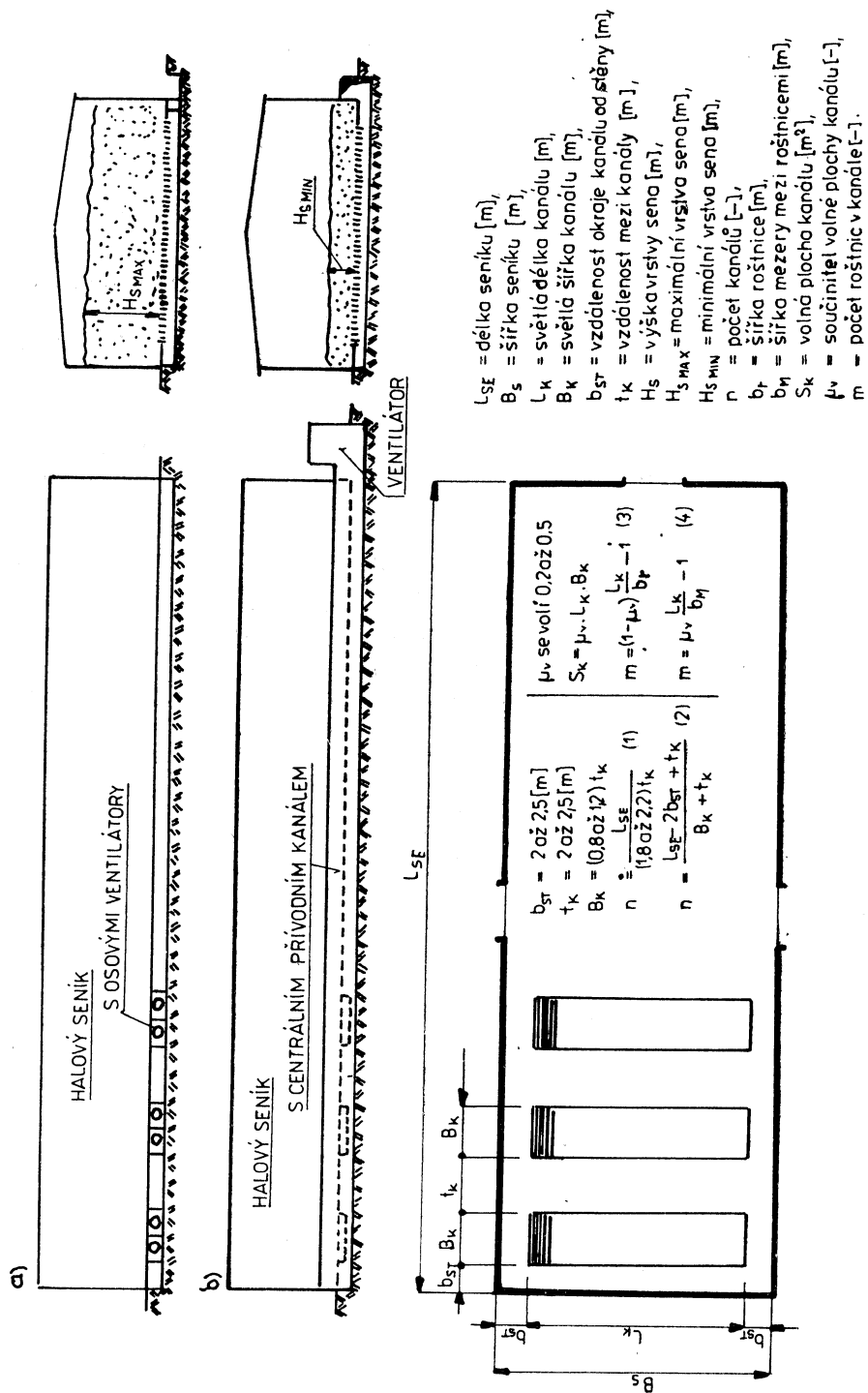
Halový seník, určený pro dosoušení a uskladnění sena, je v podstatě kolna, která má čtyři stěny a střechu a která může mít různý stavební charakter. Z hlediska distribuce vzduchu nás zajímá pouze její půdorys a výška použitelná pro naskladnění sena.

Základní rozměrové schéma halového seníku je uvedeno na *obr. 1*. Jedná se buď o seník s osovými ventilátory v jednotlivých kanálech nebo o seník s centrálním rozvodem. Obě provedení jsou z hlediska distribuce vzduchu rovnocenná. Na *obr. 1* najdeme seznam použitých označení, poznáme jeho význam i volbu velikostí jednotlivých rozměrů. Rovnice (1) je vhodná pro předběžné určení vzájemné relace veličin n , t_K a B_K (n musí být celé číslo). Rovnice (2) udává již hodnotu přesnější pro známé B_K a t_K . Podobně rovnice (3) a (4) mají význam pro řešení hustoty samotných roštů, které zakrývají jednotlivé kanály. Volíme buď μ_v a b_r a nebo μ_v a b_m a určujeme naopak b_m nebo b_r a počet roštic m .

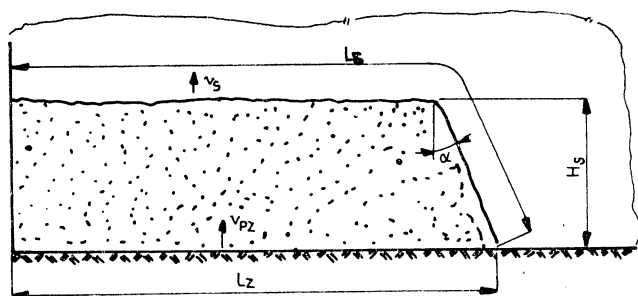
Obr. 2 se zabývá některými aspekty při zaskladnění sena v seníku; ukazuje základní tvar „zaskladněné kupy sena“ o celkové délce povrchu sena L_S na podlaze o délce L_Z , o výšce H_S a se svažitou plochou pod úhlem α ; šířka kupy je shodná se šířkou seníku. Takové kupy sena jsou v seníku buď dvě proti sobě (vjezd do seníku uprostřed seníku) a nebo jen jedna, je-li vjezd z boční strany. Výška zaskladněné vrstvy sena může mít libovolnou velikost od $H_{S\min}$ do $H_{S\max}$: první by neměla být menší než b_{ST} , resp. t_K , druhá je dána celkovou výškou seníku. Hloubka příčných kanálů se volí 0,6 až 0,4 m, resp. podle velikosti osových ventilátorů na začátku kanálu.

Za charakteristickou rychlost pro posuzování distribuce vzduchu volíme podlahovou rychlost v zaskladněné části seníku $v_{PZ} = \dot{V}_{přc}/L_Z B_S$, je-li $\dot{V}_{přc}$ celkový přiváděný objemový průtok vzduchu pod kupu sena. Podle rovnic (5) a (6) určíme střední rychlost v_S větracího vzduchu nad kupou sena, která by neměla být příliš odlišná od rychlosti v_{PZ} . Se vzrůstající podlahovou rychlostí klesá doba dosoušení sena; její velikost je řádově malá: pohybuje se kolem pěti cm/s.

Jedním z hlavních parametrů pro volbu ventilátoru je tlaková ztráta vzduchotechnického zařízení halového seníku. Při obvyklé úpravě podle *obr. 1* je hlavní, resp. rozhodující složkou celkové tlakové ztráty, tlaková ztráta samotné vrstvy sena, která se určí jako tvarová ztráta, vztažená na podlahovou rychlost v zaskladněné části seníku. Určí se proto součinem jednotkové tlakové ztráty Δp_{sj} a výšky vrstvy sena H_S . Jednotková tlaková ztráta [Pa/m] je dána součinitelem tlakové ztráty ξ_S a dynamickým tlakem příslušným rychlosti v_{PZ} [m/s]. Všechny potřebné výpočtové vztahy a číselné hodnoty jsou zřejmé z diagramu na *obr. 3*: je vidět, že jednotková tlaková ztráta narůstá prudce s velikostí podlahové rychlosti. V diagramu jsou uvedeny křivky pro luční seno a vojtěšku a pro různou počáteční

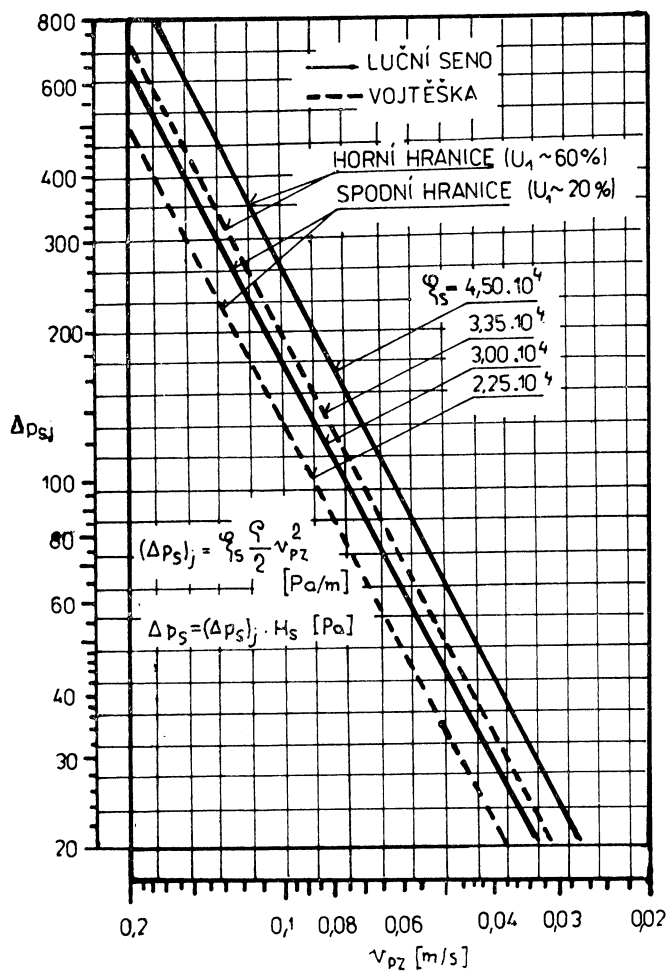


Obr. 1. Základní rozměrové schéma halového seníku s osovými ventilátory (a) a s centrálním přívodním kanálem (b).



$\alpha = 60^\circ - k = 0,268$
 $\alpha = 45^\circ - k = 0,414$
 $\alpha = 30^\circ - k = 0,577$
 $\alpha = 15^\circ - k = 0,767$

Obr. 2. Rychlost větracího vzduchu ve vrstvě sena.

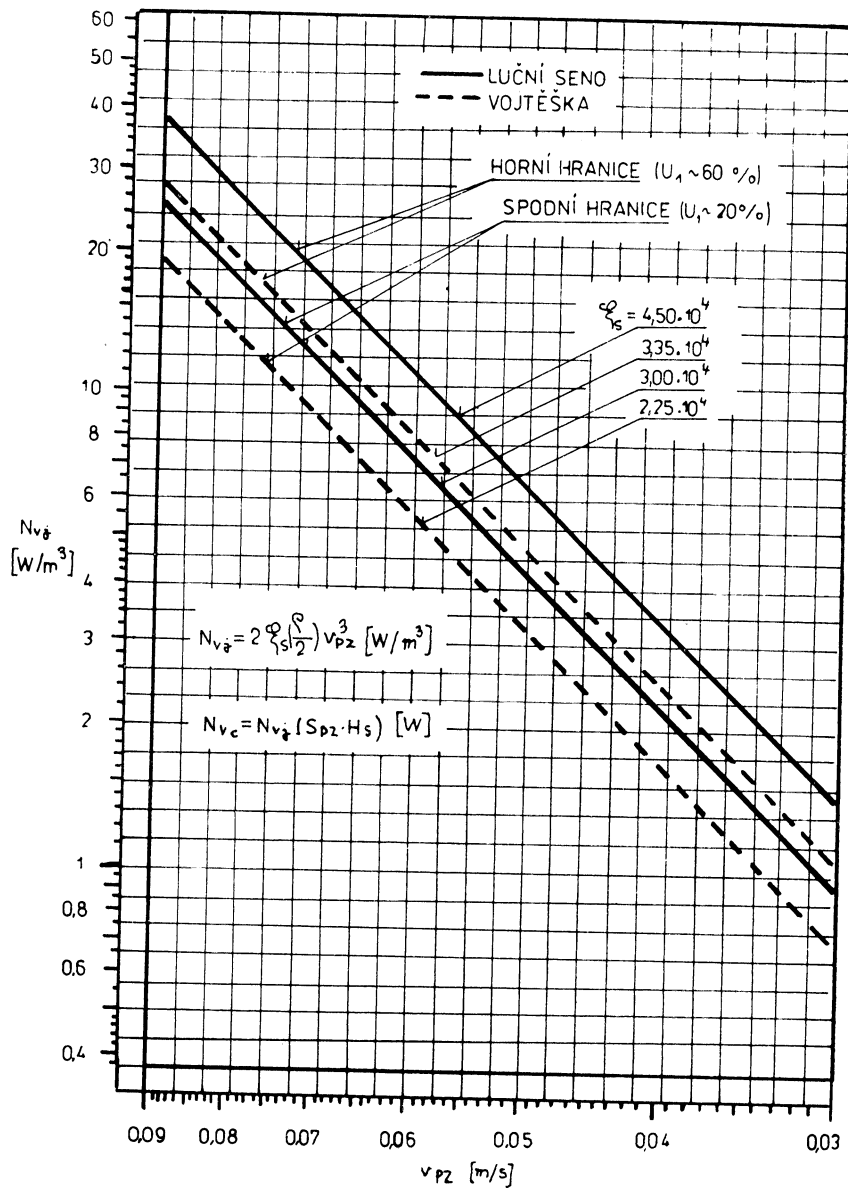


Obr. 3. Tlaková ztráta ve vrstvě sena.

Obečně

$$N_{vc} = \varphi_s \frac{Q}{2} \frac{H_s S_{p2} v_{p2}^3}{\eta_v \cdot 10^3} \text{ [kW]}, \quad N_{v\ddot{s}} = \varphi_s \frac{Q}{2} \frac{v_{p2}^3}{\eta_v} \text{ [W/m}^3\text{]} \quad [7],[8]$$

η_v = skutečná účinnost ventilátoru, $\eta = 0.5$ - předpokladaná účinnost ventilátoru



Obr. 4. Jednotkový výkon vzduchotechnického zařízení vztažený na 1 m³ užitého prostoru halového seníku.

vlhkost dosoušené píce (horní a spodní hranice). Za experimentálně doloženou lze považovat spodní hranici pro luční seno; horní hranice pro luční seno jakož i hodnoty pro vojtěšku byly upraveny odhadem.

S tlakovou ztrátou vrstvy sena v halovém seníku souvisí úzce potřebný výkon větracího zařízení. Ten určíme obecně vztahem (7), který je uveden v souvislosti s obr. 4. Celkový výkon lze vyjádřit opět součinem jednotkového výkonu N_v (viz rovnice 8) a užitným objemem zaskladněného seníku $S_{PZ} \cdot H_S$. Velikost jednotkového výkonu je uvedena v diagramu na obr. 4; má podobný charakter jako průběh tlakové ztráty. V diagramu byla použita předpokládaná účinnost ventilátoru 0,5; bude-li skutečná účinnost η_v , je nutno výsledek násobit parametrem $0,5/\eta_v$. Význam jednotkového výkonu spočívá v tom, že buď se pro užitný prostor určí potřebný celkový výkon a nebo z velikosti celkového příkonu, který je k dispozici, se určí velikost větratelného užitého prostoru.

Velikost a typ použitého ventilátoru volíme tedy podle celkového tlaku Δp_{sc} a podle objemového průtoku, který připadá na jeden ventilátor. Všechny N použitých ventilátorů musí dohromady dávat objemový průtok $\dot{V}_{přc}$.

LITERATURA

Hladký V.: Halové seníky. (Základní směrnice pro návrh vzduchotechniky) VÚV. Z-83-1607.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА В СЕНОВАЛЕ ТИПА БОЛЬШЕПРОЛЕТНОГО ПОМЕЩЕНИЯ

Инж. Вратислав Гладки, к. т. н.

Описываются системы распределения воздуха в сеновале типа большепролетного помещения и приводятся расчеты скорости воздуха в слое сена, потери давления в этой слое и нужной мощности вентиляторов.

AIR SUPPLY IN A HALL HAY-LOFT

Ing. Vratislav Hladký, CSc.

Air supply systems in hay-lofts are described in the article and calculations of air speed in a layer of a hay, heat losses in this layer and required fans performance are presented there.

LUFTDISTRIBUTION IN EINER HEUSCHEUERHALLE

Ing. Vratislav Hladký, CSc.

Im Artikel beschreibt man die Luftdistributionssysteme in den Heuscheuerhallen und man gibt die Berechnungen der Luftgeschwindigkeit in einer Heuschicht, des Druckverlustes in dieser Schicht und des Leistungsbedarfs der Lüfter an.

DISTRIBUTION DE L'AIR DANS UNE HALLE DE GRENIER À FOIN

Ing. Vratislav Hladký, CSc.

Dans l'article présenté, on décrit les systèmes de distribution de l'air dans les halles de grenier à foin et on fait savoir les calculs de la vitesse de l'air dans une couche du foin, de la perte de chute dans cette couche et les calculs de la puissance nécessaire des ventilateurs.

● **Novelizované normy pro výkresy pozemních staveb**

S účinností od 1. 7. 1984 byly vydány tři novelizované čs. státní normy platné pro kreslení výkresů ve stavebnictví.

ČSN 01 3449 — Zjednodušené výkresy pozemních staveb platí pro kreslení zjednodušených výkresů stavebních objektů pozemních staveb, v nichž se zobrazování stavebních konstrukcí omezuje na konstrukce bezprostředně ovlivňující zařízení, která se mají do těchto výkresů zakreslovat, dále na údaje orientační a styčné. Zjednodušené výkresy slouží jako podklad pro zakreslování zdravotních instalací, ústředního vytápění a vzduchotechnických zařízení, elektrotechnických zařízení (silových, sdělovacích a hromosvodů), technologických (strojních) zařízení a pro zakreslování dalších zařízení v pozemních stavbách, pokud se zakreslují do zjednodušených výkresů. Ustanovení normy platí pro všechny druhy výkresů bez ohledu na jejich účel nebo stupeň projektové přípravy.

ČSN 01 3452 — Výkresy ústředního vytápění platí pro kreslení zařízení ústředního vytápění, rozvodů páry, horké vody, teplé (otopné) vody a jiných druhů rozvodů teplosnosných látek používaných ve stavebních objektech. V normě jsou zapracovány údaje z mezinárodní normy RVHP ST SEV 2828-80 JSKD RVHP Výkresy ve stavebnictví. Grafická označení zařízení ústředního vytápění.

ČSN 01 3454 — Výkresy vzduchotechnických zařízení platí pro kreslení vzduchotechnických zařízení používaných ve stavebních objektech a jsou v ní zapracovány údaje z ST SEV 3216-81 JSKD RVHP Výkresy ve stavebnictví. Zařízení větrání a klimatizace. Pravidla kreslení výkresů.

Zpracovatelem jednotlivých norem v rozsahu 24, 64 a 28 stran je Strojní a typizační ústav v Praze.

(tes)

● **Měřiče tepla na bázi ultrazvuku**

Snaha po úsporách energie vede mimo jiné ke stále širšímu používání měřičů tepla. V podstatě se používají dva druhy; mechanické a elektronické. Ty jsou poháněny baterií a mají jeden mechanický prvek — vlastní měřič průtoku, který podléhá opotřebení a usazují se na něm nečistoty z vody. Snaha vývojářů se proto zaměřila na zkonstruování měřičů tepla nové generace bez zmíněných nedostatků. Nové měřiče na principu ultrazvuku jsou v současné době nejvíce propracovány.

Princip činnosti takového měřiče spočívá v tom, že se do stěny rovného potrubního kusu zabuduje zdroj (přijímač) ultrazvuku, který vysílá do trouby pod určitým úhlem k její ose zvukové vlny, které se v troubě třikrát odrazí (zvukový paprsek proběhne uvnitř trubky dráhu ve tvaru *W*) a jsou zachyceny přijímačem (zdrojem) na téže straně trubky. Trojí odraz prodlužuje dráhu zvukové vlny a v tenkých trubkách tím zvyšuje přesnost měření. Měřicí efekt vzniká změnami doby průběhu a současně i frekvence zvukové vlny v důsledku měněního se průtoku topné vody. Stálé střídání obou základních prvků — zdroje a přijímače, umožňuje stanovit objemový průtok bez ohledu na kvalitu a na hustotu topného média. Frekvence ultrazvukové vlny měřené „po proudu“ s rostoucím průtokem se čím dále tím více liší od frekvence vlny měřené „proti proudu“. Rozdíl těchto frekvencí dává přesný obraz o velikosti objemového průtoku topné vody.

Mikropočítač z tohoto rozdílu a z průřezu potrubí v místě měření popř. z dalších ovlivňujících činitelů, vypočítá objemový průtok, který pak vynásobí rozdílem teplot přiváděné a zpětné vody, naměřeným platinovými čidly a dílčí výsledky periodicky sumarizuje. Na displeji počítače s tekutými krystaly je možno zjistit nejen spotřebované množství tepla a proteklé množství vody, ale i okamžitý objemový průtok a teploty vody.

CCI 12/83

(Ku)

PŘÍSPĚVEK K VÝPOČTU PODLAHOVÉHO VYTÁPĚNÍ

DOC. ING. DR. JAROMÍR CIHELKA

V článku je popsán výpočet podlahové otopné plochy zahříváné ohebnými hadicemi nebo dutými matracemi z plastických hmot. Pozornost je věnována také některým faktorům specifickým pro podlahové vytápění, např. vlivu podlahové krytiny a vlivu zafclonění podlahy nábytkem na zmenšení tepelného výkonu. Pro potřeby praxe jsou připojeny pomocné diagramy k usnadnění výpočtů.

Recenzoval: Ing. Vladimír Bašus

V poslední době dochází k renesanci velkoplošného vytápění zejména v souvislosti s využíváním nových zdrojů tepelné energie s nízkým teplotním potenciálem (např. geotermální energie, energie slunečního záření, odpadního tepla atd.). Také při centralizovaném zásobování teplem je velkoplošné vytápění velmi vítáno, neboť snížením teploty vratné vody lze podstatně zvýšit účinnost toplostrojních soustav.

1. VŠEOBECNĚ O MODERNÍM VELKOPLOŠNÉM VYTÁPĚNÍ

Zatímco dříve bylo nejrozšířenější stropní vytápění s maximální teplotou vody 55 až 60 °C (s teplotním spádem nejčastěji 55/45 °C nebo 60/50 °C), uplatňuje se moderní velkoplošné vytápění především ve formě podlahového vytápění, u něhož se vystačí se zvláště nízkou teplotou vody (nejčastěji do 40 °C). Další předností podlahového vytápění je, že montáž otopných ploch je velmi jednoduchá a lze ji provést i dodatečně v hotových stavbách. S největším rozšířením podlahového vytápění lze počítat u rodinných domků a dále u nízkých budov pavilónového typu. Nevylučuje se však ani použití u vícepodlažních budov.

Hlavním předpokladem pro úspěšné uplatnění podlahového vytápění ovšem je podstatné zmenšení tepelných ztrát budov. Předpokládá se zvětšení tepelného odporu obvodového pláště nejméně na dvojnásobek dříve (před r. 1983) obvyklých hodnot a zmenšení tepelné ztráty větráním na hodnotu odpovídající minimální výměně vzduchu.

Otopná plocha moderního podlahového vytápění se nejčastěji vytvoří stejně jako dříve, tj. vložením trubkových smyček do vrstvy betonu. Dnes se však místo kovových (ocelových nebo výjimečně i měděných) trubek používá trubek (hadic) z plastických hmot (z polyetylénu, větveného polyetylénu, polyuretanu) o průměru 10 až 20 mm.¹⁾ Trubky se na podklad s tepelnou izolací pokládají ve tvaru meandru nebo spirály. Plocha zakrytá trubkami může mít přitom zcela libovolný tvar. Trubkový meandr nebo spirála se potom zakryje vrstvou betonu a popřípadě dodatečně i obvyklou podlahovou krytinou.

Kromě otopných ploch s trubkami se také používá zvláštních desek (matrací)

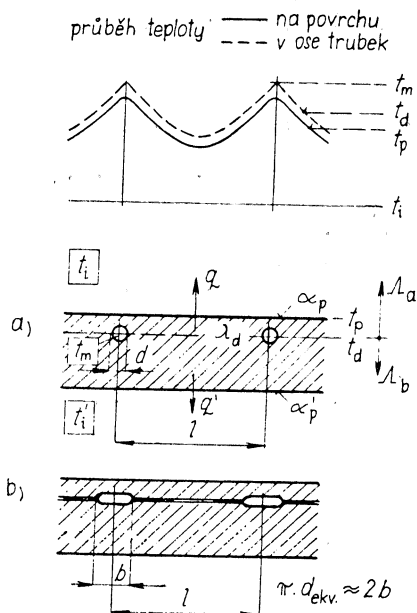
¹⁾ Nejčastěji se používají trubky o průměru 20 mm. V tomto případě může být celková délka trubky pro jednu otopnou plochu až 100 m. Při použití trubek menšího průměru je nutno zmenšit celkovou délku tak, aby se nepřipustně nezvětšil hydraulický odpor.

s dutinami, kterými proudí teplá voda. Tyto desky jsou také z plastických hmot a stejně jako trubky se zakryjí vrstvou betonu.

2. VÝPOČET POVRCHOVÉ TEPLOTY A TEPELNÉHO VÝKONU

Výrobci trubek (hadic) a desek (matrací) pro podlahové vytápění uvádějí ve svých prospektech tabulky a diagramy pro určení hlavních výkonových parametrů, tj. střední povrchové teploty a měrného tepelného výkonu, podle kterých lze zařízení navrhovat. Přesto však by měl každý projektant znát princip výpočtu otopných ploch, aby rozuměl všem specifickým vlastnostem podlahového vytápění a také aby mohl sám provést výpočet ve zvláštních případech, se kterými výrobci prefabrikovaných součástí původně nepočítali.

Z hlediska teoretického výpočtu je třeba za základní případ podlahové otopné plochy počítat plochu s trubkami. Postup výpočtu střední povrchové teploty je stejný jako u stropních ploch typu *Crittall*. Tento postup byl již dříve popsán v lite-



Obr. 1. Schéma podlahové otopné plochy
a) s trubkami, b) s topnou deskou

ratuře o velkoplošném vytápění, např. [3], [4], [8] aj. Pro podlahové vytápění je však nutno výpočet upravit a doplnit podrobnostmi respektujícími některé zvláštnosti daného způsobu vytápění.

Schéma podlahové otopné plochy je na obr. 1. Za předpokladu, že po obou stranách otopné desky je stejná teplota $t_i = t'_i$, počítá se střední teplota v ose trubek t_d ze vztahu

$$t_d - t_i = (t_m - t_i) \frac{\operatorname{tgh} \left(m \frac{l}{2} \right)}{m \frac{l}{2}}, \quad (1)$$

kde t_m je střední (průměrná) teplota otopné vody,

t_i — teplota v místnosti,

l — rozteč trubek [m],

m — součinitel charakterizující otopnou desku z hlediska sdílení tepla [m^{-1}].

Součinitel m se při respektování válcového tvaru zdrojů tepla počítá podle Kollmara [5] ze vztahu

$$m = \sqrt{\frac{2(\lambda_a + \lambda_b)}{\pi^2 \cdot \lambda_d \cdot d}} \quad [\text{m}^{-1}], \quad (2)$$

kde λ_a je tepelná převodnost vrstvy nad trubkami [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$],

λ_b — tepelná převodnost vrstvy pod trubkami [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$],

λ_d — tepelná vodivost materiálu vrstvy, do které jsou vloženy trubky [$\text{W}/\text{m K}$],

d — průměr trubek [m].

Při výpočtu tepelné převodnosti vrstvy nad trubkami

$$\lambda_a = \frac{1}{\frac{a}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_p}} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \text{K}] \quad (3)$$

se doporučuje počítat se součinitelem přestupu tepla na povrchu otopné plochy

$$\alpha_p = \alpha_{sp} + \alpha_{kp} = 5,4 + 6,6 = 12 \text{ W}/\text{m}^2 \text{K}^2)$$

V rovnici (3) dále je a — tloušťka vrstvy nad trubkami (od osy trubek k povrchu) [m], λ_a ($=\lambda_d$) — tepelná vodivost materiálu této vrstvy [$\text{W}/\text{m K}$].

Tepelná převodnost vrstvy pod trubkami λ_b se určí obvyklým způsobem z tepelného odporu stropní desky R_{str} [$\text{m}^2 \text{K}/\text{W}$] a odporu při přestupu tepla na spodní straně $1/\alpha'_p$ (obvykle se volí $\alpha'_p = 8 \text{ W}/\text{m}^2 \text{K}$).

Střední povrchová teplota otopné plochy, která nemá z fyziologických důvodů překročit hodnotu 27 až 28 °C, se počítá ze vztahu

$$t_p - t_i = \frac{\lambda_a}{\alpha_p} (t_d - t_i) = \frac{\lambda_a}{\alpha_p} (t_m - t_i) \frac{\operatorname{tgh} \left(m \frac{l}{2} \right)}{m \frac{l}{2}}. \quad (4)$$

Při daných výchozích teplotách t_p a t_i závisí střední povrchová teplota t_p především na rozteči trubek l . Ostatní veličiny jsou buď přibližně konstantní, nebo

2) Platí pro rozdíl teplot $\Delta t_p = t_p - t_i = 3$ až 7 K. Součinitel přestupu tepla konvekce doporučuje Lerche [7] počítat ze vztahu

$$\alpha_{kp} = 4 \sqrt[3]{t_p - t_i} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \text{K}].$$

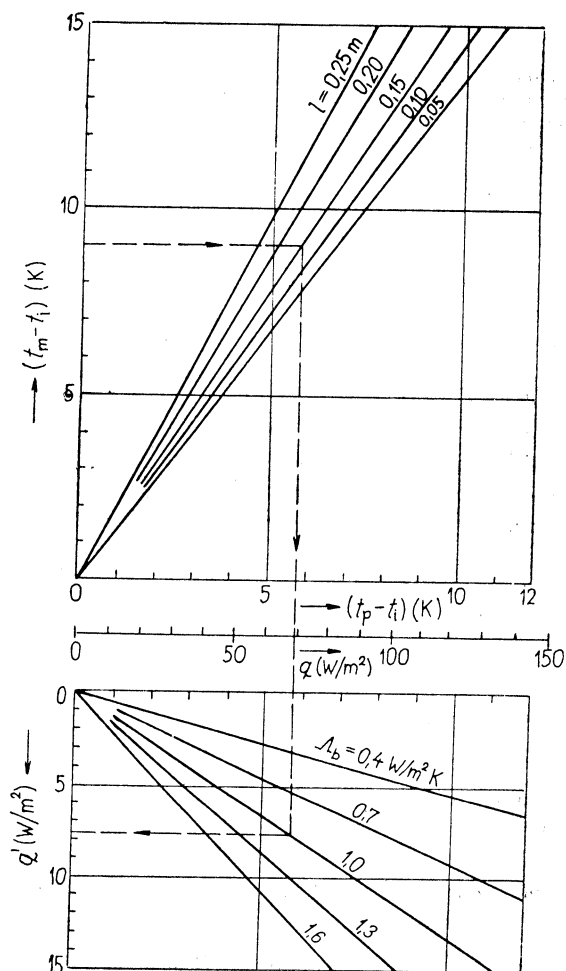
Je to větší hodnota než jak bylo zjištěno experimentálně v laboratoři s dokonale klidným vzduchem, viz např. [2] aj. Lerche počítá s jistým prouděním vzduchu ve skutečných místnostech.

mají na výsledek jen malý vliv (platí to zejména o průměru trubek d). S pomocí rovnice (4) lze tedy sestavit pomocný diagram pro určení střední povrchové teploty t_p , který má poměrně širokou platnost, viz *obr. 2*. Z diagramu lze také odečíst měrný tepelný výkon otopné plochy

$$q = A_a(t_d - t_i) = \alpha_p(t_p - t_i) \quad [\text{W/m}^2] \quad (5)$$

a měrný tepelný tok na zadní straně

$$q' = A_b(t_d - t_i) = A_b \frac{\alpha_p}{A_a} (t_p - t_i) \quad [\text{W/m}^2]. \quad (6)$$



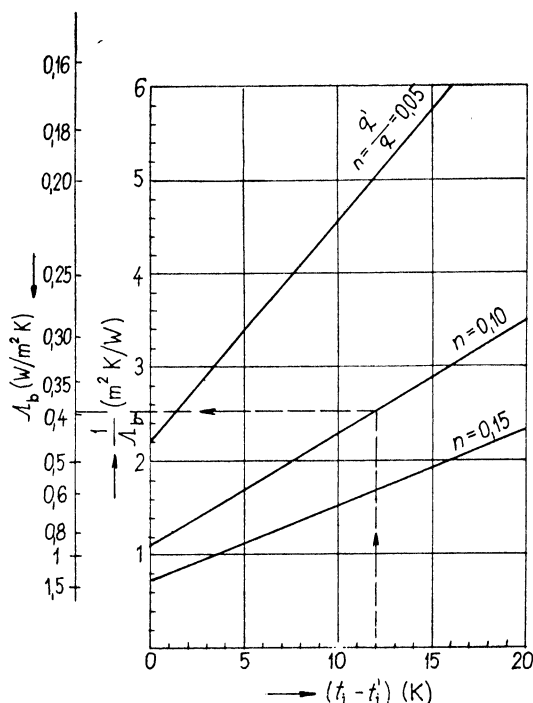
Obr. 2. Závislost střední povrchové teploty t_p na teplotě otopné vody t_m a rozteči trubek l

Při rozdílných teplotách po obou stranách otopné desky³⁾ by byl přesný výpočet povrchové teploty t_p složitější než jak bylo vpředu popsáno; bližší podrobnosti jsou uvedeny např. v práci [4] aj. S přibližností přípustnou pro praxi však lze i v tomto případě počítat teploty t_d a t_p a tedy i měrný tepelný výkon q stejně jako při $t'_i = t_i$. Měrný tepelný tok na zadní straně je však nutno počítat ze vztahu

$$q' = \lambda_b(t_d - t'_i) = \lambda_b \frac{\alpha_p}{\lambda_a} (t_p - t_i) + \lambda_b(t_i - t'_i) \quad [\text{W/m}^2]. \quad (6a)$$

Tepelný tok q' představuje u místností v nejnižším podlaží ztrátu tepla, kterou je třeba co nejvíce omezit. Je tedy nutno v tomto případě volit větší tepelný odpor vrstvy pod trubkami $1/\lambda_b$ než u místností ve vyšších podlažích. Nejčastěji se požaduje, aby tepelná ztráta q' nebyla větší než 10 až 15 % užitečného tepelného výkonu q . Poměr $n = q'/q$ se volí nejčastěji 0,05 až 0,15. Potom je třeba zvětšit tepelný odpor vrstvy pod trubkami na hodnotu

$$\frac{1}{\lambda_b} = \frac{1}{n} \left(\frac{1}{\lambda_a} + \frac{t_i - t'_i}{q} \right) \quad [\text{m}^2 \text{ K/W}]. \quad (7)$$



Obr. 3. Závislost tepelné převodnosti λ_b [$\text{W/m}^2 \text{ K}$] na rozdílu teplot $(t_i - t'_i)$ při poměru $n = q'/q = 0,05; 0,10$ a $0,15$; platí pro $q = 12$ ($27 - 20$) = 84 W/m^2

³⁾ Například u podlah v nejnižším podlaží, kde je zpravidla $t'_i < t_i$.

Pro $q = 12(27 - 20) = 84 \text{ W/m}^2$ (to je zpravidla maximální měrný tepelný výkon, pro který se navrhuje zařízení) lze hodnoty $1/\Lambda_b$ (nebo přímo Λ_b) číst z diagramu na obr. 3.

U podlahových otopných ploch s dutými matracemi podle obr. 1b se při výpočtu postupuje stejně jako u ploch s trubkami podle obr. 1a. V rovnici (2) pro součinitel m se však počítá s ekvivalentním průměrem

$$d_{\text{ekv.}} = \frac{2}{\pi} b = 0,637b.$$

Pro přibližné určení hlavních výkonových parametrů lze také použít diagramu na obr. 2.

3. VLIV OKRAJŮ NA ZVĚTŠENÍ TEPELNÉHO VÝKONU

Tepelný výkon podlahové otopné plochy

$$Q = q \cdot S = \alpha_p(t_p - t_i) S \quad [\text{W}] \quad (8)$$

nebo

$$Q_{\text{celk.}} = (q + q') S = \left(\alpha_p + \Lambda_b \frac{\alpha_p}{\Lambda_a} \right) (t_p - t_i) S \quad [\text{W}] \quad (8a)$$

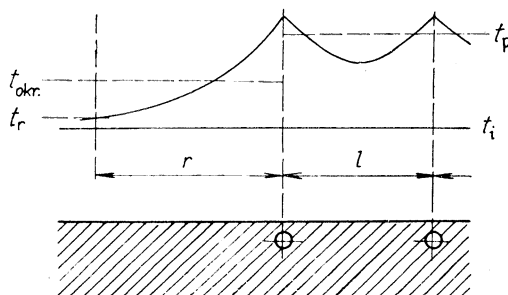
se vztahuje na otopnou plochu S ohrazenou krajními (obrysovými) trubkami. Skutečný tepelný výkon však je poněkud větší, neboť krajní trubky sdílejí také jisté množství tepla „mimo“ plochu S , viz obr. 4.

Vliv okrajů na zvětšení tepelného výkonu vyjádřili četní autoři různým způsobem, viz práce [1], [2] aj. Pro podlahové plochy s ohebnými hadicemi nejlépe vyhovuje způsob popsáný v práci [1]. Poměrné zvětšení výkonu se počítá ze vztahu (uvádíme bez odvození)

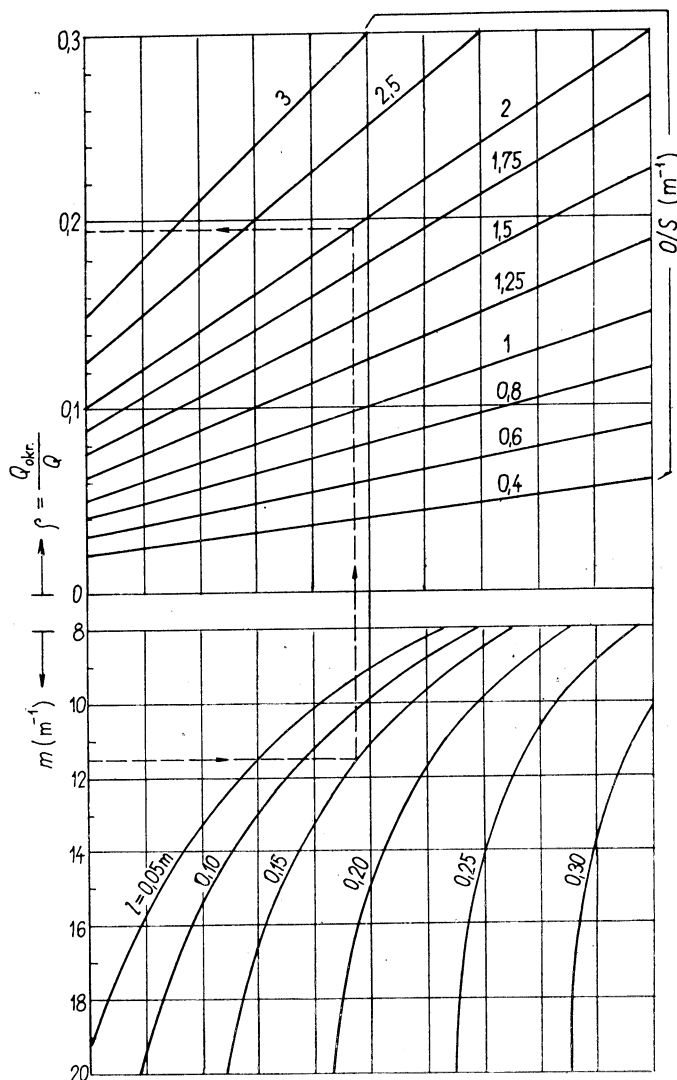
$$\varrho = \frac{Q_{\text{okr.}}}{Q} = \frac{O}{S} \frac{0,448l}{\text{tgh} \left(m \frac{l}{2} \right)}, \quad (9)$$

kde O je obvod otopné plochy [m],

S — otopná plocha ohrazená krajní trubkou [m²].



Obr. 4. Průběh povrchové teploty na okraji otopné plochy zahříváné trubkami



Obr. 5. Závislost poměrného zvětšení výkonu otopné plochy vlivem okrajů na součiniteli m , rozteči trubek l a poměru O/S (O je obvod otopné plochy, S — „čistá“ otopná plocha)

Pro daný poměr O/S závisí poměrné zvětšení výkonu pouze na rozteči trubek l a na součiniteli m podle rovnice (2). Hodnoty q lze přímo číst z diagramu na obr. 5. Skutečný tepelný výkon otopné plochy se pak počítá ze vztahu

$$Q_{\text{skut.}} = (1 + q) Q \quad [\text{W}]. \quad (10)$$

Při obvyklé konstrukci podlahových otopných ploch je přibližně

$\varrho = 0,10$ pro velké plochy, např. $S = 4 \times 4 = 16 \text{ m}^2$
 $\varrho = 0,20$ až $0,25$ pro menší plochy, např. $S = 2 \times 2 = 4 \text{ m}^2$.

V mezích od $0,10$ až $0,25$ (zvýšení výkonu 10 až 25%) je možno také volit součinitel ϱ při předběžném návrhu.

Na součiniteli m závisí také šířka okraje r , kam až zasahuje zvýšení teploty. Platí vztah (uvádíme opět bez odvození)

$$r = \frac{2,3}{m} \quad [\text{m}]. \quad (11)$$

Tuto šířku je nutno respektovat při umístění trubkové smyčky na podlaze. Vzdálenost okraje otopné plochy od stěny má být

při $m =$	5	6	7	8	10	12	14	m^{-1}
nejméně $r =$	0,46	0,38	0,33	0,29	0,23	0,19	0,16	m. ⁴⁾

4. VLIV PODLAHOVÉ KRYTINY

Položí-li se na hrubý povrch podlahy ještě podlahová krytina (např. linoleum, koberec atp.), zvětší se tepelný odpor vrstvy nad trubkami $1/\lambda_a$ a tím se sníží povrchová teplota t_p . Aby se dosáhlo stejné povrchové teploty a stejného tepelného výkonu jako u podlahy bez krytiny, je nutno zvýšit teplotu otopné vody t_m .

Pro změnu teploty vody při změněném odporu vrstvy nad trubkami platí rovnice

$$\frac{\lambda_a}{\alpha_p} (t_m - t_i) \frac{\operatorname{tgh}\left(m \frac{l}{2}\right)}{\frac{l}{m \frac{l}{2}}} = \frac{\lambda_a^+}{\alpha_p} (t_m^+ - t_i) \frac{\operatorname{tgh}\left(m^+ \frac{l}{2}\right)}{\frac{l}{m^+ \frac{l}{2}}}, \quad (12)$$

kde křížkem (+) jsou označeny parametry při změněných podmínkách.

Z rovnice (12) se pak odvodí vztah pro poměrné zvýšení teploty vody

$$\sigma = \frac{t_m^+ - t_i}{t_m - t_i} = \frac{\lambda_a}{\lambda_a^+} \frac{\operatorname{tgh}\left(m \frac{l}{2}\right)}{\operatorname{tgh}\left(m^+ \frac{l}{2}\right)} \frac{m^+}{m}. \quad (12a)$$

Součinitel m^+ se počítá stejně jako součinitel m z rovnice (2). Podle obr. 6 se však při tom počítá se změněnou (zmenšenou) tepelnou převodností

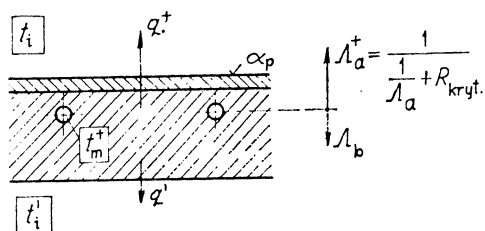
$$\lambda_a^+ = \frac{1}{\frac{1}{\lambda_a} + R_{\text{kryt.}}} = \frac{1}{\frac{a}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_p} + R_{\text{kryt.}}} \quad [\text{W/m}^2 \text{ K}]. \quad (13)$$

⁴⁾ Nízké hodnoty součinitele m se vyskytují zejména u podlah s krytinou (viz další stať tohoto článku). V tomto případě je nutno volit větší vzdálenost okrajů otopné plochy od stěn.

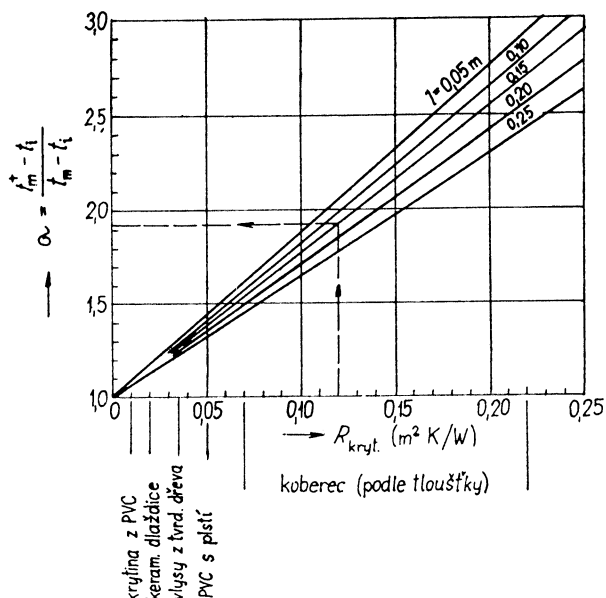
Tepelný odpor různých podlahových krytin je podle [6] pro

krytinu z PVC
keramické dlaždice
vlasy z tvrdého dřeva
krytinu z PVC s plstí
koberec (podle tloušťky)

$R_{\text{kryt.}} = 0,01 \quad \text{m}^2 \text{ K/W}$
 $0,02 \quad \text{m}^2 \text{ K/W}$
 $0,035 \quad \text{m}^2 \text{ K/W}$
 $0,05 \quad \text{m}^2 \text{ K/W}$
 $0,07 \text{ až } 0,22 \text{ m}^2 \text{ K/W.}$



Obr. 6. Podlahová otopná plocha s krytinou



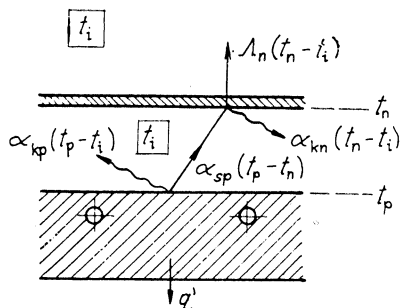
Obr. 7. Závislost poměrného zvýšení teploty otopné vody $(t_m' - t_i)/(t_m - t_i)$ na tepelném odporu podlahové krytiny $R_{\text{kryt.}}$ [$\text{m}^2 \text{ K/W}$]

Pro otopné desky, jejichž původní tepelná převodnost vrstvy nad trubkami byla $\lambda_a = 9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ a součinitel $m = 10 \text{ m}^{-1}$ (pro tyto podmínky platí také diagram na obr. 2), lze určit poměrné zvýšení teploty otopné vody z diagramu na obr. 7.

5. VLIV ZACLONĚNÍ PODLAHOVÉ OTOPNÉ PLOCHY NÁBYTKEM

Tepelný výkon podlahové otopné plochy se také do jisté míry zmenšuje vlivem nábytku, který je na podlaze postaven. Nábytek zpravidla nedoléhá na podlahu celou plochou, ale stojí na nízkých nožkách a tak svoji spodní deskou otopnou plochu zacloňuje.⁵⁾

Sdílení tepla mezi otopnou plochou a spodní deskou nábytku znázorňuje schéma



Obr. 8. Sdílení tepla při zaclonění podlahové otopné plochy nábytkem

na obr. 8. Spodní deska nábytku se zahřívá sáláním od podlahy. Tepelnou rovnováhu v ustáleném stavu vyjadřuje rovnice

$$\alpha_{sp}(t_p - t_n) = \alpha_{kn}(t_n - t_i) + \lambda_n(t_n - t_i), \quad (14)$$

kde t_n je teplota spodní desky nábytku,

α_{kn} — součinitel přestupu tepla konvekcí z povrchu nábytku [$\text{W/m}^2 \text{ K}$],

λ_n — tepelná převodnost spodní desky nábytku [$\text{W/m}^2 \text{ K}$].

Z rovnice (14) se vyjádří teplota

$$t_n = \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_{sp} + \alpha_{kn} + \lambda_n} t_p + \frac{\alpha_{kn} + \lambda_n}{\alpha_{sp} + \alpha_{kn} + \lambda_n} t_i = 0,45t_p + 0,55t_i. \quad (14a)$$

Měrný tepelný výkon podlahové otopné plochy zacloněné nábytkem se počítá z rovnice

$$q = \alpha_{sp}(t_p - t_n) + \alpha_{kp}(t_p - t_i) \quad [\text{W/m}^2], \quad (15)$$

kde $\alpha_{kp} = \alpha_{kn} = 2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ je součinitel přestupu tepla konvekcí při omezené cirkulaci vzduchu.

⁵⁾ Nábytek na vysokých nohách (např. židle, stoly apod.) má na tepelný výkon podlahové otopné plochy jen nepatrný vliv, a proto není nutno s ním počítat.

⁶⁾ Při úpravě rovnice (14a) se počítá s těmito hodnotami přestupních součinitelů $\alpha_{sp} = 5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ pro přestup tepla sáláním z otopné plochy na nábytek (jde o případ dvou rovnoběžných ploch),

$\alpha_{kn} = 2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ pro přestup tepla konvekcí z povrchu nábytku (předpokládá se omezená cirkulace v mezeře mezi podlahou a nábytkem),

$\lambda_n = 4 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ pro přestup tepla spodní deskou nábytku (platí pro dřevěnou desku tlustou 2 cm).

Pro $t_p = 27^\circ\text{C}$ a $t_i = 20^\circ\text{C}$ je podle rovnice (14a) teplota spodní desky nábytku

$$t_n = 0,45 \cdot 27 + 0,55 \cdot 20 = 12,2 + 11,0 = 23,2^\circ\text{C}$$

a měrný tepelný výkon zacloněné otopné plochy

$$q = 5(27 - 23,2) + 2(27 - 20) = 19 + 14 = 33 \text{ W/m}^2,$$

tj. přibližně 40 % plného výkonu nezacloněné plochy $\alpha_p(t_p - t_i) = 12(27 - 20) = 84 \text{ W/m}^2$ (výkon se zmenší o 60 %).

Z uvedeného příkladu vyplývá, že zacloněním nábytkem se sice tepelný výkon podlahové otopné plochy zcela nezruší, ale přesto se velmi podstatně zmenší. Podle druhu zaclonění lze předpokládat, že zmenšení tepelného výkonu na ploše zastavěné nábytkem činí 50 až 70 %.

6. ZÁVĚRY PRO NAVRHOVÁNÍ PODLAHOVÉHO VYTÁPĚNÍ

a) Při střední povrchové teplotě $t_p = 27$ až 28°C je měrný tepelný výkon podlahové otopné plochy $q = 12(27 - 20) = 84 \text{ W/m}^2$ až $12(28 - 20) = 96 \text{ W/m}^2$ (viz diagram na obr. 2). U moderních budov s velkým tepelným odporem obvodového pláště a s kontrolovanou výměnou vzduchu při větrání stačí pro místnost s maximální tepelnou ztrátou 500 až 1 000 W otopná plocha $S = 6$ až 12 m^2 . Tuto plochu lze bezpečně vložit do podlahy, neboť půdorys místnosti je v daném případě 16 až 18 m^2 .

U podlahové otopné plochy obvyklé konstrukce je třeba k dosažení vpředu uvedené povrchové teploty, aby teplota vody byla přibližně $t_m = 32$ až 33°C , takže nejčastěji lze navrhovat zařízení s teplotním spádem vody $35/30^\circ\text{C}$, popř. $36/30^\circ\text{C}$ apod.

U vícepodlažních budov přispívá k vytápění také tepelný tok na zadní straně otopné desky z výše položené místnosti (od stropu). Celkový měrný tepelný výkon $q_{\text{celk.}} = q + q'$ je asi o 10 až 15 % větší než jsou vpředu uvedené hodnoty měrného výkonu q .

b) U místností v nejnižším podlaží je tepelný tok na zadní straně otopné desky tepelnou ztrátou, kterou je nutno co nejvíce omezit zvětšením tepelného odporu vrstvy pod trubkami $1/\Delta_b$ (viz diagram na obr. 3). Zpravidla se požaduje, aby tepelný tok q' nebyl větší než 10 až 15 % užitečného tepelného výkonu q .

Podle teploty pod vytápěnou podlahou $t'_i < t_i$ má být tepelný odpor $1/\Delta_b = 1,5$ až $5,0 \text{ m}^2 \text{ K/W}$, tj. tepelná převodnost $\Delta_b = 0,67$ až $0,20 \text{ W/m}^2 \text{ K}$; čím menší je poměr q'/q a čím větší je rozdíl teplot $(t_i - t'_i)$, tím větší musí být tepelný odpor $1/\Delta_b$.

c) Za jinak příznivých podmínek, tj. u vytápěných podlah bez krytiny a bez zastínění nábytkem, je možno počítat s jistým zvětšením tepelného výkonu otopné plochy vlivem okrajů (viz diagram na obr. 5). U velkých otopných ploch nad 12 m^2 dělá toto zvětšení 8 až 12 % (v průměru 10 %), u středně velkých ploch přibližně 15 % a u malých ploch pod 6 m^2 až 20 %.

Podlahová otopná plocha se nesmí klást až těsně ke stěnám místnosti. Minimální vzdálenost od stěn má být 0,25 až 0,30 m.

d) Zakrytím hrubého povrchu podlahy krytinou, např. linoleem, kobercem apod., se zvětší tepelný odpor vrstvy nad trubkami, a tím se sníží povrchová teplota t_p . Aby se dosáhlo stejné povrchové teploty a tedy i stejného tepelného výkonu jako

u podlahy bez krytiny, je nutno zvýšit teplotu vody t_m (viz diagram na obr. 7).
Zvýšení teploty vody má být u podlahy pokryté

vlysy z tvrdého dřeva o	2 až 3 °C
PVC linoleem s plstí o	4 až 5 °C
tenkým kobercem o	6 až 8 °C
tlustým kobercem o	10 až 15 °C.

Teplotu vody není třeba zvyšovat při zakrytí podlahy krytinou s velmi malým tepelným odporem, např. tenkým linoleem z PVC, keramickými dlaždicemi apod.

e) Nábytkem na nízkých nožkách se zmenší tepelný výkon na zacloněné ploše o 50 až 70 %. Proto je nutno dbát na to, aby při podlahovém vytápění byla otopná plocha zacloněna nábytkem co nejméně.

LITERATURA

- [1] Bašus, V.: Vliv okrajů na střední teplotu otopné plochy zahřívání trubkami. Strojnický sborník 13, SNTL — Praha 1956, s. 9—24.
- [2] Cihelka, J.: Sálavé vytápění. SNTL — Praha 1961, 2. vyd.
- [3] Cihelka, J.: Tepelný výkon stropních otopných ploch se zabetonovanými trubkami. Zdravotní technika a vzduchotechnika 5, 1962, č. 2, s. 62—75.
- [4] Kollmar, A.: Die mathematischen Methoden zur Ermittlung der Temperaturverteilung in der Decke einer Strahlungsheizung. Gesundheits-Ing. 69, 1948.
- [5] Kollmar, A.: Wärmeabgabe von Plattenheizflächen und Heizdecken mit zylindrischen Wärmequellen. Gesundheits-Ing. 80, 1959, č. 8, s. 225—235.
- [6] Läge, F.-K.: Problematik der Kombination von Fussbodenheizung und Teppichböden. Wärmetechnik, 1981, č. 3.
- [7] Lerche, Ch.: Sdělení o podlahovém vytápění na kolokviu „Technická zařízení budov“, Dráždany 1982. In: Zdravotní technika a vzduchotechnika 25, 1982, č. 6, s. 373—375.
- [8] Wierz, M.: Ermittlung der Temperaturverteilung in beheizten Decken und Fussböden. Heiz., Lüft., Haustechn. 4, 1953, s. 181—190.

РАСЧЕТ ПОЛОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Доц. Инж. Д-р Яромир Цигелка

В статье описывается расчет половой греющей поверхности, нагреваемой гибкими шлангами или полыми матрацами из пластмасс. Внимание обратится также на некоторые факторы специфические для половоего отопления, напр. на влияние рулонного покрытия и на влияние застройки пола мебелью на уменьшение теплопроизводительности и т. д. Для практического употребления присоединены вспомогательные диаграммы для облегчения расчетов.

FLOOR HEATING CALCULATIONS

Doc. Ing. Dr. Jaromír Cihelka

Calculations of a floor heating surface heating-up by flexible tubing or hollow plastic mattresses are described in the article. Attention is also given to some factors specific for floor heating as for instance to floor covering effect and influence of a floor blocked by furniture on heat capacity reduction etc. For practice requirements auxiliary diagrams for facilitation of the calculation are appended there.

BEITRAG ZUR BERECHNUNG DER FUSSBODENHEIZUNG

Doz. Ing. Dr. Jaromír Cihelka

Im Artikel beschreibt man die Berechnung einer durch biegsame Schläuche oder hohle Kunststoffmatten erwärmten Fussbodenheizfläche. Man widmet die Aufmerksamkeit auch einigen für die Fussbodenheizung spezifischen Faktoren, zum Beispiel dem Fussbodenbelag- und Fussbodenbedeckungseinfluss durch Möbel auf die Verminderung der Wärmeleistung usw. Für praktische Bedürfnisse sind die Hilfsdiagramme zur Berechnungserleichterung beigegeben.

CALCUL DU CHAUFFAGE PAR LE PLANCHER

Doc. Ing. Dr. Jaromír Cihelka

Dans l'article présenté, on décrit le calcul d'une surface de chauffe par le plancher qui est échauffée par les tuyaux flexibles ou par les matelas en matières plastiques. Aussi, on donne l'attention aux quelques facteurs spécifiques pour le chauffage par le plancher, par exemple à l'influence d'un couvre-sol et à l'influence de la couverture d'un plancher par les meubles sur la diminution de la puissance thermique, etc. Pour les besoins de pratique, on ajoute les diagrammes auxiliaires pour la facilitation des calculs.

● Klimatizovaný ústav v USA

Nová budova zemědělské zoologie katedry zemědělství a živočišné výroby při Státní univerzitě ve Virginii je zajímavá svým řešením klimatizace.

Je to třípodlažní objekt o užitečné podlahové ploše 12 000 m² s posluchárnami a laboratořemi pro studium domácích zvířat, drůbeže a mléčářství, jakož i oddělením pro anaerobní mikrobiologii včetně kanceláří pro provoz a správu objektu.

Předmětem studia je chov zvířat včetně výživy, genetiky a fyziologie s cílem zvýšení jejich užitkovosti. Ústav vychovává studenty pro praxi v živočišné výrobě a potravinářství s důrazem na veterinární medicínu.

Řešení budovy přísně sleduje její účel a každé podlaží obsahuje jak stáje, tak i laboratoře, kde studenti pracují s živými i mrtvými zvířaty. Při chovu a výzkumu unikají zápachy a jedovaté látky, které je třeba dokonale odvést, aby byla zachována zdravá atmosféra jak pro lidi, tak i pro zvířata. To vyžaduje výměnu vzduchu asi o 40 % vyšší, než je obvyklé v jiných objektech. Aby bylo zachováno co nejvíce místa pro laboratoře, jejich vybavení, pro výuku a pro zvířata, jsou hlavní prvky pro úpravu vzduchu umístěny na střeše.

Střecha nese čtyři klimatizační stroje (jedna zásobní), odolné proti povětrnosti, tak řešené, aby nenarušovaly architektonický

vzhled objektu. Do každé strojovny je přivedeno samostatné odváděcí potrubí. Odváděný vzduch je ve strojovně filtrován, prochází přes rotační regenerační výměník do odváděcího ventilátoru, z něhož je po průchodu dalším tlumičem hluku vyfouknut do atmosféry. Teplem z odpadního vzduchu je dohříván nasávaný čerstvý vzduch. Venkovní vzduch nasávaný přes protidešťovou žaluzii je nejprve předčištěn v primárním filtru, prochází ohřívačem, kde je po případě předehřát, dále tlumičem hluku a rotačním výměníkem do ventilátoru. Dále prochází přes chladič, druhý stupeň filtru a další tlumič hluku. Ze strojovny je veden potrubím o \varnothing 960 mm do pracovních prostorů. Odváděcí i přiváděcí potrubí napojená na dvě sousední strojovny jsou vzájemně propojena a vybavena uzavíracími klapkami tak, aby bylo možno např. při opravě jedné strojovny přepojit zařízení na sousední strojovnu a tím zajistit nerušený provoz ústavu.

Vzhledem k potřebným velkým objemovým průtokům vzduchu byly ve strojovnách použity axiální ventilátory. Protože jejich hlukost je asi 105 dB (A), byly instalovány před i za každým tlumičem hluku. Plechové stěny strojoven byly rovněž akusticky izolovány, aby se zabránilo šíření hluku do okolí i touto cestou. Použitá akustická izolace zajišťuje bez jakýchkoliv dalších úprav i dostatečnou tepelnou izolaci.

HPAC 4/83

(Ku)

● Solární světový kongres 1983

V srpnu 1983 byl uspořádán v Perthu v Austrálii světový solární kongres, jehož pořadatelem byla ISES — Mezinárodní společnost pro solární energii. Kongresu se zúčastnilo na 600 odborníků z celého světa. Současně s kongresem byla uspořádána výstava současné solární techniky, která ukázala široké spektrum vyráběných zařízení.

Při kongresových jednáních bylo konstatováno, že využívání sluneční energie by mělo být v souladu s rozvojem průmyslu. Protože např. v západní Evropě více než 80 % energie spotřebuje průmysl, mělo by se na využívání sluneční energie pohlížet také jako na faktor vedoucí k úspoře fosilních paliv.

Při jednáních byla zdůrazňována zejména potřeba širokého využívání sluneční energie v rozvojových zemích. Zde je třeba rozšířit znalosti o klimatických podmínkách a blíže se seznámit s potřebami těchto zemí. Třetí svět, který představuje asi polovinu obyvatelstva zeměkoule, spotřebovává jen asi 10 % světové produkce energie. Zejména je třeba se zaměřit na obnovitelné zdroje energie, protože se již nedostává palivového dříví a finanční prostředky na jiná fosilní paliva jsou nedostatečné.

Na základě toho se očekává v příštích deseti letech velká poptávka po solárních zařízeních. Tu bude možno uspokojit jen tehdy, dojde-li k široké spolupráci mezi rozvojovými a průmyslově vyspělými zeměmi ve využití sluneční energie. To znamená, že by měla být vyvíjena a instalována jen dobrá zařízení, odpovídající potřebám. Tak např. bylo konstatováno, že by neměl probíhat odděleně vývoj komponentů čerpadel poháněných fotovoltaickými články, ale měl by se soustředit na zařízení jako celek. To znamená, že by se mělo věnovat více pozornosti mechanické stránce systémů, především z hlediska účinnosti, delší životnosti a nenáročnosti na obsluhu. Zatím tato zařízení mají účinnost mezi 1 až 3 %.

Kongres se konal v zemi, kde se o solární energii nejen mluví, ale kde její využívání k ohřevu užitkové vody se považuje za normální. Např. v Perthu je asi 30 % domů vybaveno slunečními kolektory, v Alice Springs asi 70 % a čím více se jde do slunných oblastí, tím více toto procento vzrůstá.

CCI 11/83

(Ku)

● Pasivně aktivní solární systém

V r. 1980 dostala firma Solar Trap dotaci na vývoj pasivně aktivního solárního systému. Po dvou a půlletém vývoji byl úkol uzavřen. Jeho náplní byly tři etapy: postavení pokusného objektu, dlouhodobá měření systému a vypracování výpočtových a projektových podkladů.

Pokusný objekt byl vybudován v Lausanne (Švýcarsko). Současně s jeho provozováním byl vyvíjen výpočetní program k optimalizaci různých parametrů. Pokusný objekt sestává z místnosti s masivním pláštěm s okenním kolektorem a štěrkovým akumulátorem, což je kobka v sousedství místnosti naplněná štěrkem. Zařízení bylo vybaveno třiceti měřicími sondami, které byly zapojeny na automatickou měřicí ústřednu.

Okna systému Solar Trap jsou obrácena k jihu a jsou upravena jako vzduchové kolektory. V prostoru mezi dvojitým zasklením okna je umístěna žaluzie a okno při pasivním provozu působí jako obyčejný kolektor. Při silném oslunění se žaluzie spustí a začíná aktivní proces. Tmavohnědé lamely působí jako absorber a získaná energie ve formě teplého vzduchu je dopravována pomocí malého ventilátoru podstropním kanálem do akumulátoru. K tomu potřebná regulace je velmi jednoduchá. Vzduch, který odevzdal teplo, se vrací podlahovým kanálem zpět do meziokenního prostoru. V případě potřeby se naakumulované teplo předá místnosti v otevřeném nebo uzavřeném oběhu.

Provozní měření ukázala, že v průběhu roku jsou zisky z aktivního provozu asi trojnásobné oproti pasivnímu provozu. Tento poměr závisí na regulaci. Po všechny měsíce byla bilance pozitivní a průměrný zisk během topné sezóny činil 169 kWh/měsíc bez nočního izolování okna a po odečtení cizí energie. To je o dobrých 30 % více než bilance čistě pasivního „slunečního“ okna. Na základě pokusů bylo provedeno ekonomické zhodnocení, které ukázalo, že doba návratnosti takového zařízení je dlouhá, avšak zařízení, protože převládají stabilní prvky, má dlouhou životnost. V současné době se studují možnosti zjednodušení a tedy i zlevnění takového zařízení.

CCI 9/83

(Ku)

NUMERICKÉ ALGORITMY PRO NÁHRADU i - x DIAGRAMŮ A PSYCHROMETRICKÝCH TABULEK POUŽITÍM VÝPOČETNÍ TECHNIKY

ING. KAREL HOUŠKA, CSc., JOZEF KORDÍK

Štátní výzkumný ústav pro stavbu strojů, Praha 9-Běchovice

Algoritmy výpočtu měrné a relativní vlhkosti plynu z teploty suchého a mokrého teploměru a celkového tlaku nebo výpočtu adiabatické teploty ochlazení plynu z jeho známé teploty, vlhkosti a tlaku, umožňují po naprogramování na kalkulátoru spojitou náhradu $i-x$ diagramů a tabulek v rozsahu běžném v technice sušení, pro různé druhy vlhkostí a inertních plynů a se srovnatelnou přesností.

Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

1. ÚVOD

Diagramy $i-x$ a tabulky k vyhodnocování psychrometrických veličin jsou konstruovány pro daný binární systém (např. vzduch—vodní pára) při konstantním celkovém tlaku p a pro určitou pracovní oblast, vymezenou rozsahem proměnných x , T_s , T_M tak, aby bylo dosaženo co nejvyšší přesnosti při odečítání. Pracnost při zpracování rozsáhlých měření, zavádění automatizovaných systémů řízení, založených na snímání psychrometrické difference $\Delta T = T_s - T_M$, matematické modelování sušáren a klimatizačních zařízení na samočinných počítačích apod. vedlo v SVÚSS k vypracování výpočetních postupů, které překonávají hlavní nedostatky diagramů a tabulek, nahrazují je spojitě v rozsahu proměnných x , T , p , daném platností použitých vztahů a pro různé druhy kapalné vlhkosti a inertního plynu včetně vlhkých spalin.

2. FYZIKÁLNÍ ZÁKLADY DVOU HLAVNÍCH TYPŮ ÚLOH

Mezi nejčastější úkoly patří v technice sušení i v jiných oborech určování měrné a relativní vlhkosti x a φ plynu z naměřené teploty T_s suchého a T_M mokrého teploměru [1] při celkovém tlaku p . Druhou úlohou je stanovení teploty T_{AD} adiabatického nasycení [1] plynu, odpovídající jeho teplotě T_s , vlhkosti x a celkovému tlaku p . Ze sušárenské praxe je známo, že střední teplota vlhkého materiálu se v úseku stálé rychlosti sušení blíží k T_{AD} tím více, čím lépe odpovídá povrch odpařování vlastnostem volné hladiny kapalné vlhkosti. Mnoho materiálů splňuje tento požadavek s odchylkou do 10 % [2].

Při odvozování bilančních vztahů pro odpařování v dokonale tepelně izolovaném systému vycházíme z těchto předpokladů:

- vlhkost je jednosložková,
- prostředí je tvořeno parami vlhkosti a plynem nebo směsí plynů, chemicky netečných vzhledem k vlhkosti,
- teplota vlhkého teploměru se považuje v ustáleném limitním stavu za rovnou teplotě adiabatického nasycení $T_M = T_{AD}$, tj. tok tepla radiací se zanedbává,
- směšování inertního plynu a páry není provázáno spotřebou nebo produkcí

dodatkového tepla, ani objemovými interakcemi; disociace plynů při vyšších teplotách se zanedbává,

e) děj je stacionární a veškeré teplo z ochlazeného plynu se spotřebuje pouze na odpařování vlhkosti,

f) celkový tlak p je konstantní a blízký atmosférickému,

g) standardním stavem čistých složek se rozumí teplota T_o , kapalná vlhkost a suchý inertní plyn.

Entalpická bilance odpařování za uvedených podmínek je dána rovnicí

$$\int_{T_s}^{T_{AD}} c_L(x, T) dT = [x - x_{NAS}(T_{AD}, p)] l(T_{AD}), \quad (1)$$

ve které jsou

$$c_L(x, T) = c_3(T) + x c_2(T), \quad (2)$$

$$l(T_{AD}) = l_o + \int_{T_o}^{T_{AD}} [c_2(T) - c_1(T)] dT, \quad (3)$$

$$x_{NAS}(T_{AD}, p) = \frac{v_{3NAS}(T_{AD}, p)}{v_{2NAS}(T_{AD})}. \quad (4)$$

Přesnost bilance (1) závisí na vyjádření funkcí, vystupujících v rovnicích (1) až (4), zejména měrné vlhkosti x_{NAS} při nasycení. Měrné tepelné kapacity postačí aproximovat lineárně

$$c_2(T) = B(1) + B(2) T, \quad c_3(T) = B(3) + B(4) T \quad (5)$$

nebo střední hodnotou $c_1(T) = \bar{c}_1$ (malý teplotní interval). Použitím vztahů (2), (3), (5), zavedením nových proměnných

$$\begin{aligned} T_I &= T_{AD} + T_s, & T_{II} &= T_{AD} - T_s, \\ T_{III} &= T_{AD} + T_o, & T_{IV} &= T_{AD} - T_o \end{aligned} \quad (6)$$

a úpravou přejde rovnice (1) na tvar

$$\begin{aligned} & \left[B(1) + \frac{B(2)}{2} T_I \right] T_{IIx} + \left[B(3) + \frac{B(4)}{2} T_I \right] T_{II} = \\ & = [x - x_{NAS}(T_{AD}, p)] \left\{ l + \left[B(1) + \frac{B(2)}{2} T_{III} - \bar{c}_1 \right] T_{IV} \right\}. \end{aligned} \quad (7)$$

V rovnici (7) zbývá vyjádřit funkci $x_{NAS}(T_{AD}, p)$ jako poměr měrných objemů (4). V souvislosti s předpokladem f), ve snaze o maximální univerzálnost a s přihlédnutím k dosavadní praxi při konstrukci $i-x$ diagramů a tabulek [1] až [6] byla nejprve použita stavová rovnice ideálního plynu

$$v_{2NAS}(T_{AD}) = r_2 \frac{T_{AD}}{p_{2NAS}(T_{AD})}, \quad (8)$$

$$v_{3NAS}(T_{AD}, p) = r_3 \frac{T_{AD}}{p - p_{2NAS}(T_{AD})}. \quad (9)$$

Závislost tlaku syté páry na teplotě v rovnicích (8), (9) je aproximována Antoinovým vztahem [7]:

$$p_{2\text{NAS}}(T_{\text{AD}}) = \exp \left[B(5) + \frac{B(6)}{B(7) + T_{\text{AD}}} \right]. \quad (10)$$

Vztah (4) přejde po dosazení z rovnic (8) až (10) na hledaný funkční tvar

$$x_{\text{NAS}}(T_{\text{AD}}, p) = \frac{r_3}{r_2} \frac{\exp \left[B(5) + \frac{B(6)}{T_{\text{AD}} + B(7)} \right]}{p - \exp \left[B(5) + \frac{B(6)}{T_{\text{AD}} + B(7)} \right]}. \quad (11)$$

V dalším textu bude vyjádření (11) označováno jako varianta *A*.

Pokud by varianta *A* nevyhovovala svou přesností, je možné vyjadřovat funkce ve vztahu (4) z univerzálních stavových rovnic reálných plynů [7] nebo aplikovat metodu kompresibilitních faktorů s příslušnými viriálními rozvoji [7], [8]. Současně je třeba použít přesnějších a komplikovanějších tvarů pro vyjádření tlaku syté páry $p_{2\text{NAS}}(T)$ [8] až [11] a korigovat hodnoty $p_{2\text{NAS}}(T)$ čisté páry na chování ve směsi [8], pokud jsou pro danou binární směs inertního plynu a páry vlhkosti k dispozici údaje. Pro přesnější variantu vyjádření $x_{\text{NAS}}(T_{\text{AD}}, p)$ byl zvolen kompromis mezi nejvyšší dosažitelnou přesností a komplikovaností výpočtu. Závislost tlaku syté páry na teplotě byla vyjádřena vztahem podle *Osborna a Meyrse*, uvedeném v [11] ve tvaru:

$$\log p_{2\text{NAS}}(T) = B(8) + \frac{B(9)}{T + B(10)} + \frac{B(11) [T^2 - B(15)]}{T} [10^{B(12) - B(15)} - 1] + B(13) 10^{B(11)B(16)}. \quad (12)$$

Vztah (12) byl vybrán pro podobnost prvních dvou členů pravé strany s rov. (10). Pro vyjádření reálného chování páry vlhkosti byla použita *Berthelotova* rovnice [7], zjednodušená v [11] na tvar, jehož 1. člen se podobá rovnici (8) a obsahující kromě plynové konstanty další 2 individuální konstanty $B(17)$, $B(18)$:

$$v_2(T_{\text{AD}}) = \frac{r_2 T_{\text{AD}}}{p_{2\text{NAS}}(T_{\text{AD}})} + \frac{B(17)}{T_{\text{AD}}^2} + B(18). \quad (13)$$

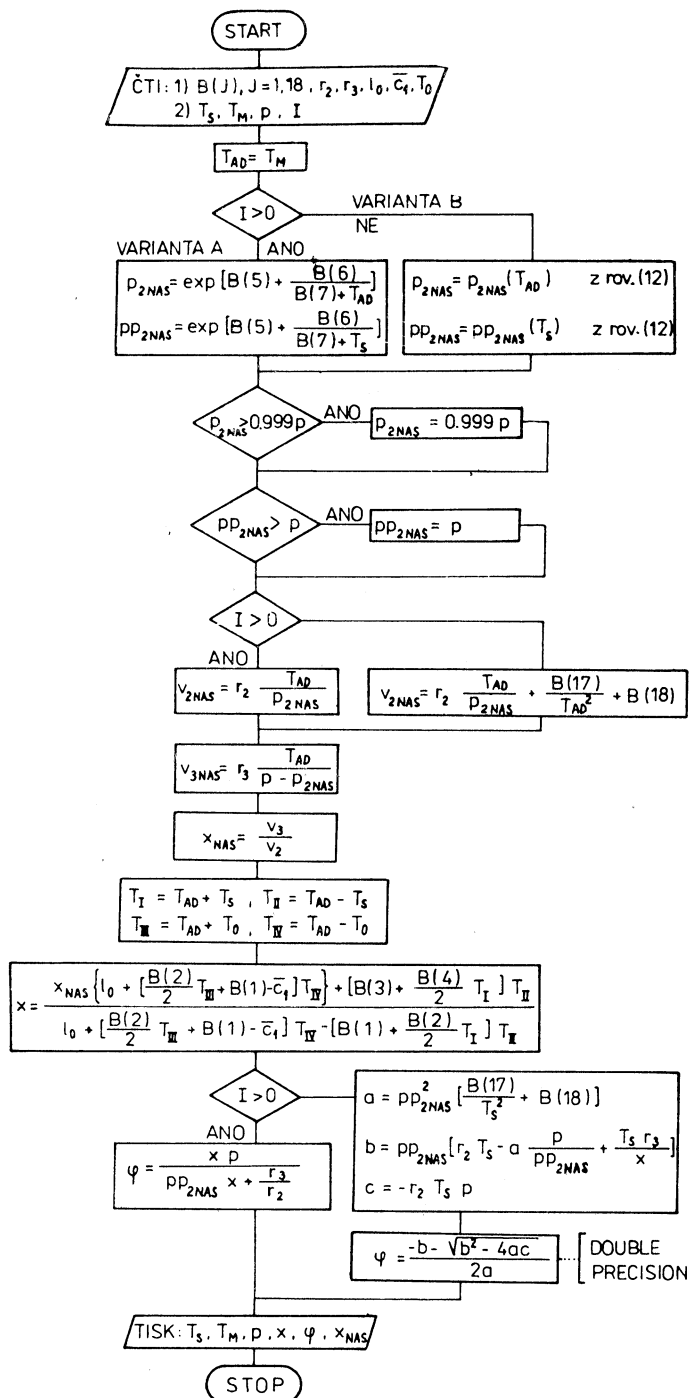
Pro inertní složku, obvykle tvořenou nízkovroucím plynem, zůstává v platnosti rovnice (9). Dosazení rovnice (9) a (13) do vztahu (4) vede na výraz

$$x_{\text{NAS}}(T_{\text{AD}}, p) = \frac{r_3 \frac{T_{\text{AD}}}{p - p_{2\text{NAS}}(T_{\text{AD}})}}{r_2 \frac{T_{\text{AD}}}{p_{2\text{NAS}}(T_{\text{AD}})} + \frac{B(17)}{T_{\text{AD}}^2} + B(18)}, \quad (14)$$

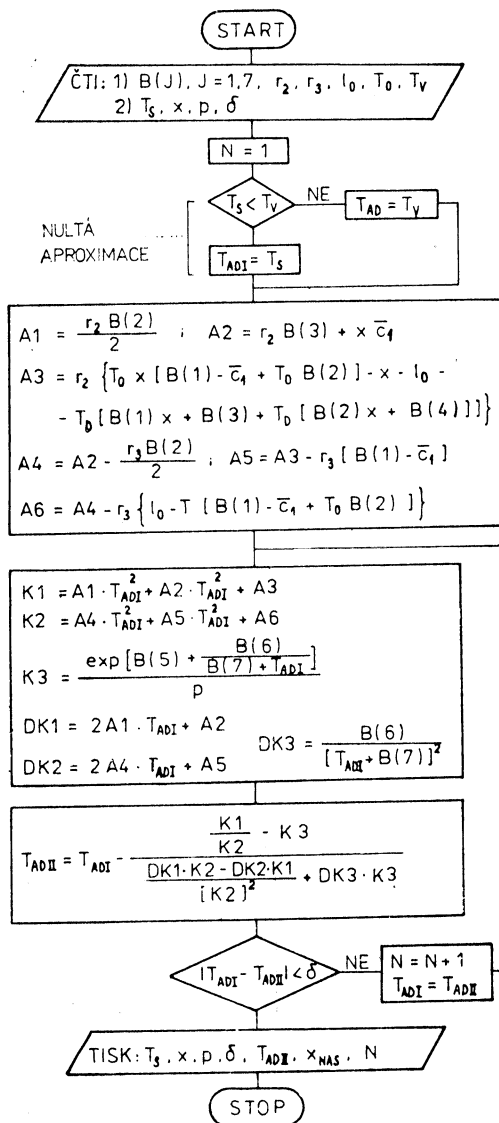
ve kterém je tlak syté páry $p_{2\text{NAS}}(T_{\text{AD}})$ vyčíslován z rovnice (12). Způsob vyjádření $x_{\text{NAS}}(T_{\text{AD}}, p)$ vzorcem (14) s použitím rovnice (12) bude dále označován jako varianta *B*.

3. VÝPOČET x A φ ZE ZNÁMÝCH T_s , T_M , p

Celkový postup je znázorněn podrobným vývojovým diagramem na obr. 1 v obou variantách *A*, *B*, které lze volit zadáním parametru programu *I*. V případě



Obr. 1. Algoritmus výpočtu x, φ, x_{NAS} ze známých teplot T_s, T_M a celkového tlaku p



Obr. 2. Algoritmus výpočtu T_{AD} , x_{NAS} Newtonovou—Raphsonovou metodou ze známých T_s, x, p

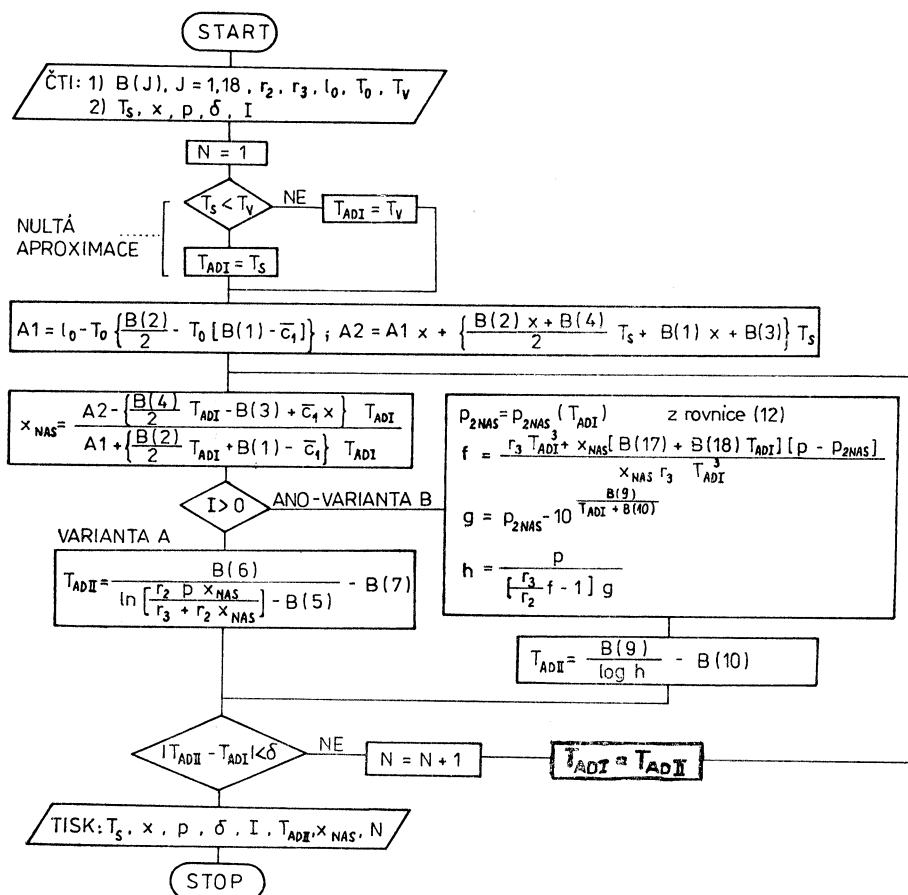
varianty *A* ($I > 0$) je vypočtená měrná vlhkost x převedena na relativní vlhkost φ vzorcem

$$\varphi(T_S, T_M, p) = \frac{p_2}{p_{2NAS}(T_S)} = \frac{x(T_S, T_M, p) p}{p_{2NAS}(T_S) \left[x(T_S, T_M, p) + \frac{r_3}{r_2} \right]}, \quad (15)$$

vyplývající z definice φ a stavových rovnic [8], [9]. V případě varianty *B* vede výpočet φ na řešení kvadratické rovnice. V obou variantách *A* i *B* musí být respektováno fyzikální omezení $p_{2NAS}(T_{AD}) < p$, $p_{2NAS}(T_S) \leq p$ (viz obr. 1).

4. VÝPOČET T_{AD} ZE ZNÁMÝCH T_S , x , p

V porovnání s předchozím výpočtem $x(T_S, T_{AD}, p)$ jde o inverzní úlohu. T_{AD} však nelze vyjádřit explicitně a je proto třeba použít iteračních metod. V případě



Obr. 3. Algoritmus výpočtu T_{AD} , x_{NAS} jednobodovou iterační metodou ze známých T_S , x , p

varianty *A* byla rovnice (7) řešena po dosazení z rovnice (11) iterační *Newtonovou* — *Raphsonovou* metodou [12], založenou na formuli

$$T_{ADII} = T_{ADI} - \frac{f(T_{ADI})}{f'(T_{ADI})}, \quad (16)$$

ve které index *I* označuje starou a index *II* novou hodnotu. Iterační cyklus, popsáný detailně na obr. 2, je ukončen na základě volitelného δ splněním podmínky $\delta > |T_{ADI} - T_{ADII}|$.

Jiným způsobem řešení je jednobodová iterační metoda, vycházející v případě varianty *A* z formule [13]:

$$T_{ADII} = B(7) - \frac{B(6)}{B(5) - \ln \left[\frac{r_2 p x_{NAS}(T_{ADI}, p)}{r_3 + r_2 x_{NAS}(T_{ADI}, p)} \right]}, \quad (17)$$

do které se $x_{NAS}(T_{ADI}, p)$ dosazuje po vyjádření z rovnice (7). Algoritmus řešení vyplývá ze schématu obr. 3.

Výpočet T_{AD} vede ve variantě *B* (použití rovnic (9), (12), (13)) ke komplikovanějším vztahům. Vzhledem k podobnosti rovnic (8), (10) s prvními členy pravé strany rovnic (13), (12), byla k řešení použita a ověřena opět jednobodová iterace, znázorněná podrobně na obr. 3.

5. ZÁVĚR

Algoritmy, navržené pro řešení dvou základních typů úloh v oboru vlhkých plynů (stanovení měrné vlhkosti $x = x(T_s, T_m, p)$, a stanovení adiabatické teploty ochlazení vlhkého plynu $T_{AD} = T_{AD}(T_s, x, p)$, nahrazují konstrukci a hledání v i — x diagramech a tabulkách v celém rozsahu proměnných, na srovnatelné úrovni přesnosti a pro různé vypařované látky a inertní plyny. Podrobné vývojové diagramy obr. 1 až 3 jsou určeny pro použití v technické praxi, neboť umožňují jednoduše zvládnout celý postup výpočtu na programovatelném kalkulátoru nebo počítači.

Přesnost výpočtů a rychlost konvergence iteračních řešení (podle obr. 2 a 3), které zde dosud nebyly diskutovány, závisí na přesnosti údajů, které jsou k dispozici a na konkrétním druhu dané binární směsi.

Zkušenostem s výpočty vlhkého vzduchu bude věnována pozornost v některém z příštích článků.

PŘEHLED OZNAČENÍ

$B(I)$	— konstanty
c	— měrná tepelná kapacita [$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$]
l	— výparné teplo [$J\ kg^{-1}$]
p	— tlak [Pa]
r	— měrná plynová konstanta [$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$]
T	— teplota [K]
T_{AD}	— teplota adiabatického nasycení [K]
T_m	— teplota mokrého teploměru [K]
T_o	— standardní teplota [K]
T_s	— teplota suchého teploměru [K]

T_v — teplota bodu varu [K]
 v — měrný objem [$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$]
 x — měrná vlhkost [$\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 φ — relativní vlhkost [1]
 δ — odchylka [K]

indexy

L vlhký plyn
 NAS při nasycení
 0 při standardní teplotě
 1 kapalná vlhkost
 2 pára vlhkosti
 3 inertní plyn

LITERATURA

- [1] Chyský, J.: Vlhký vzduch. SNTL Praha 1968.
- [2] Valchář, J., a kol.: Sušení v chemickém průmyslu. SNTL Praha 1967.
- [3] Chyský, J.: Vlhký vzduch (2. vydání) SNTL Praha 1977.
- [4] Ražnjevič, K.: Tepelné tabulky a diagramy. ALFA Bratislava 1969.
- [5] Krischer, O.: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik. Springer-Verlag 1956.
- [6] Keey, R. B.: Drying — Principles and Practice. Pergamon press, 1972.
- [7] Hála, E., Reiser, A.: Fyzikální chemie I. ACADEMIA Praha 1971.
- [8] Mikulský, I., Stegmann, M.: Prepočet veličin charakterizujících vlhkost vzduchu zohledňující fyzikální zákony reálného plynu. Československá standardizace (5) 1980, č. 3, s. 112.
- [9] Weiler, A.: Vapor pressure formulation for water in range 0 to 100 °C. A revision. J. Res. Nat. Bur. Stand., 80A, 1976, 5—6, s. 775.
- [10] Běťák, J.: Veličiny a jednotky pro měření vlhkosti vzduchu. Normalizace, 23, 1975, 10—11, s. 169.
- [11] Gál, S.: Die Methodik der Wasserdampf-Sorptionsmessungen. Springer-Verlag, Berlin 1967.
- [12] Ralston, A.: Základy numerické matematiky. ACADEMIA Praha 1980.
- [13] Houška, K.: Metody výpočtu sušáren s konvektivním přívodem tepla. Kand. dis. SVÜSS, Běchovice 1977.

ЧИСЛЕННЫЕ АЛГОРИТМЫ ВЗАМЕН $i - x$ ДИАГРАММ И ПСИХРОМЕТРИЧЕСКИХ ТАБЛИЦ С ПРИМЕНЕНИЕМ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Инж. Карел Гоушка, к. т. н.
 Jozef Kordík

Алгоритмы расчета удельной и относительной влажностей газа из температур сухого и смоченного термометров и полного давления или расчета адиабатной температуры охлаждения газа из его знакомой температуры, влажности и давления, предоставляют после программирования на калькуляторе возможность непрерывной замены $i - x$ диаграмм и таблиц для разных видов влажностей и инертных газов со сравнительной точностью в диапазоне обыкновенном в технике сушки.

NUMERICAL ALGORITHMS FOR $i - x$ DIAGRAMS AND PSYCHROMETRIC TABLES SUBSTITUTION WITH APPLICATION OF CALCULATING TECHNIQUE

Ing. Karel Houška, CSc.
 Jozef Kordík

Algorithms of a calculation of specific and relative gas humidity from dry bulb and wet bulb thermometer temperatures and total pressure or from a calculation of adiabatic temperature of a gas cooling from its known temperature, humidity and pressure, make possible after programming on a calculator to substitute $i - x$ diagrams and tables for different humidity categories and inert gases continuously with comparable accuracy in a range which is usual in a drying technique.

NUMERISCHE ALGORITHMUS FÜR DEN ERSATZ DER DIAGRAMME $i - x$ UND PSYCHROMETERTABELLEN MIT ANWENDUNG DER BERECHNUNGSTECHNIK

Ing. Karel Houška, CSc.

Jozef Kordík

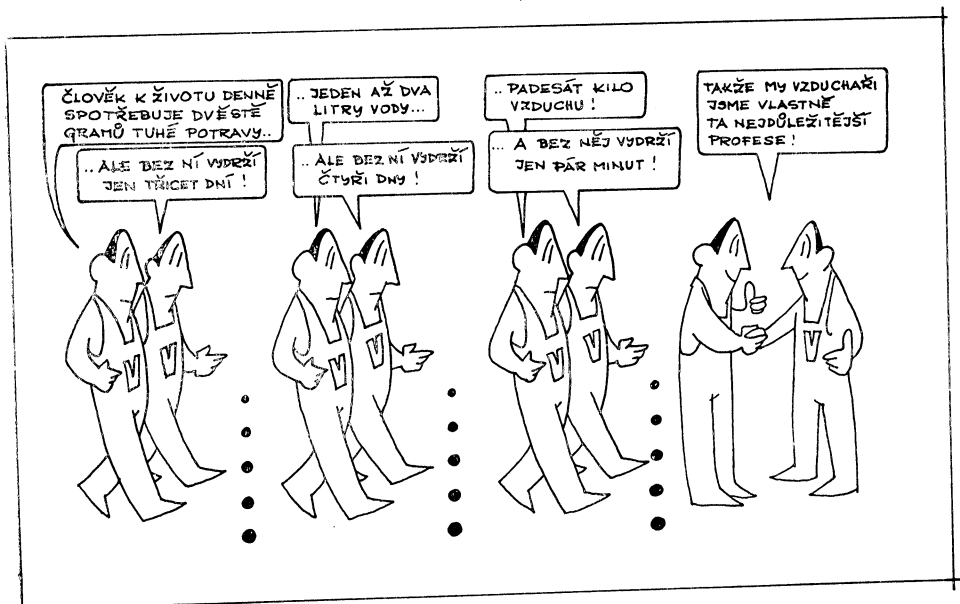
Die Berechnungsalgorithmus spezifischer und relativer Gasfeuchtigkeit aus der Temperatur eines Trocken- und Feuchtthermometers und aus dem Totaldruck oder die Berechnungsalgorithmus adiabatischer Temperatur der Gasabkühlung aus seiner bekannten Temperatur, aus der Feuchtigkeit und aus dem Druck ermöglichen nach der Programmierung auf einem Rechner den kontinuierlichen Ersatz der Diagramme $i-x$ und Tabellen für verschiedene Feuchtigkeits- und Inertgasarten und mit vergleichbarer Präzision im laufenden Bereich in der Trocknungstechnik.

ALGORITHMES NUMÉRIQUES POUR LE REMPLACEMENT DES DIAGRAMMES $i - x$ ET LES TABLEAUX PSYCHROMÉTRIQUES PAR L'UTILISATION DE LA TECHNIQUE DE CALCUL

Ing. Karel Houška, CSc.

Jozef Kordík

Les algorithmes de calcul de l'humidité spécifique et relative d'un gaz de la température d'un thermomètre sec et humide et de la pression totale ou ceux de la température adiabatique du refroidissement d'un gaz de sa température connue, de l'humidité et de la pression permettent le remplacement continu des diagrammes $i-x$ et des tableaux pour différentes catégories des humidités et des gaz inertes et avec la précision comparable dans l'étendue courante en technique de séchage après la programmation sur un calculateur.



Fridrich

● Kvalita vzduchu jako regulovaná veličina

V místnostech s proměnným obsazením je možno zajistit energeticky optimální a současně hygienicky nezávadné podmínky provozu zařízení větrací techniky jen tehdy, jestliže se přívod čerstvého vzduchu automaticky přizpůsobuje zátěži.

Pro větrání místností pobytu osob jsou požadovány hygienickými směrnicemi minimální dávky čerstvého vzduchu na osobu. Ty se mohou podle povahy místnosti (charakteru činnosti, vývinu škodlivin včetně kouření) měnit. Dimenzování větracích zařízení vychází z maximálních zátěží, ve skutečnosti ovšem dochází ke značným odchylkám. Jako příklad je možno uvést restaurace, konferenční místnosti, tělocvičny apod. Jestliže větrací zařízení je trvale provozováno na základě výchozích výpočtových hodnot, může při menší zátěži docházet zbytečně ke značným energetickým ztrátám. Náklady na čerpání a úpravu čerstvého vzduchu jsou značné, a proto je účelné jeho podíl přizpůsobovat skutečným podmínkám.

Problém je v tom, že kvalita vzduchu není přímo měřitelná a je tedy třeba vycházet z pomocných veličin. Jako nejvýznamnější se nabízí obsah oxidu uhličitého a intenzita vnímaných pachů.

Produkce CO_2 je v úzké souvislosti s obsazením místnosti. Dospělý člověk, podle druhu činnosti vydá 11 až 30 litrů CO_2 za hodinu, které musí být odváděny, aby se neomezoval přísun kyslíku. Mezi produkcí CO_2 a pachů existuje souvislost v tom směru, že při nárůstu CO_2 nad asi 0,15 obj. % jsou pachy vnímatelné. To znamená, že obsah CO_2 je možno brát jako směrnou veličinu pro regulaci kvality vzduchu. Tento postup je ovšem náročný na přístroje a tedy drahý a pro široké použití nevhodný. Z uvedených důvodů jsou lepší směrnou veličinou pro posuzování a regulaci kvality vzduchu pachy, které jsou navíc ještě vnímatelné přímo.

Na základě vztahu mezi CO_2 a pachy je jistě záruka, že NPK CO_2 v místnosti, která leží výše (0,5 obj. % pro pracovní prostředí) než obsah CO_2 při prahu vnímání pachů, nebude nikdy překročena.

Regulace na základě pachové zátěže není nic nového. Dosud se ovšem dělá ručně a pokud je větrání správně obsluhováno, je takováto regulace účinným nástrojem. V praxi ovšem většinou dochází k zásahu opožděně, čímž trpí kvalita vzduchu, nebo se podíl čerstvého vzduchu předem nastaví vysoko, takže taková regulace ztrácí smysl.

Švýcarská firma Stäfa vyvinula systém regulace kvality vzduchu vycházející z hladiny pachů, který otevírá v tomto směru nové možnosti. Princip regulace spočívá na tom poznání, že v oblasti humánního klimatu s poklesem kvality vzduchu přibývá v ovzduší místnosti podíl hořlavých, nezoxidovaných plynů. Tyto plyny (čpavek, metan, mastné kyseliny) vznikají jednak odpařováním z těla, jednak v důsledku činnosti lidí (kouření,

vaření apod.). Čidlem regulátoru je ohříván polovodič, který na tyto plyny reaguje změnou vodivosti, která se již při malých rozdílech koncentrací značně mění — až dvacetinásobně. Čidlo zaznamená, stejně jako lidský čich, jen některé z látek znečišťujících ovzduší, avšak je možno předpokládat, že celé spektrum znečištění je v relaci s těmi látkami, na které čidlo reaguje, takže s velkou jistotou je možno zajistit kvalitu ovzduší.

Kromě čidla má regulátor kvality vzduchu převáděcí člen a libovolný regulační orgán. Regulátor srovnává hodnotu zaznamenanou čidlem s nastavenou hodnotou a podle odchylky přestavuje regulační orgán ovlivňující průtok vzduchu (klapka, přepínač otáček elektromotoru). Regulace kvality vzduchu pracuje ve smyslu minimálních hodnot. Pokud je třeba měnit průtok venkovního vzduchu v závislosti na změnách jeho entalpie, pak je možno v případě potřeby jeho podíl na základě pokynu regulátoru teploty zvyšovat.

Regulátor kvality vzduchu byl v praxi odzkoušen na řadě zařízení v Dánsku a Holandsku a prokázal se funkčně spolehlivým. Náklady na provoz zařízení přitom ve všech případech významně klesly.

CCI 10/83

(Ku)

● Hospodárně klimatizovaný operační sál

Klimatizovat operační sály prosté zárodků, bylo dosud energeticky značně náročné. Ke snížení možnosti vzniku operačních nebo pooperačních infekcí, bylo používáno laminárního proudění s objemovým průtokem pro operační sál okolo 50 000 m³/h.

Fa Weiss Technik se soustředila na snížení energetické náročnosti klimatizace operačních sálů při dodržení všech předpisů na čistotu ovzduší. Bylo toho dosaženo snížením objemového průtoku vzduchu při rozdělení sálu na zóny, ne však pomocí dělicích přepážek, ale způsobem vedení vzduchu. Přiváděný vzduch, čistěný ve vysokoúčinných (aerosolových) filtrech instalovaných ve stropě je soustředěn na vlastní operační prostor. Vystupuje bezprůvanově speciálními otvory na operační stůl, směrovaný tzv. podpurnými proudy. Tím dochází k ohraničenému proudy vzduchu, v němž může operační stůl být libovolně umístěn.

Vzduch je upravován v klimatizačních jednotkách vybavených výměníky s tepelnými trubiciemi k využití odpadního tepla. Kvalitu přiváděného vzduchu zajišťuje dokonalé oddělení odpadního a čerstvého vzduchu. Klimatizační jednotky mají objemový průtok 4 000 m³/h, což podle tvrzení výrobce postačí pro operační sály, takže spotřeba energie je asi 10 % ve srovnání s dosud používanými řešeními.

HLH 8/83

(Ku)

POROVNANIE NIEKTORÝCH METÓD GRANULOMETRICKÝCH ANALÝZ Z HĽADISKA TEÓRIE DISPERZOIDNÝCH ROZMEROV

ING. PETER GÖRNER, CSc.

Slovenská akadémia vied, Banícky ústav SAV, Košice

MAGISTER WITOLD GUTOWSKI

Polska Akademia Nauk, Instytut Podstaw Inżynierii Środowiska, Zabrze

Článok sa zaoberá voľbou náhradných izometrických tvarov pre popis nepravidelných telies a podáva klasifikáciu disperzoidných rozmerov, ktoré zastupujú skutočné rozmery častice pri granulometrickom rozpore. V experimentálnej časti posudzuje 3 metódy disperzoidných analýz a poukazuje na vhodnosť ich použitia pre stanovenie určitých typov zastupujúcich rozmerov.

Recenzoval: Ing. Václav Štochl, CSc.

1. ÚVOD

Vo výskume práškoveho materiálu, či už je to v oblasti priemyslu, hygieny, životného prostredia atď., vystupuje ako základný údaj granulometrická charakteristika prachových zŕn. Pri zisťovaní tohto parametra sa používajú dva zásadné zjednodušujúce predpoklady:

1. Veľkosť zrna, ktoré je trojrozmerným geometrickým útvarom sa popisuje spravidla jediným rozmerom.
2. Rozmery častíc v celej sústave sa nahrádzajú rozmerom jediného zrna, ktoré sa určitou štatistickou metódou zvolí za stredné.

Tieto zjednodušenia sú vynútené geometricky neurčitými tvarmi, veľkým množstvom častíc nachádzajúcich sa v prachovej sústave a potrebou ich charakteristiky malým počtom reprezentatívnych údajov. Druhý typ aproximácie spadá výlučne do oblasti metód štatistického spracovania a nebudeme sa ním v tejto práci zaoberať. Bližšie si budeme všímať voľbu príslušného rozmeru pre popis jednej častice a vhodnosť tohto výberu vzhľadom na charakter skúmaného procesu, ktorého sa prach zúčastňuje.

2. TEORETICKÁ ČASŤ

Budeme sa zaoberať najvšeobecnejším typom častíc, ktoré majú geometricky neurčitý tvar, sú makro pórovité a nemajú výrazný anizometrický rozmer.

Pre potreby určenia rozmeru takýchto častíc, musíme najprv vykonať klasifikáciu disperzoidných rozmerov.

V zásade častica nepravidelného tvaru nemá jednoznačný rozmer. V tomto prípade môžeme hovoriť jedine o zastupujúcim rozmere, t.j. o rozmere náhradného, geometricky určitého tvaru. Aby bol tento rozmer jednoznačný, treba pracovať s náhradnými tvarmi charakterizovanými jediným rozmerom. Týmto sú guľa, valec o priemere rovnom jeho výške a pravidelný šesťsten (kocka). Týmto útvarom

zodpovedajú rozmery: priemer gule, alebo valca a hrana šesťstena. Vo všeobecnosti môžeme celkový objem a povrch týchto telies vyjadriť výrazmi [1]:

$$V = \Psi_V \cdot D^3, \quad (1)$$

$$S = \Psi_S \cdot D^2 \quad (2)$$

a plocha prierezu:

$$P = \Psi_P \cdot D^2. \quad (3)$$

Koeficient Ψ , ktorý vyjadruje tvarový faktor, je pre jednotlivé typy telies uvedený v *tab. 1*.

Tab. 1. Koeficienty objemu, povrchu a plochy prierezu zastupujúcich tvarov častice

Teleso	Guľa	Izometrický valec	Kocka
Objem Povrch Plocha prierezu	$\Psi_V = \pi/6$ $\Psi_S = \pi$ $\Psi_P = \pi/4$	$\Psi_V = \pi/4$ $\Psi_S = 3\pi/2$ $\Psi_P = \pi/4$ — priečny rez $\Psi_P = 1$ — pozdĺžny rez	$\Psi_V = 1$ $\Psi_S = 6$ $\Psi_P = 1$
Koeficienty V, S, P značia objem, povrch, resp. plochu prierezu			

Pre všetky menované tvary platí rovnosť:

$$\frac{\Psi_V}{\Psi_S} = \frac{1}{6}. \quad (4)$$

Geometrické rozmery priamo charakterizujú zodpovedajúce objemy, povrchy, alebo plochy prierezov častíc. Nielen rozmery, ale práve objem, povrch a plocha prierezu sú veličinami, vplyvajúcimi na priebeh javov, ktorých sa častice zúčastňujú v sledovaných procesoch. Väčšina metód disperzoidných analýz meria tieto veličiny a z nich určuje axiomatický, dohodnutý rozmer častice.

Výskyt rôznych vyjadrení rozmeru častice je jedinou formou znázornenia zodpovedajúcich objemov, povrchov a plôch prierezu nepravidelných častíc pomocou lineárneho údaju.

U pórovitej častice treba rozlišovať dva druhy objemu aj povrchu. Statický objem V je definovaný ako objem materiálu častice bez pórov. Naproti tomu pod kinetickým objemom V_K rozumieme objem pozorovaný, čiže objem materiálu častice spoločne s objemom pórov. Jeho názov je daný skutočnosťou, že tento objem sa uplatňuje pri pohybe častice v prostredí.

Podobne u povrchov rozlišujeme povrch statický S , t.j. povrch častice s ohľadom na plochu stien pórov. Hovorí sa mu tiež povrch rozvinutý. Kinetický povrch S_K je povrchom častice bez plochy stien pórov, ale zahŕňa pole vstupov pórov na povrchu častice.

Vymenované objemy a povrchy určujú štyri rôzne geometrické rozmery. Ďalšie tri vychádzajú z prierezov častice. Nazývajú sa rozmermi projekčnými [1].

Z predchádzajúcej úvahy vyplýva, že v prípade pórovitej častice geometricky neurčitého, alebo určitého tvaru treba definovať nasledovné rozmery:

a_L — rozmer projekčný lineárny,
 a_P — rozmer projekčný plošný,
 a_π — rozmer projekčný priestorový,
 a_V — rozmer objemový statický,
 a_{V_K} — rozmer objemový kinetický,
 a_S — rozmer povrchový statický,
 a_{S_K} — rozmer povrchový kinetický,
 a_D — rozmer dynamický (ktorý nie je geometrickým).

Všetky tieto rozmery sú rozmermi geometrickými [1] s výnimkou dynamického rozmeru, ktorým sa v tejto práci nebudeme zaoberať. Projekčné rozmery sú rozmermi axiomatickými a možno ich určiť rôznym dohodnutým spôsobom. Rozmery objemové a povrchové sú jednoznačne určené zvoleným typom izometrického náhradného tvaru (guľa, kocka, valec).

Rozmer projekčný lineárny a_L je vzdialenosťou dvoch bodov na obryse priemetu častice. Môže to byť vzdialenosť minimálna, maximálna, alebo stredná, pričom sa obyčajne určuje subjektívne meracou osobou.

Rozmer projekčný plošný a_P je jednoznačne určený vzorcom:

$$a_P = \sqrt{\frac{S_P}{\Psi_P}}, \quad (5)$$

kde S_P je plocha priemetu častice, ktorá sa určí dohodnutým spôsobom, napr. ako plocha kruhu, alebo štvorca, opísaného resp. vpísaného do obrysov priemetu.

Projekčný priestorový rozmer a_π možno určiť ako priemer troch lineárnych rozmerov v smeroch kartézskej súradnej sústavy:

$$a_\pi = \frac{1}{3} (a_{Lx} + a_{Ly} + a_{Lz}), \quad (6)$$

alebo pomocou plošného rozmeru v kombinácii s lineárnym rozmerom v smere kolmom na priemet:

$$a_\pi = \sqrt[3]{\frac{S_P a_{Lz}}{\Psi_P}}. \quad (7)$$

Projekčné rozmery sa určujú mikroskopom, preto sa tiež nazývajú rozmermi mikroskopickými.

Zostávajúce geometrické rozmery sú jednoznačne určené vzťahmi (8) až (11), z ktorých je zrejmé, že pre získanie týchto rozmerov je nutné zmerať objem, resp. povrch študovanej častice [1].

$$a_V = \sqrt[3]{\frac{V}{\Psi_V}}, \quad (8)$$

$$a_{V_K} = \sqrt[3]{\frac{V_K}{\Psi_V}}, \quad (9)$$

$$a_S = \sqrt{\frac{S}{\psi_S}}, \quad (10)$$

$$a_{S_K} = \sqrt{\frac{S_K}{\psi_S}}. \quad (11)$$

3. METODICKÁ ČASŤ

V našich podmienkach sme mali možnosť posúdiť 3 metódy disperzoidných analýz [2]:

1. Mikroskopickú metódu.
2. Vodivostnú metódu (Coulter—Counter).
3. Metódu určovania strednej hmotnosti častíc podľa Gutowského.

Použitím týchto metód sme odmerali nasledovné rozmery častíc:

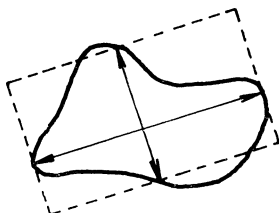
1. metódou — rozmer projekčný lineárny a_L (meranou veličinou je dĺžka).
2. metódou — rozmer objemový kinetický a_{V_K} (meranou veličinou je objem).
3. metódou — rozmer objemový statický a_V (meranou veličinou je hmotnosť).

Kvôli možnosti porovnávania sme ako zastupujúci izometrický tvar vo všetkých prípadoch použili guľu. Hovoríme o tzv. guľovej aproximácii.

4. POSTUPY MERANÍ

Mikroskopickou metódou sme merali dva na seba kolmé rozmery priemetu častice podľa *obr. 1* tak, aby jeden z nich vystihol maximálnu dĺžku priemetu. Za rozmer priemetu a tým i častice považujeme ich aritmetický priemer. Týmto spôsobom sa nahradí plocha priemetu plochou obdĺžnika čiastočne opísaného a čiastočne vpísaného do priemetu častice.

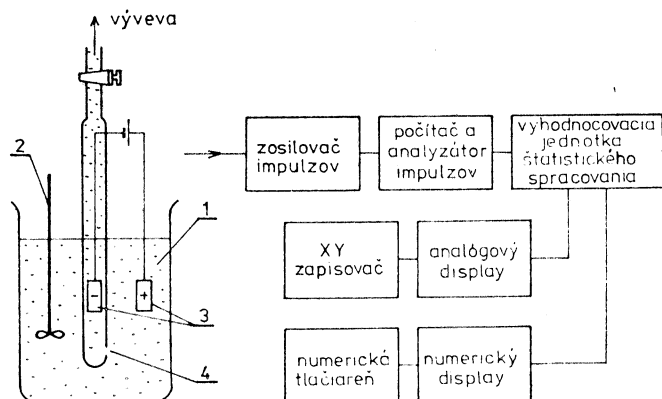
Princíp vodivostnej metódy na prístroji Coulter—Counter spočíva v presávaní elektrolytu s dispergovanými časticami cez presne definovaný otvor. Tento pred-



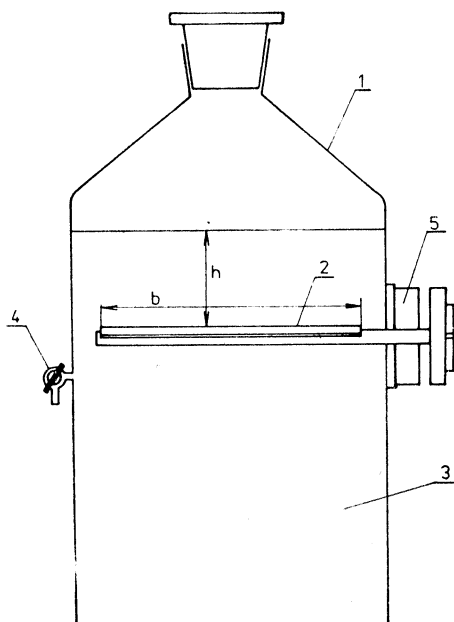
Obr. 1. Znázornenie merania priemetu častice pod mikroskopom

stavuje objemový element, cez ktorý je pomocou elektrolytu sprostredkovaný kontakt medzi elektródami (*obr. 2*). Jednotlivé častice presávané otvorom pri prechode čiastočne upchávajú tento priestor, čím sa na okamih zvýši elektrický odpor sústavy. Počet zmeraných impulzov zodpovedá počtu a ich výške objemu jednotlivých častíc. Ide o objem, ktorý zahŕňa aj póry v materiáli častice, do ktorých elektrolyt nevniká, teda rozmer z neho odvodený pomocou guľovej aproximácie bude rozmerom objemovým kinetickým a_{V_K} .

Poslednou použitou metódou bolo meranie strednej hmotnosti častíc podľa Gutowského. Jej princíp spočíva v zistení počtu častíc z definovaného zlomku základnej navážky vzorky. Používa sa k tomu zariadenie znázornené na *obr. 3*. Do fľaše sa po značku naleje disperzné médium v našom prípade butylalkohol a vloží sa presná navážka prachovej vzorky. Pretrepaním rovnomerne rozdispergujeme vzorku v kvapaline a necháme sedimentovať dostatočne dlhú dobu (24 h). Za predpokladu zvislého pádu častíc sa na sklenenej doštičke usadia častice z pries-



Obr. 2. Bloková schéma vodivostnej metódy Coulter—Counter (1. Suspenzia meraných častíc v elektrolyte 2. Miešadlo 3. Elektrody 4. Merací otvor (apertúra))



Obr. 3. Zariadenie na meranie strednej hmotnosti častíc (1. Sklená fľaša 1 000 ml 2. Sklená doštička rozmerov a, b 3. Kvapalné médium s dispergovanými časticami 4. Výpustný ventil 5. Zariadenie na vyberanie sklenej doštičky z fľaše, h — výška hladiny nad meracou doštičkou)

toru o objeme: $v = a \times b \times h$. Zo známeho celkového objemu kvapaliny V a navážky vzorky G môžeme vypočítať hmotnosť g všetkých častíc usadených na doštičke:

$$g = \frac{v \cdot G}{V}. \quad (12)$$

Po opatrnom spustení hladiny pod úroveň meracej dosťičky vyberieme ju z fľaše otvorom 5 (obr. 3), vysušíme a pod mikroskopom spočítame počet usadených častíc n . Strednú hmotnosť jednej častice — m vypočítame ako podiel

$$m = \frac{g}{n}. \quad (13)$$

Zo známej hustoty materiálu častice a jej hmotnosti možno vypočítať statický objem a z neho pomocou guľovej aproximácie statický objemový rozmer častice a_V .

Teoretickým porovnaním rozmerov a_L , a_{V_K} , a_V prideme k dôležitému uzáveru, ktorý je vyjadrený vzťahom (14):

$$a_L \geq a_{V_K} \leq a_V. \quad (14)$$

Rovnosť všetkých troch rozmerov vo vzťahu (14) bude splnená v prípade ideálne guľovitých častíc z nepórovitého materiálu. U nepravidelných pórovitých častíc budú platiť znamienka nerovnosti, čo vyplýva z nasledujúcej úvahy:

Lineárny projekčný rozmer a_L je získaný dĺžkovým zmeraním priemetu telesa. Ak berieme do úvahy, že častica sa vždy uloží na podložku čo najväčšou plochou, potom výška častice nebude spravidla väčšia než menší z dvoch rozmerov priemetu. Za týchto podmienok bude objem gule o priemere a_L vždy väčší, než objem skutočnej častice. Z toho vyplýva, že rozmer a_{V_K} , ktorý je priemerom gule so skutočným objemom častice, musí byť menší než a_L , pretože guľa má pri tom istom objeme najmenšie rozmery zo všetkých priestorových tvarov.

Rozdiel medzi kinetickým a statickým objemovým rozmerom je daný rozdielom kinetického a statického objemu, ktorý sa rovná objemu pórov v častici. Z toho vyplýva druhá nerovnosť vo vzťahu (14).

5. EXPERIMENTÁLNA ČASŤ A VÝSLEDKY MERANÍ

Ako experimentálny materiál sme použili syntetický SiO_2 poľskej výroby dodávaný v granuliaciach o veľkosti 1 až 3 mm. Jeho fyzikálne vlastnosti sú: Hustota $\rho = 2\,040 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a tvrdosť 7. stupňa podľa Mohsovej stupnice. Zvolený materiál sme mleli vo vídiovom mlyne FRITSCH (NSR) a produkt mletia sme rozseparovali na 7 veľkostných frakcií odstredivým triedičom častíc BAHCO (Švédsko). Hranice veľkostných tried a ich stredy udávané výrobcom triediča sú uvedené v tab. 2.

Tab. 2. Stredné rozmery častíc u 7 frakcií mletého kremeňa

Por. č.	Údaje výrobcu triediča		Namerané údaje		
	rozpätie Tr. $[\mu\text{m}]$	stred. Tr. $[\mu\text{m}]$	a_L $[\mu\text{m}]$	a_{V_K} $[\mu\text{m}]$	a_V $[\mu\text{m}]$
1	2,5	1,25	2,50	1,80	1,58
2	2,5—4,9	3,70	4,33	2,74	2,40
3	4,9—8,1	6,50	6,04	5,70	3,82
4	8,1—11,2	9,65	11,08	10,60	7,50
5	11,2—15,8	13,50	22,60	15,80	14,30
6	15,8—22,8	19,30	33,40	21,10	21,00
7	22,8—29,4	26,10	36,90	25,50	23,30

U všetkých frakcií sme stanovili stredné rozmery častíc vyššie popísanými metódami. Výsledky sú zhrnuté tiež do tab. 2.

6. HODNOTENIE VÝSLEDKOV A ZÁVER

Výsledky meraní potvrdili teoretický predpoklad, že najväčším rozmerom v tom istom súbore častíc je rozmer projekčný. V siedmich študovaných vzorkách je priemerne o 26 % väčší ako rozmer objemový kinetický. Najmenší je rozmer objemový statický, ktorý je od kinetického menší priemerne o 15 % a od projekčného až o 41 %.

Z rozdielu medzi a_L , resp. av_x možno usúdiť, že častice boli nepravidelného tvaru, ktorý sa do značnej miery odlišoval od gule. Rozdiel medzi objemovým kinetickým a objemovým statickým rozmerom je miernejší, čo svedčí o nie príliš veľkej pórovitosti častíc. Syntetický SiO_2 je ako materiál nepórovitý, drobné póry v mletom prášku vznikli v procese dezintegrácie ako mikroskopické trhlinky.

Pri porovnávaní nameraných rozmerov sme nebrali do úvahy presnosť merania, ktorá má tiež určitý vplyv na veľkosť rozdielov medzi porovnávanými rozmermi. Zistiť systematické chyby použitých metód by bolo možné zmeraním častíc presne guľovitého tvaru. V tom prípade by sa všetky 3 rozmery mali teoreticky rovnať a zistené rozdiely by bolo možné v plnej miere pripísať nepresnosti metód. Tento spôsob by bol veľmi vhodný pre porovnávanie rôznych metód disperzoidnej analýzy, naráža však na problém potreby guľičkového (najlepšie monodisperzného) práškového materiálu, ktorý je veľmi ťažko získať.

Z uvedených výsledkov vyplýva, že pri výbere druhu disperzoidnej analýzy je nutné posúdiť, ktorý z geometrických rozmerov potrebujeme určiť. Kritériom musí byť študovaný proces v disperznej sústave a znalosti o druhu rozmeru, ktorý sa v sledovanom deji uplatňuje. Napríklad rozptyl svetla na časticách aerosólu alebo hydrosólu závisí od ich projekčného rozmeru, množstvo časticami vytlačenej kvapaliny od objemového kinetického a množstvo toxickéj látky, prichádzajúcej v aerosóle do dýchacieho orgánu človeka od objemového statického rozmeru (v konečnom dôsledku ide o celkovú hmotnosť vdýchnutej toxickéj látky). Teda v prvom rade sa musíme zamerať na to, ktorý rozmer potrebujeme určiť, a či je príslušná metóda disperzoidnej analýzy vhodná na jeho stanovenie. Až potom sa môžeme zaujímať o jej dostupnosť, presnosť, rýchlosť stanovenia, potrebné množstvo vzorky, možnosti ďalšieho štatistického spracovania jej výsledkov atď. Druh stanovovaného rozmeru častíc vzhľadom na študovaný proces v disperznej sústave sa musí stať prvoradým kritériom pri výbere metódy disperzoidnej analýzy. Tiež porovnávanie výsledkov granulometrických rozborov je možné len vtedy, ak zvolené metódy stanovujú rovnaký zastupujúci rozmer.

LITERATÚRA

- [1] Gutowski, W.: Ruch czastek porowatych o geometrycznie nieokreslonym ksztalcie w osrodku lepkim. Archivum Ochrony Środowiska 1977, No 2, s. 29—47.
- [2] Görner, P.: Molekulárne interakcie v disperzných systémoch. Kandidátska dizertačná práca. Ústav fyzikálnej chémie a elektrochémie J. Heyrovského ČSAV Praha, Banický ústav SAV Košice, 1979.

СРАВНЕНИЕ НЕКОТОРЫХ МЕТОДОВ ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКИХ АНАЛИЗОВ ИЗ ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ТЕОРИИ ДИСПЕРСИОННЫХ РАЗМЕРОВ

*Инж. Петер Гернер, к. т. н.
Магистер Витолд Гутовски*

Статья занимается выбором запасных изометрических форм для описания неправильных тел и приносит классификацию дисперсионных размеров, которые замещают истинные размеры частицы при гранулометрическом анализе. В экспериментальной части оцениваются 3 метода дисперсионных анализов и показывается удобность их применения для определения некоторых типов замещающих размеров.

COMPARISON OF SOME METHODS OF THE GRANULOMETRIC ANALYSIS FROM THE STAND-POINT OF THE DISPERSION SIZE THEORY

*Ing. Peter Görner, CSc.
Magister Witold Gutowski*

The article deals with a choice of substitute isometric forms for irregular bodies description and a classification of the dispersion size of the particle during the granulometric analysis is given there. 3 methods of the dispersing analysis are evaluated in the experimental part and the advantage of applicability of the methods for determination of some types of the substituting size is discussed there.

VERGLEICH MANCHER METHODEN DER GRANULOMETRISCHEN ANALYSEN VOM GESICHTSPUNKT DER THEORIE DER DISPERSIONSGRÖSSEN

*Ing. Peter Görner, CSc.
Magister Witold Gutowski*

Der Artikel beschäftigt sich mit der Wahl der isometrischen Ersatzformen für die Beschreibung der unregelmässigen Körper und gibt die Klassifikation der Dispersionsgrössen, die die realen Partikelgrössen bei einer granulometrischen Analyse vertreten, an. Im Experimententeil beurteilt man 3 Methoden der Dispersionsanalysen und weist auf die Zweckmässigkeit ihrer Anwendung für die Bestimmung der festgesetzten Typen der vertretenden Grössen hin.

COMPARAISON DE QUELQUES MÉTHODES DES ANALYSES GRANULOMÉTRIQUES AU POINT DE VUE DE LA THÉORIE DES GROSSEURS DISPERSIVES

*Ing. Peter Görner, CSc.
Magister Witold Gutowski*

L'article présenté s'occupe du choix des formes isométriques équivalentes pour la description des corps irréguliers et présente la classification des grosseurs dispersives qui représentent les grosseurs réelles d'une particule à l'analyse granulométrique. Dans la partie expérimentale, on juge trois méthodes des analyses dispersives et on fait remarquer la convenance de leur utilisation pour la détermination de différents types des grosseurs représentantes.

PROBLEMATIKA VĚTRÁNÍ PRŮMYSLOVÝCH HAL

K zajištění požadovaných mikroklimatických podmínek se v průmyslu používají otopná a větrací zařízení. Většinou je tomu tak, že otopnými soustavami jsou kryty transmisní ztráty, zatím co větracími zařízeními se přivádí požadovaný podíl venkovního vzduchu, přivádí nebo odvádí se vzduch potřebný z hlediska technologických procesů a v létě se pak jimi ještě odvádějí vnitřní i vnější tepelné zátěže.

Tomu odpovídá i dimenzování větracích zařízení. S ohledem na stavební a technologické podmínky se vzduchovody a tedy i výústky umísťují většinou nad pracovní oblast, přičemž proudění vzduchu při běžných vhozových vzdálenostech závisí od teplotního spádu mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v místnosti.

Jestliže větrací zařízení přejímá i funkci vytápění (popř. i chlazení) vyskytují se problémy s prouděním vzduchu v prostoru. Kontrolní výpočty průběhu vyfukovaného proudu vzduchu ukazují, že se při stejném impulsu a charakteristice proudu (volný nevířivý proud) provoz vytápění a větrání (popř. i s chlazením) navzájem vylučují. Impuls vystupujícího vzduchu na výústce při bezprůvanovém letním provozu je pro zimní provoz příliš malý, než aby dopravil přiváděný teplý vzduch dolů až do pracovní oblasti. Přitom vycházejí příliš nízké teploty vzduchu na pracovišti a příliš vysoké teploty v horní části haly a v důsledku toho i vyšší tepelné ztráty střechou.

Z hlediska technického jsou principiálně možná tato řešení:

- zvýšení výtokové rychlosti při zimním provozu a tím i vhozové vzdálenosti; z hlediska energie je to ovšem řešení neekonomické,
- použití regulovatelných výústek.

Cílem při vytápění je dostat teplý vzduch nejkratší cestou jako kompaktní proud do pracovní oblasti a při prostém větrání, popř. i s chlazením, cestu proudu prodloužit nebo urychlit jeho rozpad. Vhodné opatření spočívá ve změně charakteristiky nebo směru proudu přiváděného vzduchu, např. pomocí vířičů vestavěných do výústek. Změna musí být odvozována od teploty přiváděného vzduchu. Takovéto regulovatelné výústky jsou ovšem technicky i ekonomicky náročné a vyžadují v průmyslových podmínkách častou údržbu k uchování funkční schopnosti. Na druhé straně, pokud jsou jimi vyfukované proudy bohaté na energii, je možno dosáhnout dobré rozdělení vzduchu v místnosti.

Regulovatelné výústky s velkou výtokovou rychlostí byly především použity pro teplo-vzdušné větrání a vytápění. Jejich soustředěné proudy vzduchu zajišťují dopravu tepla do pracovní oblasti a současně zabírají vrstvení teplého vzduchu po výšce haly, což znamená i snížení tepelných ztrát střechou. Lze je kombinovat jak s centrálními, tak i jednotko-

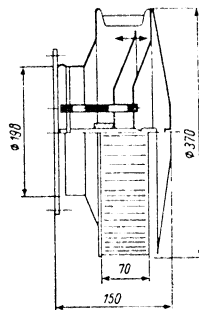
vými zařízeními a hodí se zejména pro rekonstrukce.

Nejčastějším řešením pro případ požadavku vytápění a současně i větrání popř. i s chlazením, je pro každý z obou úkolů instalace samostatného zařízení. Při realizaci ekonomického systému vytápění (např. sálavými panely) a zařízení pro větrání (větrání s proměnným objemovým průtokem, zónové nebo místní větrání) je možno snížit investiční a provozní náklady tak, že je takováto kombinace rentabilní. Vyžaduje to ovšem předem ověření statického a dynamického spolupůsobení obou zařízení.

Další řešení spočívá v použití výústek s vířivým výtokem, u nichž dochází k intenzivnímu mísení vyfukovaného a okolního vzduchu. Větrání s vyústkami s vířivým výtokem je možno realizovat v různých variantách, a to jako jedno zařízení pro vytápění a větrání popř. i s chlazením nebo v kombinaci větrání se samostatným vytápěcím zařízením.

Nároky na výstup vzduchu

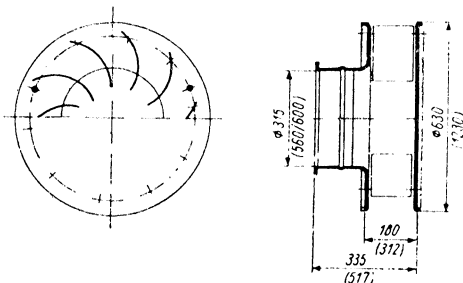
Chování vyfukovaných proudů je dáno stavem vzduchu na výstupu a podmínkami v prostoru jejich šíření. Pro intenzivní místně omezené směřování (indukci) a tedy současně rychlé odbourávání rychlosti a teploty vyfukovaného vzduchu je potřebná vysoká výměna



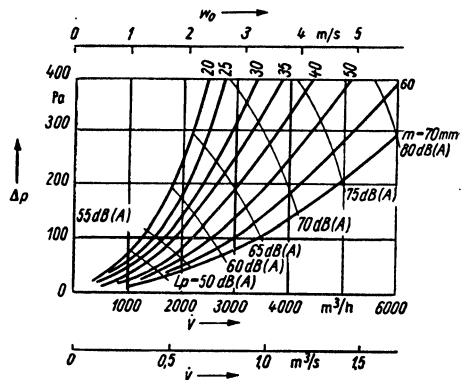
Obr. 1. Vyústka ROT-AIR 200 K

energie mezi vyfukovaným a okolním vzduchem. Toho lze nejlépe dosáhnout u výústek s vířivým radiálním výtokem.

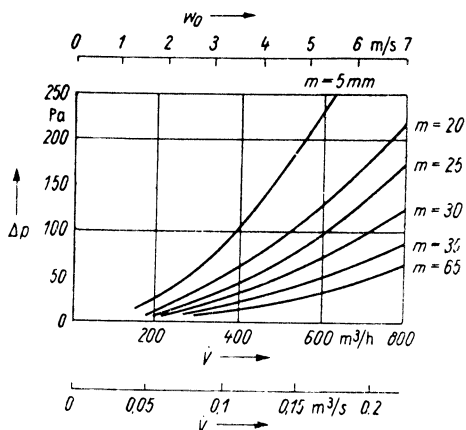
Řešení dvou typů výústek s vířivým radiálním výtokem typu ROT-AIR fy FÜTÖBER, MLR je na obr. 1 a obr. 2. Tyto výústky, které jsou patentově chráněny, se vyrábějí ve třech velikostech pro objemový průtok 200 až 14 000 m³/h. Větší velikosti 315 a 560/600 jsou staršího typu, kde se usměrňující lopatky nastavují jednotlivě, zatím co u výústky ROT-AIR 200, která je novější, regulace se děje přestavitelnou deskou. Charakteristiky



Obr. 2. Vyústka ROT-AIR 315 (560/600) K

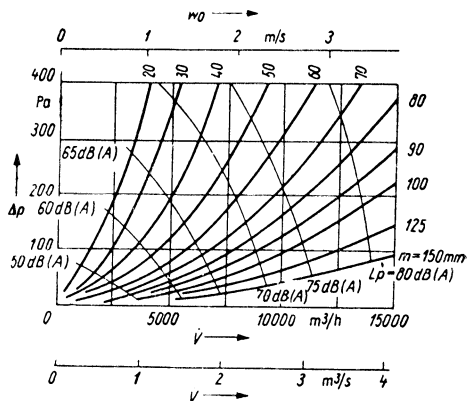


Obr. 4. Charakteristika vyústky ROT-AIR 315 K

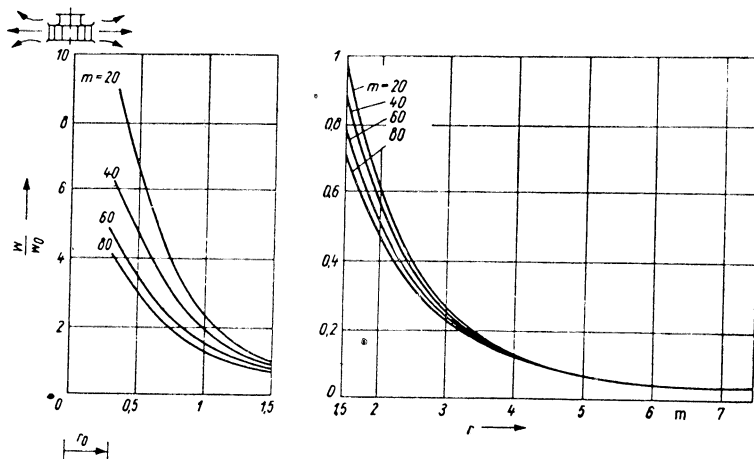


Obr. 3. Charakteristika vyústky ROT-AIR 200 K

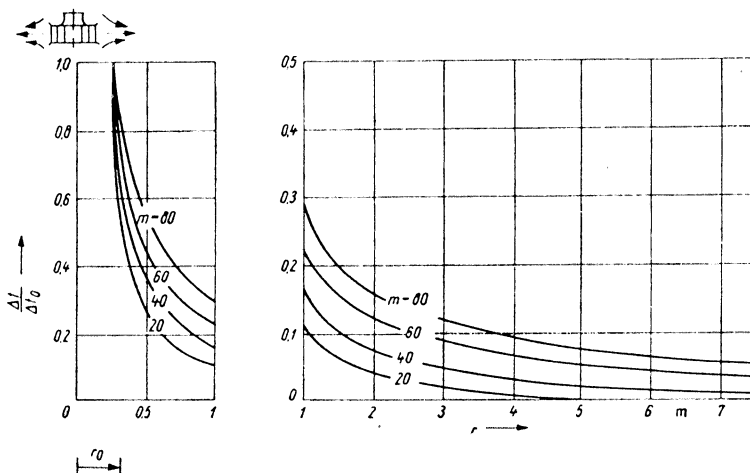
Legenda: Δp — tlaková ztráta, w_0 — výtoková rychlost, m — nastavení regulačního orgánu, \dot{V} — objemový průtok



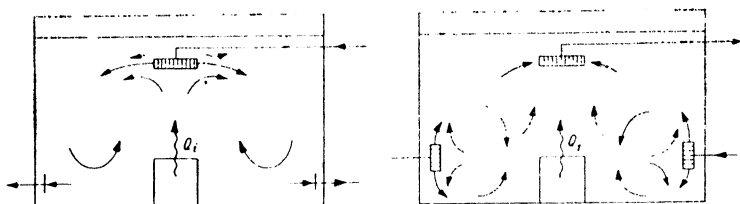
Obr. 5. Charakteristika vyústky ROT-AIR 560/600 K



Obr. 6. Změna rychlosti za vyústkou ROT-AIR 315 K



Obr. 7. Změna teploty za vyústkou ROT-AIR 315 K



Obr. 8. Rothermo-systém při vysoké vnitřní tepelné zátěži

vyústek jsou na *obr. 3 až obr. 5* a na příkladu vyústky ROT-AIR 315 jsou na *obr. 6 a obr. 7* zachyceny změny teplot a rychlostí za vyústkou.

Pro své aerodynamické vlastnosti byly vyústky ROT-AIR začleněny do nových koncepcí zařízení. Rozhodujícím hlediskem pro jejich použití byla okolnost, že u nich mohlo být použito daleko vyšších rozdílů mezi teplotou přiváděného vzduchu a teplotou okolí (tzv. pracovní rozdíl) než u tradičních vyústek. Při tomto rozdílu 20 K se neprojevovalo narušení pohody. Na základě toho jsou vyústky ROT-AIR zejména vhodné pro odvod tepla v zimě v průmyslových halách s vysokými vnitřními tepelnými zátěžemi.

Předností vyústek ROT-AIR z hlediska hospodaření energií je, že požadavky na potřebu energie pro předehřátí venkovního vzduchu jsou minimální nebo úplně odpadají, aniž by bylo zapotřebí jiných přidavných zařízení, jako jsou např. zařízení pro zpětné získávání tepla.

Větrání průmyslových hal při vysoké vnitřní tepelné zátěži

V průmyslových halách s vysokou vnitřní tepelnou zátěží je i v zimě zapotřebí chladit. V tomto případě může být do horní části hal přiváděn chladný vzduch (*obr. 8* vlevo). V důsledku intenzivního promíchání s teplem

vzduchem v místnosti dochází k rychlému odbourávání chladu v přiváděném vzduchu, takže nedojde k průvanu. Odpadní vzduch je přitom třeba odsávat z horní části haly. Hlavní pozoruhodností tohoto systému zapojení, označovaného jako Rothermo-systém, je snaha po obrácení přirozeného teplotního profilu po výšce haly.

Tím, že vyústka s vířivým výtokem ROT-AIR umožňuje vyšší teplotní spády, vztaženo na objemový průtok v zimním období, může být odváděno větší množství tepla. Tato skutečnost je zejména významná z hlediska hospodárného větrání horkých provozů, protože v zimě a zčásti i v přechodném období je možné podstatné snížení objemového průtoku větracího vzduchu. Se vzrůstající venkovní teplotou, i při případném strojním chlazení, se pracovní rozdíl teplot zmenšuje, takže je nutno objemový průtok přiměřeně zvyšovat. Pro zabezpečení optimálního provozu je tedy třeba objemový průtok přiváděného vzduchu plynule přizpůsobovat venkovním klimatickým podmínkám. Maximální objemový průtok vyústkami ROT-AIR je limitován přípustnou hladinou hluku a ekonomicky opodstatněnými tlakovými ztrátami. Dlužno připomenout, že vzduchovody, jimiž prochází chladný přiváděný vzduch, je třeba izolovat, aby nedocházelo ke tvoření kondenzátu.

V řadě případů je účelné přepínání směru proudu vzduchu v prostoru při přechodu

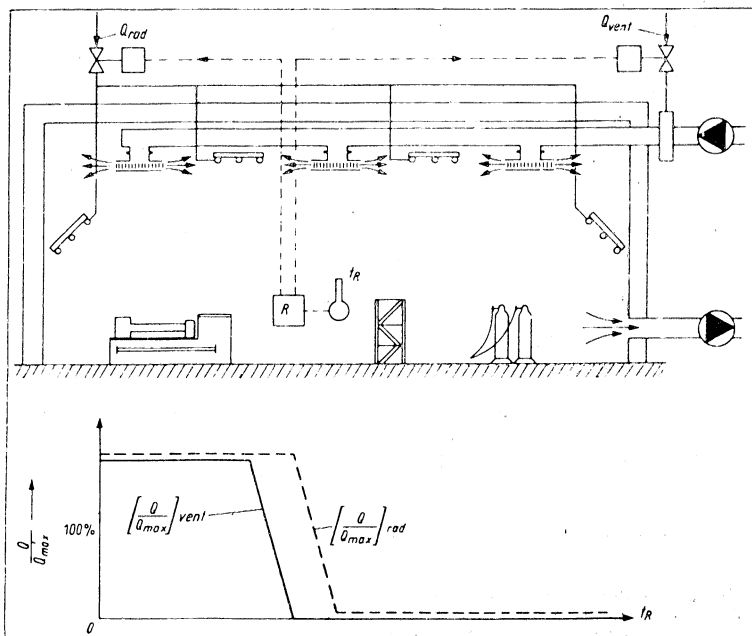
z letního na zimní provoz (Revent-systém). Jak již bylo řečeno, je v zimě v horkých provozech výhodné přivádět vzduch s velkým teplotním spádem vyústkami ROT-AIR v horní části prostoru a tím umožnit velkoprostorové intenzivní směšovací větrání. V létě v důsledku menšího teplotního spádu mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v místnosti, který je k dispozici, je třeba pracovat s vyššími objemovými průtoky. Tomu by se dalo vyhnout, kdyby se oběh vzduchu soustředil jen na pracoviště. Přiváděný vzduch by měl být přitom vyfukován v malé výšce a zejména v blízkosti silně tepelně zatížených pracovišť. Přitom jsou připuštěny vyšší teploty odpadního vzduchu. Odsávání odpadního vzduchu je nahoře (obr. 8 vpravo). Přepínání vyžaduje, aby celý systém rozvodu vzduchu byl navržen na podmínky přiváděného vzduchu a vyústky ROT-AIR byly použity též pro odvod vzduchu. Zmenšováním maximálního objemového průtoku nastupují energetické úspory. Pokud se týče zařízení, je sice pro vyústky třeba předpokládat vyšší náklady, ale ty jsou zase vyrovnány menší velikostí zařízení.

Větrání průmyslových hal s nízkou tepelnou zátěží

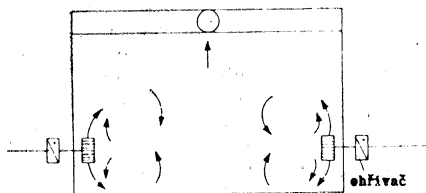
U těchto hal jsou transmisní ztráty většinou kryty ústředním vytápěním. Větrací zařízení pracují zde proto převážně s izotermním provozem. Při správném dimenzování je možno docílit uspokojivé výsledky jak při různých variantách směrovaného proudění vzduchu (např. při proudovém větrání), tak i při

větrání s intenzivním mísením vzduchu. Z hlediska hospodaření energií má volbu předcházet ověření obou systémů.

Kombinace regulačně propojeného sálavého vytápění s větráním je v literatuře nazývána Radisequent-systém (obr. 9). Sálavé vytápění je zde dimenzováno z hlediska plného krytí transmisních ztrát při zimní výpočtové teplotě a je provozováno převážně s konstantním výkonem. Větrací zařízení je dimenzováno na ohřev větracího (venkovního) vzduchu na požadovanou teplotu vnitřního vzduchu v období plného krytí transmisních ztrát vytápěním. Při vzrůstající venkovní teplotě nastupuje nejprve snižování ohřevu větracího vzduchu. Sálavé vytápění se započne omezovat teprve tehdy, když ohřivač větracího zařízení byl vypnut z provozu a potřeba tepla v hale stále klesá. Tím se dosáhne, že v zimě a v přechodném období je přiváděn převážně chladný vzduch, čímž se horní prostor haly udržuje chladný, a to přináší snížení tepelných ztrát střešního prostoru. Jako vyústka pro přívod chladného vzduchu je ROT-AIR zvláště vhodná. Vzduch z haly by se přitom měl odebírat v blízkosti oblasti pobytu. Pro letní provoz může být zachované vedení vzduchu shora dolů, nebo v závislosti na okrajových technologických podmínkách může být přepojeno na obrácený směr proudění (Revent-systém). Je-li potřeba tepla kryta větracím zařízením, je účelné přivádět v zimě teplý vzduch přímo do pracovní oblasti. Uspořádání podle obr. 10 (obdobné obr. 8 vpravo) je Rothermo-systém pro provozy s nízkou tepelnou zátěží — vnitřní zdroje tepla jsou zde nahrazeny ohří-



Obr. 9. Systém Radisequent



Obr. 10. Rothermo-systém při nízké vnitřní tepelné zátěži

vači větracího vzduchu přiváděného do spodní části haly. Toto vedení vzduchu by mělo být zachováno i pro letní provoz.

Pro Rothermo-systém je charakteristické především, že:

- v důsledku intenzivního směšování vyfukovaného vzduchu s okolním může být v zimě do značné míry upuštěno od předehřívání přiváděného vzduchu,
- obvyklý teplotní profil v hale je potlačován,
- vyústky ROT-AIR mohou být uspořádány a dimenzovány tak, aby mohly pracovat jak jako přiváděcí, tak i jako odváděcí prvky.

Zpracováno podle článku: B. Weidemann, G. Trogisch a G. Makara: Zur Problematik der Lüftung von Industriehallen v časopise Luft- und Kältetechnik, č. 3/83, str. 123—127.

(Kubiček)

ZPRÁVA O KONFERENCI O KLIMATIZACI A ZÁSOBOVÁNÍ TEPEM VE WROCLAWI

Ve dnech 17. a 19. května 1984 se konala ve Wroclawi mezinárodní konference „Klimatizace a zásobování teplem — úspora energie“. Konferenci pořádal Institut chemického inženýrství a tepelných zařízení Wroclawské polytechniky spolu s Polskou společností sanitárních inženýrů a techniků NOT. Kromě polských pracovníků zúčastnili se konference hosté ze SSSR, NDR, MLR, ČSSR, NSR a Belgie. Konference se konala v aule Wroclawské polytechniky.

Zahajovací projev přednesl doc. G. J. Besler. Uvedl, že předmětem jednání bude nejen úspora energií, ale i nekonvenční a levné zdroje energie, které často současně chrání životní prostředí. Nejlepší cestou k získání energie je její úspora. Celkem 50 % energie produkované v Polsku se spotřebovává na vytápění, větrání, klimatizaci a přípravu teplé užitkové vody. Přitom skladba primárních energetických zdrojů je z hlediska ekologického nepříznivá. Celkově se ve světě spaluje 30 % uhlí a 60 % plynu a tekutých paliv. V Polsku je to však 70 % a 30 %. Hlavní směry jak redukovat spotřebu energie rozdělil do těchto bodů:

- použití lepších tepelných izolací,
- vyrobené teplo udržovat v tepelném cyklu,
- preferovat optimální mikroklima v budovách,
- zvyšovat kapacitu obnovitelných zdrojů energie.

Většinu prosazování těchto směrů v praxi brání současné ceny energie, kdy uživatel platí pouze 20 % skutečné ceny energie. Podstatné redukce spotřeby tepla i teplé užitkové vody (TUV) se dosáhlo měřením spotřeby pro jednotlivé spotřebitele. U TUV činilo snížení spotřeby 40 až 60 %. Při rozhodování o investicích na výstavbu se často vychází jen z investičních nákladů, které se omezují a zapomíná se přitom na spotřebu energií při provozu. Je účelnější investovat do racionalizačních opatření a do opatření k úspoře energií než otevírat nové doly.

J. Bednarski referoval o srovnání deskových výměníků tepla. Klasický výměník z hliníku sloužil pro porovnání s výměníky s polopropustnými výměnnými plochami z membrán, které umožňují i převod vodní páry a tím i latentního tepla. Položíme-li celkem sdílené teplo u tohoto typu výměníku s žebry s dobrou tepelnou vodivostí ($\lambda = 209 \text{ W/mK}$) rovné 1,0, pak u téhož výměníku s žebry s malou tepelnou vodivostí ($\lambda = 0,58 \text{ W/mK}$) bylo celkem sdílené teplo 0,92, avšak u výměníku z hliníku pouze 0,58.

Skupina referátů, jejichž autorem či spoluautorem byl G. J. Besler, pojednávala o zemních výměnících tepla a hmoty. Byly použity ve stájových objektech v zimním i letním období, neboť živočišná produkce je výrazně závislá na vnitřní teplotě stáje. Zemní výměník je vybaven akumulacím ložem (kamenivo) do něhož se přivádí vlivem podtlaku venkovní vzduch, který pak proudí příčně ložem a nasává se potrubím na protilehlé straně. Shora se lože může skrápět vodou. Celé lože je shora překryto vrstvou zeminy. V létě bylo dosaženo ochlazení vzduchu ze 30 na 16 °C a v zimě ohřátí z -18 °C na +1 °C. V kravině, větraném vzduchem proudícím přes zemní výměník, se udržovala v zimě teplota +16 °C, v létě vystoupala teplota na 22 °C při venkovní teplotě 30 °C. Při mechanickém větrání bez výměníku byla teplota ve stáji v létě asi o 10 °C vyšší. Výměníky tohoto druhu byly instalovány v zemědělských objektech též v NDR.

Po tři roky bylo sledováno pokusné zařízení v Polanica Zdrój. Přitom byl srovnán zemní výměník tepla a hmoty s dlouhým ložem (4,5 m) a s krátkým ložem (1,5 m). Teplota vzduchu na výstupu z výměníku se pohybovala v červenci 1983 mezi 15 a 20 °C a v prosinci 1983 mezi 0 a +6 °C. Krátké lože mělo objem 1,44 m³ a hmotnostní průtok vzduchu činil 0,114 kg/s. V létě se pohyboval chladicí výkon většinou okolo 1 500 W/m³, v zimě topný výkon v podobné hodnotě. U dlouhého lože byly měrné výkony nižší.

Zařízení je investičně málo nákladné a je vhodné pro krytí letních i zimních špiček v potřebě chladu a tepla pro klimatizaci. Rozložení teplot v zemním výměníku tepla a hmoty stanovil W. Malecki modelováním s digitálním výstupem.

K. Maczek hovořil o použití tepelných čerpadel pro klimatizaci budov v objektech občanské vybavenosti. Pro léto je klimatizovaný sál vybaven chlazením a chladicími zařízení se používá v teplém, a zejména v přechodných obdobích roku, jako tepelných čerpadel v době kdy je třeba vytápět a není v provozu zdroj tepla. Teplo se odebírá buď z nízkopotenciálního zdroje nebo ze vzduchu.

K. Spindler (Stuttgart) referoval o pasivním využití sluneční energie pomocí „tepelné“ stěny. Jde o betonovou stěnu tloušťky 20 až 50 cm umístěnou v malé vzdálenosti (10 cm) od venkovní prosklené stěny. Protilehlá vnitřní stěna je cihlená. V horní a dolní části tepelné stěny jsou průduchy opatřené osovými ventilátory a klapkami. Tepelná stěna (na povrchu k oknu černá) představuje sluneční kolektor, který současně akumuluje sluneční teplo a s časovým zpožděním je předává do prostoru. K rychlému vytápění prostoru slouží otevření klapek průduchů a konečně zapnutí ventilátorů. Snížení tepelných ztrát v noci se dosahuje spuštěním žaluzie před prosklenou stěnou. Tloušťka stěny rozhoduje o velikosti kolísání povrchových teplot. U stěny 20 cm tlusté jsou výkyvy teplot na povrchu stěny směrem do místnosti 10,3 K, zatímco u stěny 50 cm tlusté klesají na 0,8 K. Podobné kolísání teplot vnitřního vzduchu bylo v prvním případě 6,6 K a v druhém pouze 0,5 K. V měsíci březnu stačila stěna k vytápění místnosti (ve Stuttgartu), takže nebylo třeba přitápět.

A. Bugaj referoval o systému entalpijní rekuperace pomocí kapalinového sorbentu. Systém je založen na přenosu citelného a latentního tepla mezi proudy vzduchu kontinuálně skrácenými recirkulujícím kapalinovým sorbentem.

L. Bilzak-Mrozowska přednesla sdělení o výsledcích výzkumu nízkotlakých parních ejektorů používaných v jednotkách pro chlazení vody pro klimatizační zařízení. Byl sledován zejména vliv geometrických parametrů a provozních podmínek na spotřebu páry.

Přípustná hodnota spotřeby tepelné energie za rok jako základ pro návrh systému vytápění a větrání v průmyslových objektech byla předmětem referátu T. Jędrzejewské-Scibak. Referující kladla důraz na komplexnost přístupu k dosažení minimalizace spotřeby energie a provozních nákladů, což často vyžaduje vyšší náklady investiční a náklady na kontrolu provozu.

V diskusi k této skupině referátů se hovořilo o tzv. ekologickém domku, který byl postaven jako laboratoř ke studiu problematiky úspor tepla při vytápění. Dále bylo připomenuto, že při snaze o dosažení úspor paliva při vytápění se někdy pomíjí otázka

energetická, tj. spotřeby elektrického proudu např. při použití tepelných čerpadel.

J. Frýba informoval o úkolech při navrhování a provozu klimatizačních zařízení v ČSSR, o cestách k jejich řešení, přičemž poukázal na úlohu, kterou přitom sehrává ČSVTS, v níž jsou soustředěni specialisté zabývající se jak projekcí, tak i provozem klimatizačních zařízení.

Prof. Le Brun z Belgie, v příspěvku zařazeném mimo program, diskutoval otázku spotřeby energie, která se skládá z části čistě požadované a ztrát. Jako ztráty jmenoval ztráty při výrobě energie, při její distribuci, při emisi tepla od těles (zejména osálením venkovní stěny) a při nedostatečné regulaci. Tyto ztráty určují účinnost spotřeby energie, pomocí níž lze z čistě požadované energie určit její skutečnou potřebu.

B. Gaziňski se zabýval analýzou vlastností absorpčních tepelných čerpadel a jejich výběrem pro klimatizaci.

O zajímavém typu vzducho-vodního slunečního kolektoru referoval J. Kiernicki. Sluneční teplo se zachycuje vzduchovým kolektorem, teplý vzduch se ventilátorem vede přes výměník tepla vzduch—voda a teplá voda se pak používá pro ohřev vody pro spotřebiče. Tato konstrukce vylučuje deficitní materiály (měď, hliník) a je proto velmi levná. Cena materiálu na 1 m² tohoto kolektoru činila pouze 270 zl., zatímco u vodních kolektorů se pohybuje v rozmezí 600 až 1700 zl. Přitom odpadají problémy koroze. V úvahu třeba vzít i spotřebu energie na výrobu vodních kolektorů a kovů z nichž jsou vyrobeny.

Referát E. Przydroźného obsahoval teoretické základy sdílení tepla při vlhčení ploch výměníků na straně vzduchu, čímž se dosahuje intenzifikace výměny tepla.

V. G. Kiselev z Institutu teplo- i massobměny v Minsku referoval o pracích věnovaných výměníkům tepla z tepelných trubíc. Používá se těchto trubíc: tuhé těleso (kondukcce) — vzduch, kapalina — vzduch a plyn — plyn. Byl uveden příklad použití výměníku z tepelných trubíc k rekuperaci tepla ze spalín k ohřívání vzduchu v dopravních prostředcích. Tepelné trubice nacházejí uplatnění i k chlazení přístrojů a zařízení.

G. Köthnig z VEB Luft- und Kältetechnik Dresden hovořil o systémech rozvodu vzduchu v kulturních a společenských sálech. Popsal a kriticky zhodnotil způsoby přívodu vzduchu v operadlech sedadel (koncertní sál v Lipsku), pod sedadly a v podlaze. Uvedl výsledky měření rychlostí a teplot vzduchu na základě laboratorních zkoušek. Nejlepších výsledků dosáhli při přívodu vzduchu v operadle sedadla. Místo přívodu pod sedadlem se v posledních letech preferuje přívod vzduchu v podlaze s využitím Coandova efektu.

Z. Popiolek přednesl metodu výpočtu konvektivních proudů nad zdroji tepla, vycházející z matematického modelu a ověřenou experimentálně. Konvektivní proudy

významně ovlivňují proudění vzduchu v provezech.

Pozoruhodné bylo sdělení *B. Mizielińského* o klimatizaci nemocnic, v němž uvedl, že současná vysokoúčinná filtrace vzduchu umožňuje použít recirkulace vzduchu i pro operační sály, což se dříve nepřipouštělo. Uvedl tři systémy řešení klimatizačních zařízení s recirkulací, určených pro operační sály.

V diskusi však byla přednesena k recirkulaci námitka.

S novým typem anemometru a teploměru HSA-2 seznámil *S. Moskal*. Jde o žárový anemometr s kuličkovým čidlem pracujícím s konstantní teplotou a automatickou kompenzací změn okolní teploty. Teploměr je odporový. Rychlost vzduchu se měří ve třech rozsazích: 0 až 1; 0 až 3 a 0 až 10 m/s. Teplota má rozsahy 0 až 30 a 30 až 60 °C. Přístroj se napájí z elektrické sítě nebo baterií.

O zajímavém řešení klimatizace pro provoz prádelny informoval *E. Nowakowski*. Voda potřebná pro technologii se nejprve vede do pračky vzduchu klimatizačního zařízení, kde slouží v letním období ke chlazení. Z pračky vzduchu se pak odvádí k vlastnímu praní prádla.

Rozbor systému vytápění a větrání obytných budov z hlediska úspory energie byl obsahem referátu *M. Nantka*. Vhodná volba systému a využití rekuperace tepla

vedou k úsporám 20 až 30 % tepelné energie.

L. Oppl přednesl sdělení o možnostech využití adiabatického chlazení v průmyslových provezech ke zlepšení tepelného komfortu pracovníků v letním období. Byla prokázána efektivnost tohoto systému.

M. Lipiński uvedl výsledky srovnávacích výpočtů nestacionárního prostupu tepla neprůsvitnou stěnou, provedených s několika programy na počítači.

Poslední referáty se týkaly úspor tepla regulací systémů dálkového zásobování teplem.

V diskusi přednesl ještě *Dr. Scholz* (NDR) sdělení o proudění vzduchu v prostorech. Bylo vypracováno početní řešení pomocí parciálních diferenciálních rovnic pro rychlosti a teploty vzduchu. Výsledky byly ověřeny měřeními na díle a byl zjištěn dobrý souhlas.

Na závěr konference byla přečtena doporučení pro energeticky hospodárné řešení klimatizačních a vytápěcích zařízení.

Jednání konference mělo ryze pracovní charakter, úroveň referátů byla vesměs dobrá. Polští kolegové z různých pracovišť, zejména z vysokých škol ve Wrocławu, Varšavě, Poznani a Krakově, se představili velkým počtem kvalitních prací, které ukazují, že obor klimatizace a zásobování teplem se v PLR rozvíjí na dobré teoretické i praktické úrovni.

Oppl

VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA Z PRŮMYSLOVÝCH CHLADICÍCH ZAŘÍZENÍ

Ing. Leopold Kubíček

Na tento námět zveřejnil *Dr. Götz van Reisenbeck* článek v časopise *Die Kälte- und Klimatechnik* č. 9/1982, který může být dobrým podnětem i pro naše čtenáře. Uvádíme proto z něho podstatný výtah.

Úvaha o hospodárném využití odpadního tepla

Využití odpadního tepla z průmyslových chladicích zařízení se v poslední době velmi rozšířilo. Zatím co zpočátku se jednalo jen o využití dosud nepodchyceného zdroje tepla, obrací se nyní pozornost na ekonomicky optimální způsoby. Mnohde však chybějí jasné představy, proto se autor snažil přiblížit problematiku i s vědomím, že nelze podchytit všechna hlediska.

Posláním průmyslových chladicích zařízení je umožnit hospodárné a bezpečné chlazení, většinou pro citlivé zboží. Zařízení, která by na ně navazovala, jako např. zařízení na využití odpadního tepla, nesmí proto citelně narušit jejich provozní spolehlivost. Jestliže jejich napojením dochází ke změně provozních parametrů chladicích zařízení (což nastává téměř vždy), pak musí být do ekonomické úvahy vzaty i tyto okolnosti.

Má-li být zařízení na využití odpadního tepla navrženo optimálně, pak je třeba

přezkoumat souběh nabídky a poptávky tepla po celý rok i v průběhu dne. Aby takto vynaložená investice přinesla plný úspěch, musí se usilovat o co nejdelší plné využití jak během dne, tak i během roku.

Pokud je to možné, neměla by se kondenzační teplota chladiva udržovat vyšší než je nutné. To znamená, že teplosměnné plochy a jimi ovlivňované kondenzační teploty by měly být optimalizovány. Při navrhování nových průmyslových chladicích zařízení je třeba důkladně zkoumat možnosti využití jejich odpadního tepla. Je jasná souvislost mezi zvolenou formou výroby chladu a možnostmi využití odpadního tepla. Volbu ovlivňují investiční nároky a jednoduchost regulace výměny tepla.

Nejdůležitější způsoby využití tepla a jejich zhodnocení

První úvahy o využití by měly směřovat k jeho účelu. V podstatě jde podle dosavadních zkušeností o:

- ohřev teplé užitkové vody,
- vytápění místností.

Další využití, např. nízkoteplotní sušení, je také za určitých okolností možné, ale taková řešení byla zatím realizována jen ve výjimečných případech.

Který z obou výše uvedených způsobů využití je ekonomicky zajímavější, závisí na struktuře provozu. Tak např. odpadní teplo z chladicích zařízení potravinářských velkoobchodů má, jak bylo praxí ověřeno, nejvhodnější využití pro vytápění.

Zde stojí proti sobě velká produkce odpadního tepla a vytápění jako spotřebitel tepla s možností využití po velkou část roku. Naproti tomu využití tohoto tepla k ohřevu užitkové vody je jen druhořadé, avšak přesto zajímavé možností částečného využití. Jinak je tomu tam, kde je při omezené potřebě tepla pro vytápění velká potřeba teplé vody, jako je tomu např. v masokombinátech, mlékárenských provozech apod. Jestliže v takových případech stojí proti omezené potřebě vysoká nabídka odpadního tepla bude užitečné využití především podílu přehřívacího tepla chladiva. Pak je zařízení v podstatě technicky bez problému a nevyužito zůstane jen asi 10 až 15 % tepla.

Využití odpadního tepla k vytápění

Při dalších úvahách se bude vždy vycházet z poměru produkce odpadního tepla k potřebě tepla objektu v průběhu celého roku. Jestliže seřadíme používané způsoby využití odpadního tepla z chladicích zařízení, pak se nabízí tento výčet:

- a) přímý přenos odpadního tepla do vzduchu v místnosti prostřednictvím kondenzátorů umístěných v místnosti jako ohřivačů vzduchu,
- b) přenos odpadního tepla prostřednictvím výměníků chladivo—vzduch na vzduch přiváděný mechanickým větracím zařízením, který pak rozvede teplo podle jednotlivých potřeb,
- c) přenos odpadního tepla prostřednictvím výměníku chladivo—voda na topnou vodu jako teplotonosné médium, která potom podle potřeby předá teplo buď prostřednictvím otopných těles či vytápěcích jednotek nebo prostřednictvím vzduchu větracího zařízení.

Aby se jednotlivé způsoby přenosu tepla mohly správně vyhodnotit, musí být přezkoumána řada kritérií:

1. Přímé provozní náklady na energii, tedy otázka, který systém má nejmenší nároky na celkovou energii;
2. Vhodnost použití, tedy otázka, který systém spojuje největší pružnost s nejmenšími technickými problémy;
3. Časové využití, tedy otázka, který systém umožňuje maximální využití odpadního tepla v průběhu celého roku;
4. Nákladnost, tedy otázka výše investic na ten který systém;
5. Celková hospodárnost, tedy souhrn otázek kolem optimálního

oměru ušetřených nákladů na energii pro vytápění k celkovým nákladům na energii (vícenáklady na energii + odpisy + údržba).

Při důkladnějším průzkumu je třeba udělat přesný rozbor, protože odpovědi na uvedené otázky jsou ovlivňovány rámcovými podmínkami příslušného provozu.

Dále uvedené úvahy platí pro objekty, u nichž potřeba tepla a jeho nabídka jsou v podstatě vyvážené, přičemž by celková nabídka odpadního tepla, vztahovaná na celkovou podlahovou plochu vytápěných místností neměla být příliš pod 5 W/m^2 . K jednotlivým kritériím:

1. Přímé náklady na energii

Jako příklad předpokládáme průmyslové chladicí zařízení s chladivem R 22, výparná teplota -10°C , chladicí výkon 35 kW, kondenzátorový výkon asi 50 kW, kondenzační teplota podle využití 35 až 40°C . Vytápěný prostor vzdálený asi 50 m. Případně stávající otopné systémy nebudou respektovány. Za těchto předpokladů vychází srovnání takto:

Způsob řešení	systém „a“ kondenzátor v prostoru	systém „b“ výměník chladivo—vzduch ve větracím zařízení	systém „c“ výměník chladivo—voda teplovodní vytápění
$t_k [^\circ\text{C}]$	~ 35	~ 35	~ 40
kompressor [kW]	15,3	15,3	17,0
ventilátor [kW]	1	5	1
čerpadlo [kW]	—	—	0,2
celkem [kW]	16,3	20,3	18,2

Je jasné, že toto srovnání může zachytit jen základní pohled. Výsledky se okamžitě posunou, změní-li se okrajové podmínky, jako např. je-li pro daný prostor uvažováno větrací zařízení a je-li jeho strojovna v sousedství strojovny chlazení, pak odpadá potřeba přídavné energie pro ventilátor, přinejmenším během „normální“ provozní doby větracího zařízení.

2. Vhodnost použití

Jestliže srovnáme tři uvedené varianty systémů pro přenos energie, dají se očekávat potíže především u systému „a“ vzhledem k jeho flexibilitě. Přitom především vystupuje problém regulace výkonu při více místech

výměny tepla. Navíc nejsou vhodné prvky — kondenzátory jako otopná tělesa na trhu.

Přenos tepla prostřednictvím vhodných výměníků u větracích zařízení — případ „b“ — by neměl u průmyslových chladicích zařízení s jedním nebo dvěma napojenými okruhy činit zvláštní potíže. To platí především, jde-li o strojovnu větrání v blízkosti strojovny chlazení. Složitější je však, jedná-li se o umístění většího počtu malých kondenzátorů do rozptýlených větracích jednotek.

Na trhu jsou takové větrací jednotky, které přepojením proudu vzduchu v mimo-topném období mohou pracovat jako venkovním vzduchem chlazené kondenzátory chladicího zařízení. Jak je vidět, systém „b“ je v podstatě ve svém použití omezen na ty prostory, které jsou zásobovány jedním větracím zařízením.

Systém „c“ s vodou jako teplozprostředkujícím médiem umožňuje prakticky neomezené použití. Může být použit stejně k úpravě vody u vzduchotechnických zařízení včetně otopných souprav, jako u otopných těles. Náklady na dopravu vody jsou tak nízké, že je jejím prostřednictvím možno rozdělit teplo ve velkém okruhu. Také regulace odběru tepla a jeho potřebné rozdělení na jednotlivé odběratele jsou bez potíží.

Systém „c“ zejména umožňuje:

- ukládat nadbytečné teplo pro období poptávky,
- v případě potřeby vysokoteplotního tepla kombinovat se zdrojem přídatné energie,
- poměrně jednoduše přizpůsobit kondenzační teploty okamžité potřebě tepla a tím nárokům na energii v procesu chlazení.

Ohodnocení jednotlivých systémů z hlediska funkčních a provozních parametrů bodovacím systémem, kde 0 bodů značí, že parametr není plněn vůbec až 5 bodů — je splněn výborně; vychází asi takto:

	systém „a“	systém „b“	systém „c“
flexibilita	0	0 až 2*)	5
regulace	2	3	5
akumulace	0	0 až 2**)	5
spojení s přídatnou energií	0	0	5
celkem	2	3 až 7	20

*) při velké vzdálenosti mezi strojovnou chlazení a strojovnou větrání

**) při případné možnosti akumulace tepla ze vzduchu do hmoty

Při sestavování uvedené tabulky se vycházelo z předpokládané budovy o podlahové p oše 3000 až 6000 m² s větracími zařízeními,

podstropními větracími jednotkami a statickými vytápěcími plochami — otopnými tělesy.

U zařízení, kde je voda nositelem tepla, je třeba rozlišovat:

- systémy s přepínáním vodou chlazených kondenzátorů na kondenzátory chlazené venkovním vzduchem,
- systémy s přepínáním chladicí vody (nebo topné vody z hlediska vytápěcího zařízení) z topných systémů na chladicí věže s uzavřenými primárními okruhy (skrácený výměník tepla).

Posledně jmenované systémy se sice bez problémů regulují, ale vyžadují vyšší investiční náklady a většinou přiměřenou úpravu vody pro otevřený sekundární chladicí okruh. Kromě toho nedovolují v létě využití „zimního“ topného kondenzátoru k ohřevu užitkové vody za přednostního využití přehřívacího tepla. Tomuto typu zařízení s chladicí věží je poněkud podobné větrací zařízení s přepínáním vzduchu přes kondenzátor. Zde je možno v první fázi s klesající potřebou tepla zvýšit podíl venkovního vzduchu a tím automaticky snížit kondenzační teplotu při zachování požadovaných klimatických podmínek v daném prostoru.

3. Časové využití

Při dotazu na systém, který umožňuje plné využití odpadního tepla, které je k dispozici po pokud možno nejdelší dobu, zjistíme, že souvisí úzce s předchozí otázkou vhodnosti použití.

Podmínky maximalizace využití se dají shrnout do těchto bodů:

- je třeba zahrnout do úvahy všechny místnosti s potřebou tepla. Velikou chybou je omezit využití jen na jeden příznivě situovaný prostor (např. sklad), který je sice po dobu nejchladnějšího období dostatečně odpadním teplem vytápěn, ale jinak po většinu topného období odebírá odpadní teplo jen částečně,
- systém využívající odpadní teplo musí být navržen, aby ty subsystémy, které v přechodném období pracují výhradně s odpadním teplem, byly vyloženy na odpovídající teploty zdroje (asi 30—40 °C), jako např. otopná tělesa v kancelářích při obvodovém pláští budovy, která potřebují ještě něco tepla v časném létě,
- je třeba uvažovat možnosti akumulace, která přispěje k vyrovnání mezi obdobími s přebytkem a nedostatkem tepla. Takový systém dovoluje samozřejmě také vyrovnání výkyvu ze strany zdroje, aby se zamezilo vypouštění tepla do okolí na jedné straně, přičemž na druhé straně by bylo třeba zajišťovat drahé přídatné teplo.

Jestliže se podíváme na budovu s větším zdrojem odpadního tepla a použijeme-li opět bodovou stupnici 0 až 5, potom dosta-

neme asi toto zhodnocení z hlediska časového využití během roku:

kondenzátory jako topná tělesa
přímo v prostoru 1
kondenzátory jako ohřivače ve
větracích zařízeních 0 až 4
teplo prostřednictvím topné vody . 5

Rozptýl v hodnocení v případě přenášení odpadního tepla prostřednictvím větracích zařízení souvisí rovněž s prostorovým uspořádáním.

S využíváním tepla souvisejí i náklady na přídavnou energii. Jestliže je např. zapotřebí v přechodném období uvádět do provozu kotel jen k vůli několika málo otopným tělesům, pak se pracuje se špatnou účinností a náklady na tuto energii celou věc náležitě prodraží.

4. Investiční náklady

Otázka investičních nákladů může být zodpověděna přesně tehdy, jsou-li jasné dány všechny údaje (předpoklady) o objektu, který se má vytápět. Jestliže vezmeme opět v úvahu výše specifikovanou budovu, pak by bodové vyhodnocení z hlediska nákladnosti vypadalo asi takto (0 — žádné až 5 — vysoké):

	systém „a“	systém „b“	systém „c“
topný kondenzátor	5	5	4
přídavná regulace	1	3	5
přídavný rozvod chladu	5	2—5*)	1
vícenáklady na větší otopné plochy	0	0	5
vícenáklady na akumulaci**)	0	0—5	0—5
vícenáklady na rozvod topné vody	0	0	3
zhodnocení nákladů z hlediska výše	11	10—18	18—23
z hlediska využití	5	2—3	1—2

*) podle prostorového uspořádání

***) podle velikosti a využití, popřípadě i stávajícího akumulátoru

Zde třeba kriticky poznamenat, že při ekonomickém hodnocení, jako ve výše uvedené tabulce, může právě takového hrubé vyhodnocení vést k velkým nepřesnostem. V jednotlivých případech bude nutno získat

přesnější údaje pro srovnání a pro rozhodnutí, který ze systémů použít.

5. Celková hospodárnost

K určení hospodárnosti zařízení, kromě nákladů je třeba vyhodnotit celkovou užitečnost uvažovaného systému. Takový pokus je předveden v tabulce:

	systém „a“	systém „b“	systém „c“
provozní náklady	5	3	4
vhodnost časové využití	0	1—2	5
využití nákladů	1	0—4	5
	5	2—3	1—2
celkem	11	6—12	15—16

Ukazuje se, že vzhledem k významu kritérií „vhodnost“ a „časové využití“ je možné jejich bodové hodnocení zdvojnásobit.

Výsledky uvedených úvah se dají shrnout takto:

- využití odpadního tepla přes přímé kondenzátory lze doporučit tam, kde jsou větší prostory s jednoduchým vytápěním v blízkosti výroby průmyslového chladu. U objektů s diferencovanými otopnými systémy toto řešení odpadá,
- využití odpadního tepla prostřednictvím kondenzátorů jako ohřivačů ve větracích zařízeních je účelné jen při omezené vzdálenosti mezi strojovnou větrání (větracími jednotkami) a strojovnou chlazení. Kromě toho by použití tohoto systému mělo být omezeno na objekty u nichž převažující potřeba tepla je kryta prostřednictvím větracích zařízení,
- u komplexních vytápěcích systémů s diferencovaným využitím tepla přichází v úvahu jen systém s vodou, jako zprostředkujícím médiem.

Předběžné hodnocení by se mělo dít v rámci těchto hrubých kritérií. Jestliže přitom vyjdou dvě rovnocenné možnosti (zpravidla b) a c), pak může konečné rozhodnutí dát jen pečlivá analýza poměru náklady : využití. Přitom má rozhodující význam zjištění přesného průběhu potřeby tepla během roku a v důsledku proměnné venkovní teploty a s tím související krytí této potřeby odpadním teplem.

Při využívání odpadního tepla ve stávajících budovách platí logicky ve stejné míře výše uvedené úvahy. Je třeba však mít přitom na paměti, že podle zvoleného systému přenosu tepla mohou vyvstát dodatečné omezující podmínky, jako např.:

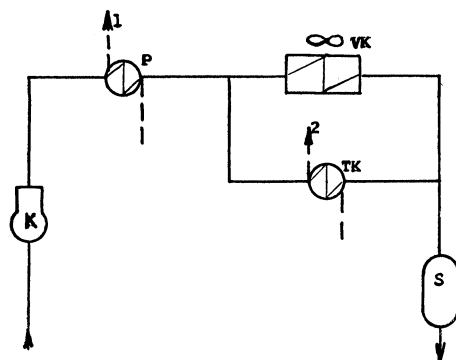
- využití odpadního tepla prostřednictvím větrání předpokládá obyčejně rekonstrukci pohonu ventilátorů, aby v dobách pracovního klidu mohly zajistit přenos tepla za přijatelných nákladů na dopravu vzduchu,
- zpravidla nelze použít stávajících výměníků tepla na teplou vodu, protože jsou koncipovány na topnou vodu (90/70 °C). Většinou je třeba činit kompromisy s ohledem na stupeň celoročního využití zařízení.

Příprava teplé užitkové vody odpadním teplem

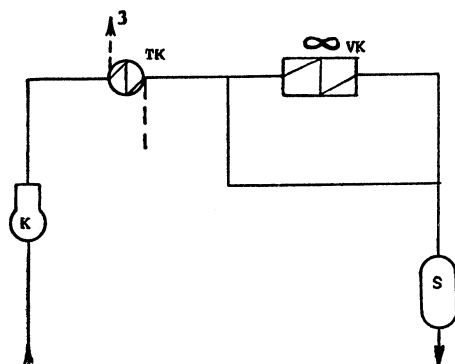
Již v předchozí stati bylo poukázáno na to, že u objektů s velkým přebytkem tepla

je možnost přednostně využít přehřívacího tepla, což přináší úspory na teplosměnných plochách. V chladírenství lze jednoduchým sériovým zapojením ohřívače a vzduchem chlazeného kondenzátoru využít příslušné odpadní teplo, aniž by bylo třeba zvednout kondenzační teplotu, což by vyžadovalo více energie. Tato situace nastane v těch případech, kdy se využívá v zimě teplo k vytápění, ale v létě jen omezeně k ohřívání teplé užitkové vody.

Jinak tomu bude tam, kde je celoroční potřeba teplé vody, která se nedá pokrýt jen přehřívacím teplem. K objasnění je dále pojednáno o dvou základních uspořádáních, jak jsou schematicky znázorněny v *obr. 1* a *obr. 2*.



Obr. 1. Schéma zapojení s předchladičem.



Obr. 2. Schéma zapojení s topným kondenzátorem (*K* — kompresor, *P* — předchladič, *TK* — topný kondenzátor, *VK* — vzduchem chlazený kondenzátor, *S* — sběrač chladiva, *1* — teplá užitková voda nebo sekundární okruh pro bojler (vyšší teplotní hladina), *2* — teplá užitková voda nebo topná voda (nižší teplotní hladina), *3* — topná voda pro vytápění a voda pro bojler).

Uspořádání s předchladičem (obr. 1), kde se v předchladiči (z hlediska chladicího okruhu) odnímá chladivu podíl přehřívacího tepla a tím se ohřívá voda na vyšší teplotní hladinu — asi 50 až 70 °C.

Aby se potlačilo nebezpečí koroze a u pitné

vody předešlo stíženostem z hlediska znečištění, doporučují se dvě alternativy řešení předchladiče:

- předchladič s nepřímou výměnou mezi chladivem a vodou,
- předchladič s přímou výměnou mezi

chladičem a vodou, avšak v každém případě se sekundárním okruhem k nepřímé přípravě teplé užitkové vody.

Za určitých okolností je možné i řešení s nepřímou výměnou a se sekundárním okruhem, aby se zaručeně vyloučilo usazování vodního kamene a k tomu ještě dosáhlo minimálních tlakových ztrát na straně chladiwa.

Uspořádání s předchladičem je výhodné pro celoroční přípravu teplé užitkové vody, při využití kondenzačního tepla v zimě k vytápění, nebo celoročně pro přípravu teplé užitkové vody vyšší teploty prostřednictvím předchladiče při současně přípravě vody nižší teploty prostřednictvím topného kondenzátoru. Přitom se může část takto (30 až 35 °C) předehřáté vody vést k předchladiči k dohřátí. Zbývající část je možno dohřát jiným způsobem.

Vzhledem k nízkým teplotám je u tohoto způsobu nebezpečí koroze minimální a tvoření vodního kamene prakticky vyloučené.

Uspořádání s topným kondenzátorem (obr. 2), kde se odpadní teplo odnímá jen prostřednictvím topného kondenzátoru. Pokud zde alespoň částečně dojde ke zkapaštění chladiwa, může rovnou odtékat do zásobníku chladiwa. Instalace tohoto systému pro přímý provoz s užitkovou vodou se z uvedených důvodů nedoporučuje. Uspořádání s topným kondenzátorem se hodí k vytápění v zimě na úrovni kondenzační teploty a nepřímou výrobu teplé užitkové vody v létě, při odstaveném otopném okruhu, se zmenšeným množstvím vody, za přednostního využití přehřívacího tepla. Dále je možné tohoto systému použít celoročně k výrobě teplé užitkové vody přičemž ovšem teplota vody bude značně kolísat s měnící se dodávkou i odběrem tepla. Diferencované teploty vody pro různé spotřebitele jsou možné jen za pomoci dohříváčů s přídavnou energií.

Srovnání těchto dvou systémů, jak vyplývá z uvedených doporučení, je velmi obtížné. Řešení s předchladičem je nákladnější, což u osamocených zařízení může toto řešení vylučovat. Zvýšení tlakové ztráty v oběhu chladiwa je při správném návrhu nepatrné.

U systémů, kde se především využívá odpadní teplo k vytápění není třeba instalovat přepínání vodních okruhů v létě, což je významné. Všeobecně se doporučuje u nových zařízení dát přednost uspořádání podle obr. 1.

Význam regulace

Při zkoumání tohoto problému je třeba odpovědět především na dvě otázky:

- jaká regulace zajistí optimální využití odpadního tepla,
- jak lze uspořádat regulaci jednotlivých dílčích odběrů odpadního tepla, aby se dosáhlo jeho využití za optimálních energeticko-technických podmínek z hlediska výroby chladu.

Předpokládá se, že předcházela optimalizace a odsouhlasení velikosti jednotlivých teplotsměnných ploch a maximální kondenzační teploty z hlediska celkových provozních nákladů.

Regulace výroby chladu

Je třeba mít na zřeteli tyto body:

- přepínání zima—léto, k vůli fixaci kondenzační teploty pro provoz vytápění, pokud je takto odpadní teplo využíváno. Zde jde o to, zvyšovat kondenzační teplotu jen tak dlouho, pokud je tomu třeba pro vytápění; v létě musí vést snaha po udržování kondenzační teploty na co nejnižší úrovni v závislosti na venkovní teplotě,
- zamezení ztrát odpadního tepla vzduchem chlazeným kondenzátorem. Proto je třeba, aby v něm docházelo ke kondenzaci jen při přebytku tepla. Při uspořádání podle obr. 1 nebo 2 to značí, že pokud není přbytek tepla, smí chladiwo protékat jen přes předchladič resp. topný kondenzátor. Je účelné toto zajistit prostřednictvím regulace magnetickým ventilem kondenzačního tlaku za vzduchem chlazeným kondenzátorem s obtokem tohoto při letním provozu.

Samozřejmě je i možnost spokojit se s jednoduchým sériovým zapojením topného a vzduchem chlazeného kondenzátoru bez regulace kondenzačního tlaku, a to v případě, je-li vzduchem chlazený kondenzátor umístěn v dobře izolované strojovně, jejíž teplota je udržována pečlivě ovládáním klapek venkovního, odpadního a oběhového vzduchu na takové výši, aby se v něm zamezila ve větší míře i jen částečná kondenzace.

- zamezení podchlazení vzduchem chlazeného kondenzátoru přepouštěním horkého plynného chladiwa do sběrače. Toto nebezpečí může nastat zejména při uspořádání podle obr. 2 s paralelní cestou chladiwa.

Podchlazení je možno se snadno vyhnout uzavřením magnetického ventilu na paralelním úseku. Nebezpečí ale zůstává v přechodné době při částečné kondenzaci chladiwa ve vzduchem chlazeném kondenzátoru a v topném kondenzátoru. Zde může odpomoci náhrada magnetického ventilu regulačním ventilem řízeným tlakovým spádem chladiwa mezi topným kondenzátorem a vstupem do ventilu.

Regulace na straně odběru tepla

Je samozřejmé, že požadavek vyšší kondenzační teploty v topném období vede ke zbytečně vysokým nárokům na energii pro provoz kompresorů (přbytek tepla se pak likviduje otevřením regulátoru kondenzátoru a spuštěním určitého počtu ventilátorů kondenzátorů). Dvojitě přepínání léto—zima v roce, a to na začátku a na konci topné sezóny, není v podstatě žádným optimem.

První zlepšení se dosáhne až tehdy, děje-li se přepínání léto—zima automaticky, např. v závislosti na teplotě topné vody a na základě nastavené hodnoty odvozené od venkovní teploty. Jiným impulsem může být, při pouze jediném okruhu odběru tepla, uzavření ventilu nízkoteplotní vody nebo výška teploty cirkulačního vzduchu u větracího zařízení.

Při více odběrových okruzích lze dosáhnout

provozního zlepšení jejich postupným přepínáním.

Rozhodujícím krokem ke kontinuální optimalizaci provozu zařízení na zpětné získávání tepla by byl vývoj regulačních systémů, které by zajišťovaly stálou regulaci kondenzačního tlaku na základě indikátoru poptávky po teple a nastavené hodnoty odvozené od venkovní teploty.

RECENZE

ZTV 6/84

Ing. Ivan Novák, a kolektiv: **OCHRANA OVZDUŠÍ V ČSR**

Vydalo SZN, Praha 1983, 1. vyd., 192 str., 32 tab., 38 obr., brož. Kčs 16,—

Vzhledem k vysoké hustotě koncentrací průmyslových, energetických a urbanizovaných oblastí, automobilové dopravy a těsnému sousedství s dalšími vyspělými státy, řadí se ČSSR mezi země s nejvíce znečišťovaným ovzduším a z této skutečnosti spojenými hospodářskými, technickými, zdravotními, ekologickými a společenskými problémy. Znečišťování ovzduší je u nás závažným ekologickým problémem, jehož řešení se považuje za důležitou součást ochrany životního prostředí člověka, přírodních zdrojů rozvoje národního hospodářství a životní úrovně vůbec. Jako takovému věnují ochraně ovzduší trvalou a soustavnou pozornost stranické a státní orgány všech stupňů, což se mimo jiné projevil v usnesení federální vlády č. 252/1980 přijetím souboru nápravných opatření.

Protože emise ze zdrojů na území Československa se podílejí na kvalitě ovzduší v širším evropském regionu a naopak zahraniční zdroje zhruba stejným množstvím látek spoluovlivňují stav ovzduší na teritoriu naší republiky, je ČSSR aktivně zapojena do mezinárodní spolupráce k objektivizaci a řešení problematiky znečišťování ovzduší.

Ve sbírce Lesnictví, myslivost a vodní hospodářství vydaná původní práce jedenáctičlenného kolektivu našich předních odborníků se zabývá institucionálním zajištěním ochrany ovzduší, stavem a výhledem znečišťování ovzduší, druhy tuhých a plyných zdrojů a látek znečišťujících ovzduší z různých odvětví (energetika, metalurgický a chemický průmysl, výroba stavebních hmot aj.), emisní a imisní situací, odlučováním tuhých emisí, omezováním emisí plyných sloučenin (oxidů siřičitého a sirového, sirovodíku a sirouhlíku, oxidů dusíku, halogenů a jejich sloučenin, chlórů a chlorovodíku, fluorovodíku a fluorových sloučenin, organických a pachových látek) absorpcí, adsorpcí, kondenzací, oxidací a redukcí a dalšími pochody, inspekci a dozorem (Česká technická inspekce ochrany ovzduší, hygienická služba, národní výrobky), výzkumem, technickým rozvojem a normalizací v ochraně ovzduší (znečišťování atmosférických srážek, vliv imisí na zemědělství a lesní hospodářství a na zdravotní stav obyvatelstva, ekonomické dopady), plánováním a ekonomickým stimulováním ochrany ovzduší a aplikací různých forem opatření z hlediska legislativy i konkrétních technických opatření.

Výběrem a způsobem výkladu zařazených poznatků z oboru ochrany ovzduší je kniha určena širšímu okruhu čtenářů.

Tesařík

● První výsledky z Almerie

Svého času proběhla v našem tisku i v našem časopise zpráva o výstavbě pokusné sluneční elektrárny v Almerii ve Španělsku, na jejímž projektu se podílela řada evropských zemí. Nyní, po jednoročním provozu, jsou k dispozici první zkušenosti.

Elektrárna vykazovala časté poruchy v důsledku netěsností zásobníku sodíku a vadného parního motoru. Meteorologické podmínky byly mimořádně nepříznivé vzhledem k větší oblačnosti, než se počítalo a provoz byl přeru-

šován i častými bouřemi o síle orkánu. Projevilo se silné znečištění sběrných zrcadel a způsob jejich čištění není zatím uspokojivě vyřešen.

Shodou takovýchto nepříznivých okolností a vlivem malého zrcadlového pole (z úsporných důvodů) byl provoz značně omezený a tak nemohlo dojít ani k předběžným závěrům. Ukázala se však řada problémů, které je třeba ještě dorešit, a pak vyhodnotit získané poznatky, což zabere delší čas, než bude moci být rozhodnuto o vyhlídkách slunečních elektráren.

CCI 9/83

(Ku)

V NSR byl přihlášena patent „dynamického omezení toku tepla“. Podle autora jeho vynález umožňuje využití nízkopotenciální energie o teplotě i pod 20 °C. Princip procesu spočívá v tom, že nízkopotenciální energie je vedena měděnými trubkami s hliníkovými lamelami, které se položí ve velké ploše do izolační vrstvy na vnitřních stěnách pláště budovy. Tím se má zabránit, aby ve venkovní stěně se nevytvořil lineární pokles teploty zevnitř ven. Předpokladem je, aby použitá energie měla vyšší teplotu, než je teplota venkovního vzduchu. Představa podle vynálezu je taková: Vytápí-li se nějaká budova např. na 22 °C a venku je teplota -12 °C, činí teplotní spád ve venkovní stěně 34 K. Jestliže tento tepelný tok přerušíme uvnitř tepelné izolace na optimálním místě, pak činí teplotní spád vlivem tepelné bariéry nejvýše 10 až 12 K.

Nízkopotenciální energie, která je potřebná pro tento systém, je všude k dispozici v nevyčerpatelném množství. Hodí se jak půdní teplo (v nevelké hloubce neklesne nikdy teplota pod 10 °C), tak i teplo získané z odpadního vzduchu či odpadní vody. Dokonce lze využít i v zimě difúzní záření, které se zachytí ve slunečních kolektorech. Pro provoz zařízení stačí malé oběhové čerpadlo.

Je-li pro tento systém jednou podchycen zdroj tepla, lze jej samozřejmě využít i k nasazení tepelného čerpadla, pro krytí zbývajících potřeb tepla pro vytápění. V beztlakovém vodním akumulátoru je možno po dlouhou dobu udržovat nahromaděné nízkopotenciální teplo a podle potřeby využít. Teplosměnná plocha pracuje i jako sluneční kolektor a může získanou energii předávat akumulátoru. V létě může systém pracovat jako chladicí.

Další výhodou nového systému je, že zamezuje kondenzaci vzdušné vlhkosti na vnitřní straně venkovních stěn. Použila-li se dosud někde silná vrstva izolace, pak vlhkost obsažená ve vnitřním vzduchu difúzí do ní pronikla a tím se snížila její izolační schopnost. Systém dynamického omezení tepelného toku do jisté míry ohřeje vnější izolační vrstvu, takže se rosný bod přenesl do difúzně aktivního vnějšího zdiva. Tím je možno volit takovou tloušťku izolace, aby ztráty byly zredukovány na minimum.

Ve vývoji jsou i ostatní díly zasklených částí pláště budovy, které vytvoří dostatečnou tepelnou bariéru. Vynálezu se ujala firma SEW-Systemtechnik, která pracuje nyní na vývoji integrovaných panelů a během dvou let má být systém výrobně zralý.

CCI 10/83

(Ku)

Výzkumné laboratoře fy Siemens vyvinuly slibný akumulátor energie na elektrochemické bázi.

S ubývajícími zásobami fosilních paliv roste do popředí otázka využívání tzv. netradičních energií, především sluneční a větrné. Protože nabídka těchto energií kolísá v průběhu dne i roku, hledají se vhodná zařízení jejich akumulace. Požadavky na akumulátory energie jsou zejména: nízké náklady na akumulovanou kWh, vysoký počet cyklů, vysoká účinnost, možnost hlubokého vybíjení, nabíjení kolísavými nabíjecími proudy, odolnost proti přebíjení, odolnost v širokém rozsahu teplot, malé samovybíjení, snadná zjistitelnost stavu nabití, malé nároky na údržbu a vysoká bezpečnost.

V současné době neexistuje žádný elektrochemický akumulátor, který by splňoval všechny tyto požadavky. Příznivější vyhlídky mají však dnes ty systémy, u nichž nedochází k reakcím tuhých látek, a v souvislosti s tím i k rozpadu elektrod, což silně omezuje jejich životnost. Jsou to ty systémy, u nichž ukládají energii plynné, kapalné nebo rozpuštěné složky reakce, zatímco elektrody přejímají jen řízení reakce.

V článku REDOX se ukládá energie v roztocích iontových párů kovů různého oxidačního stupně jako $\text{Fe}^{3+}/\text{Fe}^{2+}$ a $\text{Cr}^{2+}/\text{Cr}^{3+}$. Jestliže jsou přivedeny k reakci dva takové iontové páry, jejichž potenciály přeměny (transformace) leží dostatečně daleko od sebe, na dvou různých elektrodách oddělených od sebe membránou umožňující transport aniontů, dostaneme napětí a při odběru elektrickou energii. Teoretické napětí pro výše uvedené iontové páry je 1,8 V. Elektrody jsou z grafitových fólií a pro podporu chemické reakce chromu aktivované 0,2 mg/cm² olovem a 0,2 mg/cm² zlatem, zatímco železo nepotřebuje žádný katalyzátor. Nejdůležitějším prvkem takového článku je membrána, která odděluje prostor katody od anody. Ta musí být na jedné straně tak těsná, aby nemohlo docházet ke smísení kovových iontů, na druhé straně ale má mít malý elektrický odpor. Protože tyto požadavky si protirečí, je její volba otázkou optimalizace. Membrána vyvinutá v laboratořích Siemens prokázala během pěti let provozu jen 7 % ztráty smísením.

Článek REDOX plně nabitý, o napětí 0,7 V je možno při teplotě +30 °C zatížit více než 100 mA/cm² membrány. Baterie článků může být bez ohledu na kapacitu dimenzována podle požadovaných elektrických dat. Kapacitu a výkon možno odděleně přizpůsobit daným požadavkům.

CCI 10/83

(Ku).

ASHRAE Journal 25 (1984), č. 3

- Self serving savings in Japan (Úspory energie administrativní budovy v Japonsku) — *Sakai K., Shimura M.*, 18—21.
- Diversity achieves savings (Úspory energie ve víceúčelové budově) — *Berg B. M.*, 22—24.
- Recycling inside heat gains (Recirkulace a tepelné zisky u administrativní budovy) — *Nichols L.*, 25—27.
- Taking savings to the bank (Úspory energie v budově banky) — *Pearson F. J.*, 28—31.
- Prescription: Small doses (Úspory energie v nemocniční budově) — *Van Dam T.*, 33—35.
- Weaving a recovery system (Rekupační systém textilního závodu) — *Raymond G. A.*, 36—39.
- A solar assist in Australia (Využití sluneční energie v Austrálii) — *Wilkinson A. L.*, 40—43.
- Re-thinking in high school (Nové řešení vysoké školy) — *Loving D. L.*, 44—48.
- Chilled-water free cooling (Vodní chlazení) — *Welsh J. W.*, 49—50.
- Cycles compressors to save (Úspory energie u kompresoru) — *Williams V. A.*, 51—52.
- Soaring VAV in Chicago (Klimatizace s proměnným průtokem vzduchu u výškové budovy v Chicagu) — *Amato J. L.*, 53—54.
- Recapturing the waste heat (Rekuperace tepla v závodě na lisování plastických hmot) — *Gold W. A.*, 55—56.
- Short and long term approach (Úspory energie v závodě na zpracování gumy a plstě) — *Mehrota P. N.*, 57—59.
- Well-proven energy systems (Osvědčené energetické systémy) — *Sawers J. B.*, 60—61.
- Zig-zagging to sunny savings (Hybridní solární systém) — *Lorrain J.*, 62—64.

Haustechnik Bauphysik Umwelttechnik 105 (1984), č. 2

- Fensterlose Küchen? (Kuchyně bez oken?) — *Liese W., Usemann K. W.*, 57—58.
- Wärmeleistung von Unterflurkonvektoren (Tepelný výkon konvektorů pod podlahou) — *Kast W., Klan H.*, 59—66.
- Wärmetechnische Prüfung und Auslegung von Warmwasser-Fussbodenheizungen — Zum Erscheinen der Entwürfe DIN 4725, Teil 1 bis Teil 3, 1983 (Tepelně technická zkouška a rozměry teplovodního podlahového vytápění — Vydání návrhů normy DIN 4725, 1. díl až 3. díl 1983) — *Kast W.*, 67—70.
- Neue DIN-Normen über Blechkanäle (Nové normy DIN k plechovým kanálům) — *Wagner W.*, 71—73.

- Schallschutz an Aufzugsanlagen in der Praxis (Zvuková izolace výtahů v praxi) — *Klose U. H.*, 74—78, 87—89.
- Verbesserung der Aussagefähigkeit von baulichen IR-Thermogrammen durch Bezug auf Referenzbedingungen (Zdokonalení věrohodnosti stavebních infračervených termogramů se zřetelem na referenční podmínky) — *Bottcher B., Wagner A.*, 90—92.
- Auswertung, Darstellung und Datenvorhaltung lufthygienischer und meteorologischer Daten von kontinuierlichen und diskontinuierlichen Immissionsmessungen in Bayern (Vyhodnocení, znázornění a zápis údajů o hygieně vzduchu a meteorologických dat při kontinuálním a diskontinuálním měření imise v Bavorsku) — *Wilhelm W.*, 93—100.
- Elektronische Drehzahl-/Leistungs-Regelungen an Umwälzpumpen (Elektronické regulace počtu otáček/výkonu u oběhových čerpadel) — *Pornitz M.*, příloha.

Heating, piping, air conditioning 56 (1984), č. 2

- Choose VAV diffusers over VAV boxes (Místo skříní VAV instalovány difuzory VAV) — 32.
- Industrial ventilation needs pinpointed by heat relief study (Průmyslové větrání specifických prostor výrobního závodu) — *Govan F. A., Phelan T. R.*, 71—74, 77—80.
- Laboratory fume hood control (Laboratorní odsavače kouře) — *Farho J. H., Goryl W. M., Anderson S. A.*, 85—89.
- Effect of slot position on laboratory fume hood performance (Vliv polohy šterbiny na účinnost laboratorního odsavače kouře) — *Knutson G. W.*, 93—96.
- Environmental chamber design: high altitude simulation (Zkušební komora s umělým klimatem) — *Holnes G. V. R.*, 101—106.
- System gains (Zisky systému) — *Haines R. W.*, 108, 110.
- Freeze prevention of steam heating coils (Ochrana systému pro vytápění parou před zamrzáním) — *Coad W. J.*, 112—113.
- Nomographs determine mixed air stream conditions (Nomogramy stanoví podmínky smíšených proudů vzduchu) — *Zanker A.*, 115—117.

Heating, piping, air conditioning 56 (1984), č. 3

- Studies in energy retrofit: Institutional (Úspory energie v nemocničním komplexu) — *Grumman D. L., Wilczynski J.*, 57—60, 63—66.
- Studies in energy retrofit: Institutional (Úspory energie ve výrobním závodě) —

Phelan T. R., Patterson C. L., 69—70, 77—80.

— Studies in energy retrofit: Commercial (Úspory energie v kancelářské budově) — *Czajkowski S. F.*, 85—89.

— Troubleshooting industrial refrigeration systems (Odstraňování závad průmyslových chladicích systémů) — *Stamm R. H.*, 93—95.

— No more reheat: banking center retrofit (Úspory energie u bankovní budovy, dosažené regulací vytápění) — *Avery G.*, 98—99.

— Commercial water piping pressure loss calculations (Výpočty tlakové ztráty vodovodního potrubí) — *Marcotte S. S.*, 102—3.10

— Retrofit-balancing of hydronic systems (Úspory vyvážení hydronických systémů) — *Hibbard D.*, 105—108.

— Electric duct heater principles (Princip elektrického ohříváče do potrubí) — *Brasch J. F.*, 115—118, 127—130.

— Freeze protection of steam heating coils: II (Ochrana parního vytápění před zamrzáním) — *Coad W. J.*, 139, 157.

Heizung Lüftung Haustechnik 35 (1984), č. 4

— Einregulierung und Überprüfung von Heizanlagen mit thermostatischen Heizkörperventilen (Naregulování a přezkoušení vytápěcích zařízení s termostatickými ventily na vytápěcích tělesech) — *Treuner I.*, 147 až 149.

— Einfluss regelungstechnischer Massnahmen auf Kosten und Wirtschaftlichkeit von Heizanlagen. Teil 3: Fremdwärmenutzung — Berechnungsverfahren nach VDI-Richtlinie 3808 — Beispiele (Vliv opatření po stránce regulační techniky na náklady a hospodárnost vytápěcích zařízení. Díl 3.: Využití cizího

tepla — způsob výpočtu podle směrnice VDI 3808 — příklady) — *Andreas U., Wolff D.*, 150—155.

— Untersuchungen zur Eignung eines Heizkostenverteilers mit elektrischer Messwerterfassung für Einrohrheizungen mit Profilrohr-Ringleitungen (Šetření z hlediska vhodnosti přístroje na rozdělení nákladů za vytápění s elektrickým zachycením naměřených hodnot pro jednopotrubní vytápění s okružním vedením za použití tvarových trubek) — *Bindler J. E., Zöllner G.*, 156—160.

— Zur Problematik von Druck-/Volumenstrom-Messungen an Raumlufttechnischen Anlagen. Teil 1: Ventilator- und Anlagenkennlinie (K problematice měření tlaku (průtoku) u vzduchotechnických zařízení. Díl 1.: Charakteristika ventilátoru a zařízení) — *Wieland H.*, 161—165.

— Marktbericht Geräte zur Wohnungslüftung (Zpráva trhu — Přístroje k větrání bytů) — *Knöbel U.*, 166—170.

— Beurteilung von Investitionen zur Energieeinsparung (Posouzení investic k úspoře energie) — *Moog W.*, 171—178.

— 24. Mostra Convegno/Expoclima — Vom Schraubenkompressor bis zum Waschbecken (24. Mostra Convegno/Expoclima — mezinárodní výstava z oboru vytápění, klimatizace, chlazení a zdravotní techniky; od šroubového kompresoru až k umyvadlu) — *Volk D.*, 179—182.

— IKE-HLK-Symposium in Stuttgart (Symposium pořádané Ústavem pro jadernou energetiku a energetické systémy, oddělení vytápění, větrací a klimatizační techniky, univerzity ve Stuttgartě) — 183—184.

— Wärmeabgabe von Entrauchungsventilatoren (Předávání tepla od ventilátorů na odvádění kouřových plynů) — *Krüger W., Kuhn J., Ostertag D., Zitzelsberger J.*, 185,

ztv 6

Zdravotní technika a vzduchotechnika. Ročník 27, číslo 6, 1984. Vydává český výbor komitétu pro životní prostředí ČSVTS v Akademii, nakladatelství Československé akademie věd, Vodičkova 40, 112 29 Praha 1. Adresa redakce: Dvorská 3, 147 00 Praha 4. — Tiskne Tisk, knižní výroba, n. p., 656 01 Brno, závod 1. — Vychází šestkrát ročně. Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS ÚED Brno. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS-ústřední expedice a dovoz tisku Praha, závod 01, administrace vývozu tisku, Kafkova 19, 160 000 Praha 6. Cena jednoho čísla Kčs 8,—, roční předplatné Kčs 48,—. (Tyto ceny jsou platné pouze pro Československo.) Distribution rights in the western countries: Kubon & Sagner, P.O. Box 34 01 08, D-8000 München 34, GFR.

Annual subscription: Vol. 27, 1984 (6 issues) DM 88,—.
Toto číslo vyšlo v prosinci 1984.

© Academia, Praha 1984.