

ztv

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA

nositel Čestného uznání České vědeckotechnické společnosti

Ročník 27

Číslo 5

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. Lázňovský, — Ing. Dr. J. Němec, CSc. — Ing. L. Strach, CSc. — Doc.
Ing. J. Valchář, CSc.

Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4

OBSAH

Ing. K. Kmeť, CSc. a kol.:	Rozbor prenosových procesov hybnosti v zóne rozpraše- nia pri rozprašovacom sušení	257
Z. Svoboda, J. Mencl:	Tlaková charakteristika ventilátoru s nekonečným počtem lopatek	275
Ing. V. Murín, CSc.:	Podmienky hydraulicko-tepelnej stability u dvojrúrkových teplodvodných systémov	281
Ing. I. Chmúrny:	Matematický model teplotných pomerov v miestnosti v ne- stacionárnych klimatických podmienkach	291
Ing. F. Huk, Ing. R. Huková:	Využití odpadního tepla prostřednictvím deskového reku- peračního výměníku v zemědělství	299



CONTENTS

Ing. K. Kmeť, CSc.:	An analysis of momentum processes in atomization zone during spray drying	257
Z. Svoboda, J. Mencl:	Pressure characteristics of a fan with infinite number of blades	275
Ing. V. Murín, CSc.:	Conditions of hydraulic and thermal stability of two-pipe hot-water systems	281
Ing. I. Chmúrny:	Mathematical model of thermal conditions in a room in unsteady climatic conditions	291
Ing. F. Huk, Ing. R. Huková:	Waste heat utilization with a plate heat exchanger in agriculture	299

СОДЕРЖАНИЕ

Инж. К. Кметь, к.т.н.:	Анализ процессов передачи количества движения в зоне распыления при распылительной сушке	257
З. Свобода, Я. Менцл:	Характеристика нагнетания вентилятора с бесконечным количеством лопаток	275
Инж. В. Мурин, к.т.н.:	Условия гидравлическо-тепловой устойчивости у двухтрубных теплофикационных систем	281
Инж. И. Хмурны:	Математическая модель температурного режима помещения в нестационарных климатических условиях . .	291
Инж. Ф. Гук, Инж. Р. Гукова:	Использование отходящего тепла при помощи пластинчатого рекуперативного теплообменника в сельском хозяйстве	299



SOMMAIRE

Ing. K. Kmeř, CSc. et collègues:	Analyse des procédés de transmission de la quantité de mouvement dans la zone de pulvérisation au séchage par pulvérisation	257
Z. Svoboda, J. Mencl:	Caractéristique de pression d'un ventilateur avec le nombre infini des pales	275
Ing. V. Murín, CSc.:	Conditions de la stabilité hydraulique-thermique des systèmes d'eau chaude à deux tuyaux	281
Ing. I. Chmúrny:	Modèle mathématique des rapports de température d'un local dans les conditions climatiques non-stationnaires .	291
Ing. F. Huk, Ing. R. Huková:	Utilisation de chaleur perdue à l'aide d'un échangeur à plaques récupératif dans l'agriculture	299



INHALT

Ing. K. Kmeř, CSc. und Kollegen:	Analyse der Übertragungsprozesse der Bewegung in der Zerstäubungszone bei der Zerstäubungstrocknung . . .	257
Z. Svoboda, J. Mencl:	Druckcharakteristik eines Ventilators mit der unendlichen Schaufelzahl	275
Ing. V. Murín, CSc.:	Bedingungen der hydraulischen-thermischen Stabilität bei den Zweirohrwarmwassersystemen	281
Ing. I. Chmúrny:	Mathematisches Modell der Temperaturverhältnisse eines Raumes in den nichtstationären klimatischen Bedingungen	291
Ing. F. Huk, Ing. R. Huková:	Wärmerückgewinnung mit Hilfe eines Platten-Rekuperationsaustauschers in der Landwirtschaft	299

ROZBOR PRENOSOVÝCH PROCESOV HYBNOSTI V ZÓNE ROZPRÁŠENIA PRI ROZPRAŠOVACOM SUŠENÍ

ING. KAZIMÍR KMEŤ, CSc.: *Vzduchotechnika, k. p., Nové Mesto nad Váhom*
prom. mat. EVA KOPECKÁ: *VUMA, Nové Mesto nad Váhom*
Ing. STANISLAV KOLÁŘ: *SVÚSS Praha-Běchovice*

Příspěvek uvádí v ucelené formě výsledky vědecko-výzkumných prací, které byly k. p. Vzduchotechnika v posledním časovém období provedeny na úseku rozprašovacích sušáren. Zpracování experimentů je provedeno formou názorných grafů.

Recenzoval: Ing. Ladislav Strach, CSc.

1. ÚVOD

Sušenie rozprašovaním je jedným z progresívnych sušiacich spôsobov vhodným pre sušenie čerpaceľných materiálov charakterizované tým, že materiál je do sušiaceho priestoru rozprašovaný vhodným rozprašovacím agregátom (rotujúci kotúč, tryska, apod.), čím sa mu udelí kinetická energia, ktorá spolu s kinetickou energiou sušiaceho prostredia ovplyvňuje pohyb materiálu v sušiacom priestore. Sušený produkt môže byť buď roztok, suspenzia, prípadne pasta, pričom výsledný produkt sa získa vo forme prášku alebo aglomerátov.

V súčasnosti získava rozprašovacie sušenie značný význam najmä v priemysle potravinárskom, chemickom, farmaceutickom, apod. Zvyšovanie produktivity práce, intenzifikácia a automatizácia výrobných liniek, vývoj nových produktov, zvyšovanie výroby v už postavených, prípadne novovybudovaných podnikoch vedie k zvyšovaniu požiadaviek na rozprašovacie sušiarne, ich optimalizáciu s ohľadom na investičné a prevádzkové náklady pri súčasnom získaní kvalitného produktu.

Podmienkou determinujúcou splnenie týchto požiadaviek je okrem vysokej prevádzkovej spoľahlivosti zariadenia hlavne znalosť procesov prebiehajúcich v rozprašovacích sušiarňach a z toho vyplývajúca schopnosť ich ovládania.

Sušenie rozprašovaním je v podstate komplexom prenosových procesov energie, hmoty a hybnosti zvlášť intenzívne prebiehajúcich v blízkosti rozprašovacieho zariadenia (v zóne rozprášenia). Vzhľadom na ich komplikovanosť (obecne trojrozmerný priestor, v ktorom prenosové deje prebiehajú, interakcie s rozprašovacím elementom; zložitý mechanizmus tvorby mraku kvapiek s vodpred nedefinovaným priebehom frakčnej krivky, komplikované vnútorné podmienky sušenia, atď.) sme boli odkázaní, až na malé výnimky, na empirické prostriedky hľadania väzby medzi veličinami a začiatku a na konci sušiaceho procesu, väčšinou cez tzv. mernú odparivosť.

Aplikáciou moderných samočinných počítačov pri použití zodpovedajúceho matematického modelu s numerickými metódami jeho riešenia a doplnením vhodnými experimentálnymi hodnotami v prípade, kde by teoretický prístup narážal vo fáze riešenia na značné ťažkosti, je možné kvalitatívne posúdiť vplyv hlavných faktorov na priebeh prenosových procesov s osobitným dôrazom na tie, ktoré

majú z praktického hľadiska najväčší význam (možnosť ovládania prenosových procesov v zóne rozprášenja) [L1]. Jedným z dominantných dejov, ktoré majú najväčší vplyv najmä na využiteľnosť sušiaceho priestoru a priebeh sušiaceho procesu, je prenos hybnosti v systéme mrak kvapiek (častíc) — plyn, najmä v blízkosti rozprašovacieho agregátu (kotúča).

Pre posúdenie tohoto deja je v prvom rade nevyhnutné poznať distribučnú krivku rozprachu a rýchlostné pole oboch súčastí systému mrak častíc — plyn, teda sušiaceho prostredia a mraku častíc.

2. DISTRIBUČNÁ KRIVKA ROZPRACHU

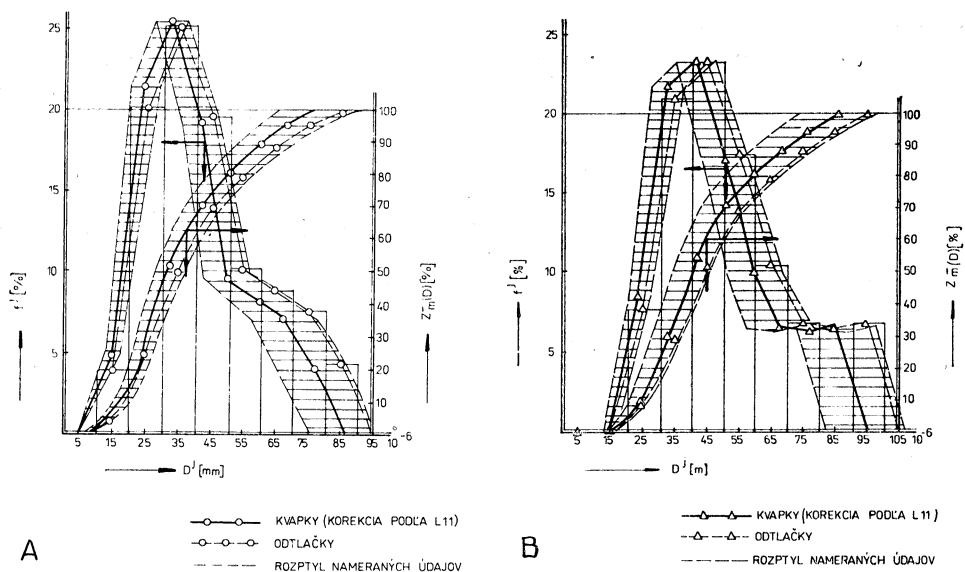
Pre stanovenie distribučnej krivky rozprášených kvapiek, napriek tomu, že v súčasnosti je k dispozícii pomerne široká škála funkčných vzťahov [L6], je pri konkrétnych podmienkach spoľahlivejšie experimentálne stanovenie tejto východiskovej veličiny výpočtu. Podľa [L7] sú známe viaceré experimentálne metódy pre určenie tejto východiskovej veličiny pri rozprašovanom sušení. Napriek určitým výhodám k jej presnosti bola použitá nepriama impaktná metóda odobratia vzoriek kvapiek z disperzného systému mrak častíc. Táto metóda je najmä zásluhou svojej jednoduchosti a možnosti aplikácie i v prevádzkových podmienkach používaná viacerými autormi [L8, 9, 10].

V spolupráci s Katedrou chemických a potravinárskych strojov ČVUT a SĽ SVŠT bola navrhnutá a vyrobená sonda pre impaktný odber kvapiek po celom polomere komory. Odberné slíčky (celkovo 6 kusov) o rozmeroch $75 \times 12 \times 1$ mm, ekvidišťantne rozdelené, boli pokryté sadzami MgO (nanášanie vrstvy bolo realizované s špeciálnej kazete umožňujúcej pokrytie celej sady skiel), ktoré vytvorili súvislý film o hrúbke cca $100 \mu\text{m}$ (hrúbka bola nameraná metódou optických rezov).

Dobu expozície odberu bolo možné regulovať v rozmedzí 0,5—4 s (mechanické ovládanie uzáveru sondy časovým spínačom). Po odbere boli vzorky fotograficky spracované. Fotografovali sa pod mikroskopom pri 125-násobnom zväčšení, pričom fotografia bola zväčšovaná tak, aby jeden snímok kinofilmu pokryl formát 13×18 fotografického papiera. Okrem vzoriek odtlačkov kvapiek sa pre vyhodnocovanie ich rozmerov vyfotografovalo v rovnakom zväčšení aj mikroskopické sklíčko so stotinovým delením milimetra. Veľkosť odtlačkov kvapiek sa posudzovala stanovením tzv. projekčného priemeru (plocha priemeru odtlačku sa porovnávala s plochou kruhu, pričom ako priemer odtlačku sa udáva priemer tohoto kruhu). Keďže rozmer získaného odtlačku vo vrstve MgO nekopíruje úplne presne veľkosť kvapky, bola použitá korekcia podľa *Maya* [L11] vzhľadom na tom, že veľká väčšina kvapiek je menšia ako hrúbka vrstvy MgO ($100 \mu\text{m}$).

Vyhodnotenie sa robilo z troch po sebe nasledujúcich odberov pri konštantných parametroch nátoky i otáčkach bez prívodu sušiaceho impaktora po výške sušiacej komory, pričom hlavnými kritériami boli jednak kvalita odtlačkov (kinetická energia kvapiek pri styku s aktívnou vrstvou impaktora má byť čo najmenšia), a jednak reprezentatívnosť odberu po stránke rozmerov kvapiek odparovaním (čo najbližšie k rozprašovaciemu kotúču). Vzhľadom na protichodnosť oboch kritérií sa zvolená poloha (180 mm pod kotúčom) ukázala optimálna.

Namerané a vyhodnotené údaje priemerov a hmotových podielov jednotlivých frakcií sú uvedené na obr. 1a, b.



Obr. 1. Závislosť relatívnej početnosti frakcie na priemere kvapky pre A — vodu, B — roztok K_2CO_3

Pre posúdenie vplyvu možných chýb vyplývajúcich z metódy (subjektívne chyby pri vyhodnocovaní, nepresnosť kopírovania odtlačku, prípadne ďalšie nepresnosti) bude pri aplikácii frakčných kriviek predpokladaný rozptyl nameraných a vyhodnotených priemerov kvapiek v rozsahu $\pm 15\%$ menovitého, teda korigovaného priebehu. Veľkosť tejto hodnoty je odhadnutá podľa korekcie Maya, ktorá sa pohybuje v rozsahu asi 10% a podľa nášho názoru je pre rozptyl nameraných hodnôt minimálna.

Z priebehu frakčných kriviek (obr. 1a, b) je zrejмый rozdiel medzi výsledkami pre vodu a pre roztok K_2CO_3 vyplývajúci zrejme z rozdielu mernej hmotnosti, ako aj hmotových nátokov na kotúče u oboch látok. U vody sa maximum početnosti pohybuje okolo priemeru $35\text{--}47\ \mu\text{m}$. Rozdiel je tiež v percentuálnom zastúpení frakcií malých a veľkých priemerov. U vody je percentuálne zastúpenie (hmotový podiel) frakcií okolo $25\ \mu\text{m}$ od 16 do 23% , naproti tomu u roztoku K_2CO_3 od 6 do 17% . Naopak u frakcií väčších priemerov (asi $65\text{--}85\ \mu\text{m}$) je nižšie percentuálne zastúpenie u vody ako u roztoku K_2CO_3 . Pri týchto priemeroch frakcií je taktiež možno pozorovať „nepravidelnosť“ priebehu, ktorá spočíva v určitom spomalení klesania krivky relatívnej početnosti (u roztoku K_2CO_3 rastáva dokonca rast) zapríčinenú prítomnosťou, aj keď nie početnou, ale hmotnostným zastúpením významnou frakciou väčších priemerov.

3. RÝCHLOSTNÉ PŮLE SUŠIAČEHO PROSTREDIA

Prúdenie sušiacieho prostredia v komore rozprašovacej sušiarne je ovplyvnené viacerými faktormi, spomedzi ktorých sú najvýznamnejšie: konštrukčné usporiadanie sušiacieho prostredia a rozvodu sušiacieho prostredia, konštrukčné usporiadanie

predpoklad môže mať vplyv v tesnej blízkosti rozprašovacieho kotúča. So vzdialenosťou, v dôsledku poklesu rýchlosti, ako aj koncentrácie, význam vplyvu prítomnosti častíc na rýchlostný profil klesá.

Vzhľadom na uvažovaný rozsah rýchlostí sušiaceho prostredia v komore rozprašovacej sušiarne, ako aj skutočnosť, že sa jedná o priestorové sušenie, ukázala sa vhodnou metóda zmapovania prúdového poľa kuželovou sondou (výrobok SVÚSS Praha-Běchovice). Merania boli realizované na štvrtéprevádzkovej rozprašovacej sušiarne RS 50 (rozvod sušiaceho prostredia je geometricky i vyhotovením podobný prevádzkovému a je schematicky znázornený na obr. 2) podľa normy SVÚSS 257704 pri rôznych kombináciách polôh regulačných prvkov rozvodu sušiaceho prostredia (vonkajšie regulačné lopatky v polohách 0, 20, 40 stupňov, vnútorné 10, 30 stupňov od vertikály), pričom z dôvodov stanovenia vplyvu rozprašovacieho kotúča na rýchlostné pole sme všetky experimenty realizovali ako pri činnosti rozprašovacieho kotúča pri otáčkach 20 300, 24 000 ot. min⁻¹, tak i v kľude.

Podmienky experimentov sú na obr. 2, výsledky merania v niekoľkých alternatívach nastavenia lopatiek (*A*, *B*, *G*) sú na obr. 3. Z nameraných hodnôt je možné usúdiť:

- na rýchlostný profil v sušiacej komore má najpodstatnejší vplyv poloha regulačných orgánov rozvodu sušiaceho prostredia (lopatiek). Pre všetky polohy lopatiek, až na polohu *C*, je možné pozorovať prevahu axiálnych zložiek prúdenia nad radiálnym (hlavne v oblasti kotúča). K vyrovnaniu hodnôt oboch zložiek (radiálnej a axiálnej) dochádza vo väčších vzdialenostiach od osi komory (nad 400—500 mm), kedy nadobúdajú pomerne malé, prípadne záporné (zložka v_r) hodnoty,
- obvodovú zložku rýchlosti pri všetkých nastaveniach lopatiek je možné rozdeliť do dvoch základných oblastí:

1. V jadre (v blízkosti osi sušiacej komory) je priebeh determinovaný polohou nastavenia lopatiek, pričom je v tejto oblasti pozorovateľný pokles a okamžitý nárast veľkosti zložky spôsobený zrejme stykom oboch prúdov, ktorý je tým výraznejší, čím je poloha vnútorných a vonkajších lopatiek rozdielnejšia, najmä v úrovni rozprašovacieho kotúča. Smerom k väčším vzdialenostiam od stropu nastáva určité vyrovnanie profilu.

V blízkosti osi sušiacej komory je prúdenie charakterizované prevahou vnútorných síl s možnosťou aplikácie zákona pre otáčanie pevného telesa $v_\theta = \text{konšt.}$

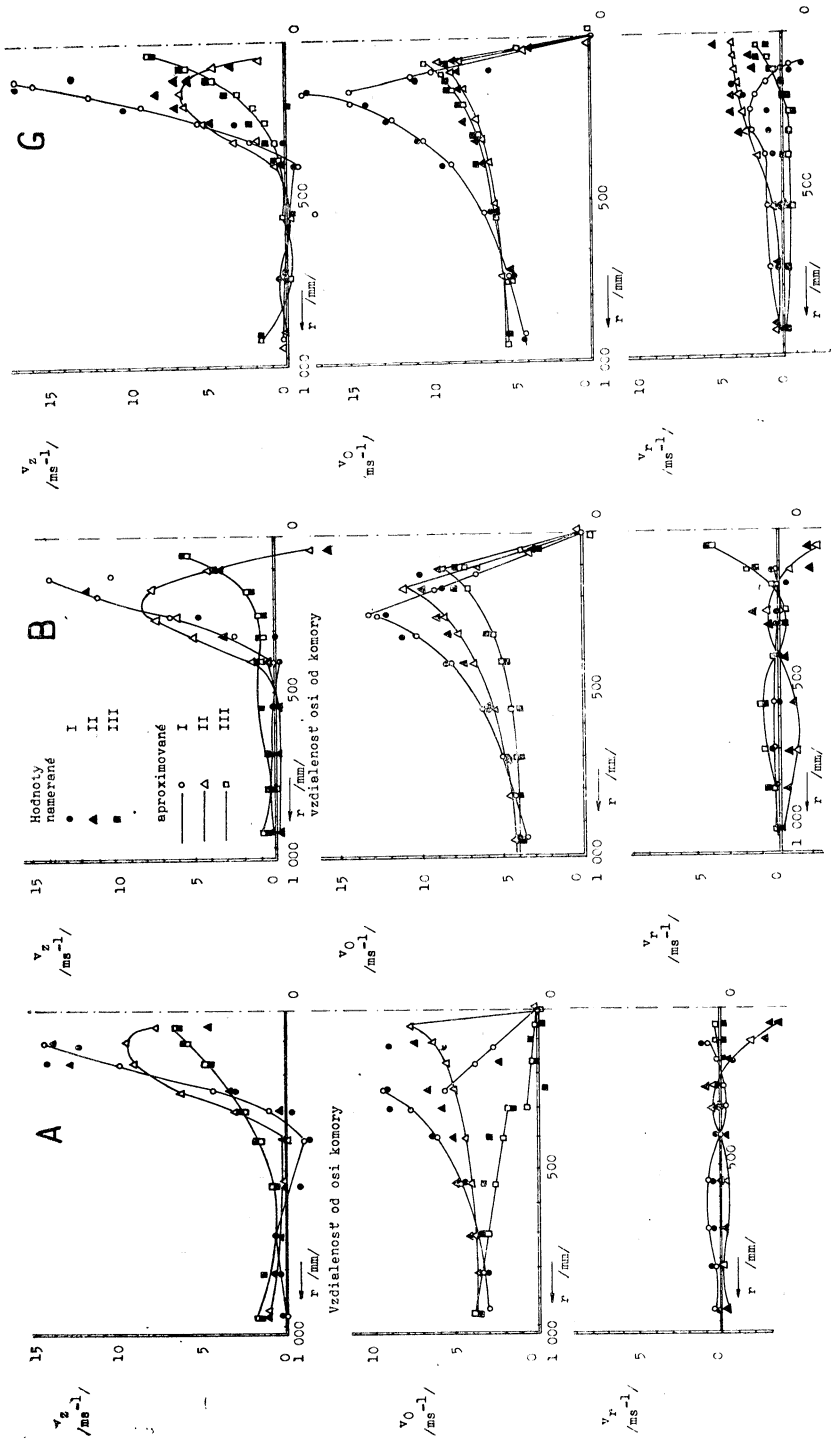
2. Vo väčších vzdialenostiach od osi komory nastáva vo všetkých prípadoch pokles veľkosti obvodovej zložky, pričom priebeh je podobný priebehu v cyklónoch (potenciálny vír [L2]).

— pre priebeh axiálnej zložky v_z sú taktiež charakteristické dve základné oblasti:

1. Jadro s intenzívnym prúdením v axiálnom smere, kde rýchlosť dosahuje 5.15 m s⁻¹ (maximum v oblasti 100—200 mm od osi komory) s ohraničením vo vzdialenosti 400—500 mm od osi komory.

2. Mimo jadra je rýchlosť v axiálnom smere malá (do 2 m s⁻¹), pričom najmä v oblasti styku oboch oblastí existujú, hlavne v úrovni kotúča, záporné hodnoty tejto zložky.

— až na niektoré výnimky je možné povedať, že obvodové zložky sú pri činnosti rozprašovacieho kotúča väčšie ako v prípade, keď sa kotúč neotáča (vzhľadom



Obs. 3. Priebeh jednotlivých zložiek rýchlosti sušiacoho prostredia v komore RS
 A — alternatíva A, B — alternatíva B, G — alternatíva G

na to, že kotúč sa otáčal v zmysle rotácie sušiaceho prostredia, je táto skutočnosť pochopiteľná), pričom „dosah“ ventilačného účinku kotúča je pre túto zložku rozdielny pre rôzne polohy lopatiek i výškové úrovne vzhľadom na kotúč (pri alt. A je vplyv kotúča badateľný prakticky v celom priereze komory, naproti tomu pri alt. G je v úrovni kotúča jeho vplyv nepodstatný a prejavuje sa vo vzdialenosti 360 mm od stropu.

Vplyv rotujúceho kotúča na radiálnu a axiálnu zložku nie je možné jednoznačne posúdiť, ale je potrebné ho posudzovať zvlášť pre každú zložku, vzdialenosť od osi komory i úroveň vzhľadom na kotúč.

Z nameraných hodnôt je zrejmé, že vo vzdialenosti 180, 360, 850 mm od stropu komory v celom nameranom rozsahu radiálnych vzdialeností od osi komory môže spôsobiť zanedbanie ventilačného účinku kotúča na rýchlostné pole v komore RS značné chyby, zvlášť pri určitých nastaveniach regulačných prvkov rozvodu sušiaceho prostredia.

Vo vzdialenosti 1 480 mm od úrovne rozprašovacieho kotúča sa jeho účinok výrazne neprejavoval. Zmenou otáčok kotúča (pri alt. G boli použité jednak otáčky 20 300, a jednak 24 000 ot min⁻¹) nedošlo k podstatným zmenám hodnôt rýchlostí sušiaceho prostredia.

Aproximácia rýchlostného poľa v komore RS jedinou funkciou po celej výške komory, prípadne pre všetky nastavenia regulačných prvkov pri skúmanom type rozvodu sušiaceho prostredia nie je možná. Taktiež nie je možné vo všeobecnosti zanedbať v celom priereze komory ani jednu zo zložiek rýchlosti sušiaceho prostredia.

Pre ďalšie použitie v bilančných vzťahoch bolo nevyhnutné ráhadiť diskkrétne, experimentálne hodnoty analytickými, jednoduchšie derivovateľnými funkciami (regresnými polynómami). Pri stanovení regresných závislostí boli použité firemné programy počítača IBM 1130 SVÚSS Běchovice. Pri zisťovaní regresných vzťahov medzi zložkami rýchlosti sušiaceho prostredia a polomerom r bola v prípade zložiek v_r , v_z predpokladaná nelineárna polynomická závislosť typu:

$$a_0 + a_1r + a_2r^2 + a_3r^3 + a_4r^4. \quad (1)$$

Pre priebeh zložky v_Θ bola závislosť $v_\Theta = v_\Theta(r)$ aproximovaná v intervale $0 - v_{\Theta\max}$ lineárne. Vzhľadom na to, že pre $r = 0$ platí $v_\Theta = 0$, redukoval sa lineárny vzťah na priamu úmeru:

$$v_\Theta = k_3r. \quad (2)$$

V zostávajúcom intervale $v_{\Theta\max} - v_\Theta(r_{\max})$ bol predpokladaný regresný vzťah:

$$v_\Theta = \frac{k_2}{r^1 - k_1}. \quad (3)$$

Pretože hodnoty všetkých rýchlostí prúdenia sušiaceho prostredia sa menia tiež s axiálnou vzdialenosťou od kotúča (rôzne úrovne merania I—III), použijeme pre uvažovanú polohu lineárnu aproximáciu medzi najbližšími nameranými, resp. aproximovanými polohami (I—II, II—III).

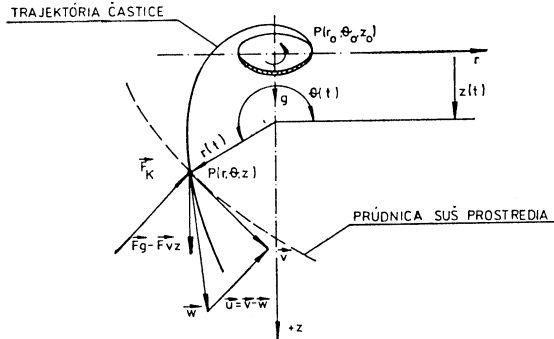
Na základe porovnania aproximovaných a experimentálnych hodnôt (obr. 3) je možné konštatovať, že navrhnuté regresné vzťahy sú väčšinou dostatočne vystihujúce. Určitú rezervu v presnosti aproximácie je možné pozorovať hlavne v priebehu zložiek rýchlostí v_Θ a v_r voľbou iného typu regresných vzťahov (napr. metóda splajnov [L3]).

4. RÝCHLOSTNÉ POLE MRAKU ČASTÍC

Na základe Newtonovho zákona je možné podľa [L5] napísať vektorovú rovnicu vyjadrujúcu bilanciu síl pôsobiacich na pohybujúcu sa časticu:

$$\mathbf{F}_T = \mathbf{F}_K + (\mathbf{F}_g - \mathbf{F}_{vz}) + \mathbf{F}_p. \quad (4)$$

Súradnicový systém pre pohybové rovnice mraku častíc v systéme mrak častíc — plyn je uveden ve schémati.



Hnaciú silu \mathbf{F}_T je možné na základe definície vyjadriť pomocou polohového vektora častice:

$$\mathbf{F}_T = m_p \frac{d^2 \mathbf{r}}{dt^2}. \quad (5)$$

V zmysle relatívnej rýchlosti $\mathbf{u} = \mathbf{v} - \mathbf{w}$ pôsobí sila aerodynamického odporu:

$$\mathbf{F}_K = \xi \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{\rho_1(1+x)}{2} |\mathbf{v} - \mathbf{w}| (\mathbf{v} - \mathbf{w}). \quad (6)$$

Pre rozdiel váhy a vztlakovej sily pôsobiacej na časticu (za predpokladu stotožnenia vektoru gravitačného zrýchlenia s osou sušiackej komory) platí:

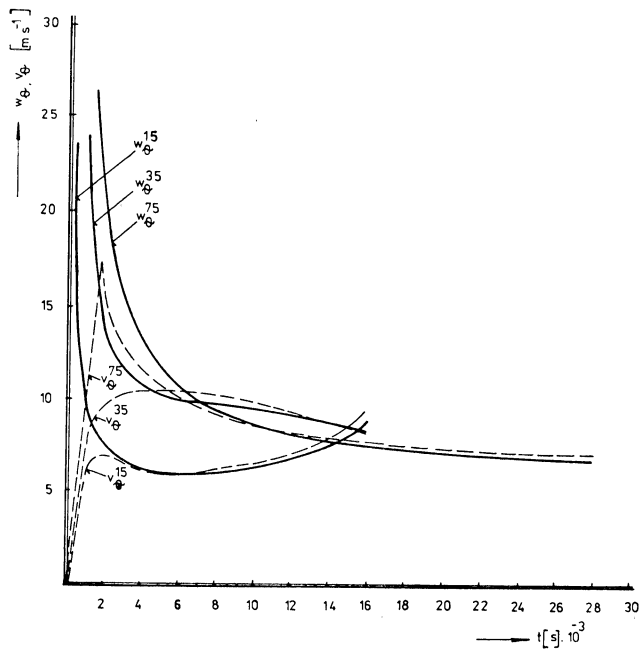
$$\mathbf{F}_g - \mathbf{F}_{vz} = + m_p \mathbf{g} \left[1 - \frac{\rho_1(1+x)}{\rho_{v3}(1+u)} \right]. \quad (7)$$

Vplyv člena \mathbf{F}_p vyjadrujúceho vplyv tlakového gradientu v sušiacom prostredí na pohybové charakteristiky častice je možné zanedbať (oprávnenosť tohoto predpokladu bola ozrejmená v [L2]). Dosadením vzťahov (5)—(7) do výrazu (4) dostaneme:

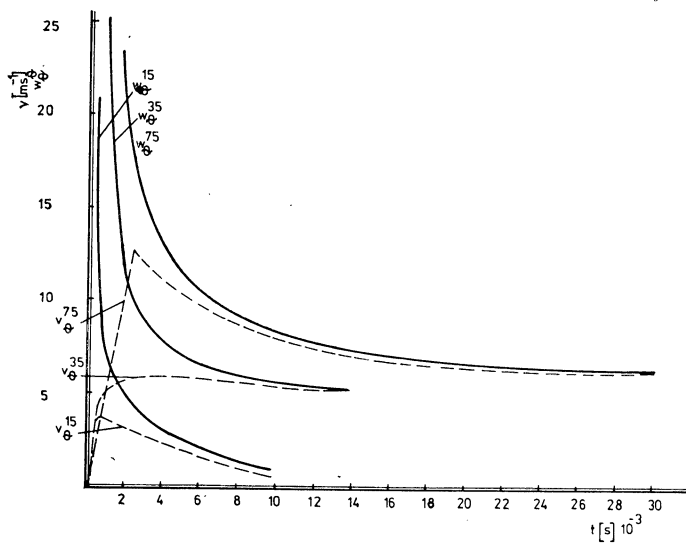
$$m_p \frac{d^2 \mathbf{r}}{dt^2} = \xi \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{\rho_1(1+x)}{2} |\mathbf{v} - \mathbf{w}| (\mathbf{v} - \mathbf{w}) + m_p \mathbf{g} \left[1 - \frac{\rho_1(1+x)}{\rho_{v3}(1+u)} \right]. \quad (8)$$

Pre posúdenie rozsahu platnosti vzťahu (8) je potrebné uviesť zjednodušujúce predpoklady použité pri jeho odvodzovaní:

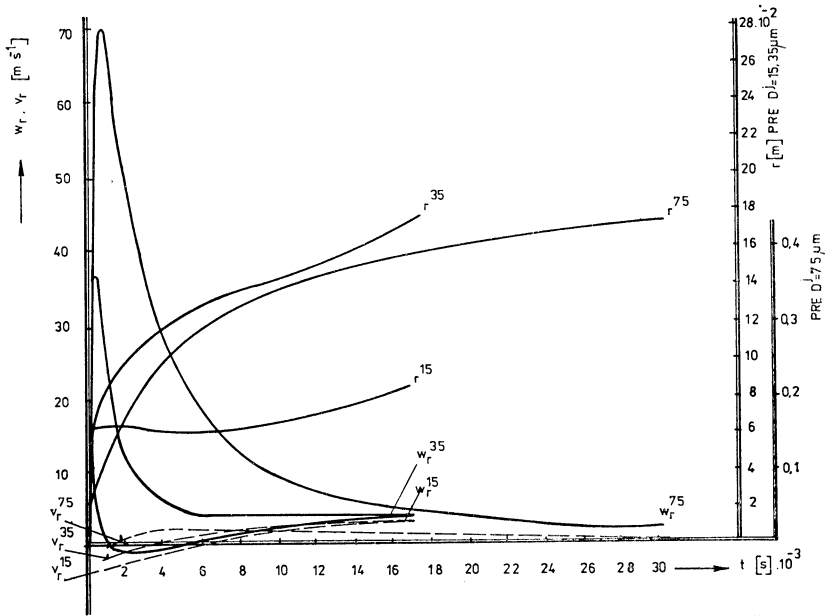
1. Guľový tvar častice (kvapky).
2. Neuvažovali sa vzájomné interakcie častíc medzi sebou, prípadne so stenou zariadenia.



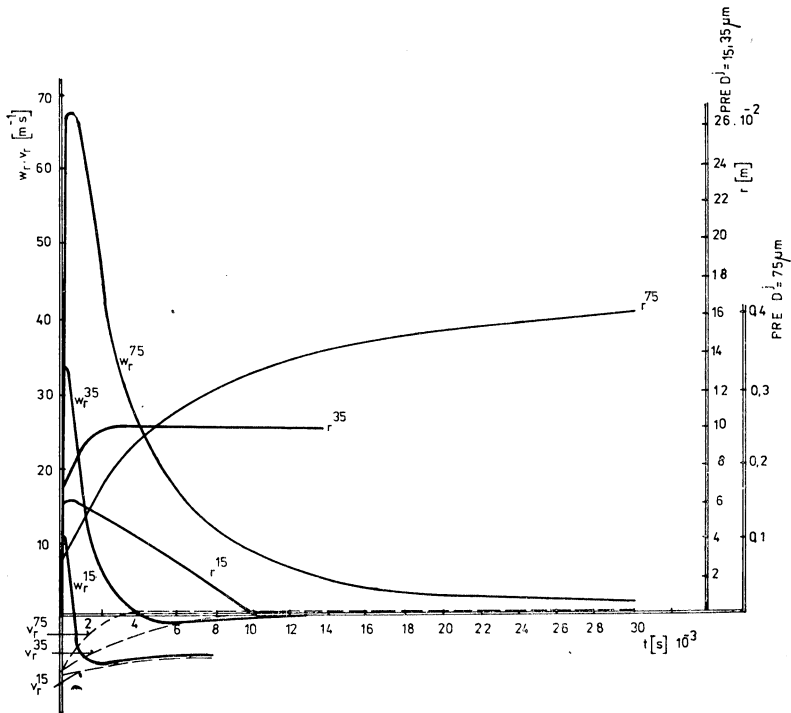
Obr. 4a. Priebek zložiek rýchlosti častice $D = 15, 35, 75 \mu\text{m}$, v závislosti na čase — alt. G



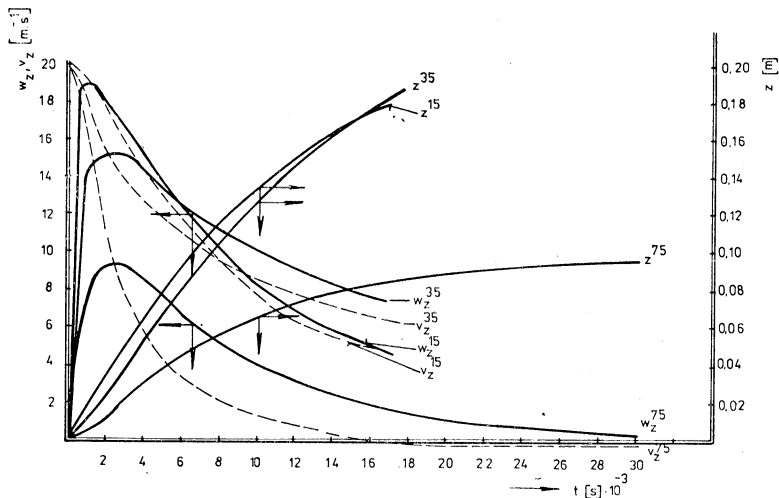
Obr. 4b. Priebek zložiek rýchlosti častice $D = 15, 35, 75 \mu\text{m}$, v závislosti na čase — alt. E



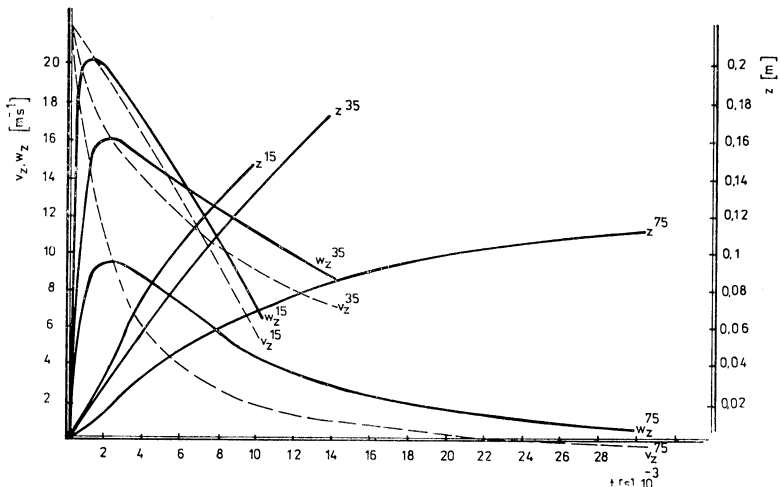
Obr. 5a. Priebek zložiek rýchlosti častice $D = 15, 35, 75 \mu\text{m}$, v závislosti na čase — alt. G



Obr. 5b. Priebek zložiek rýchlosti častice $D = 15, 35, 75 \mu\text{m}$, v závislosti na čase — alt. E



Obr. 6a. Priebeh zložiek rýchlosti častice $D = 15, 35, 75 \mu\text{m}$, v závislosti na čase — alt. G



Obr. 6b. Priebeh zložiek rýchlosti častice $D = 15, 35, 75 \mu\text{m}$, v závislosti na čase — alt. E

3. Boli zanedbané vplyvy podmienené vstupom častíc do prúdu sušiacoho prostredia.

4. Zanedbáva sa nestacionárnosť pohybu častice, tj. vplyv spomalenia rýchlosti častice na aerodynamický súčiniteľ.

5. Zanedbáva sa viskózna disipácia mechanickej energie pri obtekaní častice plynom. Tento predpoklad je determinovaný skutočnosťou, že až na veľmi krátky úsek tesne pri rozprašovacom kotúči je splnený predpoklad uvedený v [L2].

5. VÝSLEDKY RIEŠENIA

Rozpisom vektorovej rovnice (8) do cylindrických súradníc, jej numerickým riešením [L13] pri známom tvare rýchlostného poľa sušiaceho prostredia, je možné stanoviť jednak kinematické charakteristiky jednotlivých veľkostných frakcií a jednak, za predpokladu známej frakčnej krivky rozprachu, hmotnostné rozloženie rozprachu po polomere komory, ktorý je v podstate vonkajším prejavom prenosu hybnosti medzi oboma časťami systému mrak častíc—plyn.

Priebeh jednotlivých zložiek rýchlosti w_θ , w_r , w_z , dráh r , z , častíc priemerov $D = 15, 75, 35 \mu\text{m}$ (častice minimálneho, maximálneho priemeru a častice s maximálnym hmotnostným zastúpením), ako aj priebeh lokálnej hodnoty rýchlosti sušiaceho prostredia pre alt. G , E (nastavenie lopatiek sa pri alt. G blíži základnému prevádzkovému nastaveniu lopatiek, obe alternatívy sú zároveň hraničnými z hľadiska nastavenia lopatiek) je na obr. 4, 5, 6.

Z priebehu je možné vyvodit nasledovné závery:

1. Obvodová zložka w_θ zaznamenáva v dôsledku aerodynamického odporu sušiaceho prostredia prudký pokles, takže už vo vzdialenosti $r = 0,35$ od osi komory majú všetky častice rýchlosť prakticky totožnú s rýchlosťou sušiaceho prostredia (obr. 4).

2. Radiálna zložka rýchlosti všetkých frakcií spočiatku prudko narastá z hodnoty, ktorou opúšťajú rozprašovací kotúč (9 m s^{-1}), na hodnotu asi 16, resp. 70 m s^{-1} podľa veľkosti kvapky, čo je zrejme spôsobené veľkou obvodovou rýchlosťou a v dôsledku toho i odstredivou silou zvlášť významnou u častíc väčších priemerov. Z týchto hodnôt nastáva opäť prudký pokles. Vyrovnanie rýchlostí častíc a sušiaceho prostredia je zvlášť u veľkých častíc podstatne pomalšie ako pri obvodovej zložke (u častice $75 \mu\text{m}$ je badateľný rozdiel oproti rýchlosti sušiaceho prostredia i vo vzdialenosti $0,4 \text{ m}$) v dôsledku pomerne vysokých obvodových rýchlostí a z toho rezultujúcich odstredivých síl.

3. Axiálna zložka rýchlosti zaznamenáva prudký vzrast z nulovej na maximálnu hodnotu, a potom pozvoľný pokles, až pokiaľ nenastane jej vyrovnanie s rýchlosťou sušiaceho prostredia.

Z porovnania rýchlostí a trajektórií častíc pre obe alternatívy je zreteľný vplyv nastavenia lopatiek, a teda charakteru prúdenia sušiaceho prostredia na kinematické charakteristiky častíc. Tento vplyv sa výrazne prejavuje prakticky na všetkých zložkách rýchlostí, resp. dráh, najmä u častíc menších priemerov. Všeobecne možno povedať, že pri menších uhloch nastavenia lopatiek voči vertikále (alt. E) sa znižuje radiálna súradnica častíc (v polohe $z = 0,18 \text{ m}$ pri priemere častíc $D = 35$ je rozdiel až 60 % — $r^{35} = 0,1 \text{ m}$, pri alt. E , $r^{35} = 0,16 \text{ m}$ pri alt. G) a zväčšuje sa súradnica axiálna (v čase $t = 0,014 \text{ s}$ je pri alt. E $z^{35} = 0,176 \text{ m}$ a pri alt. G $z^{35} = 0,16 \text{ m}$). Nastavenie lopatiek má tiež významný vplyv na „intenzitu“ rotácie mraku častíc, ktorá je tým väčšia, čím je väčší uhol nastavenia (alt. G). Napr. obvodová zložka rýchlosti častíc o priemere 35 v radiálnej vzdialenosti $0,01 \text{ m}$ je pri alt. G temer o 100 % väčšia ako pri alt. E ($9,6 \text{ m s}^{-1}$ oproti $5,2 \text{ m s}^{-1}$).

Z priebehu rýchlostí (obr. 4—6) je možné ďalej posúdiť vplyv rozprašovacieho kotúča na kinematické charakteristiky mraku častíc. Z porovnania vektorov rýchlostí oboch súčastí systému mrak častíc—plyn (hodnota $w - v$, obr. 7) vyplýva, že v radiálnej vzdialenosti cca $r = 0,6 \text{ m}$ je trajektória častice plne determi-

novaná sušiacim prostredím ([L6] — uvádzaná hodnota rovná 6-násobku priemeru kotúča od jeho hrany je v našom prípade menej ako 0,75 m).

Na základe radiálnych zložiek polohových vektorov, v návaznosti na súčtovú charakteristiku zrnienia $Z_m(D)$ pri oboch skúšaných materiáloch (obr. 1), bolo uskutočnené vyhodnotenie distribúcie rozprachu po polomere komory (stupeň zaplnenia sušiaceho priestoru rozprachom) vo vzdialenosti $z = 0,18$ m od úroveň rozprašovacieho kotúča. Výsledky výpočtu, ako aj porovnanie s experimentálne stanoveným priebehom, sú na obr. 8, 9.

Z porovnania nameraných a vypočítaných hodnôt vyplýva ich pomerne dobrý súlad s určitými rozdielmi v oblasti do $r = 0,3$ m (voda) a od $r = 0,35$ m (roztok K_2CO_3). V oboch prípadoch však rozdiel hodnoty súčtovej charakteristiky zrnienia v jednotlivých miestach, rešpektujúc jej rozptyl (čiarkovaná čiara), nepresahuje 15—20 %.

6. ZHODNOTENIE VÝSLEDKOV

Z rozboru výsledkov výpočtu pre zvolené alternatívy, ako aj ich experimentálnej verifikácie, je možné pozorovať významný vplyv niektorých faktorov, ktoré sú dominantné pre priebeh a charakter prenosových dejov v zóne rozprašenia, a tým i sušiaceho procesu v komore RS.

Určujúcim sa v prvom rade ukazuje priebeh frakčnej krivky rozprašovaného materiálu. Nahradenie polydisperzného súboru kvapiek monodisperzným prostredníctvom napr. stredného objemovo-povrchového priemeru môže viesť v prípade zdieľania hybnosti k určitým nepresnostiam. Stanovenie frakčnej krivky rozprašovaného materiálu s uspokojivou presnosťou je základnou podmienkou pre posúdenie prenosových procesov hybnosti v komore RS.

Ďalším významným faktorom určujúcim charakter prenosových procesov je tvar rýchlostného poľa sušiaceho prostredia. Aproximácia tohoto poľa ideálnym cyklónovým profilom so zanedbávaním niektorej zo zložiek rýchlosti pri skúmanom centrálnom prívode sušiaceho prostredia (tento typ prívodu sa v súčasnosti používa najčastejšie) je diskutabilná a obmedzená len na niektoré prípady (typ rozvodu sušiaceho prostredia, veľkosť sušiacej komory, vzdialenosť od kotúča, a pod.).

Práve v oblasti zóny rozprašenia je znalosť konkrétneho tvaru rýchlostného profilu sušiaceho prostredia mimoriadne dôležitá. Ako ukázali výsledky merania, na rýchlostný profil v sušiacej komore má najpodstatnejší vplyv poloha regulačných orgánov rozvodu sušiaceho prostredia (lopatiek):

— pre všetky polohy lopatiek s výnimkou polohy C (veľký uhol nastavenia lopatiek voči vertikále) je možné pozorovať prevahu axiálnych zložiek rýchlosti prúdenia nad radiálnymi. K ich vyrovnaniu dochádza vo väčších vzdialenostiach od osi komory, keď radiálne zložky nadobúdajú malé, prípadne pri niektorých polohách nastavenia lopatiek záporné hodnoty,

— pre obvodovú zložku sú charakteristické dve oblasti. Prvá, nachádzajúca sa v blízkosti osi komory, je charakterizovaná prevahou vnútorných síl s možnosťou aplikácie zákona pre otáčanie pevného telesa. Vo väčších vzdialenostiach od osi komory je priebeh kvalitatívne podobný priebehu v cyklónoch, avšak kvantitatívne rozdielny pri rôznych polohách lopatiek,

— pre priebeh axiálnej zložky sú taktiež charakteristické dve základne oblasti. V jadre prebieha intenzívne axiálne prúdenie, pričom je ohraničené vzdialenosťou cca 400—500 mm od osi komory. Mimo jadra je axiálna rýchlosť malá, pričom najmä na styku oboch oblastí existujú, hlavne v úrovni kotúča, záporné hodnoty tejto zložky.

Úplné riešenia pohybových rovníc letiacej častice, zohľadňujúce konkrétny priebeh rýchlostného poľa sušiaceho prostredia, umožnilo vyhodnotenie kinematických charakteristík jednotlivých frakcií (rýchlosti, trajektórie a hmotová distribúcia rozprachu po polomere komory):

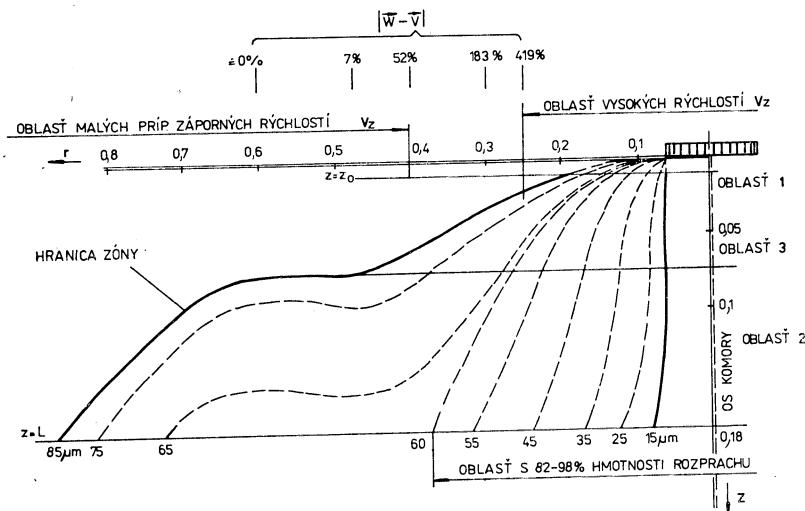
— obvodové zložky rýchlosti všetkých frakcií zaznamenávajú prudký pokles, pričom v dôsledku zotrvačných síl je pokles tým rýchlejší, čím je menší priemer častice. Vo vzdialenosti $r = 0,35$ m od osi komory sú častice prakticky unášané sušiacim prostredím,

— radiálne složky rýchlosti frakcií, najmä u väčších priemerov, v dôsledku vysokej obvodovej rýchlosti a z toho vyplývajúcej odstredivej sily spočiatku prudko narastajú (na cca 7-násobok rýchlosti, ktorou kvapka opúšťa kotúč), a potom prudko klesajú. Vyrovnanie rýchlosti častíc a prostredia, najmä pri časticiach väčších priemerov, je pomerne pomalé,

— axiálne zložky rýchlosti frakcií zaznamenávajú po počiatočnom vzraste pokles na hodnotu temer totožnú s rýchlosťou sušiaceho prostredia.

Porovnanie hodnôt relatívnych rýchlostí sušiaceho prostredia a častíc (obr. 7) potvrdilo závery *Mastersa* [L6], že vo vzdialenosti rovnajúcej sa 6-násobku priemeru rozprašovacieho kotúča je pohyb častíc plne ovplyvnený sušiacim prostredím.

Zohľadnenie určitého tvaru frakčnej krivky rozprášených kvapiek pri konkrétnom rýchlostnom poli sušiaceho prostredia umožnilo tiež kvalitatívne i kvan-



Obr. 7. Tvar zóny rozprášenia rotujúcim kotúčom

titatívne vysvetlí určité „anomálie“ v tvare kužela rozprášenia (obr. 7), a tým i niektoré javy vyskytujúce sa pri prevádzke rozprašovacích sušiarňí.

Kužel rozprášenia má vo väzbe na tvar rýchlostného poľa sušiaceho prostredia dve základné oblasti:

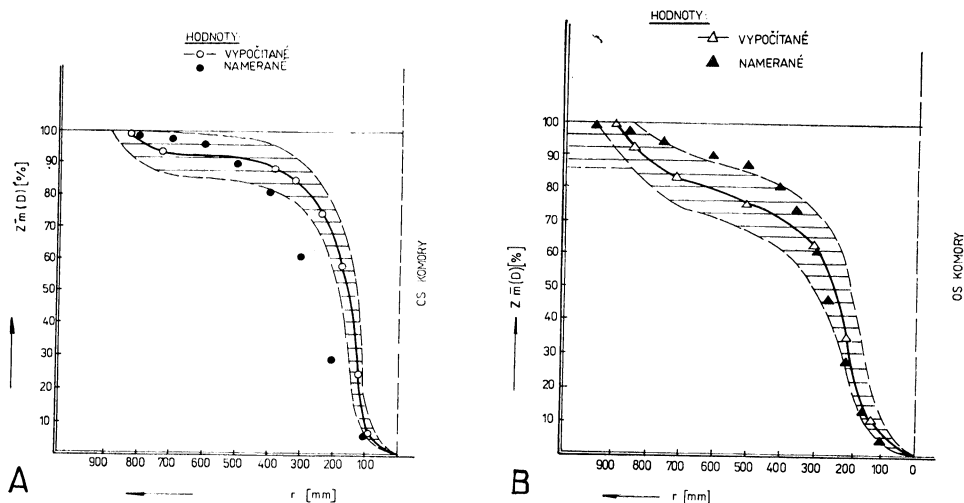
— oblasť vysokých axiálnych rýchlostí sušiaceho prostredia a v dôsledku jeho aerodynamického účinku aj vysokých axiálnych rýchlostí veľkej časti frakcií rozprachu,

— oblasť malých, prípadne záporných axiálnych rýchlostí sušiaceho prostredia.

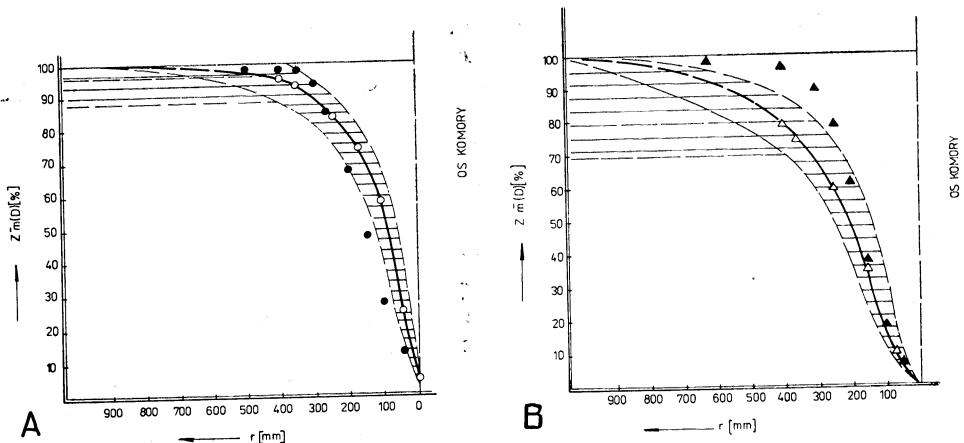
Častice väčších priemerov v dôsledku vysokých obvodových a z toho vyplývajúcich radiálnych rýchlostí opúšťajú prvú oblasť a dostávajú sa do oblasti záporných axiálnych rýchlostí sušiaceho prostredia, čím sa „porušuje“ pravidelný zvonovitý tvar kužela (obr.7) a nastáva vznos častíc smerom k hornej časti komory, pri určitých nastaveniach regulačných orgánov nad úroveň rozprašovacieho kotúča, čím je možné vysvetliť nános produktu na strop rozprašovacej sušiarne, a tým i jeho tepelné ovplyvnenie.

Pri náhrade konkrétneho priebehu frakčnej krivky stredným priemerom, ako aj pri zanedbaní skutočného tvaru rýchlostného poľa sušiaceho prostredia, nebolo by možné postihnúť uvedenú „anomáliu“ v tvare kužela rozprášenia, a tým i určité javy vyskytujúce sa v komore RS (nánosy na strop, prípadne steny komory).

Z porovnania kinematických charakteristík jednotlivých frakcií pri rozličných uhloch nastavenia lopatiek vyplýva pre prax dôležitý poznatok. Nastavenie lopatiek rozvodu sušiaceho prostredia ovplyvňuje prakticky všetky zložky rýchlostí a dráh frakcií. Všeobecne je možné povedať, že pri menších uhloch nastavenia voči vertikále (alt. E) sa znižuje radiálna a zväčšuje axiálna zložka trajektórie častíc — mrak častíc je viac „stlačovaný“ sušiacim prostredím v axiálnom smere.



Obr. 8. Závislosť súčtovej charakteristiky zrna na vzdialenosti od osi sušiacej komory
 A — pre vodu — alternatíva G, B — pre K_2CO_3 — alternatíva G



Obr. 9. Závislosť súčtovej charakteristiky zrnena na vzdialenosti od osi sušiackej komory
 A — pre vodu — alternativa E, B — pre K_2CO_3 — alternativa E

Nastavenie lopatiek má tiež výrazný vplyv na intenzitu rotácie mraku častíc, ktorá je tým väčšia, čím väčší je uhol nastavenia lopatiek voči vertikále (alt. G oproti alt. E).

ZOZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

- D — priemer častice, kvapky [m]
- F_T — hnacia sila [N]
- F_K — sila aerodynamického odporu [N]
- F_g — gravitačná sila [N]
- F_{vz} — vztlaková sila [N]
- F_p — tlaková sila [N]
- $Z_m(D)$ — súčtová charakteristika zrnena [%]
- f_j — relatívna početnosť (hmotový podiel) frakcie [%]
- m_p — hmotnosť častice [kg]
- r } — zložky v cylindrických súradniciach
- V }
- Z }
- U — relatívna rýchlosť častice — prostredie, resp. merná vlhkosť častice [$m\ s^{-1}$]; [$kg\ kg^{-1}$]
- v_r }
- v_Θ }
- v_z }
- w — rýchlosť častice [$m\ s^{-1}$]
- w_r }
- w_Θ }
- w_z }
- x — merná vlhkosť prostredia [$kg\ kg^{-1}$]
- t — čas [s]
- ξ — súčiniteľ aerodynamického odporu [—]
- ρ_1 — hustota prostredia [$kg\ m^{-3}$]
- ρ_{v1} — objemová hmotnosť častice [$kg\ m^{-3}$]

ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

- [L1] Kmet K.: Rozbor prenosových procesov v zóne rozprášenja pri rozprašovacom sušení, kandidátska dizertačná práca, Praha 1980.
- [L2] Kmet K.: Rozbor problematiky rozprašovacieho sušenia, písomná práca k odb. kand. skúške, Nové Mesto n. V., 1978.

- [L3] *Kopecká E.*: Aproximácia a interpolácia pomocou splajnov, VUMA, 1980, interný podklad.
- [L4] *Houška K.*: Stanovení funkčních závislostí pro rychlostní pole v komoře RS z naměřených hodnot, správa SVÚSS 7909112.
- [L5] *Mühle J.*: Untersuchung von Partikelbahnen in Drehströmungen, Chemie Ing. Techn. 53, 1971.
- [L6] *Masters K.*: Spray Drying, John Wiley and Sons, New York 1976.
- [L7] *Navrátil M.*: Holografická metoda pro měření parametrů souboru malých částic, správa SVÚSS 8007003.
- [L8] *Sada E., Takahashi K.*: Drop Size Distribution for Spray by Full Cone Nozzle, The Canadian Journal of Chemical Eng., vol. 56, August 1978.
- [L9] *Kremnev O. A.*: Skorostnaja suška, Kijev 1963.
- [L10] *Filková I., Weberschinke J.*: Effect of Vane Geometry on Droplet Size Distribution in Spray Dryer, Second Int. Symph. on Drying, Canada 1980.
- [L11] *Masters K.*: An Introduction to Atomization Techniques in Spray Drying, Kopenhagen, Sept. 1964.
- [L12] *Kolář St.*: Výzkum výpočtových metod RS, správa SVÚSS 9309011.
- [L13] *Kopecká E.*: Řešení systému obyčejných dif. rovnic metodou Runge—Kutta, VUMA, 1980, interné zadanie.

АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕДАЧИ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ В ЗОНЕ РАСПЫЛЕНИЯ ПРИ РАСПЫЛИТЕЛЬНОЙ СУШКЕ

Инж. К. Кметь, к. т. н.

Статья приводит в полной форме результаты научно-исследовательских работ, проведенных за последнее время в к. п. Воздухотехника в области распылительных сушилок. Обработка экспериментов приводится в форме наглядных графиков.

AN ANALYSIS OF MOMENTUM PROCESSES IN ATOMIZATION ZONE DURING SPRAY DRYING

Ing. K. Kmet, CSc.

The article deals in a comprehensive form with results of scientific and research works which have been realized in the last period in the c.e. Vzduchotechnika in the field of spray dryers. Experiments are demonstrated in a graphical form there.

ANALYSE DER ÜBERTRAGUNGSPROZESSE DER BEWEGUNG IN DER ZERSTÄUBUNGSZONE BEI DER ZERSTÄUBUNGSTROCKNUNG

Ing. K. Kmet, CSc. a kol.

Der Beitrag gibt in geschlossener Form die Ergebnisse der wissenschaftlichen Forschungsarbeiten die im Konzernbetrieb VZDUCHOTECHNIKA in letzter Zeitperiode im Gebiete der Zerstäubungstrockner durchgeführt worden sind, an. Die Verarbeitung der Versuche ist in Form der Anschauungsdiagramme durchgeführt.

ANALYSE DES PROCÉDÉS DE TRANSMISSION DE LA QUANTITÉ DE MOUVEMENT DANS LA ZONE DE PULVÉRISATION AU SÉCHAGE PAR PULVÉRISATION

Ing. K. Kmet, CSc. et collègues

Dans la forme achevée, l'article présenté comprend les résultats des travaux de recherches scientifiques qui ont été réalisés par l'entreprise de consortium VZDUCHOTECHNIKA pendant la période dernière dans le domaine des sécheurs-atomiseurs. L'élaboration des expériences est réalisée en forme des diagrammes expressifs.



Životní jubileum Miroslava Lázňovského

V plné pracovní aktivitě se dožil 6. května 1984 Ing. Dr. Miroslav Lázňovský šedesáti pěti let svého bohatého života. V jeho činnosti a jednání nám vlastně nic toto jubileum nepřipomíná a jubilant je ani nebere příliš na vědomí. A to je dobře. On totiž ani nemá čas, aby příliš vzpomínal. Je proto na nás, abychom se chvílku při jeho jubileu zastavili a připomněli si, co vše lze udělat, nechybí-li nadšení pro věc a láska k oboru, který si kdo zvolil. A kolega Lázňovský měl a má těch lásek vlastně několik. Připomeňme si alespoň tři. Především je to obor vytápění. Rozvoj tohoto oboru po 2. světové válce u nás je v mnohém spojen se jménem Dr. Lázňovského. Stačí připomenout konvektory, elastické otopné soustavy, etážové soustavy s malodimenzionálním rozvodem, vytápění rodinných domků, jednotrubkové soustavy se čtyřhrannými trubkami a další. Dr. Lázňovský stál u zrodu poválečného topenářského výzkumu u nás, který u tehdejšího n. p. Instalační závody budoval od roku 1947. Nové tendence v oboru vytápění šířil i na mezinárodním fóru a získal si tam mnohé přátele a úctu ke své práci, kterou přispěl k propagaci československé vědy a techniky v zahraničí.

Druhou láskou kolegy Lázňovského, o níž se chceme zmínit, je činnost ve vědeckotechnické společnosti. Je zakládajícím členem naší odborné organizace v rámci ČSVTS a práci v této organizaci věnoval mnoho úsilí a svého volného času. Přes čtvrt století stál v čele naší pražské organizace a současně byl činný i v ústředním orgánu. Z tohoto jeho působení chceme vyzdvihnout zejména dva směry. Především je to vybudování konzultačního střediska, které poskytovalo a stále poskytuje odbornou pomoc a informace všem zájemcům a přispívá tak k úsporám energií, materiálů a k racionálnímu využívání paliv.

Druhým směrem byla příprava, organizace a odborná náplň akcí všeho druhu. Třeba připomenout dobu, kdy i velké akce po organizační stránce zajišťoval náš komitét a jeho odborné skupiny. To vyžadovalo mnoho úsilí, vytrvalosti a organizačních schopností. Všechny tyto vlastnosti Dr. Lázňovský má v bohaté míře a plně je uplatňoval.

Mezi sympatické charakterové rysy Dr. Lázňovského patří jeho láska a věrnost rodišti a bydlišti. Protože jde o dvě různá místa, musíme je dělit. Je rodákem z Hradce Králové, kde také absolvoval středoškolská studia. K Hradci Králové se vždy hlásí a nikdy nezapomene zdůraznit, že je „Hradečkem“. Po válce se přestěhoval do Dobřichovic na okrese Praha-západ a k tomuto místu přilnul s takovou láskou, že ho neodradila ani každoroční velká voda, ohrožující jeho obydlí, ani každodenní cyklistický závod, jehož cílem byla vzdálená železniční stanice Dobřichovice. S láskou k bydlišti souvisela i jeho aktivní činnost v tělovýchově, které se s elánem věnoval v místní TJ Sokol. I ve svém bydlišti se kolega Lázňovský nezapršel jako topenář při modernizaci svého domu, spojenou s instalací progresivního nejen otopného systému, ale i elektrického tepelného zdroje, doplněného dnes zdrojem tepla na dřevo ze sousedního lesa.

Toto malé zamýšlení nad tak plodným životem nemá být hodnocením, ani výčetem faktů, ale pouze připomínkou všem, kdož jubilanta znají, že oslavil toto jubileum, ale že to nic neznamená pro jeho další činnost. Pro jubilanta má být toto zamýšlení povzbuzením do další etapy jeho životního maratónu, do níž mu všichni přejeme, aby při dobrém zdraví si zachoval dosavadní vytrvalost a úspěšný průběh závodu.

Redakční rada ZTV

TLAKOVÁ CHARAKTERISTIKA VENTILÁTORU S NEKONEČNÝM POČTEM LOPATEK

ZDENĚK SVOBODA, JAROSLAV MENCL

Výzkumný ústav vzduchotechniky Praha

V článku je odvozena rovnice pro teoretické průtokové číslo při nekonečném počtu lopatek pro axiální ventilátory. Pomocí tohoto průtokového čísla je vyjádřena lineární závislost pro tlakové číslo, která platí ve více než polovině definičního oboru této závislosti.

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

1. Úvod

Pro posouzení funkčních vlastností ventilátoru je důležité znát jeho charakteristiky. Definice bezrozměrných čísel i charakteristik jsou uvedeny v [1], [2]. O některých charakteristikách je pojednáno také v [3]. V tomto článku jsou odvozeny rovnice k výpočtu teoretické tlakové charakteristiky axiálního ventilátoru s nekonečným počtem lopatek. Pro porovnání odvozených rovnic jsou uvedeny i známé rovnice obdobné charakteristiky radiálního ventilátoru.

2.1 Předpoklady

Dále uvedené předpoklady pro odvození teoretické tlakové charakteristiky platí pro radiální i axiální ventilátory:

- dopravovaná vzdušina se považuje za nestlačitelnou,
- tloušťka lopatek je nulová,
- počet lopatek se blíží k nekonečnu,
- tření vzdušiny je nulové.

2.2 Charakteristika $\psi_{t\infty} = f(\varphi)$ radiálního ventilátoru

Tvar oběžného kola radiálního ventilátoru je schematicky znázorněn na obr. 1. Lopatka kola je v osovém řezu oběžným kolem zobrazena jako křivočarý lichoběžník $ABCD$. Směr průtoku vzdušiny je vyznačen šipkami. Odtoková hrana AB je kolmá na stěny kanálu. Kromě předpokladů z odst. 1 se uvažuje, že směr proudnic vzdušiny před vtokovou hranou DC je radiální a výstup na hraně AB podle rychlostního trojúhelníka (obr. 2). Úhel β_2 relativní rychlosti w_2 je stálý po celé délce odtokové hrany AB . Za uvedených předpokladů je v [4] odvozena tato lineární závislost:

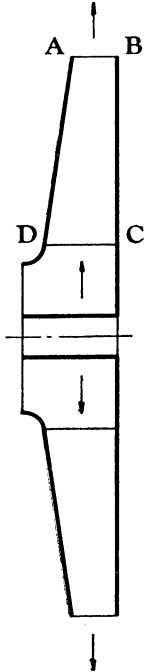
$$\psi_{t\infty} = 2 - \varphi \frac{d_2}{2b_2 \operatorname{tg} \beta_2} \quad (1)$$

kde $\psi_{t\infty}$ je bezrozměrné tlakové číslo,

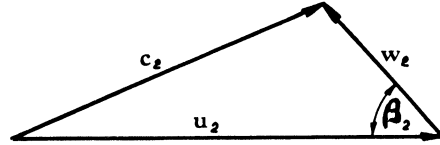
φ — bezrozměrné průtokové číslo,

d_2 — vnější průměr oběžného kola [m],

b_2 — výstupní šířka kanálu oběžného kola [m].



Obr. 1. Oběžné kolo radiálního ventilátoru.



Obr. 2. Rychlostní trojúhelník radiálního ventilátoru.

Průtokové číslo φ je obvykle definováno podle (2):

$$\varphi = \frac{V}{\frac{\pi d_2^2}{4} u_2}, \quad (2)$$

kde φ je bezrozměrné průtokové číslo,
 V — objemový průtok [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$],
 u_2 — obvodová rychlost [m s^{-1}] na průměru d_2 .

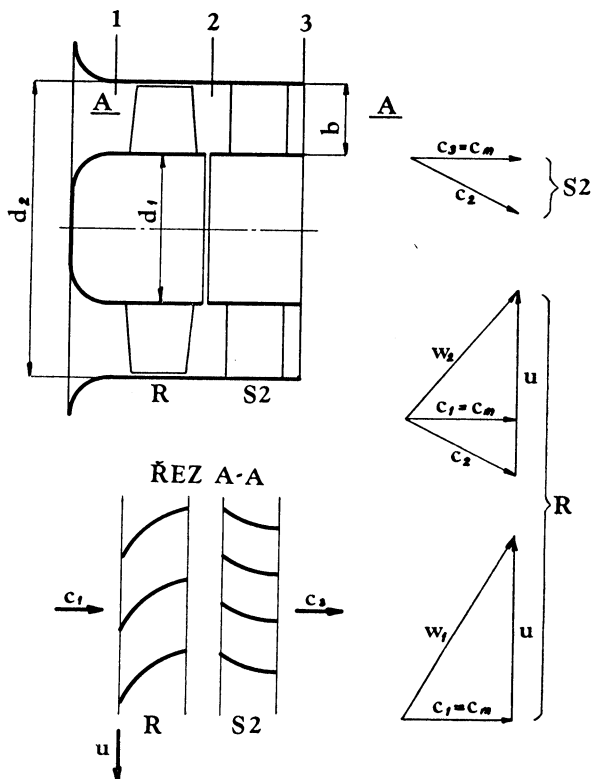
Pro danou hodnotu d_2 a $u_2 = \text{konst.}$ je průtokové číslo φ lineárně závislé na objemovém průtoku V . Pro $\psi_{t\infty} = 0$ vyjde z (1) známá rovnice (3):

$$\varphi_{t\infty, \max} = \frac{4b_2}{d_2} \text{tg } \beta_2, \quad (3)$$

kde $\varphi_{t\infty, \max}$ je teoretická maximální hodnota průtokového čísla φ při nekonečném počtu lopatek oběžného kola.

2.3 Charakteristika $\psi_{t\infty} = f(\varphi)$ axiálního ventilátoru

Na obr. 3 je schematicky znázorněn podélný řez axiálním ventilátorem, kde za oběžným kolem (rotor R) je umístěn stator ($S2$). Směr proudnic vstupujících do axiálního kola R se předpokládá axiální. Úhel β_2 ve výstupním trojúhelníku (obr. 4) se mění po délce odtokové hrany lopatky tak, že pro zvolenou hodnotu meridiální rychlosti $c_m^* = \text{konst.}$ platí rovnice (4)



Obr. 3. Axiální ventilátor.

$$uc_u = \text{konst.} \quad (4)$$

kde u je obvodová rychlost [m s^{-1}],

c_u — kolmý průmět [m s^{-1}] výstupní rychlosti c do směru rychlosti u .

Pro konstantní otáčky je obvodová rychlost u lineárně závislá na průměru $d \in \langle d_1; d_2 \rangle$,

kde d_1 v [m] je průměr náboje oběžného kola.

Tlakové číslo příslušné hodnotě $c_m^* = \text{konst.}$ je

$$\psi_{t\infty}^* = \frac{\Delta p_{t\infty}^*}{\frac{\rho}{2} u_2^2} = 2 \frac{c_{2u}^*}{u_2} = 2\tau, \quad (5)$$

kde $\Delta p_{t\infty}^*$ je celkový tlak ventilátoru [Pa],

ρ — hustota vzdušiny [kg m^{-3}],

c_{2u}^* — kolmý průmět [m s^{-1}] výstupní rychlosti c_2^* do směru rychlosti u_2 ,

τ — bezrozměrné číslo.

Průtokové číslo je

$$\varphi_{i\infty}^* = \frac{c_m^*}{u_2} (1 - \nu^2), \quad (6)$$

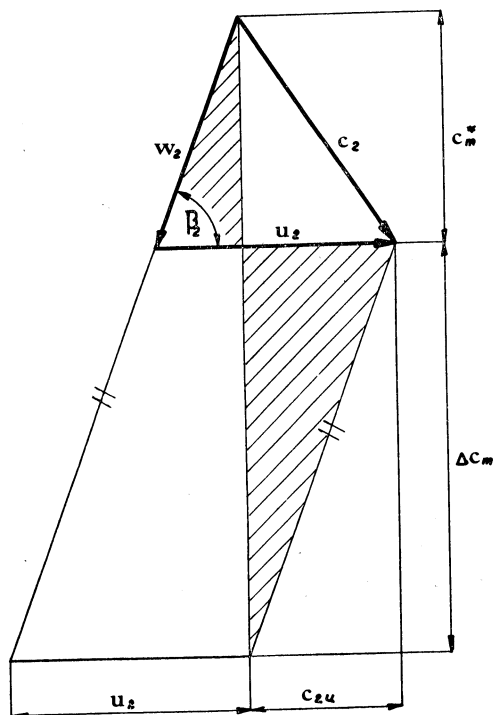
kde c_m^* je zvolená meridiální rychlost [m s^{-1}].

Pro $\tau = c_{2u}^*/u_2$ se dá průtokové číslo $\varphi_{i\infty}^*$ psát ve tvaru (7):

$$\varphi_{i\infty}^* = (1 - \tau) (1 - \nu^2) \text{tg } \beta_{2h}, \quad (7)$$

kde β_{2h} je úhel β_2 v rychlostním trojúhelníku hlavového řezu.

Platí-li (4), je i $c_u/u_2 = \text{konst.}$ a podle (5) také celkový tlak ventilátoru $\Delta p_{i\infty}^*$ konstantní po celé délce odtokové hrany. Předpokládáme-li hodnotu $\Delta p_{i\infty} < \Delta p_{i\infty}^*$ konstantní po celé délce odtokové hrany i pro jinou meridiální rychlost $c_m > c_m^*$, musí platit opět (4), avšak rychlost c_m se bude po délce odtokové hrany měnit.



Obr. 4. Rychlostní trojúhelník axiálního ventilátoru.

Z rychlostního trojúhelníka (obr. 4) je patrné, že maximální meridiální rychlost $c_{m, \text{max}}$ bude při celkovém tlaku $\Delta p_{i\infty} = 0$, tj. při hodnotě $c_u = 0$:

$$c_{m, \text{max}} = c_m^* + \Delta c_m, \quad (8)$$

kde $c_{m, \text{max}}$ je maximální meridiální rychlost [m s^{-1}],
 Δc_m — maximální přírůstek meridiální rychlosti [m s^{-1}].

Z podobnosti vyšrafovaných trojúhelníků vyplývá, že platí

$$c_u : \Delta c_m = (u - c_u) : c_m^* \quad (9)$$

Označme poloměry oběžného kola jako r, r_1, r_2 , kde $r \in \langle r_1; r_2 \rangle$.
Z dříve uvedeného je zřejmé, že $c_{m, \max} = f(r)$:

$$c_{m, \max} = c_m^* \left(1 + \frac{\tau r_2^2}{r^2 - \tau r_2^2} \right) \quad (10)$$

Maximální objemový průtok vyjadřuje (11):

$$V_{\max} = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r c_{m, \max} dr \quad (11)$$

kde V_{\max} je maximální objemový průtok [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$] při $\Delta p_{t\infty} = 0$.

Integrováním a úpravou výsledku se snadno obdrží (12):

$$V_{\max} = \pi r_2^2 c_m^* \left[(1 - \nu^2) + \tau \lg \frac{1 - \tau}{\nu^2 - \tau} \right] \quad (12)$$

Dosazením za V z (12) do (2) vyjde:

$$\varphi_{t\infty, \max} = (1 - \tau) \left[(1 - \nu^2) + \tau \lg \frac{1 - \tau}{\nu^2 - \tau} \right] \text{tg } \beta_{2h} \quad (13)$$

Porovnáním (13) se (7) zjistíme, že

$$\frac{\varphi_{t\infty, \max}}{\varphi_{t\infty}^*} = 1 + \frac{\tau}{1 - \nu^2} \lg \frac{1 - \tau}{\nu^2 - \tau} \quad (14)$$

Za dříve uvedených předpokladů je $\varphi_{t\infty} = f(\varphi)$ lineární v intervalu $\langle \varphi_{t\infty}^*; \varphi_{t\infty, \max} \rangle$.

2.4 Porovnání charakteristik ψ_t a $\psi_{t\infty}$

V [3] bylo ukázáno, že ψ_t je lineární funkcí φ . Protože i $\psi_{t\infty}$ je nejméně v polovině definičního oboru lineární, platí také mezi oběma funkcemi lineární závislost. Lineární závislost obou funkcí však nebude patrně platit při malém počtu lopatek axiálního ventilátoru.

3. Závěr

3.1 V článku je odvozena hodnota $\varphi_{t\infty, \max}$, pomocí níž se dá vyjádřit lineární závislost $\psi_{t\infty} = f(\varphi)$ ve více než polovině definičního oboru uvedené funkce.

3.2 Pro axiální ventilátory je funkční vyjádření $\varphi_{t\infty, \max}$ podle (13) podstatně složitější než pro radiální ventilátory podle (3).

3.3 Lineární závislost $\psi_{t\infty} = f(\varphi)$ je možné porovnávat s lineární závislostí ψ_t pouze u axiálních ventilátorů s velkým počtem lopatek.

LITERATURA

- [1] Čermák J. a kol.: Ventilátory, SNTL, Praha 1974.
- [2] ON 12 3061 Ventilátory, účinnost od 1. 5. 1978.
- [3] Svoboda Z., Mencl J.: K charakteristikám axiálního ventilátoru, ZTV, roč. 27 (1984), č. 2.
- [4] Eck B.: Ventilatoren, 4. vydání, Springer-Verlag, Berlin—Göttingen—Heidelberg 1962.

ХАРАКТЕРИСТИКА НАГНЕТАНИЯ ВЕНТИЛЯТОРА С БЕСКОНЕЧНЫМ КОЛИЧЕСТВОМ ЛОПАТОК

Zdeněk Svoboda, Jaroslav Mencl

В статье выведено уравнение для теоретического проточного числа при бесконечном количестве лопаток для аксиальных вентиляторов. С помощью этого проточного числа изображена линейная зависимость для напорного числа, которая действительна более чем в половине дефиниционной области этой зависимости.

PRESSURE CHARACTERISTICS OF A FAN WITH INFINITE NUMBER OF BLADES

Zdeněk Svoboda, Jaroslav Mencl

An equation for theoretical flow number with infinite number of blades for axial fans is discussed in the article. By means of the flow number linear dependence for pressure number valid for more than a half of the definite range of this dependence is expressed there.

DRUCKCHARAKTERISTIK EINES VENTILATORS MIT DER UNENDLICHEN SCHAUFELZAHL

Zdeněk Svoboda, Jaroslav Mencl

Im Artikel leitet man die Gleichung für theoretische Durchflusszahl bei der unendlichen Schaufelzahl für die Axialventilatoren ab. Mit Hilfe dieser Durchflusszahl drückt man lineare Abhängigkeit für die Druckzahl, die in mehr als der Hälfte des Definitionsbereichs dieser Abhängigkeit gilt, aus.

CARACTÉRISTIQUE DE PRESION D'UN VENTILATEUR AVEC LE NOMBRE INFINI DES PALES

Zdeněk Svoboda, Jaroslav Mencl

Dans l'article présenté, la formule pour le coefficient de débit théorique au nombre infini des pales est déduite pour les ventilateurs axiaux. À l'aide de ce coefficient de débit, on exprime la dépendance linéaire pour le coefficient de pression qui est d'égale valeur en plus qu'en moitié du domaine de définition de cette dépendance.

● Starý papír jako tepelná izolace

Britská firma Cibo Insulations Ltd. uvedla na trh levný izolační materiál k izolování půdních a jiných prostorů ARMAX. Je z rozmělněného kvalitního (např. novinového) papíru, chemicky zpracovaného, tak aby byl odolný proti ohni, plísním a hmyzu.

ARMAX je šedá nepáchnoucí a nedráždicí hmota o tepelné vodivosti 0,037 W/m K, hodící se jak pro použití ve stavebnictví tak i v průmyslu. Podle údajů výrobce má 100 mm vrstva izolace ARMAX stejné izolační účinky jako 115 mm vrstva minerální vlny nebo 125 mm tlustá vrstva skleněné vaty.

Materiál se nanáší napěňováním do dutých prostorů nebo na rovné plochy.

CCI 5/83

(Ku)

● Roztažitelné hliníkové vzduchovody

Firma Westaflex zavedla do výroby nový druh hliníkových trub o průměru 100 až 250 mm, které nazvala „Supercompact“. Tyto trouby mohou být nataženy až na čtyřnásobek původní délky, tj. z 1,25 m na 5 m. Tím může být dopravováno i skladováno na menším prostoru více potrubí, to znamená, že při přepravě postačí menší dopravní prostředky. Kartonové balení o rozměrech 1,31 × 0,28 × 0,56 m obsahuje 11 trub světlosti 100 mm, z nichž se dá položit 82,5 m potrubí. Kromě uvedených výhod nové trouby znamenají i potřebu menšího počtu spojů.

HLH 8/83

(Ku)

PODMIENKY HYDRAULICKO-TEPELNEJ STABILITY U DVOJRÚRKOVÝCH TEPLOVODNÝCH SYSTÉMOV

ING. VINCENT MURÍN, CSc.

Stavebná fakulta VŠT Košice

V článku je vysvetlen princíp hydraulicko-tepelnej stability dvourubkových vertikálnych otopných soustav a jsou uvedeny základní rovnice pro matematické vyjádření problému. Na příkladu je demonstrován způsob kontroly stability v konkrétních případech.

Recenzovali: František Frantík

doc. Ing. Dr. Jaromír Cihelka

ZOZNAM POUŽITÝCH ZNAČIEK A VELIČÍN

Značka	Názov veličiny	Rozmer
B	charakteristické číslo budovy	$\text{Pa}^{0,67}$
g	gravitačné zrýchlenie	m s^{-2}
H_{ξ}	tlak čerpadla	Pa
$\Sigma (il)$	prie vzdušnosť okien	$\text{m}^3 \text{s}^{-1} \text{Pa}^{-0,67}$
k	koefficient prechodu tepla	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
k_c	priemerný koefficient prechodu tepla	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
l	dĺžka úseku	m
\dot{Q}	tepelný výkon, tepelné straty	W
\dot{Q}'	výpočtová hodnota	W
\dot{M}	hmotnostný prietok	kg h^{-1}
Δp	tlakový rozdiel	Pa
p_1	prirážkový súčiniteľ	—
R	merné tlakové straty trením	Pa m^{-1}
S	teplovýmenná plocha	m^2
t	teplota	$^{\circ}\text{C}$
w	rýchlosť prúdenia vody	m s^{-1}
X	hydraulický súčiniteľ	—
z, z'	výškový rozdiel	m
Δ	přírastok, rozdiel	—
ξ	súčiniteľ miestneho odporu	—
ρ	hustota	kg m^{-3}
φ	stupeň zmeny tepelného výkonu	—
ψ	stupeň zmeny hmotnostného prietoku	—

Indexy označujú, že veličina sa vzťahuje na:

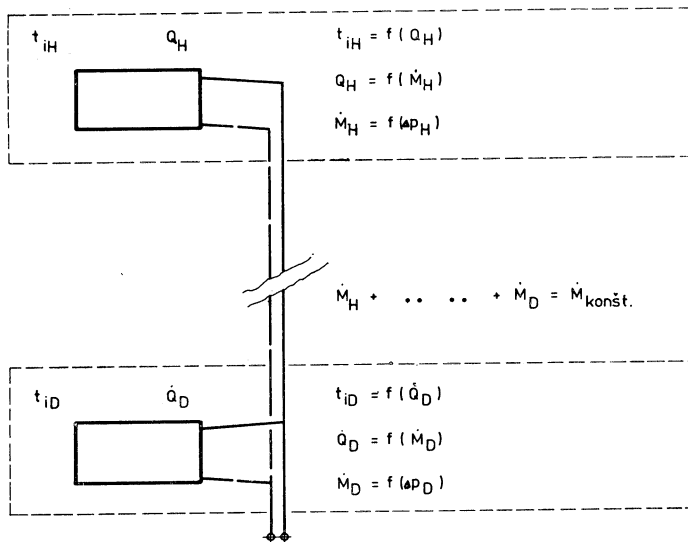
- D — dolné teleso
- č — čerpadlo
- e — vonkajšiu výpočtovú hodnotu
- ex — vonkajšiu hodnotu
- g — gravitačný vztlak
- H — horné teleso
- i — vnútornú výpočtovú hodnotu
- j — vnútornú stenu
- max — maximálnu hodnotu

- min — minimálnu hodnotu
- norm — normovú, výpočtovú hodnotu
- ST — stúpaciu časť rozvodov
- T — okruh vykurovacieho telesa
- v — prírodnú teplotu vody
- r — spätočnú teplotu vody
- t_e — parametre pri oblastnej výpočtovej teplote
- 12 °C — začiatok vykurovacieho obdobia

Vnútorne zariadenie vykurovania výškových budov môže byť, čo sa týka koncepcie, resp. parametrov teplonosnej látky, veľmi rozmanité. Pri riešení sú rozhodujúce hygienické otázky — vyjadrované predovšetkým vhodnou povrchovou teplotou vykurovacích telies v rôznych prevádzkových stavoch. Samozrejme musia byť pritom zohľadnené otázky ekonomie prevádzky. Oba hlavné aspekty vyúsťujú do problematiky vhodnej regulácie výkonu vykurovacích telies.

U väčšiny súčasne realizovaných teplovodných vykurovacích sústav je použitá centrálna, kvalitatívna regulácia. Mení sa teplota vody v závislosti na vonkajšej teplote a návazne sa mení aj výkon vykurovacích telies. Tento, v princípe jednoduchý spôsob regulácie výkonu vykurovacích telies je u nižšej zástavby (zhruba do výšky štyroch podlaží) bezproblémový. U vyšších objektov však zmena hydraulických pomerov, v dôsledku zmien hustot prírodnej a spätočnej vody — vyjadrených prídavným tlakovým rozdielom, vztlakom — môže viesť k vážnym poruchám v distribúcii teplonosnej látky do vykurovacích telies na jednotlivých podlažiach. Samozrejme vznikajú aj poruchy v tokoch tepla z vykurovacích telies do miestností a tým aj zmeny v pohode prostredia.

Problematika je úzko spojená s hydraulickou stabilitou vykurovacej sústavy — najmä jej vertikálnych častí — stúpačiek a účinok je závislý na princípe vnútorného zariadenia vykurovania objektu. U niektorých systémov vykurovania je problém



Obr. 1. Znázornenie pôsobenia vztlaku u stúpačky.

zvládnuteľný bez ťažkostí — napr. u jednorúrkových vertikálnych s horným rozvodom. U iných systémov, napr. u dvojúrkového vertikálneho — zmeny vztľaku (a teda aj dispozičného tlakového rozdielu pre telesá na jednotlivých podlažiach), spôsobuje značné prevádzkové ťažkosti. Znázornenie problému je na obr. 1.

Pôsobenie vztľaku je obmedzujúcim faktorom pre príslušné riešenie. Problém, ale najmä jeho následky, sú všeobecne známe. Cieľom príspevku je vyslovenie názoru na stanovenie tých podmienok pre návrh vykurovacej sústavy, ktorými by boli splňané požiadavky tepelnej pohody, ale aj hospodárnej prevádzky počas celého vykurovacieho obdobia.

Problém je potrebné chápať komplexne, ako príčinu — poruchu hydraulického rovnováhy a následok — zmenu pomerov v dodávke tepla do miestnosti na jednotlivých podlažiach. Hydraulický výpočet vykurovacej sústavy je vlastne vytvorenie predpokladov pre správnu funkciu vykurovacieho zariadenia — pre tepelnú stabilitu vykurovacích telies.

Dost diskutovanou je otázka, pri akých referenčných podmienkach je správne robiť hydraulický výpočet. Najvýhodnejšie je, ak sa stúpacie rozvody vypočítajú pri uvažovaní stavu, ktorým sa v prevádzke vyskytuje najčastejšie. Táto podmienka je vyjadrená — podľa lit. [1] — rovnicou:

$$\Delta p_{ST} = 0,7 \Delta p_{g \max} \quad (1)$$

Je potrebné uviesť určité výhrady s použitím práve súčiniteľa 0,7. Hodnota 0,5 by bola bližšia k objektívnej skutočnosti. Vzhľadom na platnosť a záväznosť lit. [1], ako aj rozborov v ďalšom, je v príspevku počítané s hodnotou 0,7.

Rovnica (1) je nutnou podmienkou správnej funkcie vykurovacieho zariadenia, nie je však podmienkou dostačujúcou. Jej splnenie zaisťuje hydraulickú rovnováhu a tepelnú stabilitu vykurovacích telies pri podmienke $t_{ex} = -5^\circ\text{C}$. Tak isto by použitie súčiniteľa 0,5 zaisťovalo hydraulicko-tepelnú stabilitu pri vonkajšej teplote $t_{ex} = +2^\circ\text{C}$. V oboch prípadoch by bola dosahovaná v interierovom priestore požadovaná výsledná telota $t_i = t_{i \text{ norm}}$, ako základné kritérium pohody, ale len pri príslušnej vonkajšej teplote.

Problémy nastávajú pri poruchách, teda pri stavoch vzdialenejších od výpočtových predpokladov. Okrajové hodnoty týchto stavov sú jednak pri začatí vykurovacej sezóny, resp. pri oblastnej výpočtovej teplote. V týchto prípadoch sa nedá dosiahnuť úplná rovnomernosť hodnôt t_i , preto je potrebné pripustiť určitý rozptyl tejto hodnoty. V obecnom prípade:

$$t_{i \max} > t_{i \text{ norm}} > t_{i \min} \quad (2)$$

resp. podľa lit. [1]:

$$\Delta t_i = \pm 1,5 \text{ K.} \quad (3)$$

Príslušné tepelné straty miestností a tým aj príslušné toky tepla z vykurovacích telies do miestností môžeme vypočítať, podľa lit. [2], nasledovne:

$$Q'_{\text{norm}} = [\sum k_e S_e (t_{i \text{ norm}} - t_e) + \sum k_j S_j (t_{i \text{ norm}} - t_j)] (1 + p_1) + 1300 \sum (i\ell) (B + \Delta B) M (t_{i \text{ norm}} - t_e) \quad (4)$$

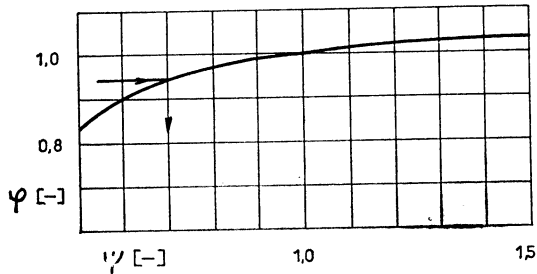
$$Q_{\text{min}} = [\sum k_e S_e (t_{i \min} - t_e) + \sum k_j S_j (t_{i \min} - t_j)] (1 + p_1) + 1300 \sum (i\ell) (B + \Delta B) M (t_{i \min} - t_e) \quad (5)$$

Ako to vyplynie z ďalšieho rozboru, hodnotu \dot{Q}_{\max} nie je potrebné určovať. Pre daný rozsah problematiky je výhodné hodnotu prirážkového súčiniteľa p_1 počítať zo vzťahu:

$$p_1 = 0,15(k_c + 0,1),$$

ktorý platí pri podmienke $k_c < 1,5$, čo pre bežné prípady je splnené.

Rozdielom $\dot{Q}'_{\text{norm}} - \dot{Q}_{\min}$ je daný prípustný pokles toku tepla z vykurovacieho telesa pre ešte vyhovujúci stav. Závislosť medzi zmenou toku tepla z telesa a zmenou množstva vody pretekajúcej cez teleso je, podľa [3], na obr. 2. Diagram neplatí



Obr. 2. Závislosť zmeny tepelného toku od zmeny prútoky vody cez vykurovacie teleso.

obecne, ale pre sledovaný rozsah poklesov toku tepla a bežne používané vykurovacie telesá je možné ho použiť.

Z tohoto diagramu je možné, pre rôzny pokles toku tepla, odčítať aj príslušný možný pokles prietoku vody cez teleso. Kritičnejší je zmenšený prietok vody a preto aj rozptyl je obmedzený práve touto hodnotou. Hodnoty minimálnych a maximálnych prietokov vody dostaneme nasledovne:

Z pomeru minimálneho a normálneho toku tepla dostaneme stupeň zmeny tepelného výkonu

$$\varphi = \frac{\dot{Q}_{\min}}{\dot{Q}_{\text{norm}}}. \quad (7)$$

Pre určitú hodnotu φ môžeme z diagramu na obr. 2 určiť aj stupeň zmeny hmotnostného prietoku ψ . Keďže platí:

$$\psi = \frac{\dot{M}_{\min}}{\dot{M}_{\text{norm}}}, \quad (8)$$

môžeme z rovnice (8) vypočítať minimálny hmotnostný prietok vody:

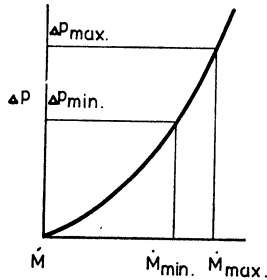
$$\dot{M}_{\min} = \psi \dot{M}_{\text{norm}}. \quad (9)$$

Vzhľadom na to, že hmotnostný prietok vody na začiatku stúpačky je konštantný, pre hornú hranicu prietoku vody cez vykurovacie teleso platí:

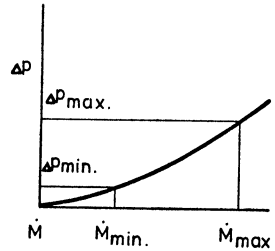
$$\dot{M}_{\max} = \dot{M}_{\text{norm}}(2 - \psi). \quad (10)$$

Ak už poznáme dovolený rozptyl prietochového množstva cez vykurovacie teleso, môžeme vysloviť aj druhú — dostačujúcu podmienku pre vyhovujúcu prevádzku vykurovacej sústavy:

Pracovný bod okruhu vykurovacieho telesa — priesečník charakteristiky okruhu vykurovacieho telesa a dispozičného tlakového rozdielu — musí byť na takom mieste znázorňujúcej paraboly, aby jeho posun pri ľubovoľnej poruche (teda aj pri zmene dispozičného tlakového rozdielu), vyvolal iba prípustnú zmenu prietoch-



Obr. 3a. Vysokoodporové pripojenie.



Obr. 3b. Nízkooporové pripojenie.

ného množstva vody cez vykurovacie teleso. Musí sa jednať o tzv. vysokoodporové pripojenie vykurovacích telies. Závbery sú jasnejšie z obr. 3a a obr. 3b.

Vyhovujúcu hodnotu hydraulického súčiniteľa — konštanty znázorňujúcej paraboly — X — pre okruh vykurovacieho telesa, dostaneme nasledovne:

$$\Delta p_{T \text{ norm}} = X_{\text{norm}} M_{\text{norm}}^2. \quad (11)$$

Pre okrajové hodnoty poruchových stavov platí:

$$\Delta p_{T \text{ max}} = X_{\text{max}} M_{\text{max}}^2, \quad (12)$$

$$\Delta p_{T \text{ min}} = X_{\text{min}} M_{\text{min}}^2. \quad (13)$$

Pre daný výškový rozdiel a výpočtové teplotové parametre môžeme určiť veľkosť poruchy:

$$\Delta p_{T \text{ max}} - \Delta p_{T \text{ min}} = zg[(\varrho_{t_r} - \varrho_{t_v})_{t_e} - (\varrho_{t_r} - \varrho_{t_v})_{+12^\circ\text{C}}]. \quad (14)$$

Dosadením (12) a (13) do (14) dostaneme:

$$X_{\text{max}} M_{\text{max}}^2 - X_{\text{min}} M_{\text{min}}^2 = zg[(\varrho_{t_r} - \varrho_{t_v})_{t_e} - (\varrho_{t_r} - \varrho_{t_v})_{+12^\circ\text{C}}]. \quad (15)$$

Všetky pracovné body okruhu vykurovacieho telesa ležia na tej istej parabole a preto platí:

$$X_{\text{max}} = X_{\text{min}} = X_{\text{norm}} = X. \quad (16)$$

Dosadením do vzťahu (15), po úprave dostaneme:

$$X = \frac{zg[(\varrho_{t_r} - \varrho_{t_v})_{t_e} - (\varrho_{t_r} - \varrho_{t_v})_{+12^\circ\text{C}}]}{M_{\text{max}}^2 - M_{\text{min}}^2} \quad (17)$$

Pre vyhovujúci stav musí platiť:

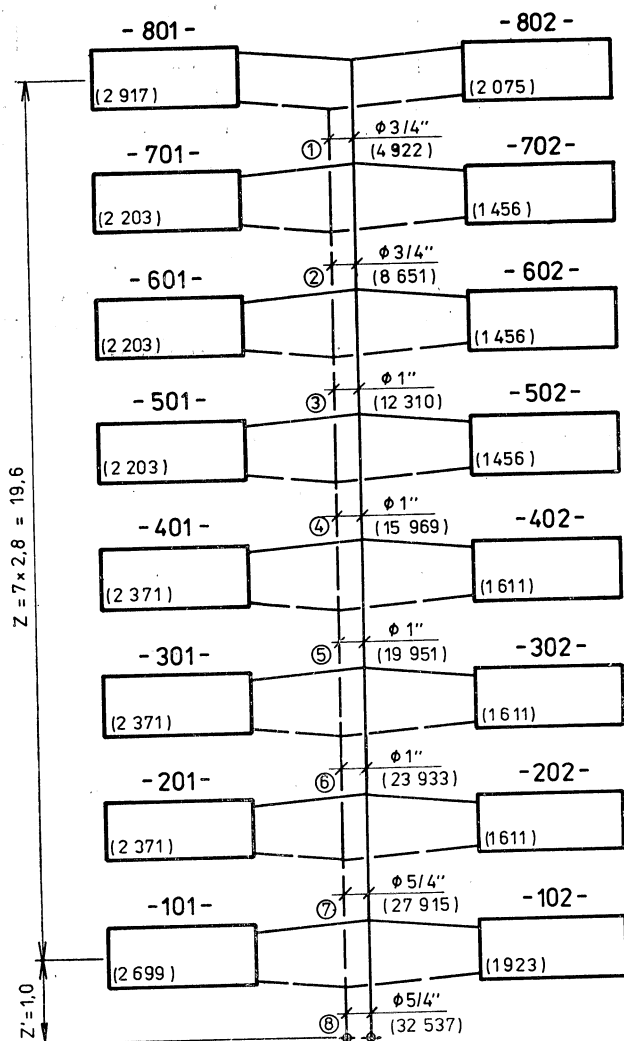
$$\Delta p_{T \text{ norm}} = X M_{\text{norm}}^2. \quad (18)$$

A práve toto je dostačujúca podmienka pre vyhovujúcu hydraulickú stabilitu stúpačky — návazne je splnená aj podmienka tepelnej stability vykurovacích telies.

Podmienka vysokoodporového pripojenia vykurovacích telies platí pre všetky podlažia.

Na základe predchádzajúcich rozborov je vhodné postupovať pri hydraulickom výpočte dvojrúrkových teplovodných systémov vykurovania, s centrálnou kvalitatívnou reguláciou, so spodným rozvodom a núteným obehom vody, nasledovne:

1. Vypočítame tepelné straty miestností na najvyššom podlaží okrem pre $t_i = t_{i\text{norm}}$, aj pre $t_i = t_{i\text{min}}$ — podľa vzorca (5).



Obr. 4. Schéma stúpačky pre príklad.

2. Vypočítame prípustný stupeň zmeny tepelného výkonu vykurovacích telies — φ — podľa vzorca (7).

3. Na základe výpočtu prípustného stupňa zmeny tepelného výkonu — φ — stanovíme z diagramu na obr. 2, hodnotu zmeny hmotnostného prietoku — ψ . Z tejto hodnoty potom môžeme vypočítať — podľa vzorca (9) — minimálny hmotnostný prietok M_{\min} , pre ešte vyhovujúci stav.

4. Stanovíme hornú hranicu prietoku vody cez teleso — podľa vzorca (10).

5. Pre daný výškový rozdiel a teplotové výpočtové parametre môžeme vypočítať hodnotu hydraulického súčiniteľa — konštanty znázorňujúcej paraboly — pre vyhovujúci stav, podľa (17).

6. Vypočítame potrebný hydraulický odpor okruhu vykurovacieho telesa — podľa vzťahu (18).

7. Vypočítame hydraulické tlakové straty stúpajúcej časti rozvodov z podmienky (1).

8. Keďže okruh vykurovacieho telesa na najvyššom podlaží má hydraulickú tlakovú stratu $\Delta p_{T \text{ norm}}$, musí byť ten istý dispozičný tlakový rozdiel v každom prevádzkovom stave. Pretože v okrajovom stave je k dispozícii:

$$\Delta p_{g \text{ min}} = (z + z')g (\varrho_{t_r} - \varrho_{t_v}) + 12 \text{ } ^\circ\text{C},$$

musí byť od čerpadla pre najvyššie položené teleso k dispozícii:

$$H_{\text{čH}} = \Delta p_{T \text{ norm}} - \Delta p_{g \text{ min}}.$$

Smerom nadol hodnota Δp_g klesá a $H_{\text{č}}$ stúpa, čím sa dosiahnu vyhovujúce pomery v každom prevádzkovom stave.

Predchádzajúce závery je najvhodnejšie dokumentovať na príklade.

PRÍKLAD

Vstupné zadávacie údaje: jedná sa o stúpačku dvojvrúrkového teplovodného vykurovacieho systému, so spodným rozvodom a obojstranným pripojením vykurovacích telies — podľa obr. 4. Tepelné straty boli vypočítané podľa [2], s použitím vzťahu (6). Výsledky výpočtov tepelných strát sú zhrnuté v schéme stúpačky.

Úlohou je stanoviť podmienky pre vyhovujúcu hydraulicko-teplnú stabilitu danej stúpačky, ak pripustíme $t_{\text{norm}} = 20 \pm 1,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Výpočtové parametre vody:

$t_{\text{ex}} [^\circ\text{C}]$	$t_r [^\circ\text{C}]$	$t_v [^\circ\text{C}]$	dQ/dt
—15	67,5	92,5	0,622
+12	37,0	42,0	0,380

Regulácia teploty vody je centrálna, kvalitatívna.

Postup riešenia

Pri výpočte stúpačky s obojstranne pripojenými vykurovacími telesami je potrebné urobiť rozbor pre obe miestnosti na najvyššom podlaží. Potrebné hydraulické tlakové straty v okruhu vykurovacieho telesa je možné potom určovať pomocou vyššej hodnoty hydraulického súčiniteľa. V príklade boli sledované obe telesá — výpočet je uvedený len pre vykurovacie teleso v miestnosti č. 801.

1. Výsledky výpočtov tepelných strát miestností sú zhrnuté na obr. 4,

$$\dot{Q}'_{s01\text{norm}} = 2\,917\text{ W}, \dot{Q}_{s01\text{min}} = 2\,721\text{ W}.$$

2. Prípustný stupeň zmeny tepelného výkonu — vypočítame nasledovne:

$$\varphi = \frac{\dot{Q}_{\text{min}}}{\dot{Q}'_{\text{norm}}} = \frac{2\,721}{2\,917} = 0,93$$

3. Z diagramu na obr. 2. stanovíme hodnotu prípustnej zmeny hmotnostného prietoku — ψ
Pre $\varphi = 0,93 \dots$ odčítame $\psi = 0,7$.

Minimálny hmotnostný prietok vody vykurovacím telesom, pre ešte vyhovujúci stav:

$$\dot{M}_{\text{min}} = \psi \dot{M}_{\text{norm}} = \frac{0,86 \dot{Q}'_{\text{norm}}}{t_v - t_r} = 0,7 \frac{0,86 \cdot 2\,917}{25} = 70,24\text{ kg/h}$$

4. Hornú hranicu prietoku vody cez vykurovacie teleso vypočítame nasledovne:

$$\dot{M}_{\text{max}} = \dot{M}_{\text{norm}}(2 - \psi) = 100,34(2 - 0,7) = 130,44\text{ kg/h}$$

5. Hodnotu hydraulického súčiniteľa vypočítame podľa vzorca (17):

$$X = \frac{zg[(\varrho_{tr} - \varrho_{tv})t_e - (\varrho_{tr} - \varrho_{tv})_{+12^\circ\text{C}}]}{\dot{M}_{\text{max}}^3 - \dot{M}_{\text{min}}^3} = \frac{19,6 \cdot 9,81 (15,5 - 1,9)}{130,44^3 - 70,24^3} = 0,216$$

6. Potrebný hydraulický odpor okruhu vykurovacieho telesa bude:

$$\Delta p_T = X \dot{M}_{\text{norm}}^3 = 0,216 \cdot 100,34^3 = 2\,174\text{ Pa}$$

7. Stúpacia časť rozvodov je vypočítaná bežným spôsobom, pri sledovaní podmienky:

$$\Delta p_{ST} = 0,7 \Delta p_{g\text{max}} = 0,7 \cdot 19,6 \cdot 15,5 = 2\,086\text{ Pa}$$

Vlastný výpočet je v tab. 1. Vzhľadom na dané priemery potrubí vychádza:

$$\Delta p_{ST} = 1\,928\text{ Pa}$$

Tab. 1. Výpočet tlakových strát vertikálnej časti stúpačky

Úsek	\dot{Q} [W]	\dot{M} [kg/h]	l [m]	\varnothing [c]	R [Pa/m]	w [m/s]	Rl [Pa]	ξ —	Δp_ξ [Pa]	Δp_c [Pa]
1	4 992	171	5,6	3/4	15,68	0,14	88	0	0	88
2	8 651	297	5,6	3/4	44,61	0,25	250	0,5	15	265
3	12 310	423	5,6	1	25,00	0,22	140	0,5	12	152
4	15 969	549	5,6	1	43,14	0,28	241	0,5	19	260
5	19 951	686	5,6	1	67,66	0,36	379	0,5	32	411
6	23 933	823	5,6	1	95,11	0,40	532	0,5	39	571
7	27 915	960	5,6	5/4	28,92	0,28	162	0,5	19	181
									$\Sigma =$	1 928
8	32 537	1 119	2,0	5/4	39,22	0,32	78	0,6	38	116
									$\Sigma =$	2 044

8. Pre horné teleso pri $t_{\text{ex}} = +12^\circ\text{C}$, je k dispozícii nasledovný vztlak:

$$\Delta p_{g\text{min}} = (z + z') g(\varrho_{tr} - \varrho_{tv}) + 12^\circ\text{C} = (19,6 + 1) 9,81 \cdot 1,9 = 383\text{ Pa}.$$

Čerpadlom musí byť vytvorený pre horné teleso nasledovný dispozičný tlakový rozdiel:

$$H_{\text{CH}} = \Delta p_{T\text{norm}} - \Delta p_{\text{min}} = 2\,174 - 383 + 1\,791\text{ Pa}.$$

Na začiatku stúpačky musí byť k dispozícii, ak pripočítame aj tlakové straty úseku (8):

$$\Delta p_{T+ST+(8)} = 1\,791 + 1\,928 + 116 = 3\,835\text{ Pa},$$

čo je údaj pre hydraulický výpočet horizontálnych rozvodov.

Poznámky:

V príklade je prípad objektu prakticky na rovine. V prípade realizácie objektov výškove rovnakých, ale s iným výškovým osadením, je potrebné uvažovať s výškovým rozdielom medzi najvyššie a najnižšie inštalovaným vykurovacím telesom.

Pri výpočte nebolo uvažované s tepelnými stratami neizolovaných stúpacích rozvodov. Pri uvažovaní týchto tepelných strát platia všetky uvedé vzťahy, len u hustot vody je potrebné uvažovať s príslušnou teplotou vody po ochladení.

Vytvorenie požadovanej hydraulikkej tlakovej straty v okruhu vykurovacieho telesa je možné niekoľkými spôsobmi. Napr. použitím vysokoodporových armatúr, inštalovaním cloniek a pod.

LITERATÚRA

- [1] ČSN 06 0310: Ústřední vytápění — projektování a montáž — základní ustanovení, UNM 1982.
- [2] ČSN 06 0210: Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění, UNM 1977.
- [3] *Cihelka J.*: Vytápění a větrání, SNTL Praha 1969.

УСЛОВИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКО-ТЕПЛОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ У ДВУХТРУБНЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ СИСТЕМ

Инж. Винценц Мурин, к. т. н.

В статье объяснен принцип гидравлическо-тепловой устойчивости двухтрубных вертикальных отопительных систем и приводятся основные уравнения для математического выражения проблемы. На примере демонстрируется способ контроля устойчивости в конкретных случаях.

CONDITIONS OF HYDRAULIC AND THERMAL STABILITY OF TWO-PIPE HOT-WATER SYSTEMS

Ing. Vincenc Murin, CSc.

The principle of hydraulic and thermal stability of two-pipe vertical heating systems is explained there and basic equations for mathematical formulation of the problem are presented in the article. The control method of stability in the concrete cases is demonstrated on an example there.

BEDINGUNGEN DER HYDRAULISCHEN-THERMISCHEN STABILITÄT BEI DEN ZWEIROHRWARMWASSERSYSTEMEN

Ing. Vincent Murin, CSc.

Im Artikel gibt Aufklärung über das Prinzip der hydralischen-thermischen Stabilität der vertikalen Zweirohrheizungssysteme und werden die Hauptgleichungen für die mathematische Ausdrückung des Problems eingeführt. Durch ein Beispiel beweist man das Verfahren der Stabilitätskontrolle in den konkreten Fällen.

CONDITIONS DE LA STABILITÉ HYDRAULIQUE-THERMIQUE DES SYSTÈMES D'EAU CHAUDE À DEUX TUYAUX

Ing. Vincent Murin, CSc.

Dans l'article présenté, on exprime le principe de la stabilité hydraulique-thermique des systèmes de chauffage verticaux à deux tuyaux et on présente les formules principales pour l'expression mathématique du problème. Sur un exemple, on démontre le mode de contrôle de la stabilité dans les cas concrets.



RNDr. KAREL MOURIC, CSc.
75 LET

24. března 1984 oslavil své pětasedmdesáté narozeniny RNDr. Karel Mouric, CSc., jeden ze zakladatelů moderní české technické akustiky.

Po studiu na vídeňské univerzitě získal aprobaci profesora matematiky a fyziky a doktorát filozofie, nostrifikovaný Karlovou univerzitou jako doktorát přírodních věd. Po učitelské praxi se věnoval oboru elektronických přístrojů u firmy Philips. Od roku 1951 byl v nově se tvořícím stavebním výzkumu pověřen vybudováním nového oboru stavební akustika. Vypracoval především nové měřicí metody, jež byly v roce 1955 vydány jako první československá akustická norma. Zároveň zpracoval normativní požadavky na zvukově izolační vlastnosti konstrukci a budov. Tyto normativní požadavky, které byly pod jeho vedením několikrát revidovány, jsou platné dodnes a byly podkladem pro obdobné mezinárodní normy ISO a RVHP.

Z výzkumných prací RNDr. Karla Mourice, CSc., patří do základního fondu akustické literatury zvláště práce o stanovení středního stupně neprůzvučnosti jednoduchých přiček, teorie kročejové neprůzvučnosti podlažních systémů, metoda měření statické, dynamické a ohybové tuhosti. Vedl výzkum a vývoj zvukově izolačních podložek do podlah Fibrex a Staple.

V letech 1961–1963 se jako člen vládní komise významně podílel na koncepci rozvoje akustiky v ČSSR.

Ve Výzkumném ústavu pozemních staveb Praha vybudoval stavebně akustické pracoviště, které koncepci, investičním a laboratorním vybavením, i výchovou odborných kádrů dovedl ke špičkové úrovni v mezinárodním měřítku. Již od roku 1961 zapojil toto pracoviště do systému mezinárodní spolupráce, zvláště s SSSR a NDR. Tato spolupráce, která od té doby nepřetržitě probíhá, byla základem pro vybudování Koordinačního centra RVHP pro vědeckotechnickou spolupráci v oblasti stavební akustiky.

Aktivně se účastnil mnoha zahraničních i domácích konferencí a seminářů. Celkový počet publikací dosahuje 150. Na stavební fakultě ČVUT přednášel stavební akustiku a napsal skripta, která jsou stále vyhledávanou studijní pomůckou.

Je zakládajícím členem odborné skupiny Hluk a akustika prostředí ČV komitétu životního prostředí ČSVTS, byl dlouholetým členem Akustické komise ČSAV, Akustické komise čs. národního komitétu IUPAP (Mezinárodní svaz čistě a aplikované fyziky), členem pracovní skupiny W 51 „Stavební akustika“ CIB (Mezinárodní rada pro stavební výzkum). Pracoval v poradním sboru hlavního hygienika, ve Stálé normalizační komisi pro akustiku a v mnoha dalších odborných komisích. Je vyhledávaným soudním znalcem.

Při příležitosti šedesátých narozenin propůjčil prezident republiky RNDr. Karlu Mouricovi, CSc., státní vyznamenání „Za zásluhy o výstavbu“.

RNDr. Karel Mouric, CSc., neustále živě sleduje vývoj svého oboru a je dobrým rádcem svým žákům. Přejeme mu pevně zdraví a uspokojení z širokého uplatnění čs. stavební akustiky.

Redakční rada

MATEMATICKÝ MODEL TEPLOTNÝCH POMEROV MIESTNOSTI V NESTACIONÁRNÝCH KLIMATICKÝCH PODMIENKACH

Ing. IVAN CHMÚRNY

Stavebná fakulta SVŠT, Bratislava

V článku je popísaný matematický model pre výpočet priekohv teplôt v miestnosti pri nestacionárnych vonkajších klimatických podmienkach. Uvedený matematický model je možné aplikovať aj na výpočet nestacionárnych tepelných strát (získov) ako podklad k stanoveniu spotreby energie na vykurovanie (klimatizáciu) výpočtom z hodiny na hodinu, na rozdiel od používanej metódy zo dňa na deň, t.j. denostupňovej metódy.

Recenzoval: Doc. Ing. Dr. Jarmír Cihelka

1. ÚVOD

V súčasnosti väčšina používaných výpočtových metód tepelno technických vlastností konštrukcií a miestností budov je založená na predpoklade stacionárnych klimatických podmienok vo vonkajšom prostredí. Podobná je situácia aj pri navrhovaní a dimenzovaní vykurovacích a klimatizačných zariadení budov, kde sa vychádza s návrhových priemerne extrémnych klimatických podmienok v stacionárnom vyjadrení. Ak v súvislosti s energetickou situáciou a snahou minimalizácie energetickej náročnosti budovy chceme navrhovať tieto úsporne, je vhodné vychádzať pri návrhu budovy nielen z týchto výpočtových extrémnych klimatických podmienok. Tieto výpočtové okrajové podmienky trvajú iba zlomok času z celého vykurovacieho, prípadne klimatizačného obdobia. Tu sa žiada sledovať teplotné pomery miestnosti v dlhšom časovom období, čiže nielen v extrémnom zimnom a letnom období, ak v dňoch charakteristických pre vykurovanie a klimatizačnú sezónu, teda ideálne v ročnom priebehu. Ide tu o simuláciu nestacionárneho teplotného režimu miestnosti v nestacionárnych vonkajších klimatických podmienkach. Exaktné je sledovanie teplotných pomerov výpočtom z hodiny ra hodinu počas dňa, týždňa, mesiaca. Teda nie zjednodušeným výpočtom zo dňa ra deň pre príslušné klimatické parametre vonkajšieho prostredia počas dňa (priemerné, štatisticky spracované), čo už nie je typicky nestacionárne vyjadrovanie teplotných pomerov, ale kvázistacionárne (denostupňová metóda). Značná komplikovanosť matematickej simulácie teplotných pomerov miestnosti v nestacionárnych klimatických podmienkach vedie na používanie počítačov. V zahraničí sa objavili v poslednom období práce tohto charakteru, ktoré majú realizačné výstupy charakterizované ako programy pre výpočet energetickej náročnosti budovy [1, 2, 3, 4]. Fyzikálna podstata a matematická interpretácia teplotných pomerov v nestacionárnych klimatických podmienkach býva rôzna [5, 6] a s tým sú spojené problémy s porovnateľnosťou dosahovaných výsledkov. Niektoré programy sú komerčne zamerané a sú nevhodné pre rigorózne štúdium energetických vlastností budov. Ďalej sa pokúsime sformulovať matematický model teplotného režimu miestnosti v nestacionárnych klimatických podmienkach.

2. PREDPOKLADY PRI TVORBE MATEMATICKÉHO MODELU

Pri tvorbe vhodného matematického modelu pre simuláciu teplotných pomerov miestnosti v nestacionárnych klimatických podmienkach musíme vychádzať z niektorých zjednodušujúcich predpokladov a podmienok. Pri riešení rovnice vedenia tepla pre neprievitné obvodové konštrukcie miestnosti predpokladáme jednorozmerné vedenie tepla, alebo ináč povedané povrchová teplota obvodovej konštrukcie je v danom čase rovnaká na celej jej ploche. V kútoch miestnosti, v miestach stykov však exaktne treba uvažovať dvojrozmerné až trojrozmerné šírenie tepla a teda dvojrozmerné a trojrozmerné teplotné pole. Ďalší predpoklad sa týka konštantnej teploty vnútorného vzduchu, o ktorej predpokladáme, že sa nemení vo vertikálnom smere. Čím je miestnosť vyššia, dochádza k určitému gradientu teploty vnútorného vzduchu vo vertikálnom smere. S tým súvisí aj určenie súčiniteľa prestupu tepla pri prirodzenom prúdení. V reálnych prípadoch sa ťažko exaktne vyjadruje súčiniteľ prestupu tepla pri prirodzenom prúdení vzhľadom na neizotermický objem vzduchu v miestnosti, a ďalej niektorí autori upozorňujú na nepresnosť stanovenia tejto hodnoty vzhľadom na lokálne nerovnaké rýchlosti prúdenia vzduchu v miestnosti a aj od rôznej geometrie plôch miestnosti. Ďalšie zjednodušenie musíme zaviesť pri výpočte šírenia tepla v miestnosti radiáciou. Vnútorné povrchy miestnosti sa líšia od absolútne čierneho telesa. Šírenie tepla radiáciou sa uskutočňuje v uzavretom priestore a sálavá energia po dopade na povrch konštrukcie sa čiastočne odrazí. Pre zjednodušenie výpočtu šírenia tepla radiáciou sa preto predpokladajú hladké povrchy miestnosti a niekoľkonásobné odrazy sa zanedbávajú. To je niekoľko zjednodušujúcich predpokladov nevyhnutných pre zostavenie matematického modelu šírenia tepla v miestnosti pri nestacionárnych vonkajších klimatických podmienkach.

3. MATEMATICKÝ MODEL

Pre každú neprievitnú konštrukciu miestnosti môžeme napísať Fourierovu diferenciálnu rovnicu vedenia tepla:

$$(c\rho)_i \frac{\partial t_i}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \sum_{i=1}^n \left(\lambda_i \frac{\partial t_i}{\partial x} \right), \quad (1)$$

c — merná tepelná kapacita [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$],

ρ — hustota [kg m^{-3}],

i — index vrstvy v konštrukcii, $i = 1, 2, \dots, n$ [—],

λ — súčiniteľ tepelnej vodivosti [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$].

Okrajová podmienka z vonkajšej strany pre vonkajšiu obvodovú konštrukciu sa uvažuje v tvare:

$$-\lambda_i \frac{\partial t_i}{\partial x_i} = \alpha_e (t_{ep} - t_e) - A I_g, \quad (2)$$

pričom platí: $i = n$, $x = d$

t_e — teplota vonkajšieho vzduchu v čase τ [$^{\circ}\text{C}$],

t_{ep} — vonkajšia povrchová teplota obvodovej konštrukcie v čase τ [$^{\circ}\text{C}$],

A — pohltivosť slnečného žiarenia [—],

I_g — intenzita globálneho slnečného žiarenia v čase τ [W m^{-2}],

α_e — súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšej strane konštrukcie [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$],

d — hrúbka konštrukcie [m].

Tepelné zisky za zasklením miestnosti od žiarivého toku slnečnej radiácie (priamej, oblohovej a odrazenej zložky slnečného žiarenia) budeme uvažovať zo vzťahu:

$$Q_1 = I_D F_{os} T_D + F_{ok}(I_{dt} + I_{do}) T_d, \quad (3)$$

I_D — intenzita priamych slnečných lúčov dopadajúcich na zasklenie v čase τ [W m^{-2}],
 F_{os} — plocha priesvitnej konštrukcie ožiarená slnkom [m^2],
 T_D — priepustnosť žiarenia priamych slnečných lúčov [—],
 T_d — priepustnosť žiarenia difúzneho [—],
 I_{dt} — difúzne slnečné žiarenie odrazené od terénu [W m^{-2}],
 I_{do} — difúzne oblohové žiarenie v rovine zasklenia [W m^{-2}],
 F_{ok} — plocha priesvitnej konštrukcie [m^2].

Tepelné zisky miestnosti od slnečnej radiácie sa uvažujú ako plošné zdroje tepla rovnomerne rozložené po vnútorných povrchoch konštrukcií miestnosti:

$$Q_2 = \frac{Q_1}{\sum_{j=1}^m F_j}, \quad (4)$$

$\sum_{j=1}^m F_j$ — súčet vnútorných plôch miestnosti [m^2].

Pre sformulovanie okrajovej podmienky z vnútornej strany konštrukcie pre rovnicu (1) uvažíme rozdelenie tepelného toku dopadajúceho na vnútorný povrch konštrukcie na zložku šíreného tepla konvekciou a radiáciou. Uvažovaná konštrukcia miestnosti nech má index j , ak miestnosť má celkove m nepriesvitných konštrukcií, tak okrajovú podmienku s vnútornej strany konštrukcie môžeme uvažovať v tvare:

$$\lambda_{1,j} \frac{\partial t_{1,j}}{\partial x_1} = \alpha_{k,j}(t_{ip,j} - t_v) + \sum_{\substack{j \\ i \neq j}}^m \alpha_{si,j}(t_{ip,i} - t_{ip,j}) - Q_2, \quad (5)$$

pričom platí: $i = 1$ a $x = 0$

$\alpha_{k,j}$ — súčiniteľ prestupu tepla j -tej konštrukcie pri konvekcii [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$],

$t_{ip,j}$ — vnútorná povrchová teplota j -tej konštrukcie [$^{\circ}\text{C}$],

$\alpha_{si,j}$ — súčiniteľ prestupu tepla pri radiácii z i -tej konštrukcie na j -tu konštrukciu miestnosti [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$],

$t_{ip,i}$ — vnútorná povrchová teplota i -tej konštrukcie [$^{\circ}\text{C}$].

Ďalej zahrnieme do celkovej tepelnej bilancie miestnosti v danom čase všetky tepelné straty a zisky súvisiace s jej exploataciou. Tepelné zisky od technologických zariadení, ktoré majú vplyv na teplotu vnútorného vzduchu a tepelné zisky od ľudí zdržujúcich sa v miestnosti, možno vyjadriť buď konštantnou hodnotou, alebo v čase τ premenlivou hodnotou podľa vzťahu:

$$Q_3 = q_{str} + A_q \cos [\omega(\tau - \tau_{max})], \quad (6)$$

q_{str} — konštantná hodnota tepelných ziskov [W],

A_q — amplitúda tepelných ziskov [—],

τ_{max} — čas maxima amplitúdy A_q [h],

$\omega = \frac{2\pi}{T}$, kde T je perioda opakovania [h].

Tepelné straty miestnosti v dôsledku infiltrácie vzduchu do miestnosti a prirodzeného vetrania môžeme vyjadriť za predpokladu, že teplota privádzaného vzduchu sa rovná teplote vonkajšieho vzduchu:

$$Q_4 = n(\tau) V c_v \rho_v (t_v - t_e), \quad (7)$$

t_v — teplota vnútorného vzduchu v miestnosti v čase τ [°C],
 $n(\tau)$ — intenzita výmeny vzduchu v miestnosti v čase τ [s⁻¹],
 V — objem miestnosti [m³],
 c_v — merná tepelná kapacita vzduchu [J kg⁻¹ K⁻¹],
 ρ_v — objemová hmotnosť vzduchu [kg m⁻³].

Intenzita výmeny vzduchu v miestnosti v zimnom období sa určí zo vzťahu:

$$n(\tau) = \frac{\sum (i_{ol}) BM}{V}, \quad (8)$$

i_o — súčiniteľ prievzdušnosti škár okolo otvárateľných krídel obvodových otvorových výplní [m³ s⁻¹/m Pa^{0,67}],
 l — dĺžka týchto škár [m],
 B — charakteristické číslo budovy [Pa^{0,67}],
 M — charakteristické číslo miestnosti [—].

Tepelné straty v dôsledku šírenia tepla konvekciou medzi vnútorným vzduchom a povrchom i -tej stavebnej konštrukcie sa určia zo vzťahu:

$$Q_k = \alpha_{k,i}(t_{ip,i} - t_v) F_i, \quad (8)$$

F_i — plocha i -tej konštrukcie [m²].

Množstvo tepla, ktoré dopadne na i -tu konštrukciu miestnosti radiáciou od ostatných konštrukcií miestnosti možno vyjadriť v tvare:

$$Q_{si} = \sum_{\substack{j \\ i \neq j}}^m C_{i-j} \left[\left(\frac{t_i + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_j + 273}{100} \right)^4 \right] F_i \varphi_{i-j}, \quad (9)$$

C_{i-j} — súčiniteľ vzájomného sálania osálaných plôch [W m⁻² K⁻⁴],
 φ_{i-j} — pomer osálania [—].

Pre praktické výpočty sa vzťah (9) používa v tvare:

$$Q_{si} = \sum C_{i-j} b_{i-j} (t_i - t_j) \varphi_{i-j} F_i. \quad (10)$$

b_{i-j} — teplotný súčiniteľ [—].

Pre tepelné straty prestupom tepla platí vzťah:

$$Q_5 = Q_k + Q_s. \quad (11)$$

Ak zavedieme označenie:

$$\alpha_i = \alpha_k + \sum_j^m C_{i-j} b_{i-j} \varphi_{i-j}, \quad (12)$$

$$t_i^m = \frac{\alpha_k t_v + \sum_j C_{i-j} b_{i-j} \varphi_{i-j} t_j}{\alpha_i}, \quad (13)$$

potom tepelné straty prestupom tepla cez nepriehľadné konštrukcie môžeme napísať v tvare:

$$Q_5 = \alpha_i (t_{ip} - t_i^m) F_i. \quad (14)$$

Teplné straty priesvitnými konštrukciami miestnosti sa určia zo vzťahu:

$$Q_{ok} = k(t_i^m - t_e) F_{ok}, \quad (15)$$

k — súčiniteľ prechodu tepla priesvitnej konštrukcie [$W m^{-2} K^{-1}$].

Teplné straty v dôsledku pohlcovania tepla vnútorným vzduchom v miestnosti uvažujeme v tvare:

$$Q_6 = c_v \rho_v V \frac{dt_v}{d\tau}. \quad (16)$$

Sumáciou tepelných strát a ziskov v danom čase dostaneme rovnicu výmeny tepla pre vnútorný vzduch v miestnosti:

$$c_v \rho_v V \frac{dt_v}{d\tau} = \sum_{j=1}^m \alpha_{k,j} (t_{ip,j} - t_v) F_j + q_{str} + A_q \cos [\omega(\tau - \tau_{max})] - \\ - c_v \rho_v n(\tau) (t_v - t_e) V - Q_{ok} \pm Q_v = 0, \quad (17)$$

pričom platí začiatočná podmienka $t_v = t_{v0}$ ak $\tau = 0$.

Veličina Q_v (W) predstavuje vykurovací (chladiaci) výkon vykurovacieho (klimatizačného), zariadenia miestnosti.

Rovnice (1) až (17) vyjadrujú matematický model teplotného stavu miestnosti v nestacionárnych podmienkach vo vonkajšom prostredí. Pritom je to jeden z možných uvažovaných fyzikálnych modelov výmeny tepla v miestnosti popísaný zodpovedajúcimi matematickými reláciami. Možno zohľadňovať aj ďalšie vplyvy a model zdokonaľovať. Vzhľadom na to, že tieto rovnice charakterizujú časovú premenlivosť jednotlivých veličín bolo by správne, keby veličiny: teplota vnútorného vzduchu t_v , vnútorná povrchová teplota t_{ip} , teplota vonkajšieho vzduchu t_e , intenzity slnečného žiarenia I_D , I_{dt} , I_{do} , plocha okna ožiarená slnkom F_{os} , mali v príslušných rovniciach index τ . Pre prehľadnejší tvar rovníc sme upustili od tohto označenia.

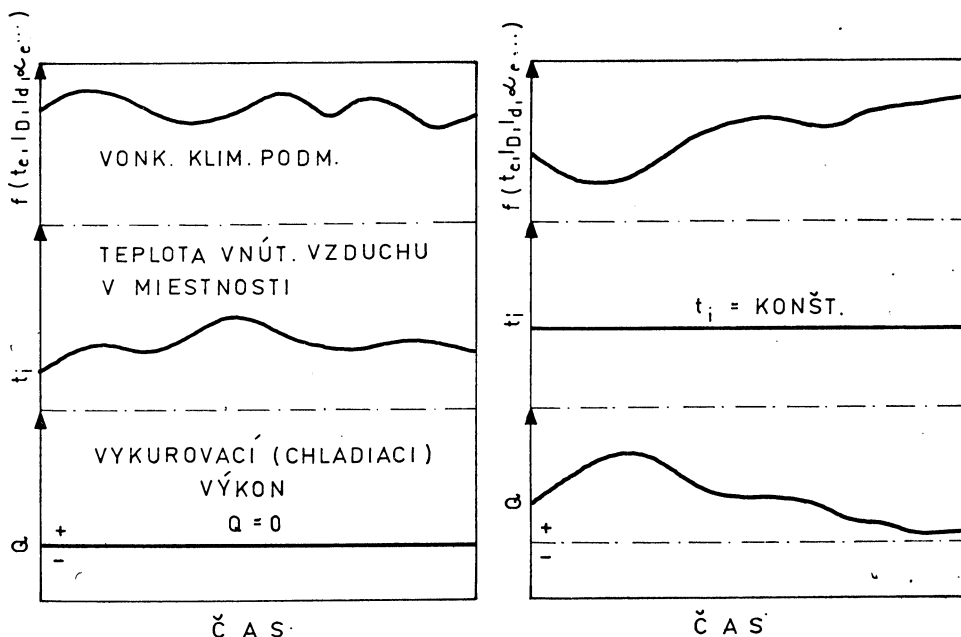
4. METÓDY RIEŠENIA SYSTÉMU ROVNÍC ŠÍRENIA TEPLA

Matematický model teplotných pomerov miestnosti v nestacionárnych podmienkach je pomerne jednoduchý. Jeho realizácia je však zložitá, ak ho chceme aplikovať na dlhšie časové obdobie, napríklad celej vykurovacej sezóny, alebo celoročný priebeh.

Pri výpočte teploty vnútorného vzduchu v miestnosti sa rovnica (17) rieši spolu s rovnicami charakterizujúcimi vedenie tepla cez obvodové konštrukcie miestnosti (1) s príslušnými okrajovými podmienkami (2) a (5), ako systém diferenciálnych rovníc. Pre riešenie systému rovníc, ktoré vzniknú s rovnicou (1) pre každú nepriesvitnú konštrukciu miestnosti aplikovaním príslušnej okrajovej podmienky (2), alebo (5), podľa toho, či konštrukcia je vnútorná alebo vonkajšia sú spracované dve metódy. Laplaceovou transformáciou riešenia rovnice (1) bola spracovaná metóda *Stephensonom* a *Mitalasom* [7, 8], priamo s aplikáciou na klimatické výpočty nestacionárnych tepelných strát a ziskov. U nás je najrozšírenejšia metóda sietí, rozpracovaná mnohými autormi, konkrétne pre tento prípad napríklad v [9]. Princíp tejto metódy je založený na nahradení parciálnej derivácie funkcie v jednotlivých bodoch siete rozdielom funkčných hodnôt v týchto bodoch.

System diferenciálnych rovníc sa potom rieši ako systém diferenčných rovníc. Rovnica (17) je diferenciálna rovnica prvého rádu, ktorá sa rieši Eulerovou metódou. Realizácia výpočtu teplotných pomerov miestnosti spočíva v riešení systému rovníc šírenia tepla, ďalej v realizácii vhodného modelu pre určovanie intenzity slnečného žiarenia v dennom chode pre ľubovoľný deň v roku pre ľubovoľne orientovanú rovinu k svetovým stranám v závislosti od stavu atmosféry, odrazivosti terénu. Potrebné výpočtové vzťahy pre určenie dostupnosti slnečnej energie možno nájsť v prácach Kittlera, Miklera, Puškáša [10, 11]. Výpočty vzhľadom na objem a zložitosť sa uskutočňujú programovým riešením na počítači. V tejto súvislosti treba riešiť otázku určovania oslnenej a tienenej časti zasklenia miestnosti na počítači, vzhľadom na tieniaci účinok prostriedkov slnečnej ochrany okna, osteneň v letnom a prechodnom období, a jednak účinok tienenia okolo stojacima prekážkami a budovami. V praxi používané metódy sú grafické, tu sa žiada vypracovať numerickú metódu výpočtu.

Výpočet nestacionárnych teplotných pomerov sa vykonáva pre zvolený krok na časovej osi $\Delta\tau = 1$ hodina. Perióda sledovania môže byť zvolená 1 deň, 1 týždeň, alebo všeobecne 1 rok, tu ale prístupujú problémy s formulovaním vonkajších



Obr. 1. Spôsoby simulácie teplotných pomerov miestnosti
 a) výpočet priebehov teplôt, b) výpočet tepelných strát (ziskov).

klimatických podmienok pre toto obdobie. Výsledky riešenia sú potom podkladom pre hodnotenie energetických vlastností miestnosti (budovy) pre zvolenú periódu. Pritom výsledné riešenie môžeme nasmerovať do dvoch spôsobov výsledkov, alebo ináč povedané predložený matematický model teplotných pomerov miestnosti môže simulovať dve situácie:

a) pre zadané vonkajšie klimatické podmienky sa určuje výpočtom teplota vnútorného vzduchu a priebehy vnútorných povrchových teplôt konštrukcií miestnosti *obr. 1a*. Neuvažuje sa vplyv vykurovacieho (chladiaceho) výkonu vykurovacieho (klimatizačného) zariadenia na teplotný stav miestnosti. Týmto spôsobom výpočtu možno riešiť aj extrémne situácie v letnom a zimnom období, napríklad výpočet najvyššieho denného vzostupu teploty vnútorného vzduchu v miestnosti v letnom období, ale aj výpočet chladnutia miestnosti po prerušení vykurovania. Teda výpočty tepelnej stability miestnosti v zimnom a letnom období, ktoré sú zahrnuté aj do našich tepelno technických noriem.

b) je zadaná konštantná teplota vnútorného vzduchu v miestnosti. Aby bola dodržaná, hľadá sa zodpovedajúci nestacionárny vykurovací (chladiaci) výkon potrebný na jej zachovanie v závislosti od vonkajších klimatických podmienok. Zároveň možno vykonávať výpočet spotreby tepla na vykurovanie, prípadne klimatizáciu. Táto situácia je schématicky znázornená na *obr. 1b*.

4. ZÁVER

Návrhom stavieb pre vyššiu energetickú efektivitu sa zaoberá súčasný výskum. Preto je aktuálne sledovanie energetických vlastností miestností a budov v celoročnom priebehu, ktoré má dať odpoveď na otázku energetickej efektívnosti budovy aj s ohľadom na nestacionárne klimatické faktory pôsobiace na budovu. Výpočtové metódy pre hodnotenie energetickej náročnosti budovy a pre výpočet spotreby tepla na vykurovanie (klimatizáciu) ktoré sú u nás používané vychádzajú s denostupňovej metódy. Popísaný matematický model výpočtu teplotných pomerov miestnosti v nestacionárnych klimatických podmienkach môže byť použitý pre výpočet energetickej náročnosti budovy výpočtom z hodiny na hodinu pre zvolenú periódu sledovania. Súčasne s týmto treba riešiť otázku správneho zohľadňovania vonkajších klimatických faktorov, ktoré sa môžu vyskytnúť v sledovanom období. Realizácia tohto výpočtu na počítači, prostredníctvom programovaného riešenia je nevyhnutná. Samotný matematický model možno ešte doplniť o ďalšie vplyvy a faktory formujúce teplotné pomery, ako reakciu miestnosti na vonkajšie klimatické faktory pri rešpektovaní fyzikálnych zákonitostí šírenia tepla v nestacionárnych podmienkach.

LITERATÚRA:

- [1] Clarke J. A.: Computer applications in the design of energy, conscious buildings. Computer Aided Design. Vol. 14, No. 1, 1982.
- [2] Kalasinski Ch., Ferreira F.: Design energy efficient buildings with ESP. Heating, Piping, Air Conditioning. No. 10, 1978.
- [3] Burgess K. S.: Computer programs for energy in buildings. Design Office Consortium, Cambridge, 1979.
- [4] Hittle D. C.: BLAST — The Building Load Analysis and System Thermodynamics Program. Construction Research Laboratory, Champaign, Vol. 2, 1977.
- [5] Irving S. J.: Energy program validation, conclusion of IEA Annex I. Computer Aided Design. Vol. 14, No. 1, 1982.
- [6] Kusuda T.: A comparison of energy calculations procedures. ASHRAE Journal, No. 3, 1981.
- [7] Stephenson D. G., Mitalas G. P.: Cooling Load Calculations by Thermal Response Factor Method. ASHRAE Transactions, part I., New York, 1967.
- [8] Mitalas G. P., Stephenson D. G.: Room Thermal Response Factors. ASHRAE Transactions, part I., New York, 1967.

- [9] *Tabunščíkov J. A.*: Rasčety temperaturnogo režima pomeščenija i trebuimoj moščnosti dla ego otoplenija ili ochlaždenija. Strojizdat, Moskva, 1981.
- [10] *Küttler R., Mítkler J.*: Podklady pre určovanie svetelnej klímy v stavebných súboroch. Záv. správa. USTARCH SAV, Bratislava 1980.
- [11] *Puškáš J.*: Matematický model tepelnej záťaže budov od slnečného žiarenia. Záv. správa. ES SVŠT Bratislava 1977.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ПОМЕЩЕНИЯ В НЕСТАЦИОНАРНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

Инж. И. Хмурны

В статье описывается математическая модель для расчета характеристик температур в помещении при нестационарных наружных климатических условиях. Приведенную математическую модель можно применить также для расчета нестационарных тепловых потерь (прибылей) как основания для определения расхода энергии для отопления (кондиционирования воздуха) расчетом з часу на час, в отличие от применяемого метода из дня на день, т. е. метода день/градус.

MATHEMATICAL MODEL OF THERMAL CONDITIONS IN A ROOM IN UNSTEADY CLIMATIC CONDITIONS

Ing. I. Chmúrny

Mathematical model for temperature course in a room during unsteady outdoor climatic conditions is described in the article. The mathematical model can be applied for calculation of unsteady thermal losses (gains) as a basis for determination of energy consumption for heating (air conditioning) by calculation from an hour to an hour in contradistinction of applied method from day to day, i.e. day/degree method.

MATHEMATISCHES MODELL DER TEMPERATURVERHÄLNISSE EINES RAUMES IN DEN NICHTSTATIONÄREN KLIMABEDINGUNGEN

Ing. I. Chmúrny

Im Artikel beschreibt man mathematisches Modell für die Berechnung der Temperaturverläufe in einem Raum bei den nichtstationären klimatischen Bedingungen. Man kann auch das eingeführte mathematische Modell auf die Berechnung der nichtstationären Wärmeverluste (der Gewinne) als die Unterlage zur Bestimmung des Energieverbrauchs für die Heizung (die Klimatisierung) mit Hilfe der Berechnung Stunde für Stunde zum Unterschied von der gebrauchten Methode Tag für Tag, das ist der Methode Tag/Grad, anwenden.

MODÈLE MATHÉMATIQUE DES RAPPORTS DE TEMPÉRATURE D'UN LOCAL DANS LES CONDITIONS CLIMATIQUES NON-STATIONNAIRES

Ing. I. Chmúrny

Dans l'article présenté, on décrit le modèle mathématique pour le calcul des cours des températures dans un local aux conditions climatiques extérieures non-stationnaires. Aussi, il est possible d'appliquer le modèle mathématique présenté au calcul des pertes de chaleur non-stationnaires (des gains) comme la base de la détermination de la consommation d'énergie pour le chauffage (le conditionnement d'air) par le calcul d'heure en heure à la différence de la méthode utilisée de jour en jour, c'est de la méthode jour/étage.

VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA PROSTŘEDNICTVÍM DESKOVÉHO REKUPERAČNÍHO VÝMĚNÍKU V ZEMĚDĚLSTVÍ

Ing. FRANTIŠEK HUK, Ing. RŮŽENA HUKOVÁ

Článek popisuje zkušenosti z ročního provozu vzduchotechniky s rekuperační tepla v teletniku. Jsou zde uvedeny funkční a provozní vlastnosti včetně ekonomického hodnocení.

Na obrázcích jsou znázorněny naměřené hodnoty úspory paliva a termické účinnosti. V závěru článku je provedeno dílčí srovnání systémů zpětného získávání tepla, které se používají v zemědělství v současné době.

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

1. Úvod

Pro využití odpadního tepla z odvětrávaného vzduchu ve velkokapacitním teletniku v SZP Rožná zpracovali autoři projektový návrh, který byl realizován na podzim r. 1981.

Provozní vlastnosti zařízení byly předmětem testu SEI, pobočky v Brně, jehož výsledkem je Technická zpráva — J. Ú. č. 6. I. 1/1982 „Prověrky vybraných profilů energetického hospodářství — Vzduchotechnický systém s rekuperační tepla z odpadního vzduchu — SZP Rožná“.

2. Popis stavby

V objektu VKT v Rožné jsou čtyři pavilóny mléčné výživy, vytápěné samostatně teplovzdušnými agregáty — palivo nafta. Výměnu vzduchu zajišťují čtyři odsávací ventilátory. Při poklesu teploty uvnitř objektu se automaticky zapne systém teplovzdušného vytápění. Při tomto způsobu provozu byla v roce 1981 spotřeba pro všechny pavilóny 105 007 l nafty.

Účelem instalace rekuperačního zařízení byla úspora paliva při zachování optimálních mikroklimatických podmínek, tj. při vnitřní teplotě udržované termostatem $t_1 = +15^\circ\text{C}$ a relativní vlhkosti vzduchu 70 %. V jednom pavilónu je ustájeno průměrně 220 ks telat na podestýlce.

3. Řešení vzduchotechniky s rekuperační

Autoři projektového návrhu použili rekuperačního deskového výměníku typu VZDUCH—VZDUCH vlastní konstrukce. Vlastní výměník je jednoduché stavebnicové konstrukce, pracující v entalpické oblasti výměny tepla. V každém pavilónu jsou instalované 2 výměníky, umístěné na podpěrné konstrukci.

Odsávací a přísávací ventilátory jsou typu LANN 450. Regulaci otáček zajišťuje regulační rozváděč typu ALR 3/21. Velikost napájecího napětí motorů — a tím i jejich otáčky jsou řízeny v závislosti na vnitřní teplotě v objektu. Změna teploty je snímána termistorem. Regulátor zajišťuje automatické spuštění vytápěcího systému a opětné vypnutí. Dále umožňuje nastavení minimálního napětí a tím i požadovanou hodnotu minimální výměny vzduchu.

Rekuperační zařízení tvoří I. stupeň větrání, zajišťující výměnu vzduchu v zimním a přechodných obdobích. Maximální výměnu vzduchu v létě zajišťují samostatné ventilátory II. stupně, ovládané termostatem.

Pro racionální dimenzování velikosti výměníku zpracovali autoři metodiku. Volbu velikosti vzduchového a tepelného výkonu výměníku v závislosti na provozních tepelně technických vlastnostech objektu znázorňuje *obr. 1*.

4. Výsledky testu SEI

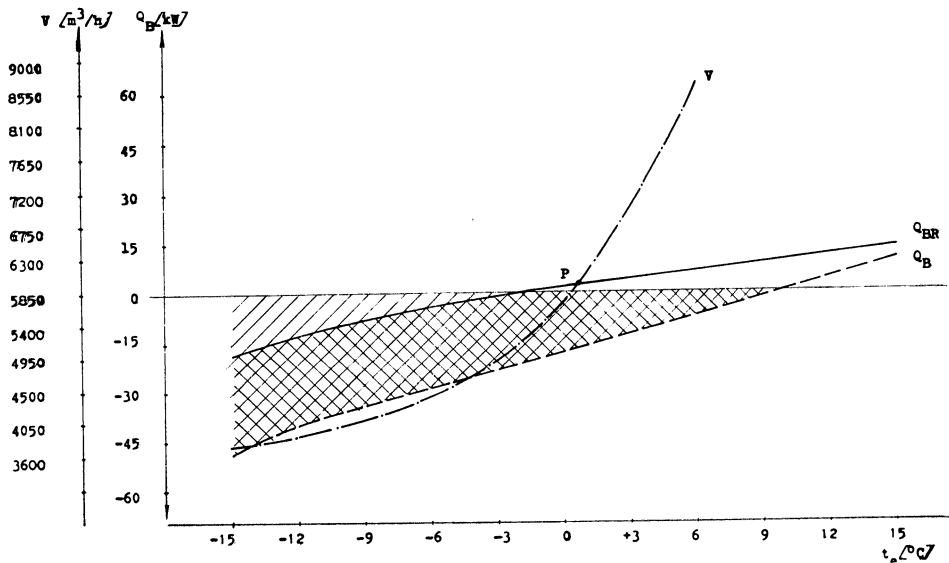
V technické zprávě SEI se uvádí:

— záměr zpracovaný v projektovém návrhu se podařilo úspěšně realizovat a praktické výsledky potvrzují teoretické předpoklady. Na *obr. 2* je znázorněno měření teploty předehřátého vzduchu za výměníkem. Naměřené hodnoty mají značný rozptyl způsobený složitými provozními podmínkami a poměrně rychlou změnou venkovní teploty a vlhkosti. Přesto je z grafu patrné, že naměřené hodnoty leží v oblasti kolem křivky, udávané v projektu. Vnitřní teplota v objektu byla $t_1 = +15^\circ\text{C}$.

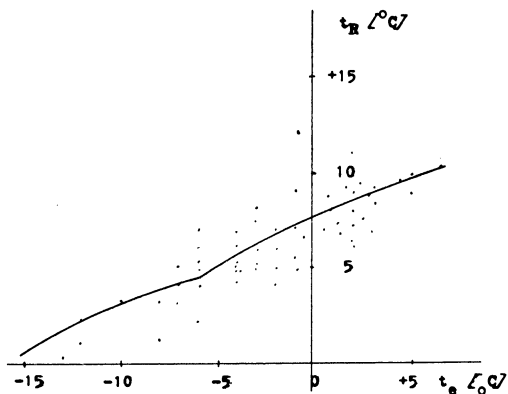
Na *obr. 3* je uvedeno měření termické účinnosti.

— Vertikální rozložení teplot

0,15 m nad zemí bylo naměřeno $+15,7^\circ\text{C}$,



Obr. 1. Závislost výměny vzduchu a tepelné bilance objektu (Q_{RB} — tepelná bilance objektu s rekuperací tepla z odpadního vzduchu, Q_R — tepelná bilance objektu bez rekuperace tepla, V — křivka objemu výměny vzduchu, P — pracovní bod, křížově šrafovaná plocha — teplo hrazené rekuperací, šikmo šrafovaná plocha — teplo hrazené vytápěcím systémem).

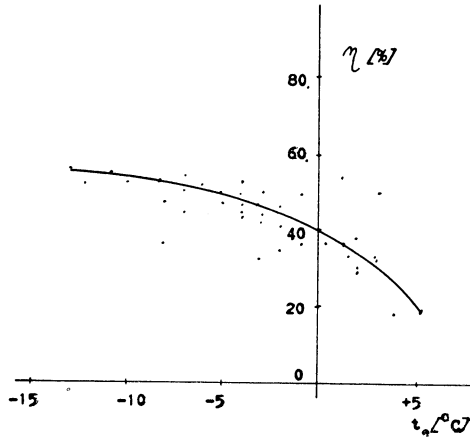


Obr. 2. Teplota předehřátého vzduchu za výměníkem v závislosti na venkovní teplotě. Plná křivka udává hodnoty, uváděné v projektu. Vnitřní teplota v objektu t_i byla $+15^\circ\text{C}$.

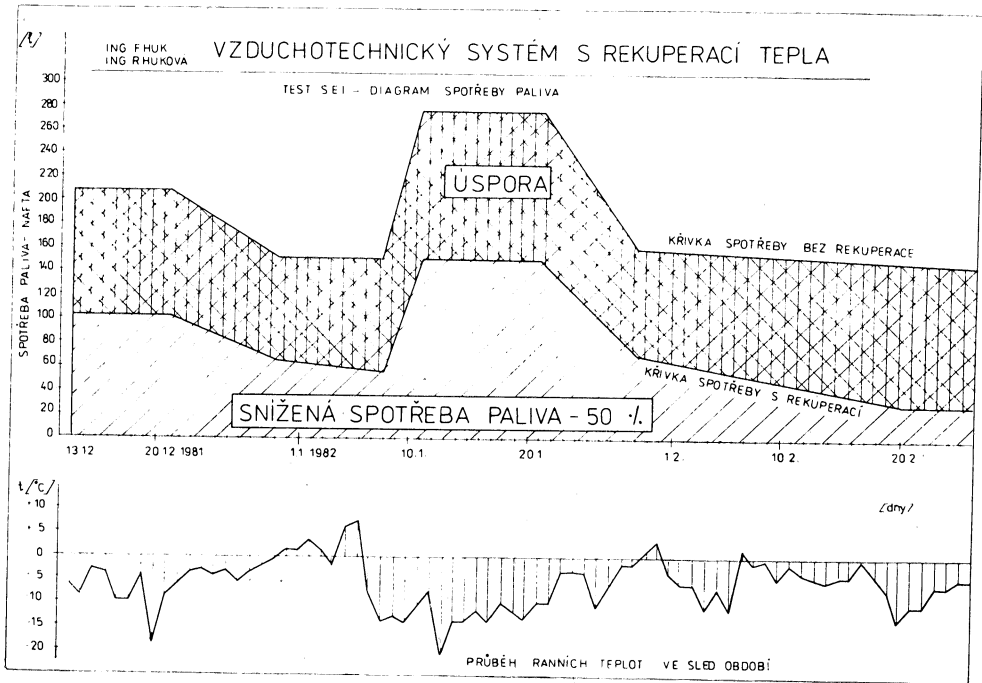
- 200 m nad zemí bylo naměřeno $+16,3^\circ\text{C}$.
- Relativní vlhkost vzduchu uvnitř objektu se pohybovala kolem 70 %.
- Průměrný tepelný výkon dvou výměníků, instalovaných v pavilónu č. 3 byl 35 kW.
- Tlaková ztráta výměníku byla naměřena max. 60 Pa.
- Úsporu paliva v příslušném období znázorňuje obr. 4.

5. Ekonomické hodnocení

- Spotřeba nafty za rok 1981 (bez rekuperace) byla 105 007 l. Spotřeba paliva za rok 1982 (přičemž ve třech halách byly výměníky instalovány až během měsíce února) byla 52 407 l. Instalace ZZT přinesla úsporu min. 52 600 l, bylo ušetřeno 50,09 % paliva.



Obr. 3. Naměřené hodnoty termické účinnosti v závislosti na venkovní teplotě vzduchu



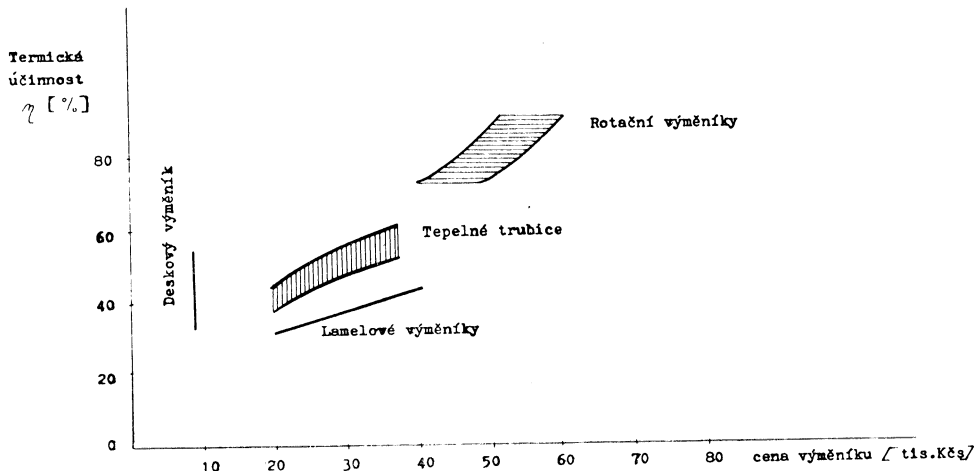
Obr. 4. Diagram snížení spotřeby paliva po instalaci ZTT systému

- Měrné investiční náklady na jedno ustájené zvíře byly 162,56 Kčs.
- Doba návratnosti vynaložených investičních prostředků je méně než 1 rok.
- Instalace rekuperačního zařízení ještě více stabilizovala mikroklimatické podmínky uvnitř objektu, což se příznivě odrazilo v celkových výsledcích hospodaření VKT.

6. Provozní zkušenosti provozovatele

Instalovaný větrací systém se ZTT, včetně regulace, plně vyhovuje podmínkám provozu ve VKT Rožná.

Výměník je výrobně i materiálově nenáročný, při provozu nevyžaduje obsluhu. Kanály odpadního vzduchu jsou dostatečně široké,



Obr. 5. Porovnání některých typů ZZT výměníků z hlediska ceny a termické účinnosti.

jejich znečištění minimálně ovlivňuje tlakovou ztrátu i termickou účinnost výměníku. Vyčištění odpadních kanálů se provádí 1 až 2krát ročně tlakovou vodou bez jakékoliv demontáže.

7. Závěr

Systémy zpětného získávání tepla (ZZT) musejí být provozně spolehlivé, nenáročné na obsluhu a údržbu, cenově přístupné širokému okruhu uživatelů. Praxe ukazuje, že pro zařízení ZZT v zemědělství je zcela dostačující termická účinnost do 50 %.

Na obr. 5 je porovnání některých typů výměníků pro ZZT z hlediska ceny a termické účinnosti.

Využívání netradičních zdrojů a forem energie je společenskou nutností současného i budoucího vývoje. Náhrada klasických zdrojů energie novými zdroji bude vyžadovat ve všech případech zvýšení investičních nákladů. Na základě těchto hledisek je třeba přistupovat s tvůrčí iniciativou k zajišťování výstavby nebo rekonstrukce zařízení s vysokými energetickými vstupy.

Использование отходящего тепла при помощи пластинчатого рекуперативного теплообменника в сельском хозяйстве

Инж. Франтишек Гук
Инж. Ружена Гукова

Статья описывает опыт из годового хода воздухоотехнического оборудования с рекуперацией тепла в телятнике. Приводятся функциональные и эксплуатационные свойства включая экономическую оценку. На рисунках наглядно изображены намеренные данные экономии топлива и термического коэффициента полезного действия. В заключение статьи проведено частичное

сравнение систем рекуперации тепла, которое используется в современности в сельском хозяйстве.

Waste heat utilization with a plate heat exchanger in agriculture

Ing. František Huk
Ing. Růžena Huková

An experience from one year operation of an air engineering equipment with heat recuperation in a calf-shed is discussed in the article. Functional and operational properties including economical evaluation are mentioned there and measured values of fuel savings and thermal efficiency are illustrated on figures. In conclusion of the article single comparison of heat recuperation systems applied contemporaneously in agriculture is carried out there.

Wärmerückgewinnung mit Hilfe eines Platten-Rekuperationsaustauschers in der Landwirtschaft

Ing. František Huk
Ing. Růžena Huková

Der Artikel beschreibt die Erkenntnisse aus einjährigem Betrieb der Lufttechnik mit der Wärmerückgewinnung in einem Kälberstall. Man führt hier die Funktions- und Betriebsseigenschaften einschliesslich der ökonomischen Bewertung ein.

An den Abbildungen werden die Messwerte der Brennstoffersparnis und des Wärmewirkungsgrades veranschaulicht. Im Schluss des Artikels führt man einen Partielvergleich der Wärmerückgewinnungssysteme, die in der Landwirtschaft in gleichzeitiger Zeit verwendet werden, durch.

HISTORIE, SOUČASNOST A PERSPEKTIVA K. P. JANKA-ZRL

Ing. Otto Šik

1. Historie

Zakladatelem firmy byl v roce 1872 Jan Janka, který v Praze, Dlouhé třídě, asi s 15ti dělníky zahájil živnostenskou výrobu větráků do oken, kolových ventilátorů pro hostince, komínových nástavců, ventilátorů pro kovářské výhně, sběračů prachu a dalších výrobků pro odsávání a větrání. *Byla to první výroba tohoto druhu u nás a proto je považována za počátek československé vzduchotechniky.*

Protože nová firma Janka a spol. brzy nestačila krýt poptávku, přemístil majitel výrobu v roce 1907 do Radotína, kde získal větší výrobní plochy. Původní objekt zmodernizoval a další objekty postupně přistavěl. Ze živnostenské výroby vznikla továrna se specializovaným výrobním programem. Podnik vyráběl veškeré elementy pro větrání, vlhčení a odvlhčování, teplovzdušné vytápění, pneumatickou dopravu, odprašování a sušárny.

Ve dvacátých letech byla výroba rozšířena o pneumatické transportéry, odstředivá čerpadla, elektrické pračky prádla a transformátory. V té době měl podnik oprávnění i na zařízení plynovodů, vodovodů a kanalizace. Tento výrobní program se v podstatě udržel až do začátku čtyřicátých let, kdy byl ještě rozšířen o generátory na dřevoplyn.

Na přelomu čtyřicátých a padesátých let byla příslušným oborům předána doplňková výroba transformátorů, čerpadel atd. Rostoucí poválečná potřeba národního hospodářství umožnila, aby se podnik mohl specializovat výhradně na vzduchotechniku, která začala být uznávána jako samostatný výrobní obor. Dodávaná zařízení podnik také montoval.

Začátkem padesátých let podnik vyráběl celý rozsah těžké a lehké vzduchotechniky, dále dmyhadla, sušárny a chladiče pro strojírenskou kompletaci.

V průběhu padesátých let byly postupně vybudovány další kapacity na výrobu vzduchotechniky a tím byly vytvořeny podmínky pro užší specializaci. V rámci tohoto procesu podnik předal celé výrobní skupiny, např. odprašování a pneumatickou dopravu do ZVVZ Milevsko, sušárny a klimajednotky do Vzduchotechniky Nové Mesto nad Váhom, filtry a axiální ventilátory do LVZ Liberec. Podnik se specializoval na radiální ventilátory a výměníky tepla. Kromě toho vyráběl podokenní soupravy, chladiče pro strojírenskou kompletaci, rotační dmyhadla a vzduchotechnické potrubí.

Koncem padesátých let, po vytvoření výrobně hospodářské jednotky s gesci vzduchotechniky, byla vyšší dodavatelská činnost soustředěna do ZVVZ Milevsko. Začátkem šedesátých let došlo k rozdělení výroby radiálních ventilátorů, které podnik vyráběl

do velikosti 630 a větší velikosti ZVVZ Milevsko.

Začátkem sedmdesátých let, po zřízení VHJ ČSVZ Praha, se podnik vrátil k zajišťování vyšší dodavatelské činnosti v oblasti lehké vzduchotechniky. Pro potřebu kompletní klimajednotek — klimatizačních a větracích zařízení zavedl do výroby sestavné klimatizační jednotky menších výkonů a velkokapacitní větrací a vytápěcí jednotky. S ohledem na zajišťování oblasti dodavatelské činnosti byl upraven i výrobní program ventilátorů na nízkotlaké a středotlaké lehkého provedení v celém rozsahu velikostí. S ohledem na rostoucí potřebu národního hospodářství se sestavné klimatizační jednotky zajišťovaly ve výrobní spolupráci se Vzduchotechnikou Nové Mesto n. V. Tak byl výrobní program také stabilizován počátkem osmdesátých let.

V dodavatelské činnosti podnik úspěšně realizoval vzduchotechnická zařízení pro řadu významných staveb, jako např. Obchodní domy PRIOR Pardubice, Olomouc, Most a Žilina, tepelné elektrárny Dětmarovice, Chvaletice a Mělník III, Ústřední telekomunikační budovy Praha a Brno, lůžkovou část Fakultní nemocnice Košice, Televize Bratislava a Politické zpravodajství Praha, Kompresní stanice tranzitního plynovodu, Jaderná elektrárna VI Jaslovské Bohunice, Palác kultury Praha, Hotel Praha a Metro Praha.

V zahraničí to byly akce: Závod na kovové zboží Heiligenstadt NDR, Zastupitelský úřad Berlín NDR, Obuvnický závod Ulánbátar MoLR, Močovina SSSR, Kompresní stanice Sayda NDR, Slévárna Harlass NDR, Belkozín SSSR.

2. Současnost

Dodavatelská činnost

V první polovině osmdesátých let je dodavatelská činnost zaměřena na zařízení lehké vzduchotechniky a vzduchotechniku pro jaderné elektrárny. Podnik zajišťuje kompletní zařízení pro větrání, klimatizaci a teplovzdušné vytápění od projektu až po uvedení do provozu.

Z větších akcí se podnik podílel dodávkami vzduchotechnického zařízení na výstavbě Jaderných elektráren V2 Jaslovské Bohunice a Dukovany, Metro Praha, Národní divadlo Praha, Rozhlas Bratislava, Meopta Přerov.

Dodatelské činnosti je přizpůsoben i výrobní program.

Radiální ventilátory

Nízkotlaké se vyrábějí v řadě RNE jednostranně sací

— v provedení napřímo ve velikostech 250, 315 a 400,

— v provedení s řemenovým převodem ve velikostech 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 a 1250,

v řadě RNE/2 oboustranně sací

— v provedení s řemenovým převodem ve velikostech 500, 630, 800, 1000 a 1250.

Nízkotlaké ventilátory lze v celkovém rozsahu použít pro dopravu vzdušiny o teplotě od -20 do $+85$ °C, se stupněm nebezpečí výbuchu 0,1 a 2, pro průtok od 0,15 do 38 m³/s a celkový tlak od 150 do 1 000 Pa. Používají se zejména pro větrací a odsávací zařízení bez abrazivních a mechanických příměsí a pro nízkotlakou klimatizaci.

Středotlaké se vyrábějí

v řadě RSB jednostranně sací

— v provedení napřímo ve velikostech 250, 315, 400 a 500,

— v provedení s řemenovým převodem ve velikostech 250, 315, 400, 500, 630, 800 a 1 000.

Středotlaké ventilátory lze v celkovém rozsahu použít pro dopravu vzdušiny o teplotě od -20 do $+85$ °C, se stupněm nebezpečí výbuchu 0, pro průtok od 0,2 do 12 m³/s a celkový tlak od 300 do 2 000 Pa. Používají se zejména pro odsávací zařízení bez abrazivních a mechanických příměsí a pro vysokotlakou klimatizaci.

Výměníky tepla s rozšířenou teplosměnnou plochou

Ohřivače vzduchu — se vyrábějí horkovodní nebo parní, v provedení nízkotlakém do 500 kPa nebo vysokotlakém do 1 700 kPa, dodávají se v různých sestavách pro průtok vzdušiny od 2 300 do 60 000 kg/h a tepelný výkon od 15 do 2 060 kW. Uplatňují se ve všech vzduchotechnických zařízeních.

Chladiče vzduchu pro klimatizaci jsou obdoba horkovodního provedení ohřivačů s obrácenou funkcí.

Chladiče vody, oleje, vodíku, tlakového plynu, okružní chladiče vzduchu atd. jsou jednoúčelové, určené pro strojřenskou komplectaci omezeného okruhu odběratelů a vyrábějí se podle speciálních technických podmínek.

Klimatizační a větrací jednotky

Klimatizační jednotky se vyrábějí v řadě BKB ve velikostech 31, 40, 50, 63 a 80. Průtok vzduchu mají 2 450 až 30 000 m³/h, tepelný výkon 40 až 980 kW, chladičový výkon při $\Delta t = 20$ kJ/kg je 21 až 530 kW. Podle určení a funkce se skládají z jednotlivých komor do různých sestav pro větrání, filtraci, teplovzdušné vytápění až po úplnou klimatizaci. Vyrábějí se v kooperaci s k. p. Vzduchotechnika Nové Město n. V., přičemž podnik vyrábí komory ventilátorové a výměňkové, Vzduchotechnika komory filtrační, směšovací, tlumící a pračky vzduchu. Možnost jejich použití je mnohostranná, zejména pak pro nízkotlakou i vysokotlakou klimatizaci. Jejich energetický přínos vzrostl zavedením

výměníkových komor pro zpětné získávání tepla.

Z původní řady klimajednotek byly odvozeny velikosti 100 a 120, které podnik vyrábí kompletně pro jaderné elektrárny.

Větrací a vytápěcí jednotky

Vyrábějí se v řadě BHB 2 ve velikostech 35, 50, 70 a 90, ve stojatém i ležatém provedení. Průtok vzduchu mají 3 150 až 63 000 m³/h, tepelný výkon 29 až 1 510 kW, a to při vytápění horkou vodou do tlaku 1 700 kPa a parou do 900 kPa. Používají se pro větrání a vytápění výrobních hal, skladů a dalších průmyslových objektů.

Nástřešní jednotky

Vyrábějí se v řadě NRB ve velikostech 8 a 12. Průtok vzduchu mají 1 500 až 3 500 m³/h při celkovém tlaku 100 až 350 Pa. Používají se k větrání budov v bytové a občanské výstavbě.

Vzduchotechnické potrubí

Tenkostěnné potrubí skupiny I se vyrábí převážně z pozinkovaného plechu v plném rozsahu platných technických podmínek včetně příslušenství. Dodává se výhradně pro vlastní komplectaci zařízení.

3. Budoucnost

Dodavatelská činnost

Dosavadní trend vývoje požadavků na vzduchotechnické zařízení i přes částečné potlačení investiční výstavby způsobuje, že možnosti dodavatelských kapacit podniku jsou soustavně překračované. Výhledově se proto počítá s částečným přerozdělením dodavatelské činnosti v rámci VHJ a podnik by se měl soustředit jen na omezenou oblast v rámci ČSR. Předmětem dodavatelské činnosti zůstává lehká vzduchotechnika — větrání, klimatizace a teplovzdušné vytápění.

Výrobní program

I když v rámci VHJ dochází ke stále užší specializaci, neměla by se hlavní náplň výrobního programu podniku v nejbližší budoucnosti výrazně měnit.

Radiální ventilátory zůstávají v dosavadním rozsahu.

Zavedením inovované řady RNE a RNE/2 byly sjednoceny všechny velikosti v nízkotlakém provedení. Pro všechna provedení jsou již v platnosti technické podmínky.

V současné době se zavádí do výroby, v rámci antiimportních opatření, jednoúčelový nízkotlaký ventilátor řady RNZ, určený pro komplectaci licenčních klimatizačních jednotek HIROSS do výpočetních středisek.

Ve stadiu vývoje je další jednoúčelový nízkotlaký ventilátor určený pro nový typ tramvaje. Do výroby by měl být zaveden koncem 7. PLP. V inovaci je řada středo-

tlakých ventilátorů. Reprezentant nové řady RSH byl v prototypovém provedení už vystaven na Pragotherm Praha 82. Z hlediska výkonových parametrů nedozná řada RSH podstatných změn proti řadě RSB, zlepšují se hlukové parametry. V rámci unifikace dochází ke konstrukčnímu sjednocení s řadou nízkotlakých ventilátorů a ke sjednocení výrobní technologie. Tato opatření umožňují výraznější zvýšení objemu výroby ventilátorů, prakticky až do hranice možnosti zajištění elektromotorů.

Výměníky tepla doznávají částečné změny v souvislosti se zavedením licenční výroby žebrovky Cu/Al v k. p. Vzduchotechnika. V podniku zůstávají klasické ohřívače a chladiče se žebrovkou Fe/Al a Fe/Fe pozink. Dále zůstávají chladiče pro strojírenskou kompletaei se žebrovkou vodní a WETTAG. V nejbližším výhledu se neuvažuje se zásadními konstrukčními změnami. Budou se provádět opatření v technologii výroby k zlepšení kvality. S výraznějším zvýšením objemu výroby výměníků se počítá už v průběhu 7. PLP.

Klimatizační jednotky jsou v současné době v inovaci. Dosavadní řada BKB je nahrazena řadou BKC a velikostmi 31, 40, 50, 63 a 80 budou nahrazeny velikostmi 4, 6,3, 10, 16, 25 a 40. Průtok vzduchu se rozšíří až na 45 000 m³/h. Využití čs. patentu na ovládání regulačních klapek zlepší regulační schopnost. Dosavadní koncepce sestavování jednotky z komor se nemění. Dochází ke konstrukčním změnám u komor. Rámová konstrukce zůstává, ale s použitím materiálu Al a pozink. Zeela nové bude opláštění, s použitím nekovových materiálů. Ventilátorové komory budou osazeny novou řadou odlehče-

ných oboustranně sacích ventilátorů. Do výměníkůvých komor bude použita licenční výměníková plocha. Řada BKC bude zaváděna do výroby postupně do konce 7. PLP.

K podstatné změně dojde v kooperačním rozdělení výroby. V dalším výhledu se uvažuje s mikroprocesorovým ovládaním.

Větrací a vytápěcí jednotky se do konce 7. PLP nemění. Inovovaná řada BHC je ve fázi vývoje. Koncepce sestavování komor se měnit nebude a neuvažuje se ani s podstatnou změnou výkonových parametrů. Konstrukční řešení komor bude provedeno na bázi klimajednotek BKC. Nová řada má být zavedena do výroby počátkem 8. PLP. Pokud se splní inovační záměry, bude podnik schopen regulovat objem výroby podle požadavků.

Nástřešní jednotky se inovují na typ NRC. Do výroby se zavádějí v roce 1984.

Vzduchotechnické potrubí bude podnik nadále vyrábět jen v tenkostěnném provedení ve skupině I. Rozměrová řada se měnit nebude. Z pozice podniku se bude usilovat o konstrukční a technologické zlepšení provedení a o zkvalitnění výroby. Z pozice koncernu se však jeví potřeba sjednocení technických podmínek v rámci VHJ. Přes zavedení progresivní technologie a zvýšení objemu výroby se bude potrubí dodávat i nadále jen pro vlastní kompletaei zařízení.

Jestliže v průběhu 7. PLP dojde k realizaci koncepčních záměrů podniku, je reálný předpoklad, aby podnik v 8. PLP pokrýval potřeby národního hospodářství v dodavatelské činnosti i v kusových dodávkách uvedeného výrobního programu.

SOUČASNÝ A PERSPEKTIVNÍ VÝROBNÍ PROGRAM LVZ LIBEREC

Ing. Zdeněk Polauf

Koncernový podnik Liberecké vzducho-technické závody je organizačně začleněn do koncernu ČsVZ se sídlem v Milevsku. Je to podnik co do počtu pracovníků ve výrobně hospodářské jednotce nejmenší, má však dlouholetou tradici v oboru, zabezpečuje široký sortiment výrobků z oblasti filtrace, větrání, vytápění a klimatizace a může se pochlubit řadou pokrokových výrobků s vysokou technickoekonomickou úrovní. O tom svědčí i řada ocenění z MSV Brno a mezinárodních výstav Pragotherm, od FMHTS apod.

Úkolem podniku je zabezpečovat dodávky uvedených výrobků pro kompletaei vzducho-technických zařízení, realizovaných jak koncernem ČsVZ, tak i ostatními organizacemi všech resortů v tuzemsku a částečně i pro přímý i nepřímý export.

Snahou podniku je v souladu s vědeckotechnickým vývojem rychle přizpůsobovat výroby potřebám investorů. V tomto duchu

se realizuje i výrobní kooperace a vědeckotechnická spolupráce podniku s bulharským chladírenským závodem „Antona Ivanova“ a s Institutem chladicí techniky v Sofii.

Výrobní program

Podnik vyrábí v oblasti filtrace atmosférického vzduchu ve smyslu klasifikace podle oborové normy ON 12 5005 filtry a filtrační vložky třídy A, B, C, T, U, V. Z hlediska provedení filtrů jsou to:

Filtry vložkové FVD a FVH podle PL 12 5110 pro průtok vzduchu od 2 000 do 20 000 m³/h, s odlučivostmi 47 až 85 % podle použitého filtračního materiálu. Filtrační vložky velikosti 495 × 495 jsou šikmo umístěny v plechových skříních vyráběných celkem v 8 různých velikostech.

Filtry vložkové papírové FVJ podle PL 12 5115 se vyrábějí pro průtok vzduchu 400 až 5 000 m³/h, odlučivosti jsou pro filtrační papír typu Harmil 99 %. Filtrační vložky

tvořené dvěma klínovitě umístěnými filtračními bloky jsou zatmeleny do plechového rámečku a jako celek zasouvány do skříňů vyráběných z ocelového plechu v deseti různých velikostech.

Filtry pásové FPC podle PL 12 5149 jsou rámové konstrukce, filtrační rouno umístěné na dutince je postupně odvíjeno ze spodní cívky na horní, dojde-li k jeho zanesení prachem. Tyto filtry se vyrábějí v šesti velikostech pro průtoky vzduchu od 25 000 m³/h až po 50 000 m³/h s odlučivostí 75 až 95 % v klasifikační třídě B. Filtračním materiálem je pás filtračního rouna FIRON A-ROLL. Konstrukční provedení umožňuje posun pásu za provozu buď ručně, motoricky, nebo automaticky ve vztahu k tlakové ztrátě.

Filtry válcové FSV podle PL 12 5191 vyrábí podnik v devíti velikostech od průtoku vzduchu 250 do 10 000 m³/h s filtračními vložkami s pletivovou kovovou náplní namočenou v oleji. Jsou určeny pro zvláštní použití a vyrábějí se v omezeném množství.

Filtrační vložky speciální jednouúčelové a atypické tvoří širokou škálu typů různých velikostí s rozličnými filtračními materiály a slouží ke kompletaci řady výrobků vesměs resortu těžkého strojírenství a hutnictví.

Filtrační jednotky skříňové REON 4 podle PL 12 7801 jsou konstruktivně řešeny v souvislosti s unifikací podokenních klimatizačních jednotek v zástavbě obdobné jako jednotka klimatizační typu SND 800. Funkce této jednotky spočívá v tom, že nasávaný recirkulační vzduch prochází přes klapku (pomocí které je možno nastavit požadovaný poměr venkovního a recirkulačního vzduchu), přes dielektrický vysokonapěťový filtr a dezodorizační vložku do ventilátoru, jímž je přes elektrické topné tyče vyfukován přes výdechovou mříž do prostoru, v němž je tento přístroj umístěn. Paketovým přepínačem umístěným pod víčkem horní desky pláště je možno zvolit tři stupně objemového průtoku vzduchu, tj. 200, 360 nebo 550 m³/h, popřípadě přitápění při průtoku 200 nebo 550 m³/h. Celkový příkon včetně vytápění je 1 210 W, ohřátí vzduchu při 1. stupni otáček je o 16,3 K, při 2. stupni o 9 K; odlučivost na atmosférický prach je při 1. stupni otáček 90 % (na částice 0,5 mikrometru) a hladina akustického výkonu 38 dB (A). Přípojka elektrického proudu je 220 V/50 Hz a hmotnost přístroje je asi 56 kg.

Filtrační vložky FVV podle PL 12 5236 jsou vyráběny již v evropských modulech 305 × 305, 610 × 610 a největším je 610 × 915 × 292. Jde o filtrační vložky pro velmi jemnou filtraci pro objemové průtoky vzduchu od 210 do 2 550 m³/h při odlučivosti na olejovou mlhu při středním průměru částic asi 0,3 mikrometru minimálně 99,97 %.

Do výroby byly zavedeny filtrační vložky typu VCA a VVA, tj. třídy C (předfiltry) a třídy V (vysoceúčinné filtry) pro filtrační stanice FAH a FAV pro jaderné elektrárny. U posledně uvedených filtračních vložek se

připravuje ve spolupráci VÚV Praha a našeho podniku další zdokonalení, které se zobrazí v typu VCB a VVB.

Další inovaci přinesou skříňové vložkové filtry FVD a FVH s přechodem na rozměry filtračních vložek 610 × 610, zavedení filtračních vložek typu VBA a VCK, tj. třídy B a C.

Odsávací a větrací jednotky jsou reprezentovány větracími jednotkami DVJ podle PL 12 7331, které jsou vyráběny ve třech základních velikostech a dvou provedeních od každé velikosti lišících se otáčkami. Tato skupina větracích jednotek je pro průtoky vzduchu od 1 000 do 4 000 m³/h. Převážné využití těchto jednotek je ve stavebnictví pro bytovou výstavbu.

Obdobnými výrobky pro průmyslové účely pro výrobní haly a další objekty jsou jednotky větrací nástřešní NDA (PL 12 7320). Vyrábějí se ve dvou základních typech, a to NDA-7 a NDA-9, ve třech konstrukčních variantách od každého typu, a to pro stupeň nebezpečí výbuchu 0,1 a 2.

Výsledkem inovace jednotkových průmyslových odsavačů prachu je v roce 1984 do výroby nově zaváděný odsavač typu POC 9 podle PL 12 7664.

Technické údaje tohoto odsavače jsou: objemový průtok vzduchu 900 m³/h, celkový tlak na sání 1200 Pa, akustický výkon L_{PA} 80 dB (A), filtrační plocha 4,5 m², hmotnost 90 kg, rozměry 650 × 550 × 1180. V roce 1985 se plánuje zavedení do výroby dalšího typu POC 6 a v dalších letech POC 14 a POC 20.

Vytápěcí, chladičí a klimatizační jednotky. Jsou to především jednotky vytápěcí nástěnné ZHA (PL 12 7209), které jsou vyráběny v tomto novém tvarovém provedení, s dokonalými ohříváči, vyráběnými na moderní technologické lince v sesterském podniku Vzduchotechnika Nové Město n. V. Tyto jednotky obdržely osvědčení o technické pokrokovosti od FMTR a byly vyhodnoceny v soutěži FMHTS jako jeden z nejlepších výrobků celého resortu těžkého strojírenství a hutnictví.

Jde o jednotky pro vytápění a větrání výrobních dílen, skladů a podobných prostorů a slouží k náhradě vzduchu odsávaného z objektů odsávacími zařízeními. Vyrábějí se v šestnácti různých typových provedeních s různým průtokem vzduchu od 1 750 do 5 300 m³/h, v provedení s regulovatelnou přední žaluzií nebo nástavcem, pro napětí 3 × 380 V a pro SNV 0,1 a 2. Topným médiem je buď teplá voda, nebo pára.

Obdobné vytápěcí jednotky se vyrábějí v inovovaném provedení od roku 1984 i pro elektrické vytápění. Mají označení ZHE a dodávají se pro průtok vzduchu 2300 m³/h, pro tepelný výkon 21 kW nebo 12,2 kW. Jejich akustický výkon L_{PA} je 78 dB (A) a hmotnost 35 kg. Dodávají se podle PL 12 7211 platné od 1. 4. 1984.

Podokenní klimatizační jednotky ROYAL prošly inovací přes SNA s tlačítkovým stup-

ňovitým ovládním až k dnešnímu typu *SND* s plynulou polovodičovou regulací otáček a tím i průtoku vzduchu a tepelného výkonu. Tyto jednotky mohou pracovat jen ve spojení s centrálním zdrojem teplé nebo studené vody. Jednotky elektrické typu *SHB* mají s ohledem na využívání elektrické energie k vytápění jen omezené možnosti použití.

Podokenní klimatizační jednotky SND podle PL 12 7459 mají velice široké použití. Vyrábějí se ve velikostech 400, 800 a 1 200, což značí maximální průtok vzduchu v m³/h. Dodávají se buď bez pláště nebo s pláštěm a při konstrukci bylo použito v širší míře typizace, unifikace a dědičnosti dílů za účelem racionalizace výroby a produktivity práce.

Klimatizační jednotky typu SPB 800, se samostatným chladivovým okruhem a vzduchem chlazenou kondenzační jednotkou jsou v oblasti podokenních klimatizačních jednotek novinkou. Vyrábějí se na základě mezinárodní výrobní kooperace mezi ČSSR a BLR a hlavním odběratelem jsou Československé vagonky, které je používají pro kompletaci přečerpávacích stanic ropy exportovaných do Sovětského svazu. Vyrábí se typ *SPB 800-E-S* podle PL 12 7472, dále typ *SPB 800 W-S* podle PL 12 7470 a typy *SPB 800 ETK* a *SPB WK* podle speciálních technických podmínek.

Tyto klimatizační podokenní jednotky s vlastním chladivovým okruhem se skládají ze dvou hlavních částí, a to podokenní výparníkové jednotky a kondenzační jednotky.

Podokenní jednotka je skříňového tvaru, velikosti 1 180 × 270 × 645 a je tvořena filtračními vložkami, ventilátorovým agregátem, výparníkem, ohřivačem, ovládacím panelem a opláštovaním. Tato část je umístěna v klimatizovaném prostoru.

Kondenzační jednotka je rovněž skříňového tvaru, rozměry má 786 × 580 × 430. Je tvořena chladicím kompresorovým kondenzačním agregátem se vzduchem chlazeným kondenzátorem s příslušnými komponenty pro regulaci chladicího okruhu a skříň této jednotky.

Kompletní podokenní klimatizační jednotky s vlastním chladivým okruhem a vzduchem chlazeným kondenzátorem se vyrábějí v provedení kompaktním, čili spojeném, kdy jsou obě jednotky sešroubovány k sobě a tvoří jeden celek nebo v provedení rozděleném, tzv. „Split systém“, kdy je odděleně instalována v klimatizovaném prostoru podokenní výparníková jednotka a na vhodném místě ve vedlejší místnosti nebo vně objektu na konzole nebo na střeše apod. chladicí kondenzační jednotka.

Jde o klimatizační jednotky s chladicím zařízením pracujícím na principu parního oběhu, při kterém pracovní látka, tzv. chladivo, trvale obíhá v zařízení a cyklicky mění své skupenství v fázi kapalné do fáze parní a naopak. V našem případě je jako pracovní látka použito chladivo R 22. Při chlazení je teplo z klimatizovaného prostoru odváděno výparníkem pomocí vypařujícího se chladiva. Kompresor tyto páry stlačuje a dopravuje

z výparníku do kondenzátoru. Kondenzátor, zajišťující kondenzaci stlačených par chladiva odváděním tepla, je v našem případě ochlazován vzduchem pomocí ventilátorů. Tato kondenzace chladiva je druhou vynucenou změnou skupenství pracovní látky v uvedeném parním oběhu. Probíhá při stálém vysokém kondenzačním tlaku a tomuto stavu odpovídající kondenzační teplotě. Přepouštění takto z kondenzovaného kapalného chladiva z kondenzátoru zpět do výparníku, tj. škrcení kapalného chladiva z vysokého kondenzačního tlaku na nízký tlak vypařovací, obstarává termostatický expanzní ventil.

Objem výroby těchto klimatizačních jednotek podokenních s vlastním chladivovým okruhem činil v roce 1982 ve výrobě zboží 29 miliónů Kčs a v roce 1983 již 36 miliónů Kčs.

Hlavní technické parametry:

průtoky vzduchu — 3 stupně: 400, 550 a 800 m³/h

topný výkon u provedení E je 3 kW,

u provedení W 2 950 až 4 600 W,

chladicí výkon celkový max. 3 000 W u prov.

E a 3 150 u prov. W,

hladina hluku A při 1. stupni otáček

— u proved. E 51 dB (A),

— u proved. W 47 dB (A).

Inovaci v oblasti klimatizačních jednotek je zabezpečení zimního provzduchu pro technologické účely zahříváním kompresoru kondenzační jednotky, vyřešení vlhčení, řešení přiváděcí jednotky čerstvého vzduchu s vyšší třídou filtrace a vyřešení regulátoru pro provoz více klimatizačních jednotek v jedné místnosti. V další etapě pak ve spolupráci se specializovaným výrobcem elektronických systémů i mikroprocesor pro řízení většího počtu klimatizačních jednotek v závislosti na čase, teplotách a vlhkosti.

Dále se připravuje do výroby speciální klimatizační jednotka pro těžební velkoustroje KU 300, KU 800, velkozakladače a pro pásovou dopravu, která má řešení mimo jiné i záchyt SO₂. Do výroby přijde od r. 1985.

Pro oblast vysokotlaké klimatizace jsme v roce 1982 zavedli do výroby inovovaný typ *indukčních klapkových jednotek typu IJK-2* (PL 12 7233). Kromě běžného použití pro jednonábovou klimatizaci čtyřtrubkovou s regulační tepelných výkonů na straně vzduchu je řešitelné použití těchto jednotek i v oblasti využití odpadového tepla poměrně nenáročnou úpravou jednotka pro dvoutrubkový systém vysokotlakého větrání (příkladem je využití nízkopotenciálního kondenzačního tepla média o teplotě asi 40 °C od chladicích strojů pro chlazení sálů velkých počítačů). Inovace přinesla snížení energetické náročnosti a splnila řadu požadavků projektantů, jako zvýšení indukčních poměrů, zvýšení statických výkonů ohřivačů, snížení hlučnosti, snížení stavební výšky jednotek, snížení energetických ztrát.

Indukční klapkové jednotky se vyrábějí ve třech velikostech a v provedení vertikálním i horizontálním pro průtok primárního vzduchu

60 až 170 m³/h při hladině hluku $L_A = 27$ až 35 dB (A).

Dalším koncovým prvkem vysokotlaké klimatizace jsou *expanzní komory IEA*, které jsou vyráběny podle PL 12 7240 ve třech velikostech, a to 160, 200 a 250 pro objemové průtoky vzdušiny od 250 do 2 000 m³/h. Jsou určeny k naregulování koncových sestav VTK jednonábových klimatizačních zařízení, které umožňují úpravu rychlosti vzduchu ke koncovým výdechovým elementům v závislosti na zvoleném konstantním objemovém průtoku vzdušiny a tepelnou úpravu vzduchu v dohřívací.

Na základě požadavků projektantů podnik vyřešil a zavádí do výroby jako novinku čisté nástavce FCA podle PL 125120. Jsou to koncové členy rozvodu vzduchu pro prostory vysoce náročné na čistotu vzduchu

ve zdravotnictví, farmacii, biochemii, elektrotechnice apod., odpovídající třídě V podle ON 125005. Výroba bude realizována ve dvou typech, a to FCA 01 a FCA 02 pro $Q_v = 600$ až 900 m³/h, Δp 175 až 250 Pa, $\varphi = 100\%$, $t = 80^\circ\text{C}$ a max. únik od přívodu k těsnění filtrační vložky při přetlaku 2000 Pa do 4,5 l/min.

Uvedený přehled výrobků plně nevyčerpává výrobní náplň podniku. Je však z něho zřejmé, že podnik svými výrobky pokrývá velice širokou oblast tzv. lehké vzduchotechniky a oblast malých klimatizačních jednotek. Téměř na každé průmyslové stavbě nebo objektu pro kulturní a sociální účely jsou zastoupeny výrobky k. p. LVZ Liberec. Mezi takové stavby patří jaderné elektrárny Jaslavské Bohunice a Dukovany, Palác kultury, Národní divadlo, Metro a další.

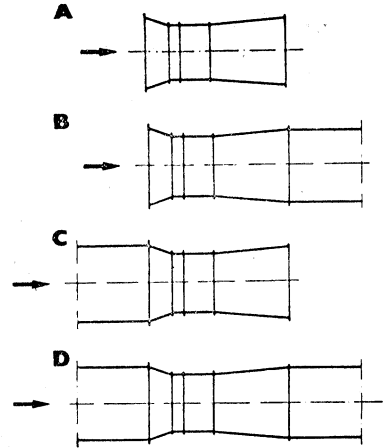
ZVÝŠENÍ HOSPODÁRNOSTI PROVOZU U AXIÁLNÍCH VENTILÁTORŮ

Zatím ještě neexistují směrnice, které zavazují výrobce ventilátorů zjišťovat charakteristiky ventilátorů podle jednotného způsobu měření. Charakteristiky jsou srovnatelné teprve tehdy, jestliže ventilátory byly měřeny stejným způsobem a při stejném uspořádání. Eurovent (Sdružení evropských výrobců vzduchotechniky) navrhuje proto normalizovat čtyři způsoby uspořádání axiálních ventilátorů (obr. 1). Při vyhodnocování charakteristik vidíme u řady výrobců, že uvádějí příliš vysoké účinnosti. Je to proto, že uvažují pouze ztráty v oběžném kole a nepřihlížejí ke ztrátám při přenosu energie mezi motorem a kolem. Ne tedy účinnost, ale příkon na hřídeli ventilátoru je jediným kritériem pro posouzení hospodárnosti ventilátoru. Při této příležitosti je třeba ještě poznamenat, že hodnoty naměřené na modelu ve větrném tunelu lze převzít na skutečné provedení jen tehdy, jestliže hodnoty Reynoldsových čísel u modelu i skutečného provedení jsou při geometrické podobnosti stejné, což je v praxi jen zřídka možné.

S ohledem na různé podmínky uspořádání — např. ventilátor volně nasávající a vyfukující (uspoř. A obr. 1) nebo s připojeným potrubím na výtlaku (uspoř. B), je třeba, aby v podkladech výrobce bylo uvedeno, jak jsou definovány dynamické tlaky. To je zejména důležité u axiálních ventilátorů, u nichž nesouhlasí průřez na straně výtlaku s volným výstupním průřezem ventilátoru, protože část výtláčného průřezu zabírá náboj. Často se z neznalosti fyzikálních souvislostí pletou pojmy statický tlak a celkový tlak a někdy se dokonce eliminují nesmyslným výrazem „statický celkový tlak“.

Kritéria hospodárnosti

Účinnost ventilátoru je mimo jiné závislá na šířce mezery mezi oběžným kolem a skříní, na profilu lopatek, drsnosti jejich povrchu, na podmínkách proudění vzduchu do oběžného kola a na výstupní lopatkové mříži.



Obr. 1. Uspořádání axiálních ventilátorů (A — ventilátor volně nasávající a vyfukující; B — ventilátor s připojeným potrubím na straně výtlaku; C — ventilátor s připojeným potrubím na straně sání; D — ventilátor s připojeným potrubím na sání i výtlaku)

Mezera mezi oběžným kolem a skříní — její relativní šířka vzhledem k průměru oběžného kola — je jednou z nejpodstatnějších podmínek pro dosažení vysoké účinnosti. Malé mezery lze dosáhnout jen tehdy, je-li skříně přesně kruhová a tedy dostatečně tuhá — nejlépe soustružená.

Profil lopatek oběžného kola musí být stanoven aerodynamicky přesně, aby jej proud vzduchu obtékal pokud možno s nejmenší ztrátou. Přítom hraje důležitou roli i délka lopatek a jejich drsnost. Přejít mezi nábojem a lopatkou má být bez výstupků (vyčnívajících šroubů u lopatek zavitelných za klidu), aby nedocházelo ke zbytečným

turbulencím. Velký význam má vstup vzduchu do oběžného kola. Rovnoměrné rozdělení vzduchu po celé sací ploše oběžného kola je zejména důležité u ventilátorů s volným sáním. Doporučuje se instalace vstupní lopatkové mříže do sacího hrdla, aby se vytvořily příznivé podmínky vtoku.

Velikou roli hrají též dynamické tlakové ztráty v souvislosti s uspořádáním ventilátorů. Zde je třeba zvláště vyžadovat použití difuzoru, který zčásti převádí tlak dynamický na statický. V žádném případě difuzor nesmí být pružně spojen s výstupní lopatkovou mříží, neboť jinak by se mohly v místě spojení tvořit víry, které snižují účinnost. Pružné spojení musí být proto až za difuzorem.

Spojení s prvky na výtláčné straně

V klimatizačních strojovnách bývá vzdálenost mezi ventilátorem a prvky zařízení na výtláčné straně většinou nedostačující. Výfukové hrdlo ventilátoru bývá často relativně malé vzhledem k průřezu klimatizační strojovny. Tím jsou její prvky velmi nerovnoměrně zatíženy a je možné i zpětné proudění. To vede k vyšším tlakovým ztrátám, snižování tepelných výkonů a k akustickým nedostatkům. Jestliže např. ohřivač při rovnoměrném zatížení rychlostí 3 m/s, má tlakovou ztrátu 50 Pa a je-li naproti tomu v některých jeho místech rychlost až 12 m/s, pak zde musí být uvažována tlaková ztráta 800 Pa. Aby se zamezilo těmto jevům, doporučuje se umístit na výtlaku ventilátoru usměrňující mřížku, která rozdělí rychlost proudění rovnoměrně po celém průřezu.

Údržba

Snadná údržba je důležitým kritériem u vysoce výkonných axiálních ventilátorů.

U ventilátorů poháněných přímo je třeba dbát na to, aby byla možná snadná demontáž elektromotoru při jeho opravě nebo výměně.

Pokud není znám přesně provozní bod, v němž má ventilátor pracovat a ventilátor nemá žádné regulační zařízení, je výhodné použít ventilátor s řemenovým převodem. Znamená to ovšem zvýšení ztrát, a to asi o 5 %. Pokud se týče uspořádání, je výhodnější umístit pohon s převodem na sací straně ventilátoru, vzhledem ke snadnějšímu přístupu k pohonu a tedy i ke snazší údržbě.

Hluk

Axiální ventilátory (na rozdíl od radiálních) mají větší podíl složek hluku o vyšší frekvenci, které se dají snáze tlumit. Na základě mnoha měření na instalovaných ventilátorech byl stanoven empirický vzorec pro akustický výkon axiálních ventilátorů, který vyznačuje do připojeného výtláčného, po případě sacího potrubí.

Bezpečnostní opatření

Pracuje-li axiální ventilátor po delší dobu v oblasti odtrhávání proudu vzduchu, může dojít k poškození oběžného kola. Tento stav je charakterizován silnějším hlukem, vyšší hladinou ořesů a vyšší pulsací vzduchu než u normálního provozu. Pokud není ventilátor chráněn vhodným zařízením, které jej vypne, když dojde k nestabilnímu provozu, je třeba zajistit průběžnou kontrolu stavu ložisek tak, aby bylo možno je včas a bez narušení provozu vyměnit.

Zpracováno podle článku *Ing. D. Hagenbrucha: Wissenwertes über Axialventilatoren*, CCI č. 4/83, str. 31—33. (Kubiček)

RECENZE

Z'IV 5/84

K. Petzold: RAUMLUFTTEMPERATUR (TEPLOTA VZDUCHU V MÍSTNOSTI)

VEB Verlag Technik Berlin 1983, 304 str., 210 obr., 35 tab., 206 bibliograf. záz. , 38, — M

Spis je 2. přepracovaným a rozšířeným vydáním monografie, jejíž 1. vydání vyšlo v roce 1976 v edici Reihe Luft- und Kältetechnik. Obsahuje stavební a stavebně technické předpoklady, které musí být splněny, aby se dosáhlo v místnostech teplot vzduchu v mezích odpovídajících hygienickým požadavkům nebo požadavkům daným technologií. K tomu jsou uvedeny metody pro výpočet vlivu, který na vnitřní teplotu má budova a zařízení vytápěcí, větrací a klimatizační.

Spis má 15 kapitol. Vlastní odborný výklad začíná požadavky na vnitřní klima (kap. 2) z hlediska hygieny a technologie. Hygienické požadavky jsou rozděleny na fyziologicky optimální a únosné v souladu s normou TGL 10 724. Na základě četných literárních podkladů je diskutován vliv jednotlivých faktorů vnitřního klimatu na tepelný pocit člověka a jsou uváděny doporučené hodnoty. Zvláštní pozornost je věnována teplotě okolních ploch a odvodu tepla podlahou z hlediska ochlazování nohou. Zde získá čtenář řadu údajů pro praktické použití.

Kapitola 3, nazvaná Tepelné chování místností a budov, uvádí podmínky pro vytvoření vnitřní teploty a model popisující tepelné chování. Určení teploty vzduchu v ustáleném stavu je obsahem kapitoly 4 a v době náběhu obsahem kapitoly 5. Uvažován je typický případ větrání s konstantním průtokem vzduchu a podrobně je analyzován denní průběh vnitřní teploty v závislosti na teplotě venkovní. Pomocí tepelné setrvačnosti budovy je stanoven průběh vnitřní teploty v době náběhu.

Kapitola 6 pojednává o teplotě vzduchu v místnosti při příčném větrání. Součástí kapitoly je stanovení útlumu teplotní amplitudy ve vzduchovodu. V kapitole 7 je výpočet průběhu teplot v závislosti na čase u kontejnerů a vozidel, který lze použít rovněž pro lehké stavby s větraným prostorem pod podlahou. Přerušovaný provoz vytápěcích, větracích a klimatizačních zařízení je řešen v kapitole 8. Její součástí je též tzv. intenzivní noční větrání sloužící k vychlazení místností v létě zvětšenou výměnou vzduchu v době od 23 do 7 hodin. Kapitola 9 nazvaná Tepelné špičky obsahuje stanovení tepelné zátěže při krátkodobém špičkovém zatížení tepelnými zdroji a naopak snížení teplot při krátkodobém větrání okny a dále stanovení požadovaného výkonu vytápění pro zřídka vytápěné budovy. Kapitola 10 stanovuje četnost překročení kritických teplot vzduchu v místnosti.

Z hlediska větrání místnosti je závazné pojednání o vlivu proudění vzduchu v prostoru na vnitřní teploty (kap. 11). Jsou zde uvedeny důležité poznatky pro přirozené větrání provozů se zdroji tepla. Obsažné je rovněž pojednání o větrání šterbinami ve stěnách a ve střeše, přičemž je řešena i zábrana toků chladného vzduchu od šterbin oken, které jsou často příčinou diskomfortu. Velmi podrobná je kapitola 12, obsahující výpočty energetické spotřeby budov, tj. výpočet spotřeby tepla pro vytápění, vlivu budovy na tuto spotřebu, vlivu přerušovaného provozu vytápěcích zařízení a vlivu budovy na spotřebu chladu.

Kapitola 13 pojednává o optimalizaci návrhu budovy a jejich technických zařízení. Jde o ekonomicky optimální tepelné izolace, energetický efekt oken, efekt přerušovaného vytápění, optimalizaci větrání a minimalizaci nákladů na větrací a klimatizační zařízení. V kapitole 14 uvádí autor cenné údaje pro předběžný návrh zařízení a v kapitole 15 je pojednáno o korekcích k hodnotám podle kap. 14 na jiná klimatická pásma, než je mírné pásmo střední Evropy.

Spis vznikl z přednášek pro posluchače směru Technická zařízení budov na stavební fakultě a předpokládá proto určité předchozí znalosti. Zpracování teoretických prací známých autorů, jako je např. Příem a Šklovér, je provedeno takovým způsobem, že monografie je dobře přístupná též projektantům vytápěcích, větracích a klimatizačních zařízení, jakož i stavebním inženýrům a architektům, kterým otevírá poznání o tepelném chování budovy. Kromě teoretických částí obsahuje spis množství údajů a hodnot potřebných pro návrh a provoz zařízení. Je proto cenným přínosem pro práci všech, kteří se zabývají tepelnými vlastnostmi budov a jejich technickými zařízeními.

L. Oppl

Sešity projektanta

Prodejna technické literatury ČVUT Praha
Praha 6, Zelená 15, PSČ 160 00 má ještě na
skladě pracovní podklady pro obor
TECHNIKA PROSTŘEDÍ

modrá řada — větrání a klimatizace

Klazar:	Chladicí zařízení středních výkonů	Kčs 32,—
Frýba:	Provoz a údržba klimatizačních zařízení	Kčs 26,40
Luštinec:	Fyziologicky zdůvodněné optimální a přípustné hodnoty klimatických faktorů	Kčs 15,40

červená řada — vytápění

Cíkhart:	Základy metodiky výpočtů výměníků tepla	Kčs 34,—
Cíkhart:	Stavebnicové výměníky tepla	Kčs 47,—
Stříhavka:	Předávací stanice tepla I	Kčs 32,—
Stříhavka:	Předávací stanice tepla II	Kčs 24,—
Berounský:	Otopná tělesa a konvektory	Kčs 37,—
Brož:	Rovinné kompenzační útvary L—Z	Kčs 110,—
Seidl:	Voda a pára v otopných soustavách	Kčs 43,—

hnědá řada — sušení

Viktorin:	Výpočetní podklady hydrodynamických a termokinetických vlastností nehybné profukované vrstvy	Kčs 49,—
-----------	--	----------

šedá řada — ochrana ovzduší a prašná vдуchotechnika

Šimeček:	Měření a hodnocení prašnosti na pracovištích	Kčs 14,—
----------	--	----------

Mimopražským zájemcům zasílá prodejna publikace na dobírku, socialistickým organizacím od částky 200,— Kčs na faktury.

Redakční rada

● Vytápění a větrání haly pro údržbu letadel

Na mezinárodním letišti ve Frankfurtu byla dána do provozu nová hala pro údržbu velkých letadel jako Boeing 747 nebo DC 10. Hala má půdorysné rozměry 86 × 270 m a výšku 35 m. Tvoří ji ocelová nosná konstrukce obložená izolačním pláštěm. Současně může v hale být opravováno 6 velkých letadel. Projektanti větrání a vytápění zde byli postaveni před jiné problémy než u továrních hal.

Vzhledem k tomu, že se jedná o veliký prostor s poměrně malým obsazením, nebylo použito centrální zařízení s přívodem a odvodem vzduchu. Bylo požadováno rychlé vyhřátí haly v prostoru vrat po otevření a následujícím jejich uzavření. To bylo možno řešit vzduchovými vytápěcími soupravami, umístěnými nad vraty, které by měly schopnost dopravit teplý vzduch až k podlaze. Bylo k tomu použito speciálních jednotek fy DEKA, umístěných pod stropem haly ve výšce 24 m, kde nasávají teplý podstropní vzduch a tím je potřeba tepelné energie menší. Soupravy umístěné v prostoru vrat — celkem 12 vzdálených od sebe po 22,5 m — mají celkový výkon 3 204 kW a zapínají se po uzavření vrat, do jejichž prostoru přísluší. Doba chodu souprav je řízena termostaty nastavenými na střední

požadovanou teplotu. Jak ukázaly kouřové zkoušky, soupravy obsáhnou při podlaze plochu o průměru 30 m, takže se zásobované oblasti dvou sousedních souprav překrývají. Kouřové zkoušky také ukázaly, že i při otevřených vrátech mohou soupravy zajistit dodávku teplého vzduchu k podlaze. Soupravy obsahují pomaluběžný axiální ventilátor, pod nímž je kruhový výměník z žebrovaných trubek. Požadovaná maximální hladina hluku 77 dB (A) v pracovní oblasti nebyla ani dosažena.

HLH 9/83

(Ku)

● Ventilátory poháněné sluncem

Firma Solar Ventilation Ltd., Hampshire vyvinula ventilátory „Solavent“ k větrání člnů a kempinkových vozů, ale také kuchyní a koupelen, které jsou vybaveny křemíkovou sluneční baterií, která vyrábí dostatek energie pro pohon 3 V motoru. Axiální ventilátor z plastické hmoty váží jen 340 g a rozměry jeho vodotěsné a rázuvzdorné skříně jsou $\varnothing 215 \times 95$ mm.

CCI 9/83

(Ku)

● Hygrophil Typ 4053

Firma Ultrakust (NSR) nabízí bateriový elektronický přístroj Hygrophil Typ 4053 (obr. 1) se speciálním kombinovaným teplotním a vlhkostním kapacitním čidlem F 3000. Relativní vlhkost o rozsahu 5 až 98 % se měří s přesností ± 2 % při teplotách vzduchu -10 až $+70$ °C. Při použití teplotních odporových čidel série W 31 je přístroj možno využít k měření teploty v rozsahu $-99,9$ až $+199,9$ °C. Tato čidla jsou určena buď k měření teploty měkkých a plastických materiálů (W 3101), nebo k měření teplot povrchu kovů (W 3102) a k měření teplot kapalin (W 3103).

(Bš)



Obr. 1. Hygrophil Typ 4053

● Novinky v kontrole kouře při požáru budov

Vývoj bezpečnostních klapek pro případ požáru jde nyní na základě zkušeností směrem k tzv. znovuootevratelným klápkám, které mají zajistit ochranu otvorů v požárních příčkách, aniž by bránily kontrole pohybu vzduchu a zajistily bezpečnost úniku v důsledku potlačování kouře.

Zdokonalování klapek v souvislosti s protipožární ochranou jde ve světě dvěma cestami: zdokonalováním běžných uzavíracích (regulačních) klapek a protipožárních klapek.

U uzavíracích klapek se zvyšování jejich kvality zaměřuje na snižování tlakových ztrát (úspora energie) a na jejich vyšší těsnost. Zamezení šíření požáru je řadu let zajišťováno protipožárními klápkami s tavnou pojistkou montovanými do stěn a stropů, zatím co ochrana proti kouři se dělá běžnými uzavíracími klápkami.

Posláním protipožárních klapek je zamezení šíření požáru a kouře s požadavkem zajistit větrání v počáteční fázi požáru. Protože jsou známy výhody, jsou-li větrací zařízení při požáru v činnosti, oproti vypnutí ventilátorů vyplynula nutnost rozšířit nároky na protipožární klapky tak, aby klapky zajistily rozdílné tlakové podmínky v ohrožené budově. Uzavření klapek v požárních příčkách, dojde-li k porušení tavných pojistek, znamená, že větrací zařízení ztratí svou účinnost.

Kouřové klapky slouží k zamezení šíření kouře a v současné době se vyrábějí jako těsné uzavírací klapky, vybavené elektrickými nebo pneumatickými servomechanismy, ovládané detektory kouře nebo dálkově z velínu.

V sedmdesátých letech se objevily kombinované protipožární a kouřové klapky, tj. protipožární klapky s tavnou pojistkou nebo elektrickým spouštěcím zařízením a s elektrickým či pneumatickým servomechanismem.

Nejnovější druh klapek jsou znovuootevratelné protipožární klapky (reopenable fire dampers), které mají požadovanou požární odolnost a je možno je v případě jejich automatického uzavření v důsledku spuštění tepelné pojistky znovu otevřít, takže pak pracují jako kouřové klapky. K otevření je třeba přivést energii, a pokud přívod ustane, klapka se uzavře. Ovládání otevírání a zavírání těchto klapek se děje pracovníky pověřenými evakuací osob podle potřeby odstranění nebo zředění kouře v únikových prostorech. Po opuštění těchto prostorů se klapky opět uzavřou, aby se vytvořily požadované tlakové rozdíly. Vyrábějí se dva typy těchto klapek.

Klapky s jednoduchým ovládacím a zajišťovacím mechanismem s tavnou pojistkou. Ovládací mechanismus je nepoužitelný, dokud tavná pojistka neuvolní jeho zajištění. Když pojistka vlivem tepla roztaje a klapka se automaticky uzavře, je možno ji v případě nutnosti pomocí ovládacího mechanismu (servomotorku) pověřenými pracovníky dálkově opět otevřít. Zajišťovací mechanismus pak nedovolí klapku uzavřít na pokyn detektoru kouře. Druhá konstrukce obsahuje bimetalické

spouštěcí zařízení. Když teplota dosáhne nastavené hodnoty, bimetal uvolní zajištění a klapka se uzavře. Jestliže teplota klesne, klapka se opět otevře a zajistí buď sama pomocí servomechanismu nebo ručně. Servomechanismus může otevírat a uzavírat klapku i nezávisle na spouštěcím zařízení. Některé klapky mají u spouštěcího zařízení instalováno ještě elektrické topné tělísko, jehož zapnutím lze kontrolovat funkční schopnost klapky.

Znovuootevratelné protipožární klapky přinášejí tedy novou metodu kontroly požáru a kouře. Mají schopnost chránit otvory v požárních příčkách, aniž by bránily kontrole pohybu vzduchu a v důsledku toho zajišťují ochranu životů kontrolou kouře. Umožňují požárníkům sladit lokalizaci ohně současně s potřebami evakuace.

ASHRAE J. 4/83

(Ku)

● Arabské země prosazují solární techniku

Arabské země při Perském zálivu se připravují na vyčerpání zásob nafty, a proto uspořádaly v prosinci 1983 v Kuvajtu první mezinárodní konferenci za účasti zástupců 60 zemí o všech otázkách racionálního využití solární energie a s tím souvisejícími politickými aspekty. Situace je pro tyto země neobyčejně příznivá, neboť např. v Sulailu, městečku asi 450 km jižně od Riadu, je místo s nejdlejší dobou slunečního svitu na zeměkouli. Zde dopadají na každý m² v průměru 275 MWh sluneční energie. Kdyby se dala účinně zachytit sluneční energie dopadající na tyto státy, dalo by se z ní získat za 4 hodiny více energie, než spotřebují dnes USA za celý rok.

Podle názorů konference není zatím ještě solární technika na potřebné výši. Podle představy některých odborníků má se situace během deseti let od základu změnit. Proto byl připraven čtyřletový program rozvoje solární techniky, na němž se mají významně podílet i Arabové, a to:

- současný výzkum za spolupráce vědců z USA, Japonska, NSR, Francie a Austrálie,
- navazující vývoj solárních kolektorů a výroba vakuovaných kolektorů v licenci japonské firmy Nito-Khoki je plánován v Saudské Arabii a v Egyptě; křemenné trubice se budou dovážet z Indie,
- počítá se s nabídkou a prodejem solárních zařízení pro zavodňování, odsolování vody, chlazení a klimatizaci, jakož i fotovoltaických systémů do středomořských států Afriky a na Blízký a Dálný Východ,
- budoucí výzkum v kooperaci především s USA a Japonskem.

CCI 9/83

(Ku)

ASHRAE Journal 26 (1984), č. 1

— Residential energy conservation (Akumulace energie v obytných budovách) — *Hirst E., Goeltz R.*, 33—36.
 — Religious building energy use (Spotřeba energie v církevních budovách) — *Spielvogel L. G., Rudin A.*, 40—45.

Haustechnik Bauphysik Umwelttechnik 105 (1984), č. 1

— Berechnung von Fussbodenheizsystemen (Výpočet podlahových topných systémů) — *Kast, W., Klan B.*, 1—10.
 — Abgaswärmerückgewinnung durch Brennwertnutzung bei Heizkesseln (Zpětné získávání tepla z odpadních plynů využitím spalovací hodnoty u vytápěcích kotlů) — *Kremer R.*, 11—14.
 — Planung und Durchführung von Luftmessungen in Innenräumen (Plánování a provádění měření vzduchu ve vnitřních prostorech) — *Seifert B.*, 15—18.
 — Rationelle Vorfertigung sanitärer Installationsnetze im Handwerksbetrieb (Racionální prefabrikace sanitárních instalačních sítí v řemeslnickém provozu) — *Günther Ch.*, 19—24, 33—35.
 — Bestimmungsmethode der Verteilung und Verlaufes der Temperaturen in flachen Untergundbahntunnels (Metoda na stanovení rozdělení a průběhu teplot v plochých tunelech podzemní dráhy) — *Forowicz T.*, 36—45.
 — Schwermetallbelastung durch Regenüberläufe (Znečištění těžkými kovy, způsobené dešťovými výpustmi) — *Rober H. M., Hollwarth M.*, 45—49.

Heating, piping, air conditioning 55 (1983), č. 12

— Calculate counterflow coil performance with a programmable calculator (Výpočet výměníku s křížovým prouděním na programovatelném kalkulátoru) — *Nussbaum O. J.*, 49—57.
 — Electrical service for mechanical systems (Elektrické vybavení pro mechanické systémy budov) — *McAllister V. L.*, 60—66.
 — Corrosive waste drainage system design (Projekt drenážního systému pro korozivní odpad) — *Hansen R. H.*, 71—76.
 — Control valve performance (Činnost regulačního ventilu) — *McVann D.*, 79—81.
 — Steam heating coil construction (Konstrukce hadů pro vytápění parou) — *Jacobs T. L.*, 87—88, 95.

Heating, piping, air conditioning 56 (1984), č. 1

— Building automation systems: An owner's point of view (Systémy automatické regulace provozu budov z hlediska majitele) — *Fischer J. M. J.*, 87—92.
 — Tight building syndrome: Is it hot air? (Způsobuje teplý vzduch „syndrom těsné budovy“?) — *Int-Hout III D.*, 99—103.
 — Reduced sized venting for plumbing branch lines (Redukovaná velikost odvětrávacích otvorů u odboček domovních instalací) — *Galwin L. S., Cook J.*, 107—112, 115—118.
 — CAD-o-nomics: a conservation look at CAD payback claims (Ekonomický pohled na projektování a provádění výkresové dokumentace počítačem) — *Matson E.*, 123—126.
 — Proportional plus integral control (Proportionalní a integrální regulace v systémech vytápění, větrání a klimatizace) — *Haines R. W.*, 131—132.
 — Nomograph estimates fuel oil flow and density at different temperatures (Nomogram stanoví spotřebu a hustotu topného oleje při různých teplotách) — *Ganapathy V.*, 141—142.
 — The health of the industry (Stav průmyslu, zabývajícího se vytápěním, větráním a klimatizací) — *Korte B.*, 145—148.

Heizung Lüftung Haustechnik 34 (1983), č. 10

— Zur Problematik der Anwendbarkeit von Heizkostenverteilern für Fussbodenheizungen (K problematice použitelnosti přístrojů na rozdělování nákladů za vytápění u podlahového vytápění) — *Zollner G., Konzelmann M.*, 397—404.
 — Möglichkeiten und Grenzen der Verringerung von Wärmeleitungsverlusten mittels Durchströmung mit einem Stoffstrom (Možnosti a meze snižování ztrát kondukcí tepla protékáním proudu hmoty) — *Fiala W.*, 405—411.
 — Abluftfenster in Bürogebäuden (Odvětrávaná okna v kancelářských budovách) — *Müller H., Balkowski M.*, 412—417.
 — Langzeitwärme/speicher „Prototyp Wolfsburg“ (Dlouhodobý tepelný akumulátor „prototyp Wolfsburg“) — *Strickrodt J., Breuer W.*, 418—423.
 — Termostatische Heizkörperventile für mit Fernwärmeversorgte Heizanlagen (Termostatické ventily vytápěcích těles pro vytápěcí zařízení s dálkovým rozvodem tepla) — *Bartsch D.*, 424—426.
 — Produktübersicht Ventilatoren (Výrobníkový přehled — ventilátory) — *Moog W., Jäger W.*, 427—432.
 — Produktions- und technische Daten der einzelnen Ventilatorenhersteller (Výrobní a technické údaje jednotlivých výrobců ventilátorů) — 433—444.

— Aus der Arbeit des Institutes für Strömungsmaschinen der Fachhochschule Düsseldorf (Z práce Ústavu pro proudové stroje Vysoké školy technické v Düsseldorfu) — 446—447.
— Geräte für Fernwärmeübergabe- bzw. Hausstationen und Fernwärmeleitungssysteme auf der 12 ISH in Frankfurt (Přístroje pro předávací stanice dálkového tepla, po případě domovní stanice, a systémy vedení dálkového tepla na 12. mezinárodní výstavě zdravotně technického zařízení a vytápění ve Frankfurtě) — 447—450.

Heizung Lüftung Haustechnik 34 (1983), č. 11

— Energieverbrauch von Niedertemperatur-Kesselanlagen (Spotřeba energie nízkoteplotních kotlových zařízení) — *Dittrich A.*, 455—460.
— Elektronischer Heizkostenverteiler mit Mikrocomputer (Elektronický přístroj na rozdělování nákladů za vytápění s malým počítačem) — *Schulze M.*, 461—463.
— Wärmedämmung mit Wärmezufuhr bei vermindertem Temperatur (Tepelná izolace s přívodem tepla o snížené teplotě) — *Daniel H.*, 464.
— Raumlufttechnik im OP-Bereich im Spannungsfeld „Hygiene — Energieeinsparung“ (Vzduchotechnika v operační oblasti nemocnic s ohledem na „hygienu — energetickou úsporu“) — *Maus D.*, 465—468.
— Programmierte dynamische Wirtschaftlichkeitsrechnung für energiesparende Investitionen (Programový dynamický výpočet hospodárnosti pro investice, které mají šetřit energii) — *Schaumann G.*, *Schwarz E.*, 469—473.
— Massnahmen zum Schutz von Ventilator-Motoren (Opatření na ochranu motorů pro ventilátory) — *Linke W.*, 474—477.
— Energiebezogene Gebäudesanierung (Sanace budovy z hlediska energie) — *Glasneck H.*, 480—481.

Heizung Lüftung Haustechnik 34 (1983), č. 12

— Zur Messung der Geräusche von Heizkörperventilen (Měření hluků ventilů vytápěcích těles) — *Fuchs H. V.*, *Voigtsberger C. A.*, 487—490.
— Simulation des stationären und instationären Betriebsverhaltens eines Flach-Energieabsorbers (Napodobení stacionárního a nestacionárního provozního chování plochého absorberu energie) — *Krumm W.*; *Fett F. N.*, *Wozny G.*, 491—497.
— Kaltspeicher im Solekreislauf einer an ein Energiedach gekoppelten Wärmepumpe (Akkumulátor chladu v solankovém oběhu tepelného čerpadla, připojeného na energetickou střechu) — *Schröder M.*, 498—505.
— Geräusche und Erschütterungen, verursacht durch elektrisch angetriebene Wärmepumpen (Hluky a otřesy, způsobené elektricky poháněnými tepelnými čerpadly) — *Strauch H.*, *Schwenger K.*, 506—510.

— Klimatechnische Optimierung zergliederter Fassaden (Optimalizace rozříděných fasád z hlediska klimatizační techniky) — 512.

Heizung Lüftung Haustechnik 35 (1984), č. 1

— Wärmetechnische Prüfung und Auslegung von Warmwasser-Fussbodenheizungen (Tepelně technická zkouška a stanovení rozměrů teplovodního podlahového vytápění) — *Kast W.*, 7—10.
— Zur Optimalregelung einer Warmwasser-Fussbodenheizung (Optimální regulace teplovodního podlahového vytápění) — *Munack A.*, 11—16.
— Selbststeuernder Radialventilator mit annähernd konstanter Saugdruck-Volumenstrom-Kennlinie (Automaticky se řídící radiální ventilátor s přibližně konstantní charakteristikou sací tlak—průtok) — *Klaes K.*, 17—27.
— Heizkostenverteiler nach dem Verdunstungsprinzip — Skalierung und Montage in der Praxis (Přístroje na zjišťování a rozdělování nákladů za vytápění podle principu odpařování — stupnice a montáž v praxi) — *Liebegall A.*, 28—31.
— Verbrennungsmotorische Serienwärmepumpe und Heizsystem (Sériové tepelné čerpadlo se spalovacím motorem a vytápěcí systém) — *Vossen W.*, 32—39.
— Jahrestagung 1983 des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (Výroční zasedání Svazu pro chlazení a klimatizaci v NSR v r. 1983) — *Navothnig H.*, 41—43.
— Neue Entwicklungen bei Geräten zur Wärmeverbrauchserfassung (Nové vývoje přístrojů na zjišťování tepelné spotřeby) — *Goettling D.*, 43—45.

Heizung Lüftung Haustechnik 35 (1984), č. 2

— Einfluss regelungstechnischer Massnahmen auf Kosten und Wirtschaftlichkeit von Heizanlagen. Teil 1: Berechnung von Vollbenutzungsstunden, Jahresnutzungsgrad und Brennstoffverbrauch (Vliv opatření po stránce regulační techniky na náklady a hospodárnost vytápěcích zařízení. Díl 1: Výpočet hodin úplného využití, stupeň ročního využití a spotřeba paliva) — *Andreas U.*, *Wolff D.*, 53—60.
— Hochbautendenzen und Beheizungsstrukturen — zwei Hauptfaktoren für die Zukunftsbeurteilung des deutschen Heizkesselmarktes (Směry pozemních staveb a struktury vytápění — dva hlavní faktory k posouzení budoucnosti německého trhu vytápěcích kotlů) — *Hempel Ch.*, 61—70.
— Wirtschaftlichkeit von Heizsystemen bei verschiedenen Wärmedämmstandards (Hospodárnost vytápěcích systémů u různých norem, týkajících se tepelné izolace) — *Plewnia M.*, 71—75.
— Reflexionsarmer Abschluss für durchströmte Kanäle (Uzávěr s malou reflexí pro protékající kanály) — *Neuhäuser H.*, *Wipp G.*, 76—79.
— Neue Wege in der sanitären Hausinstallation

(Nové cesty ve zdravotně technických instalacích pro obytné domy) — *Westphal R.*, 80—84.
 — Absorptionswärmepumpe zur Wohnraumbeheizung (Absorbční tepelné čerpadlo k vytápění obytného prostoru) — *Meckel B.*, 85.
 — Symposium „Wende in der Klimatechnik“ (Symposium „Obrát v klimatizační technice“) — 86.
 — Wärmerückgewinnung aus Abluft als Alternative zur Reinerückführung (Zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu jako alternativa ke zpětnému vedení čistého vzduchu) — 86.
 — Wärmerückgewinnung aus ölbelasteter Abluft (Zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu, znečištěného olejem) — 87.

Heizung Lüftung Haustechnik 35 (1984), č. 3

— Theoretische und experimentelle Ermittlung des Nutzungsgrades von Wärmeerzeugern — Ein Vergleich (Teoretické a experimentální zjišťování stupně využití zařízení na výrobu tepla — srovnání) — *Plate J., Tenhumberg J.*, 95—99.
 — Einfluss regelungstechnischer Massnahmen auf Kosten und Wirtschaftlichkeit von Heizanlagen. Teil 2: Raumtemperaturkonstanz und eingeschränkter Heizbetrieb (Vliv opatření po stránce regulační techniky na náklady a hospodárnost vytápěcích zařízení. Díl 2: Teplotní konstanta prostoru a omezený provoz vytápění) — *Andreas U., Wolff D.*, 100—109.
 — Erfahrungen mit der Gaswärmepumpe (Zkušenosti s plynovým tepelným čerpadlem) — *Steiner J., Schupp R.*, 110—112.
 — Verfahren für die Berechnung von Kupferrohr-Fussbodenheizungen (Metoda k výpočtu podlahového vytápění s měděnými trubkami) — *Pohl M.*, 113—123.
 — Einsatz von Wärmerückgewinnern in Ländern mit Wüstenklima (Použití zařízení na získávání odpadního tepla v zemích s klimatickými podmínkami pouště) — *Bilić F.*, 124—131.
 — Zum Energieflussbild der Bundesrepublik Deutschland 1982 (Energetické proudové schéma NSR v r. 1982) — *Hess H.*, 132—133.
 — Energiekosten von Büro- und Verwaltungsgebäuden im zwischenbetrieblichen Vergleich (Energetické náklady kancelářských a správních budov v mezipodnikovém srovnání) — *Vosen H. D.*, 134.
 — Hannover-Messe '84: Angebotverbund von Technologien zur sinnvollen Energienutzung (Hannoverský veletrh '84: Nabídky technologií k účelnému využití energie) — 135—136.

Heizung und Lüftung — Chauffage et ventilation 51 (1984), č. 1

— Recommandation SIA 384/2: Puissance thermique à installer dans les bâtiments (Doporučení SIA 384/2: Instalace tepelného příkonu v budovách) — *Wehrli K.*, 7—10.
 — Haus-, Klima- und Wärmetechnik im heutigen Umfeld (Domovní, klimatizační a te-

plná technika v dnešním Umfeldu) — *Jucker W.*, 11—13.

— An der Praxis orientierte EDV-Ausbildung (Na praxi zaměřená výchova pracovníků pro práci se samočinnými počítači) — *Wassmer F.*, 14—15.

— Welchen Nutzen bietet der Einsatz eines Computers dem Heizungsinstallateur und Heizungsplaner? (Jaký užitek poskytuje použití počítače instalátorovi a projektantovi vytápění?) — *Ruedi A.*, 15—16.

— Personal-Computer (Osobní počítač) — *De Micheli F.*, 17—18.

— Personal-Computer im Einsatz bei der Heizungs- und Lüftungsbranche (Osobní počítač použitý v oblasti vytápění a větrací techniky) — 18—20.

Die Kälte und Klimatechnik 37 (1984), č. 1

— Fachinstitut Gebäude-Klima; Jahresversammlung 1983 (Ústav pro výzkum klimatických podmínek v budovách; výroční shrnutí 1983) — 26.

Die Kälte und Klimatechnik 37 (1984), č. 2

— Richtig messen und prüfen. Systematische Fehlersuche (Správně měřit a kontrolovat. Systematické hledání chyby) — *Wegner G. E.*, 42—46, 48—49.

— Gebäudeautomatisierung im Umfeld speicherprogrammierbarer Steuerungen SPS (Automatizace budovy v Umfeldu za použití programovatelného řízení) — *Willers J.*, 50, 52, 54—55.

— Neue DIN-Normen über Blechkanäle (Nové normy DIN pro plechové kanály) — *Wagner W.*, 55, 57, 60.

Luft- und Kältetechnik 20 (1984), č. 1

— Wärmepumpen als Beitrag zur rationellen Energieanwendung (Tepelná čerpadla jako příspěvek k racionálnímu využití energie) — *Schirnerling K.*, 3—5.

— Wärmewiderstand Rippe/Rohr des klimatischen Wärmeübertragers — ein Überblick (Tepelný odpor žebra/trubky výměníku tepla pro klimatizaci — přehled) — *Wunderlich D.*, 12—16.

— Weiterentwicklung der Klimablockbaureihe des VEB Lufttechnische Anlagen Berlin (Další vývoj konstrukcí série klimatizačních jednotek v národním podniku Lufttechnische Anlagen v Berlíně) — *Braun M.*, 16—17.

— Untersuchungen zum Einsatz von Sprühbefeuchtereinheiten in Krankenhausklimaanlagen (Studia použití zvlhčovačích jednotek s rozprašováním vody v klimatizačních zařízeních nemocnic) — *Koch R.*, 18—21.

— Befeuchtertypenreihe für die Klimaschränke KS 1.82 bis KS 5.82 (Typová série zvlhčovačů pro klimatizační skříně KS 1.82 až KS 5.82) — *Heyde J.*, 22—24.

— Strömungstechnische Messungen an einem Reinen Arbeitsplatz für die Mikroelektronik (Měření proudění na čistém pracovišti pro mikroelektroniku) — *Schwenke H.*, 25—28.
 — Beitrag zur strömungstechnischen Gestaltung des neuentwickelten Schlauchabscheiders (Příspěvek k technice proudění u nového hadicového odlučovače) — *Degner B., Krebs J., Hergert G.*, 28—31.
 — Mikroelektronische Steuereinheit für Schlauchabscheider mit Druckluftimpuls-Abreinigung (Mikroelektronická jednotka řízení pro hadicové odlučovače s čistěním impulsem tlakového vzduchu) — *Koschade H.*, 33—34.
 — Die Lüftungs- und Klimaanlage im Neuen Gewandhaus Leipzig (Větrací a klimatizační zařízení v novém společenském domě v Lipsku) — *Rippel R., Müller H.*, 36—39.
 — Feuchttransport in Baustoffen und Bauwerksteilen — Fortsetzung (Vlhkost ve stavebních hmotách a stavebních dílech — pokračování) — *Häupl P., Stopp H.*, 40—44.

Sanitär- und Heizungstechnik 48 (1983), č. 11

— Kraft und Fernwärme aus Holzabfällen (Energie a dálkové vytápění z dřevního odpadu) — 895—896.
 — Ist die Wärmepumpe noch zu retten? (Lze tepelná čerpadla ještě spasit?) — *Gross T.*, 898—899, 901.
 — Räumliche Verteilung der Heizgradtagzahlen in der Bundesrepublik Deutschland (Prostorové rozložení denních hodnot venkovních teplot pro vytápění v NSR) — *Jurksch G.*, 900—901.
 — Im Kondensat steckt der meiste Gewinn (Z kondenzátu lze získat nejvíce) — *Taubert E.*, 902—906.
 — Einfluss hat natürlich auch die Installation (Korozi ovlivňuje také instalace) — *Genath B.*, 909—911.
 — Einfluss der Sauerstoffkonzentration, des pH-Wertes und der Strömungsgeschwindigkeit auf die Korrosion unverzinkter und verzinkter Stahlrohre (Vliv koncentrace kyslíku, pH a rychlosti proudění na korozi pozinkovaných a nepozinkovaných ocelových trub) — *Nissing W., Friehe W., Schwenk W.*, 912 a 913.
 — Lochkorrosion in Kupferrohren: Erfolge mit Impfung (Děravění měděných trub: výsledky z injektování) — *Lennartz H.*, 913—915.
 — Schon kleinste Sauerstoffmengen sind Gefährlich (Již malá množství kyslíku jsou nebezpečná) — *Genath B.*, 915—917.
 — Positive Ergebnisse mit dem Guldager-Verfahren bei Kupferrohren (Kladné výsledky G.-metody ochrany měděných trub) — 918 až 919.
 — Gebührende Beachtung der Verarbeitung schenken (Náležitou pozornost nutno věnovat zpracování) — *Bosch K.*, 919.
 — Strapazierte Partnerschaft (Podlahové vytápění podle VDI 2067 před soudem) — 920 až 922.
 — Wärmedämmplatten günstig für den Ober-

bau (Tepelně izolační desky pro vrchní stavbu) — 923—924.

— Wer bietet was (Kdo co nabízí — použití počítačů ve zdravotní technice) — 927—929.
 — Druckverluste zur Berechnung von Wasserleitungsanlagen (1) (Tlakové ztráty pro výpočet vodovodních potrubí) — díl 1., *Feurich H.*, 930—932.
 — Untersuchung der Instandhaltungskosten von betriebstechnischen Anlagen (Výzkum nákladů na údržbu provozně technických zařízení) — *Hilbers H.*, 533—538.
 — Wärmepumpen, Energieverbund und Mehrfachnutzung des Badewassers (Tepelná čerpadla, potřeba energie a vícenásobné použití koupelové vody) — *Saunus Ch.*, 939—942.
 — Elektrotechnik-Elektronik 20. Teil (Elektrotechnika a elektronika, díl 20.) — *Schrowang H.*, 945—950.
 — SWB: Schalldämmende Vorwandinstallationen vermeiden Schallbrücken (Firem. sdělení: bezhlučné instalace na přízdívkách) — 960, 962.
 — Aval-TGA: Neue EDV-Wege in der Heizungstechnik (Firem. sdělení: počítače ve vytápění) — 966.
 — Blomberg: Wärmepumpen mit hoher Eigenfertigung (Firem. sdělení: tepelná čerpadla s velkou účinností) — 971.
 — Küchentechnik No. 6 (Příloha „Technika v kuchyni“ č. 6) — K 224—K 270.

Sanitär- und Heizungstechnik 48 (1983), č. 12

— Nachrüstung thermostatischer Heizkörperventile — neue Auslegungsmethode (Rekonstrukce thermostatických ventilů na topných tělesech jako nový způsob aplikace = přeměna funkcí) — *Otto J.*, 994—997 pokrač.
 — Kohle steht nach wie vor an erster Stelle (V modernizaci staré zástavby v NDR uhlí stále v popředí) — 998—999, 1 002.
 — Wider die Menschlichkeit (Znovu o lidskosti — výstavba pro nemocné) — *Philipp D. P.*, 1 000—1 002 pokrač.
 — Dem Gas gehört die Zukunft (Plyn má v Dánsku budoucnost) — *Genath B.*, 1 005 až 1 008.
 — Druckverluste zur Berechnung von Wasserleitungsanlagen (2) (Tlakové ztráty pro výpočet vodovodních potrubí — díl 2.) — *Feurich H.*, 1 017—1 019.
 — Wilo: Heizungspumpen mit individueller Anpassung der Leistung (Firemní sdělení: oběhová čerpadla s měnitelným výkonem) — 1 029.
 — Nordklima: Niedertemperatur-Technik jetzt auch bei Warmlufthallenheizung (Firemní sdělení: Těplovzdušné vytápění hal) — 1 032 až 1 033.
 — Meditechnik: Pflege-Einrichtungen für Alten- und Pflegeheime (Firemní sdělení: hygienická zařízení pro starobince) — 1 033.
 — Kraftanlagen Heidelberg: Hochtemperatur-Strahlungsheizung für Grossräume (Firemní sdělení: sálavé vytápění hal) — 1 034, 1 039.

Stadt- und Gebäudetechnik 37 (1983), č. 12

— Entwurf der Schornsteinanlage für einen Ersatzneubau in industrieller Plattenbauweise mit innenliegenden Sanitärräumen (Teil I) (Řešení odvětrávacího bloku průduchů pro rekonstruované panelové bytové stavby se sanitárním zařízením uvnitř půdorysu) — Díl I., *Richter W.*, 321—323.

— Abgasklappe für Gas-Durchlauf-Wasserheizer (Uzavírací klapka na plynovém průtokovém ohřivači vody) — *Kurth K.*, 324—325.

— Planungsgrundlagen für die Primärschließung von Wohnungsbaustandorten (Plánovací podklady pro hlavní uzávěry na staveništích bytových staveb) — 325.

— Varianten der Auslegung und des Einsatzes von Wärmespeicheranlagen in Heisswasser- und Dampfsystemen (Varianty výkladu a potom použití zásobníků tepla v horkovodních a parních systémech) — *Schöbel O.*, 326—329.

— Beispiele für die Anwendung von Wellrohr-Dehnungsausgleichern (Příklady použití vlnových kompenzátorů) — *Lindner L.*, 329—331.

— Neue Mischtechnologie für die Entleerung von Wärmenetzen (Nová směšovací technologie pro vyprazdňování tepelných sítí) — *Pape F., Haase H.*, 331—332.

— Berechnungsverfahren für waagerechte Einrohrheizung (Výpočtové postupy pro vodorovně jednotrubkové otopné soustavy) — *Plail G., Banse R.*, 332.

— 3. Informationstag für Projektanten und Technologen der technischen Gebäudeausrüstung in Erfurt (3. Informační setkání projektantů a technoloů technických zařízení budov v E.) — *Voss D.*, 333—334.

Stadt- und Gebäudetechnik 38 (1984), č. 1

— 20 Jahre Industriezweig Technische Gebäudeausrüstung (20 let průmyslového odvětví TZB) — *Walther H.*, 1—2.

— Lastannahme für Sicherheitsventile an Wärmeübertragern bei abgesperrtem Sekundärkreislauf (Zatížitelnost pojistných ventilů v tepelných rozvodech při uzavřeném sekundárním obvodu) — *Glück B., Picker H.*, 3—6.

— Betrieb von Wärmeübertragerstationen Dampf/Heisswasser ohne Kondensatkühler (Provoz výměníkůvých stanic pára/horká voda bez chlazení kondenzátu) — *Bode W., Müller R., Sallge D.*, 6—8.

— Messtechnische Untersuchungen an Gravitationswärmerohr-Wärmeübertragern — Information für den Anwender (Technika měření při výzkumech tepelných médií v gravitačních ohřivačích — informace pro uživatele) — *Hettwer H.*, 8—10.

— Untersuchungen zum Heizenergieverbrauch von Schulen (Výzkum energetické náročnosti vytápění ve školách) — *Tesche P.*, 11—14.

— Entwurf der Schornsteinanlage für einen Ersatzneubau in industrieller Plattenbauweise mit innenliegenden Sanitärräumen (Teil II) (Řešení bloku komínových průduchů v re-

konstruovaných panelových bytových stavbách pro odvětrávání sanitárních zařízení uvnitř dispozic) — Díl II, *Richter W.*, 14—16.

Staub Reinhaltung der Luft 44 (1984), č. 1

— Anforderungen an ein medienübergreifendes Umweltprüfverfahren (Požadavky na zkušební metodu znečištění životního prostředí, přesahující jednotlivá prostředí) — *Leitl U.*, 1—8.

— Zum Einfluss der Partikelagglomeration auf die Abscheidung im Gaszyklon (Vliv aglomerace částic na odlučování v plynovém cyklónu plynu) — *Mothes H., Löffler F.*, 9—14.

— Umwelthygienische und umweltschutztechnische Strategien bei der Planung und Genehmigung kohlebefeuerter Kraftwerke aus österreichischer Sicht — Teil II (Strategie hygieny životního prostředí a techniky na ochranu životního prostředí při plánování a schvalování elektrárn na uhlí z rakouského hlediska — díl II) — *Strauss G., Kager H.*, 15—26.

— Messung ausgewählter aliphatischer und aromatischer Amine in der Luft von Arbeitsbereichen (Měření vybraných alifatických a aromatických aminů ve vzduchu pracovišť) — *Blome H., Hennig M.*, 27—32.

— Probleme der Messung und Beurteilung krebserzeugender Arbeitsstoffe der Gruppe I in der Luft industrieller Arbeitsplätze, dargestellt am Beispiel von N-Nitrosaminen (Problémy měření a hodnocení pracovních látek skupiny I, vyvolávajících rakovinu, ve vzduchu průmyslových pracovišť — znázorněno na příkladu nitrosaminů N) — *Wolf D., Blome H., Schütz A.*, 33—37.

— Anorganische Fasern an industriellen Arbeitsplätzen: Ein messtechnischer Vergleich von Asbestfasern mit künstlichen Mineralfasern (Anorganická vlákna na průmyslových pracovištích: Srovnání azbestových vláken s umělými minerálními vlákny po stránce techniky měření) — *Riediger G.*, 38—45.

— VI. Internationale Pneumokoniose-Konferenz 20. bis 23. September 1983 in Bochum (VI. mezinárodní pneumokoniozní konference ve dnech 20.—23. září 1983 v Bochumu) — *Ulmer W. T., Heidermanns G.*, 46—52.

Staub Reinhaltung der Luft 44 (1984), č. 2

— Internationales Kolloquium „Sichere Handhabung brennbarer Stäube“ 26. bis 28. Oktober 1983, Nürnberg (Mezinárodní kolokvium „Bezpečná manipulace s hořlavými prachy“; 26.—28. říjen 1983, Norimberk) — *Engels L. H., Jeske A.*, 55—61.

— Zum Fasergehalt von Pudern auf Talkumgrundlage (Obsah vláken v práscích na bázi mastku) — *Rödelsperger K., Lojewski H. G., Brückel B., Weitowitz H. J.*, 62—66.

— Qualitätssicherung in automatischen Immissionsmessnetzen; Teil II: Eine Methode zur Echtzeitauswertung von Schwefelstoffmessun-

gen mit dem Staubmonitor FH 62 I (1) (Zajištění jakosti měření v automatických měřicích sítích imise; díl II.: Metoda vyhodnocení pravé doby měření suspenovaných částic monitorem prachu FH 62 I (1)) — *Pfeffer H. U., Lohse H. W.*, 67—71.

— Anwendung eines Grunow-Nebelfängers zur Bestimmung von Schadstoffgehalten in Nebelniederschlägen (Použití Grunowa vzorkovače mlhy ke stanovení obsahu škodlivin v mlžných srážkách) — *Schrumpff E., Klemm O., Eiden R., Frevert T., Herrmann R.*, 72—75.

— Separation of Heavy Metal Dusts at High Temperatures with Fabric Filters (Odlučování prachů těžkých kovů při vysokých teplotách za použití látkových odlučovačů) — *Dietrich H.*, 76—77.

— Untersuchungen von Modellreaktionen zur trockenen Entschwefelung von Rauchgasen mittels Kalkstein und Kalk bei hohen Temperaturen (Studia na modelech reakcí suchého odsiřování kouřových plynů za použití vápence a vápna při vysokých teplotách) — *Weisweiler W., Kohler R.*, 81—84.

— Reinhaltung der Luft in grossen Städten (Čistota vzduchu ve velkých městech) — *Braver H.*, 85—94.

Svetotechnika 52 (1983) č. 11

— „Geogrijevskij trakt“ i razvitije energetiki i svetotechniki v Gruzii (Geogrijevskij trakt a rozvoj energetiky a světelné techniky v G.) — *Panijev V. K.*, 10—11.

— Programma kursa „Rasčet i konstruovanie nijnje istočnikov izlučeniija“ (Osnova kursu „Výpočet a konstrukce zdrojů záření“) — *Rešenov S. P.*, 12—14.

— Programma kursa „Osnovy svetotechniki“ (Osnova kursu „Základy světelné techniky“) — *Gutorov M. M.*, 14—15.

— Programma kursa „Architekturnaja svetotechnika“ (Osnova kursu „Architekturní světelná technika“) — *Obolenskij N. V.*, 16—17.

— Osveščeniije Gosudarstvennogo akademičeskogo teatra opery i baleta im. Spendiarova v Jerevane (Osvětlení Státního akademického divadla opery a baletu S. v J.) — *Karapetjan V. A., Sarkisjan R. A., Tumasjan B. A., Chačatryan L. S.*, 17—19.

— Širokoje primenenije solncezaščitnych ustrojstv — važnyj narodohozjajstvennyj faktor (Široké používání zařízení pro clonění slunečního záření je vážným národohospodářským činitelem) — *Drozdov V. A., Obolenskij N. V.*, 23—25.

Svetotechnika 52 (1983), č. 12

— Perspektivy razvitija lamp nakalivaniija (Perspektivy rozvoje žárovek) — *Vugman S. M., Litvinov V. S.*, 6—9.

— Soveršenstvovaniije ljuminescentnyh lamp s redkozemelnyimi ljuminoforami (Zdokonalení zářivek lumínofory se vzácnými zeminami) — *Basalajeva A. V., Binnikova G. A., Devjatych E. V., Skrebljukov A. E.*, 11—12.

— Povyšeniije effektivnosti malogabaritnyh ljuminescentnyh lamp (Zvýšení účinnosti zářivek malých rozměrů) — *Belakirev A. I., Denisova N. V., Zjuzina N. A., Palaguškina T. V., Skvorcova L. I.*, 12—14.

Vodosnabženiije i sanitarnaja tehnika (1984), č. 1

— Issledovanie raboty gidravličeskogo erlift-nogo aeratora (Výzkum práce hydraulického provzdušňovače s mamutovým čerpadlem) — *Jakovlev S. V., Skirdov I. V., Sal'nikov B. F.*, 3—5.

— Osadok stočnyh vod — istočnik polučeniija energii (Kal z odpadních vod jako zdroj energie) — *Turovskij I. S., Turovskij Ju. I.*, 6—7.

— Primenenie metoda prjamoego elektroliza dlja obezzaraživaniija vody (Použití metody přímé elektrolýzy pro dezinfekci vody) — *Medriš G. L., Basin D. L., Dubov Ja. M., Tejševa A. A., Krugljak A. M., Stel'mach Ju. I., Višnjakov V. P.*, 8—10.

— Radial'nyj ventiljator tipa V.C4-75 obščepromyšlennogo naznačeniija (Radiální ventilátor V.C4-75 pro použití v průmyslu) — *Andrejčenko A. F., Vasil'ev V. A., Solomachova T. S.*, 11—12.

— Normirovanie raschoda teploty na gorjačee vodosnabženiije (Normování spotřeby tepla pro zásobování horkou vodou) — *Sarančina G. K., Čistjakov N. N.*, 13—14.

— Rasčet vraščajuščichsja regenerátorov dlja utilizacii teplovoj energii (Výpočet rotačních regeneračních výměníků pro využití tepelné energie) — *Il'in V. P.*, 16—19.

— Teplozatraty na otoplenie žilyh zdaniij (Spotřeba tepla pro vytápění obytných budov) — *Skanavi A. N., Machov L. M.*, 19—22.

— Metody optimal'nogo proektirovaniija sistem očistki stočnyh vod (Metody optimálního projektování systémů čištění odpadních vod) — *Najdenko V. V., Kulakova A. P., Skirdov I. V.*, 24—26.

— Teploobmenniki i teploutilizatory s teplovymi trubami (Výměníky tepla s tepelnými trubami) — *Basin G. L.*, 28—30.

Vodosnabženiije i sanitarnaja tehnika (1984), č. 2

— Novyj metod rasčeta biofil'trov s ob'emnoj zagruzkoj (Nová metoda výpočtu biologických filtrů s objemovým zatížením) — *Jakovlev S. V., Dzenis L., Karjuchina T. A.*, 6—8.

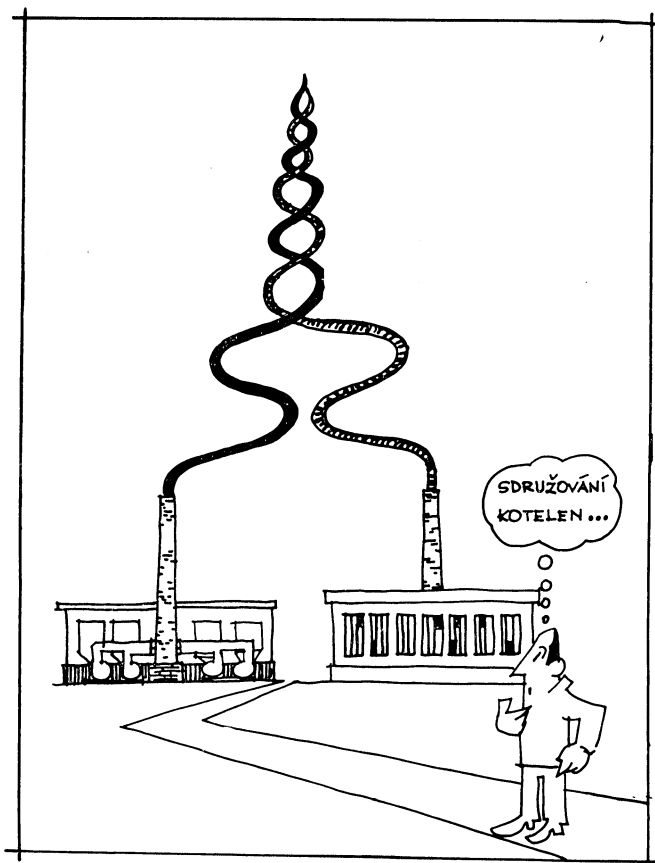
— O koefficiente šerohovatosti truboprovodov sistem vodootvedeniija (Součinitel drsnosti potrubí pro odvod vody) — *Kazarjan V. A., Koliskor T. M., Mertjjan M. V., Lobačev P. V.*, 8—9.

— Očistka kationitov ot mikrobal'nyh zagražaznenij stočnyh vod (Čištění katexů od mikrobiologického znečištění odpadních vod) — *Malachos I. A., Poletaev L. N., Fejzullaeva Š. A.*, 10.

— Nepostojanstvo koefficienta nekonservativ-

nosti i kyslíkový režim vodoema (Nestálost součinitele nekonzervativnosti a kyslíkový režim vodojemu) — *Rodziller L. D.*, 11—13.
 — Celesoobraznost' kondicionirovanija vozducha v različnych klimatičeskich uslovijach (Účelnost klimatizace v různých klimatických podmínkách) — *Gubernskij Ju. D.*, *Ismailova D. I.*, *Vasil'kov P. S.*, 14—15.
 — Ustanovlenie predel'no dopustimych vybrosov ot nizkich promyšlennych istočnikov (Určení mezních povolených emisí z nízkých průmyslových zdrojů) — *Nikitin V. S.*, *Plotnikova L. V.*, *Maksimkina N. G.*, *Samsonov V. T.*, 16—18.
 — Vozduchoraspredelenie pri sosredotočennom udalenii vozducha iz pomeščenija (Rozdělení vzduchu při soustředěném odvodu vzduchu z místnosti) — *Nejmark L. I.*, *Pozin G. M.*, 19—20.
 — Antinakipnye električeskie apparaty v obo-

rotnom vodosnabženii (Elektrické přístroje, zabraňující vzniku kotelního kamene při zpětném zásobování vodou) — *Najmanov A. Ja.*, *Nikiša S. B.*, 22—23.
 — Flotacionnaja očistka promyšlennych stočnych vod s primeneniem gidrofobnych adsorbentov (Flotační čištění průmyslových odpadních vod s použitím hydrofobních adsorbentů) — *Gladkich Ju. F.*, *Šodnomov B. G.*, 24—25.
 — Raspredelenie davlenija, sozdavaemogo ventiljatorom v germetičeski zakrytych ob'emach (Rozdělení tlaku, vytvářeného ventilátorem v hermeticky uzavřených objemech) — *Chanžonkov V. I.*, 25—27.
 — Opytnaja iontoobmennaja ustanovka na Krasnovodskoj TES (Zkušební zařízení na výměnu iontů na Krasnovodské tepelné elektrárně) — *Chorošuchina L. D.*, 28.



Fridrich

● Přístroj na zjišťování netěsností ventilů

Přenosný přístroj nabízí firma Physical Acoustics Corp. USA, který pracuje na principu monitorování vysokých frekvencí způsobených turbulentní pronikající tekutin. Signály jsou přenášeny tělesem ventilu na akustický senzor, který se přiloží na těleso. Velikost turbulence je indikována na analogovém měřicím přístroji. Přístrojem lze monitorovat všechny druhy ventilů, šoupátek nebo klappek.

HPAC 3/83

(Ku)

● „Naslouchající“ termostat

S elektronickým „naslouchacím“ přístrojem může být u vytápěcích a klimatizačních zařízení uspořeno až 30 % energie, jak ukázala praxe.

Britská firma Allen-Matic-Electronics Ltd. vyvinula nový typ termostatu ATS, kterým možno nahradit dosavadní běžné typy. Nový termostat obsahuje mikrofón a má dvě nastavení: teplotu místnosti při používání (obsazení) a teplotu místnosti při nepoužívání, přičemž teplota obsazené místnosti může být vyšší nebo nižší než neobsazené, podle toho, jedná-li se o vytápění nebo chlazení (klimatizaci).

Mikrofón snímá hluky v místnosti, přičemž ignoruje hluk přicházející zvenčí a podle toho reguluje teplotu v místnosti. Při opuštění místnosti klesne nebo stoupne teplota po prodlení asi 5 minut. Nastavitelný regulační rozsah je mezi 5 a 20 °C v zimě, resp. mezi 15 a 30 °C v létě. Přesnost regulace je asi 0,5 °C.

Systém může regulovat až tři vytápěcí, popřípadě klimatizační jednotky v jednom

prostoru. Přístroj (termostat s mikrofónem) o rozměrech 150 × 60 × 25 mm se montuje na stěnu a může se napojit na stávající vedení k termostatu a vyžaduje navíc třížilovou nízkonapětovou přípojku k síťovému napájení o rozměrech 135 × 75 × 45 mm, který lze buď integrovat do vytápěcí či klimatizační jednotky, nebo namontovat v její blízkosti.

CCI 5/83

(Ku)

● Odsávací zařízení zabezpečené proti ohni a výbuchu a šetřící energii

V závodě General Dynamics, Texas, USA, bylo instalováno velké odsávací zařízení hliníkového prachu s požadavkem maximální bezpečnosti proti ohni a výbuchu. Zařízení o výkonu 34 000 m³/h, odsávající prach od 17 míst ručního broušení obsahuje vysoce účinný průmyslový filtr s regenerací filtračního materiálu zpětným proplachem a výsypkou upravenou jako lapač jisker. Vzduch po vyčištění ve filtru se vrací zpět do provozu. Výsypka pod průmyslovým filtrem o obsahu 5 m³, kterou vzduch vstupuje, působí jako primární gravitační odlučovač, který zachycuje velké částice a brání, aby se jiskry od brusných kotoučů dostaly do filtru. Vlastní filtr je pak ještě opatřen protivýbušnými klapkami. S ohledem na maximální úsporu energie (v daném případě především v létě chladu, poněvadž se jedná o jih USA a provoz je klimatizován) je celé zařízení tepelně izolováno polyuretanovou pěnou o tloušťce 50 mm, chráněnou plastickým obalem.

HPAC 3/83

(Ku)

ztv

5

Zdravotní technika a vzduchotechnika. Ročník 27, číslo 5, 1984. Vydává český výbor komitétu pro životní prostředí ČSVTS v Akademii, nakladatelství Československé akademie věd, Vodičkova 40, 112 29 Praha 1. Adresa redakce: Dvorecká 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 říjnu 1984.

© Academia, Praha 1984.