

ztv

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA
nositel *Čestného uznání České vědeckotechnické společnosti*

Ročník 27

Číslo 1

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. B. Súva:	K výročí naší vzduchotechniky	1
Ing. G. Fiačanová:	Tepelně hydrodynamické vlastnosti nových teplosměnných ploch	3
Ing. M. Šavrda, CSc.:	Vícetupňové radiální ventilátory pro vysoké tlaky . .	9
Ing. V. Ferst, CSc.:	Návrh regulačního ventilu pro vodní ohřivače s oběho- vým čerpadlem u klimatizačních a větracích jednotek . .	13
Ing. J. Šavrda, CSc.:	Výpočet chladičů s parciální kondenzací vodních par . .	23
Ing. A. Vávra, CSc., K. Bok:	Přemísťování břemen na vzduchovém polštáři	31
Ing. M. Vančura:	Výpočet kapalinového okruhu pro zpětné získávání tepla s odvlhčujícím chladičem	43
Ing. B. Klobouk:	Odlučování olejové mlhy elektrickými odlučovači . . .	51



CONTENTS

Ing. G. Fiačanová:	Anniversaries of our air engineering	1
Ing. B. Súva:	Thermal and hydrodynamic properties of new heat ex- change surfaces	3
Ing. M. Šavrda, CSc.:	Multi-stage high pressure radial flow fans	9
Ing. V. Ferst, CSc.:	Design of a control valve for water heaters with a circula- ting pump for air conditioners and ventilating units . .	13
Ing. J. Šavrda, CSc.:	Calculation of coolers with partial water vapours conden- sation	23
Ing. A. Vávra, CSc., K. Bok:	Load dislocation on an air cushion	31
Ing. M. Vančura:	Calculation of a liquid circuit for heat recuperation with a cooler-dehumidifier	43
Ing. B. Klobouk:	Oil mist separation by electrostatic precipitators	51

СОДЕРЖАНИЕ:

Инж. Б. Сува:	О годовщинах нашей воздухотехники	1
Инж. Г. Фиачанова:	Тепловые и гидравлические свойства новых теплообменных поверхностей	3
Инж. М. Шаврда, к.т.н.:	Многоступенчатые радиальные вентиляторы высокого давления	9
Инж. В. Ферст, к.т.н.:	Проект регулирующего вентиля для водяных нагревателей с циркуляционным насосом у кондиционеров и вентиляционных агрегатов	13
Инж. Й. Шаврда, к.т.н.:	Расчет холодильников с парциальной конденсацией водяных паров	23
Инж. А. Вавра, к.т.н., К. Бок:	Перемещение грузов на воздушной подушке	31
Инж. М. Ванчура:	Расчет жидкостной цепи для рекуперации тепла с холодильником с удалением влаги	43
Инж. Б. Клобоук:	Сепарация масляного тумана с помощью электрических уловителей	51

SOMMAIRE:

Ing. B. Súva:	Pour les anniversaires de notre technique aéraulique	1
Ing. G. Fiačanová:	Caractéristiques thermo-hydrodynamiques des surfaces de transmission de la chaleur nouvelles	3
Ing. M. Šavřda, CSc.:	Ventilateurs radiaux à plusieurs étages pour les hautes pressions	9
Ing. V. Ferst, CSc.:	Projet d'une valve de réglage pour les réchouffeurs d'eau avec une pompe de circulation dans les unités de conditionnement d'air et de ventilation	13
Ing. J. Šavřda, CSc.:	Calcul des refroidisseurs avec la condensation partielle des vapcurs d'eau	23
Ing. A. Vávra, CSc., K. Bok:	Déplacement des charges sur un matelas d'air	31
Ing. M. Vančura:	Calcul d'un circuit de liquide pour la récupération de chaleur avec un refroidisseur déshumidifiant	43
Ing. B. Klobouk:	Séparation du brouillard d'huile par les électrofiltres	51

INHALT:

Ing. B. Súva:	Zu den Jahrestagen unserer Lufttechnik	1
Ing. G. Fiačanová:	Wärmehydrodynamische Eigenschaften der neuen Wärmeübertragungsflächen	3
Ing. M. Šavřda, CSc.:	Mehrstufige Radialventilatoren für die hohen Drücke	9
Ing. V. Ferst, CSc.:	Entwurf eines Regulierventils für die Wasserheizer mit einer Umlaufpumpe bei den Klima- und Lüftungsanlagen	13
Ing. J. Šavřda, CSc.:	Berechnung der Kühler mit partieller Wasserdampfkondensation	23
Ing. A. Vávra, CSc., K. Bok:	Verlagerung der Lasten auf einem Luftkissen	31
Ing. M. Vančura:	Berechnung eines Flüssigkeitskreises für die Wärmerückgewinnung mit einem entfeuchtenden Kühler	43
Ing. B. Klobouk:	Ölnebelabscheidung mit Hilfe der Elektrofilter	51



K VÝROČÍM NAŠÍ VZDUCHOTECHNIKY

ING. BEDŘICH ŠŮVA

generální ředitel koncernu ČSVZ

Zatímco vzduchotechnika se vyrábí v ČSSR již více než 110 let, vstupuje generální ředitelství Československých vzduchotechnických závodů do 15. roku své existence, z toho ve formě koncernového uspořádání se sídlem v Milevsku do druhého roku činnosti.

Samostatná existence vzduchotechnické výrobně hospodářské jednotky je významným činitelem nejen pro její koncernové podniky, ale i pro ostatní výrobce vzduchotechniky v ČSSR a především pak pro uživatele vzduchotechniky. Právě v inženýrsku, finální dodavatelské činnosti a v technickém rozvoji jsou příznivé vlivy koncernu ČSVZ pro naše hospodářství nejsilnější.

Koncern má rozsáhlou a materiálně poměrně dobře vybavenou výzkumnou a vývojovou základnu. Její menší část pracuje přímo v koncernových podnicích a o výsledcích její práce je technická veřejnost podle možnosti informována. Naši snahou bude napříště ještě více využívat stránek tohoto časopisu k pohotovějšímu seznámení široké veřejnosti s některými novými výsledky práce našich podnikových kolektivů.

Hlavní část výzkumné a vývojové základny tvoří Výzkumný ústav vzduchotechniky Praha, který v roce 1983 dovršil 30 let své činnosti. Toto číslo časopisu je proto věnováno právě práci a výsledkům tohoto ústavu.

Hodnotit třicetiletou práci ústavu není jednoduchý úkol, tím spíše, že za uplynulých 30 let prošel řadou organizačních úprav. V první fázi po r. 1953 řešil ústav nejvíce potřebné úkoly větrání a úpravy vzduchu. Od roku 1958 byl začleněn do ZVVZ Milevsko se širšími úkoly. Od r. 1970 byl přiřazen jako samostatná hospodářská organizace do VHJ ČSVZ Praha. Konečně k 1. 1. 1983 s přestavbou na koncern se Výzkumný ústav vzduchotechniky stává účelovou organizací koncernu.

Činnost ústavu byla zaměřena na všechny základní obory vzduchotechniky. V odlučovací technice se podařilo docílit v ČSSR vysoký standard v mechanických, mokřích i elektrostatických odlučovačích i průmyslových filtrech. I nadále udržujeme u těchto výrobků řešením zvyšované provozní spolehlivosti a účinnosti krok se světovou technikou.

U ventilátorů dospěl ústav od řešení aerodynamických schémat k řešení problémů snižování hluku a vibrací.

Ve vzduchové filtraci přešel ústav na špičkovou techniku vysokoúčinné filtrace pro čisté prostory a jadernou energetiku.

V oboru klimatizace byla koncernem vyřešena a dodána vzduchotechnická zařízení pro největší průmyslové a občanské stavby. Vážným úkolem ve vzduchotechnice je v současné době řešení úspor energie. K těmto cílům je v ústavu budována i měřicí, regulační a výpočtová technika. V pneumatické dopravě po zvládnutí klasických způsobů dopravy se nyní studují možnosti nových druhů dopravy.

Ústav vykonává i rozsáhlé oborové činnosti a slouží technické veřejnosti ve vzduchotechnice normalizací, technickými a patentovými informacemi atd.

Zmíněné zaměření práce ústavu představuje významný podíl v boji proti znečištění ovzduší v ČSSR. Pro úspěšné plnění úkolů je ústav vybaven i unikátními zkušebnami pro odlučování a filtraci, buduje se zkušebna pseudoprávy a ústav je pro resortní účely pověřen zkušebnictvím v oblasti filtrace vzduchu. Předpokladem úspěchu je zde ovšem spolupráce s navazujícími organizacemi i mimo koncern, zejména s ČVÚT Praha, orgány ČTIO, STIO, Hydrometeorologickým ústavem a dalšími a rozsáhlá spolupráce se zeměmi a podniky v rámci RVHP, zejména se SSSR. Za podpory koncernu ústav v mnoha případech pomáhá ostatním výrobcům vzduchotechniky v ČSSR, zejména zkoušením a konzultacemi, často bezplatnými, a tím je zajišťován vyšší technický standard i těch výrobků vzduchotechniky, které podniky našeho koncernu nevyrábějí.

Budoucí úkoly koncernu vyžadují ještě ve větším rozsahu propojit práci ústavu s našimi výrobními podniky. Nejde jen o to, technicky vyřešit výrobky špičkových parametrů, ale i dokázat tyto výrobky vyrábět na odpovídající technologické úrovni se srovnatelnými ekonomickými přínosy.

Při zvyšování vědecké úrovně pracovníků a zdokonalování přístrojové techniky je nutno zajistit pro potřebu naší společnosti a i pro vývoz koncepčně nové výrobky a inovace vyšších řádů. Získané poznatky urychleně realizovat ve výrobě a zejména v jaderné vzduchotechnice zajistit pro ČSSR úspěšnou dělbu práce v rámci RVHP.

Závěrem mi dovoluji vyjádřit poděkování nejen ústavu a spolupracujícím organizacím, ale všem jednotlivým pracovníkům, kteří se v uplynulých 30 letech o dobré výsledky ústavu zasloužili. Úkoly, které před námi stojí, si budou vyžadovat daleko intenzivnějšího využívání práce a odbornosti Výzkumného ústavu vzduchotechniky ve prospěch životního i pracovního prostředí v ČSSR.



TEPELNĚ HYDRODYNAMICKÉ VLASTNOSTI NOVÝCH TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

ING. GALINA FIAČANOVÁ

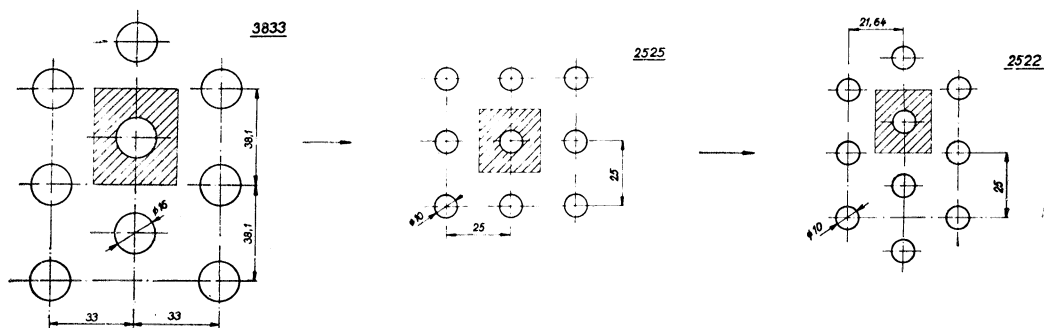
Výzkumný ústav vzduchotechniky, Praha

Příspěvek obsahuje číselné vztahy pro tepelné výpočty lamelových výměníků vyráběných v n. p. Vzduchotechnika Nové Mesto nad Váhom. V přehledné tabulce jsou obsaženy všechny potřebné číselné závislosti. Vztahy byly získány měřeními a úpravou obecně používaných závislostí pro konkrétní případ.

Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

0. Úvod

V příspěvku jsou uvedeny podklady pro stanovení tepelně-hydrodynamických vlastností nových teplosměnných ploch vyráběných v n. p. Vzduchotechnika Nové Mesto nad Váhom. Prvním typem je plocha s hliníkovými lamelami navléknutými na měděné trubce $\varnothing 16$ mm ve vystřídáném uspořádání. Její označení 3833 je odvozeno od rozměru obdélníkové lamely připadající na jednu trubku. Další dva typy výměnkových ploch mají měděné trubky $\varnothing 10$ mm a vyrábějí se v uspořádání trubek vystřídáném a za sebou. Jejich označení je 2522 (vystřídané) a 2525 (za sebou), viz *obr. 1a, b, c*. Pro všechny tři typy může být hustota lamelová-



Obr. 1. Uspořádání trubek v lamelových výměnících vyráběných v n. p. Vzduchotechnika Nové Mesto nad Váhom.

ní, tj. počet lamel navléknutých na 1 m trubky v mezích od 250 do 600 lamel. Tím je umožněna volba výkonu výměníku v podstatně hustší výkonové řadě než volba výměníku na základě změny počtu jeho řad. Z hlediska výrobních možností je obecně počet lamel na trubce v uvedených mezích libovolný. Pro jednotlivá zaří-

Tab. 1.

	3833	2522	2525
Se	$0,002\ 209\ 66 \cdot n + 0,045\ 121\ 574$	$0,001\ 686n^{0,916}$	$0,001\ 703n^{0,9396}$
Set	$0,051\ 522 (1 - 0,000\ 2n)$	$0,032\ 67 (1 - 0,000\ 2n)$	
S_L	$Se - Set$		
d_{ekv}	$\frac{0,016\ 4Set + S_L \sqrt{\frac{S_L}{2n}}}{Se}$	$\frac{0,010\ 4Set + S_L \sqrt{\frac{S_L}{2n}}}{Se}$	
ψ	$0,569\ 55 - 0,000\ 113\ 9n$	$0,548 - 0,000\ 116\ 8n$	
Re_L	$\frac{vL_{dekv}}{\psi \cdot \nu_L}$		
Nu_L	$0,059\ 908\ 69 \cdot Re_L^{0,63} \cdot n^{0,25} = \frac{\alpha_L \cdot d_{ekv}}{\lambda_L}$	$0,039\ 373\ Re_L^{0,67} \cdot n^{0,23}$	$0,552\ Re_L^{0,48}$
Re_w	$\frac{0,015\ 2 \cdot v_w}{\nu_w}$	$\frac{0,009\ 2v_w}{\nu_w}$	
Nu_w	$0,021\ Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43}$		
α_w	$\frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{0,015\ 2}$	$\frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{0,009\ 2}$	
η_L	$\frac{tg\ h (0,117\ 938\ 9 \sqrt{\alpha_L})}{0,117\ 938\ 9 \sqrt{\alpha_L}}$	$\frac{tg\ h (0,104\ 133 \sqrt{\alpha_L})}{0,104\ 133 \sqrt{\alpha_L}}$	$\frac{tg\ h (0,089\ 289 \sqrt{\alpha_L})}{0,089\ 289 \sqrt{\alpha_L}}$
$\frac{1}{kSe}$	$\frac{20,941\ 53}{\alpha_w} + \frac{1}{\alpha_L (Set + \eta_L S_L)} + 4,080\ 22 \cdot 10^{-5}$	$\frac{34,598\ 96}{\alpha_w} + \frac{1}{\alpha_L (Set + \eta_L S_L)}$	$\frac{1}{\alpha_w} + 6,578\ 43 \cdot 10^{-5}$
$\Delta p_L [Pa]$	$0,000\ 171 v_L^{1,8} n^{1,65} \cdot R$	$0,004\ 280\ 25 v_L^{1,94} \cdot R \cdot n$	$0,004\ 965\ 3 v_L^{1,8} \cdot R \cdot n$
$\Delta p_v [Pa]$	$13\ 271 \cdot t_w^{0,89} \cdot v_w^2 \cdot L^{0,571} \cdot k_t$	$4\ 627,49 L^{0,803\ 57-0,089\ 286 v_w} \cdot v_w^2 \cdot t \cdot k_t$	
	$k_{de} k_t = \exp [-0,007\ 782 (t_{wat} - 10)]$		
	$k_t = 1$		
			pro $t_{wat} \geq 10\ ^\circ C$ pro $t_{wat} < 10\ ^\circ C$

zení osazená těmito výměníky se však předpokládá, že pro každé zařízení budou výměníky vyráběny pouze v několika hustotách lamelování.

Uvedené údaje pro výpočet vlastností teplosměnných ploch byly získány zpracováním experimentálně stanovených hodnot na dostatečně velkých vzorcích šestiřadých výměníků. Měření byla prováděna na zkušebně ve VÚV Praha na speciálně vybudovaném experimentálním zařízení.

1. Součinitel prostupu tepla

Postup výpočtu součinitele prostupu tepla je zřejmý z *tab. 1*, kde jsou uvedeny potřebné vztahy v položkách 1 až 12. Tyto vztahy byly získány na základě zhodnocení experimentálně stanovených údajů pro jednotlivé typy teplosměnných ploch. Vztah (12) pro stanovení součinitele prostupu tepla vychází z obecného tvaru

$$\frac{1}{k \cdot Se} = \frac{1}{\alpha_w S_i} + \frac{1}{\alpha_L (Se_t + \eta_L S_L)} + \frac{\delta_t}{\lambda_t S_{stř}}.$$

Třetí člen tohoto vztahu představuje tepelné odpory stěny trubky a krčku lamely, které byly stanoveny pro jednotlivé typy teplosměnných ploch výpočtem z tepelných vodivostí a příslušných tloušťek.

V průběhu experimentálních prací byla sledována závislost součinitele přestupu tepla mezi kapalinou a vnitřním povrchem lamelových trubek. Jako základ pro její vyhodnocení byla přijata závislost

$$\alpha_w = f(\text{Re}_w^{0,8}, \text{Pr}^{0,43}).$$

Na základě naměřených hodnot byl stanoven pro kritériální vztah (9) násobitel 0,021, který umožňuje jeho použití již od rychlosti vody v trubkách 0,2 m/s.

Použití ekvivalentního průměru podle *Harrisona* (4) jako charakteristického rozměru umožnilo přesnou aproximaci součinitele přestupu tepla mezi vzduchem a vnějším povrchem lamelových trubek bezrozměrným kritériem (7). Tyto kritériální vztahy pro Nu_L jsou sestaveny pro skutečnou rychlost vzduchu v mezilamelovém prostoru, která je podílem rychlosti v_L v čelním volném průřezu a součinitele zúžení ψ tak, jak je patrné ve vztahu pro určení Reynoldsova kritéria (6). Konstanta ve vztahu pro účinnost lamelování (11) byla stanovena výpočtem s použitím náhradního vnějšího průměru lamely podle *Schmidta*.

Pro běžné technické výpočty je možno vztah (7) zjednodušit dosazením hodnot fyzikálních veličin vzduchu pro +15 °C. Pro stanovení hodnoty součinitele přestupu tepla mezi vzduchem a vnějším povrchem lamelových trubek se dají použít pro jednotlivé typy teplosměnných ploch následující vztahy

$$(\alpha_L)_{3833} = 1,6088 d_{ekv}^{-0,37} \left(\frac{v_L}{\psi} \right)^{0,63} n^{0,25},$$

$$(\alpha_L)_{2522} = 1,6478 d_{ekv}^{-0,33} \left(\frac{v_L}{\psi} \right)^{0,66} n^{0,23},$$

$$(\alpha_L)_{2525} = 2,8069 d_{ekv}^{-0,52} \left(\frac{v_L}{\psi} \right)^{0,48}.$$

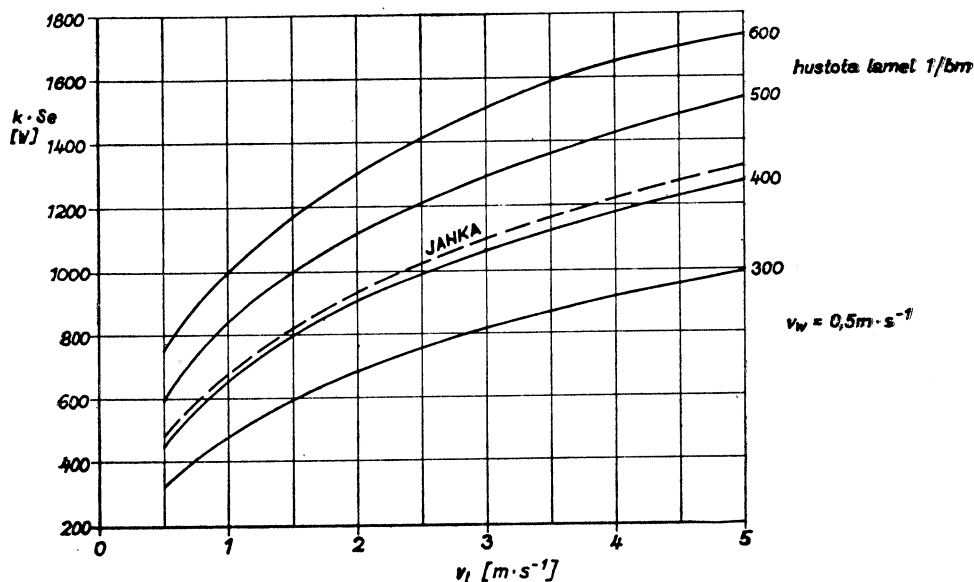
2. Tlakové ztráty

Výpočet tlakových ztrát na straně vzduchu a kapaliny se provádí podle vztahů uvedených v tab. 1 v položkách 13 a 14. Tlaková ztráta na straně vzduchu byla vyhodnocena na základě měření v závislosti na rychlosti vzduchu v_L , počtu řad výměníku R a hustotě lamelování.

Pro tlakovou ztrátu na straně kapaliny byly z diagramů naměřených údajů odvozeny výpočtové vztahy, které zahrnují délku jedné trubky L , počet trubek zapojených v jednom vodním tahu t a korekci na střední teplotu vody k_t .

3. Závěr

Uvedené výpočtové vztahy byly použity pro stanovení závislosti součinu celkového prostupu tepla a teplosměnného povrchu $k \cdot S_e$ na rychlostech vzduchu a vody pro jednotlivé typy teplosměnných ploch, které mají v převážné míře nahrazovat dosavadní typ plochy vyráběné v k. p. Janka Radotín. Jako příklad jsou na obr. 2 zakresleny průběhy $k \cdot S_e$ pro různé hustoty lamelování plochy 3833 při rychlosti vody v trubkách 0,5 m/s a pro teplotní poměry odpovídající podmínkám při experimentálních pracích, tj. pro střední teplotu vody 80 °C a vzduchu 15 °C. Výpočtem pro teplotu kapaliny +5 °C, která odpovídá pro chladiče, lze prokázat, že rozdíl hodnot součinitele prostupu tepla ohřivačů oproti chladičům je minimální a nakreslené průběhy je možno použít pro oba typy výměníků. V diagramu je rovněž zakreslena uvedená závislost pro teplosměnnou plochu Janka. Při nahrazování výměníků na stávajících klimatizačních zařízeních je třeba provádět srovnání pü-



Obr. 2. Porovnání výměnkové plochy 3833 s plochou, vyráběnou v n. p. JANKA Radotín (vztaženo na 1 m² čelního průřezu).

vodní a nové plochy pro čelní průřez výměníků. Je to dáno tím, že původní rozteč trubek je 30 mm a nová plocha typu 3833 má rozteč trubek 38,1 mm. Proto součinn k . Se je vztažen na 1 m² čelního průřezu. Z tohoto diagramu je patrné, že náhradu je možno zajistit použitím nové teplosměnné plochy s hustotou lamel 420.

POUŽITÁ OZNAČENÍ

- d_{ekv} — ekvivalentní průměr lamelové trubky [m],
 k — součinitel prostupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$],
 k_t — teplotní korekce tlakové ztráty,
 L — délka jedné trubky ve výměníku [m],
 n — hustota lamelování,
 Δp_L — tlaková ztráta na straně vzduchu [Pa],
 Δp_w — tlaková ztráta na straně vody [Pa],
 R — počet řad výměníku,
 Se — celková teplosměnná plocha 1m lamelové trubky [m²],
 Si — vnitřní povrch 1m trubky [m²],
 SL — povrch lamel 1m lamelové trubky [m²],
 S_{str} — střední povrch 1m lamelové trubky [m²],
 t — počet trubek v jednom vodním tahu,
 $t_{w,\text{str}}$ — střední teplota vody [°C],
 v_L — rychlost vzduchu v čelním průřezu výměníku [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],
 v_w — rychlost vody v trubkách [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],
 α — součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$],
 δ_t — tloušťka stěny trubky [m],
 η_L — účinnost lamel,
 λ — tepelná vodivost [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$],
 ν — kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$],
 ψ — poměrné zúžení volného průřezu výměníku.

LITERATURA

- Fiačanová G., Šavrdá J.* Experimentální ověření vlastností licenčních výměňkových ploch. Zpráva VÚV Z-82-1542
Šavrdá J., Fiačanová G. Vlastnosti licenčních výměňkových ploch. Zpráva VÚV Z-81-1467

ТЕПЛОВЫЕ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА НОВЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Инж. Галина Фиачанова

Статья содержит численные зависимости для тепловых расчетов пластинчатых теплообменников, выпускаемых на заводе Воздухотехника, Нове Место над Вагом. В наглядной таблице приведены все нужные численные зависимости. Отношения были получены с помощью измерений и оформлением общеприменяемых зависимостей для конкретного случая.

THERMAL AND HYDRODYNAMIC PROPERTIES OF NEW HEAT EXCHANGE SURFACE

Ing. Galina Fiačanová

Numerical relations for thermal calculations of louvered heat exchangers from the plant Vzducho-technika, Nové Mesto nad Váhom are discussed in the article. In the well-arranged table all the necessary numerical dependence is involved there. The relations have been obtained by measurements and by a modification of generally applied dependencies for the concrete case.

WÄRMEHYDRODYNAMISCHE EIGENSCHAFTEN DER NEUEN WÄRMEÜBERTRAGUNGSFLÄCHEN

Ing. Galina Fiačanová

Der Beitrag beinhaltet die numerischen Beziehungen für die Wärmeberechnungen der im VEB Vzduchotechnika, Nové Mesto n. V. hergestellten Lamellenaustauscher. Die übersichtliche Tabelle beinhaltet alle notwendigen numerischen Abhängigkeiten. Die Beziehungen sind durch die Messungen und durch die Umformung der für einen konkreten Fall allgemein verwendeten Abhängigkeiten erworben worden.

CARACTÉRISTIQUES THERMO-HYDRODYNAMIQUES DES SURFACES DE TRANSMISSION DE LA CHALEUR NOUVELLES

Ing. Galina Fiačanová

L'article présenté comprend les relations numériques pour les calculs thermiques des échangeurs lamelleux produits dans l'établissement national Vzduchotechnika, Nové Mesto n/V. Toutes les dépendances numériques nécessaires sont comprises dans un tableau synoptique. Les relations ont été obtenues sur la base des mesures et par l'adaptation des dépendances d'usage général pour un cas concret.

Za Otakarem Křepelkou

Dne 10. října 1983 zemřel po delší nemoci Otakar Křepelka, který by se koncem roku dožil 75 let. Celý svůj život zasvětil vzduchotechnice a sušárnám. Zvláště v tomto oboru byl uznávaným odborníkem. Pracoval jako konstruktér, projektant i jako vedoucí pracovník. Naposledy byl vedoucím technického rozvoje v Závodech na výrobu vzduchotechnických zařízení, Milevsko. Z této funkce odešel v roce 1969 na zasloužený odpočinek.

Čest jeho památce!

Redakční rada

● Důsledky vyšší tepelné ochrany v NSR

Rostoucí ceny energie vedly v NSR k extenzivnějším a přísnějším požadavkům na ochranu proti unikání tepla z budov, a to jak v normách, tak i v zákonných předpisech a způsobily zvýšení této ochrany u všech nových budov a zčásti i u starších objektů. Přitom se širším nasazením izolačních materiálů, resp. většími tloušťkami stavebních dílů snížily transmisní ztráty budov a také ztráty větráním těsnějšími spárami oken a dveří.

Do budoucna se očekává další snížení transmisních ztrát:

— používáním venkovních stavebních dílů

o menším součiniteli „k“,“

— používáním sezónních zařízení tepelné ochrany, jako jsou sklopné či posuvné okenní rolety,

— cílevědomým potlačováním resp. zmírňováním vlivu tepelných můstků,

— úpravou, povrchu otopných těles, aby se snížila vzájemná výměna tepla v oblasti dlouhovlnného záření.

Širším používáním mechanických větracích zařízení se zpětným získáváním tepla budou se tepelné ztráty dále snižovat. Přitom bude více a více využívána sluneční energie stavebními prostředky (tj. pasivní využití sluneční energie).

CCI 12/82

(Ku)



VÍCESTUPŇOVÉ RADIÁLNÍ VENTILÁTORY PRO VYSOKÉ TLAKY

ING. MILOŠ ŠAVRDA

Výzkumný ústav vzduchotechniky, Praha

Vícestupňovými radiálními ventilátory se zvyšuje celkový tlak při stejné obvodové rychlosti. Celkový tlak jednostupňových ventilátorů je omezen pevností oběžného kola a uložením.

Současně požadovaný tlak Δp_{cv} nad 20 000 Pa při $\rho = 1,2 \text{ kg m}^{-3}$ se předpokládá řešit vícestupňovými ventilátory s technologií svařováním.

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

Jednostupňové ventilátory docilují určitý maximální tlak. Požaduje-li se tlak vyšší, řadíme ventilátory do série. Jednostupňové radiální ventilátory se používají do obvodové rychlosti $\sim 150 \text{ m s}^{-1}$. Celkový tlak při $\rho = 1,2 \text{ kg m}^{-3}$ je přibližně $\Delta p_{cv} = 13\,000 \text{ Pa}$. Řazením ventilátorů do série nebo vícestupňovými ventilátory se celkový tlak při dané obvodové rychlosti zvyšuje.

Problematika použití vícestupňových ventilátorů pro konkrétní požadavky se řešila ve VÚV od r. 1962 na základě souborné studie koncepčního řešení aerodynamického schématu vícestupňových radiálních ventilátorů pro poměr olopatkování oběžného kola $D_1/D_2 = 0,25$. Koncepční schéma se liší podle technologie výroby skříní svařováním nebo litím. Podstatný vliv na volbu technologie má velikost ventilátoru.

Navržený dvoustupňový radiální ventilátor velikosti 800 typ RVC podle PN 12 3355 byl vyráběn technologií svařování v k. p. Janka ZRL Radotín.

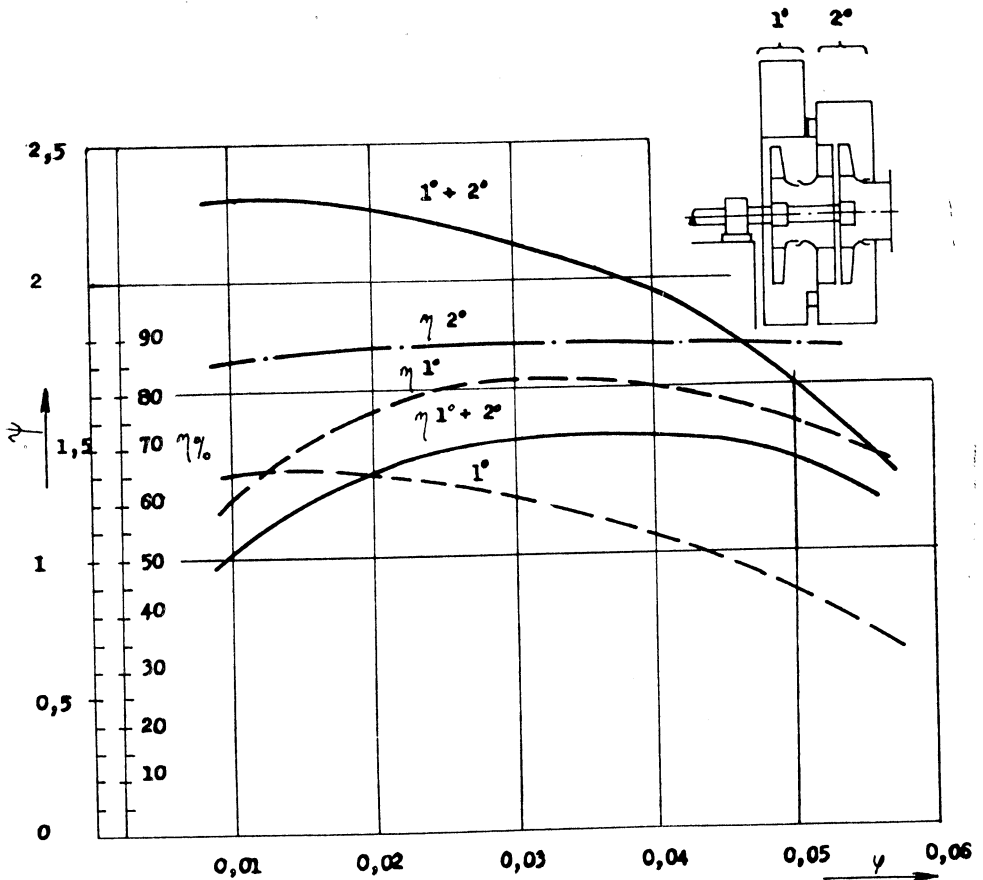
Bezrozměrná charakteristika je na *obr. 1*. V optimálním bodu výkonnosti charakteristiky byl dosažen u dvoustupňového provedení celkový tlak $\Delta p_{cv} = 18\,500 \text{ Pa}$ s účinností $\eta = 71 \%$. U jednostupňového provedení je celkový tlak $\Delta p_{cv} = 11\,000 \text{ Pa}$ s účinností $\eta = 81 \%$ při stejném objemovém průtoku.

V bodu optimální účinnosti podle obrázku je u dvoustupňového provedení tlakové číslo $\psi = 2,1$ a u jednostupňového provedení $\psi = 1,25$. Zvýšení tlakového čísla je u dvoustupňového provedení oproti jednostupňovému provedení asi o 70 %.

Získané poznatky se využily při návrhu osmistupňového ventilátoru s technologií lití, který se vyrábí pod označením RVG podle PM 12 3358 v k. p. ZVVZ Milevsko. Tento ventilátor byl řešen stavebnicově pro použití počtu stupňů podle požadovaného celkového tlaku.

Osmistupňový radiální ventilátor dosahuje celkový tlak $\Delta p_{cv} = 29\,500 \text{ Pa}$ při $\rho = 0,87 \text{ kg m}^{-3}$ a účinnosti $\eta = 50 \%$. Jeho hlučnost je asi o 20 dB (A) nižší oproti jednostupňovému ventilátoru na stejné výkonnostní parametry.

Pro Sazovnu ve Valašském Meziříčí byl vyroben v ZVVZ Milevsko s technologií sváření dvoustupňový radiální ventilátor velikosti 1400 pro objemový průtok $Q = 20 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ a celkový tlak 12 000 Pa při $\rho = 1,2 \text{ kg m}^{-3}$.



Obr. 1. Charakteristiky dvoustupňového radiálního ventilátoru. 1° — oběžné kolo se spirální skříní (jednostupňové provedení), 2° — oběžné kolo s převáděcí skříní, $1^\circ + 2^\circ$ — dvoustupňové provedení, ψ — tlakové číslo, φ — objemové číslo, η — účinnost

Vícetupňovými ventilátory zvyšujeme celkový tlak při poměrně malém zvětšení zástavby oproti radiálnímu ventilátoru jednostupňového provedení. Účinnost vícetupňových ventilátorů je však nižší a snižuje se s počtem stupňů přibližně podle vztahu

$$\eta_{cv} = \frac{1}{\frac{n}{\eta} - (n - 1)},$$

kde n — počet stupňů,
 η — účinnost stupně s převáděcí skříní.

Vícetupňové ventilátory pro vysoké výkonnostní parametry se předpokládají s technologií sváření s jednoduchým aerodynamickým schématem.
 Pro parní kotle s fluidním spalováním se v současné době požaduje ventilátor

o objemovém průtoku $Q = 64 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ s celkovým tlakem $\Delta p_{cv} = 21\,000 \text{ Pa}$ při teplotě $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Potřebný výkon elektromotoru je asi 2000 kW . Poněvadž nelze předpokládat podstatnější zvýšení celkových tlaků u stávajících ventilátorů, je možné řešení se sériovým řazením ventilátorů nebo ve vícestupňovém provedení radiálních ventilátorů. Pro dané výkonnostní parametry je optimální řešení dvoustupňovým radiálním ventilátorem s poměrem olopatkování oběžného kola $D_1/D_2 = 0,6$ a s ekonomickou regulací.

K určení aerodynamického schématu dvoustupňového radiálního ventilátoru pro daný poměr olopatkování oběžného kola je nezbytný teoreticko-experimentální výzkum s částí stupně se spirální skříňí a s převáděcí skříňí s cílem dosažení maximální účinnosti.

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Инж. Милош Шаврда, к. т. н.

С помощью многоступенчатых радиальных вентиляторов повышается полное давление при равной окружной скорости. Полное давление одноступенчатых вентиляторов ограничено прочностью рабочего колеса и его посадкой. Современного требуемого давления Δp_{cv} больше чем $20\,000 \text{ Pa}$ при $q = 1,2 \text{ кг м}^{-3}$ предполагается достигнуть при помощи многоступенчатых вентиляторов и технологии сварки.

MULTI-STAGE HIGH PRESSURE RADIAL FLOW FANS

Ing. Miloš Šavrda, CSc.

By multi-stage radial flow fans the total pressure is increasing with identical peripheral velocity. The total pressure of single-stage fans is limited by strength of an impeller and by its seating too. Simultaneously required pressure Δp_{cv} above $20\,000 \text{ Pa}$ with $q = 1,2 \text{ kg m}^{-3}$ is supposed to be solved by multi-stage fans and by a welding technology.

MEHRSTUFIGE RADIALVENTILATOREN FÜR DIE HOHEN DRÜCKE

Ing. Miloš Šavrda, CSc.

Der Totaldruck wird sich mit Hilfe der mehrstufigen Radialventilatoren bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit erhöht. Der Totaldruck der einstufigen Ventilatoren wird durch die Festigkeit eines Laufrades und durch die Lagerung begrenzt. Auf Grund dieser Voraussetzungen kann man den gleichzeitig beanspruchten Druck Δp_{cv} über $20\,000 \text{ Pa}$ bei $q = 1,2 \text{ kg m}^{-3}$ mit Hilfe der mehrstufigen Ventilatoren und der Schweissungstechnologie lösen.

VENTILATEURS RADIAUX À PLUSIEURS ÉTAGES POUR LES HAUTES PRESSIONS

Ing. Miloš Šavrda, CSc.

La pression totale s'augmente à la même vitesse périphérique par les ventilateurs radiaux à plusieurs étages. La pression totale des ventilateurs à un seul étage est limitée par la résistance de la roue tournante et par le montage. Cela supposé, il est possible de résoudre la pression exigée simultanément Δp_{cv} au delà de $20\,000 \text{ Pa}$ à $q = 1,2 \text{ kg m}^{-3}$ par les ventilateurs à plusieurs étages et par la technologie de soudage.



Ing. Ladislav Strach, CSc. — 60 let

Dne 13. 12. 1983 se dožil významného jubilea — 60. narozenin — dlouholetý člen redakční rady našeho časopisu a přední odborník v oboru sušení Ing. Ladislav Strach, CSc., laureát Státní ceny Klementa Gottwalda. Narodil se v Praze, studoval na reálném gymnasiu v Holešovicích, kde v roce 1942 maturoval s vyznamenáním. V letech 1942 — 1944 absolvoval abiturientský kurs strojnický při průmyslové škole a po ukončení studia nastoupil zaměstnání ve Zbrojovce Brno, kde pracoval jako konstruktér ve strojním výzkumu. V roce 1945 pokračoval ve studiu na Vysoké škole strojního a elektrotechnického inženýrství v Praze. Po ukončení studia v roce 1948 a základní vojenské služby v roce 1950 nastoupil zaměstnání jako výzkumný pracovník ve Výzkumném ústavu těžkého strojírenství, dnešním Státním výzkumném ústavu pro stavbu strojů v Praze-Běchovicích, kde pracuje dodnes. Od roku 1954 byl pověřen vedením samostatného útvaru pro výzkum sušení a sušáren. Za jeho vedení byl tak vybudován dnešní specializovaný výzkumný odbor Technika sušení, který má vedoucí postavení v sušárenském výzkumu v ČSSR.

Od roku 1956 aktivně pracuje v ČSVTS jako předseda odborné skupiny pro sušení a řadu let byl i členem předsednictva ČÚV Komitétu pro životní prostředí. Jako funkcionář ČSVTS se zasloužil o uspořádání celé řady vědecko-technických konferencí, aktivů a seminářů věnovaných hlavním problémům oboru sušení. Za tuto činnost byl v roce 1973 vyznamenán Zlatým odznakem ČSVTS a čestným uznáním I. stupně ÚR ČSVTS. Je nositelem řady dalších uznání a ocenění ČSVTS, SČSP, ROH a BSP. V roce 1976 se mu dostalo vysokého společenského ocenění udělením Státní ceny Klementa Gottwalda. Od roku 1965 je též členem redakční rady všesvazového časopisu IFŽ v Minsku.

Ing. L. Strach, CSc., je znám a respektován širokou technickou veřejností pro své hluboké teoretické znalosti, bohatou publikační činnost a rozvoj oboru technika sušení v ČSSR. Jako školitel vědeckých aspirantů a garant periodických postgraduálních kursů „Sušárenství“ pořádaných fakultou strojní ČVUT v Praze se aktivně podílí na výchově nových technických kádrů.

Svého životního jubilea se Ing. Ladislav Strach, CSc. dožívá v plné tvořivé práci, které zasvětil celý svůj život. Redakční rada časopisu Zdravotní technika a vzducho-technika a s ní i široká technická veřejnost přeje milému jubilantovi pevné zdraví, osobní pohodu a spokojenost a další úspěchy v jeho záslužné práci.

Redakční rada



NÁVRH REGULAČNÍHO VENTILU PRO VODNÍ OHŘÍVAČE S OBĚHOVÝM ČERPADLEM U KLIMATIZAČNÍCH A VĚTRACÍCH JEDNOTEK

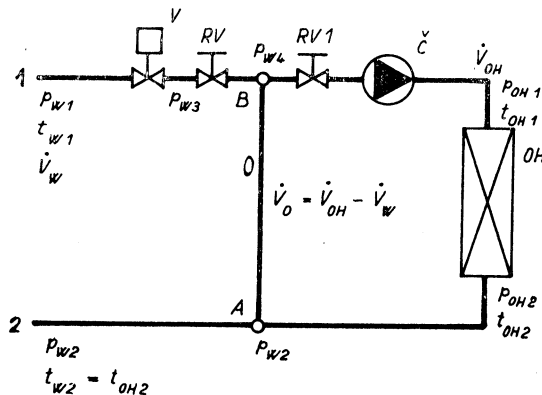
ING. VLADISLAV FERST, CSc.

Výzkumný ústav vzduchotechniky, Praha

Je stanoven postup výpočtu statických charakteristik vodních ohřivačů s oběhovým čerpadlem a zkratem na sání čerpadla, který se využívá při návrhu regulačních ventilů. Z výsledku výpočtu vyplývá, že pro vypočtenou charakteristiku výměníku, která je nelineární, nejlépe vyhovuje rovnoprocentní průběžný regulační ventil.

Recenzoval: Ing. Jiří Tůma, DrSc.

U větracích a klimatizačních jednotek se v posledních letech často používají vodní ohřivače s místním oběhovým čerpadlem. Při regulaci jejich tepelného výkonu se často používá zapojení podle obr. 1. Proti dosud užívanému provedení s trojcestným nebo průchozím ventilem má toto zapojení několik výhod. Umožňuje



Obr. 1. Regulace vodního ohřivače větrací jednotky průchozím regulačním ventilem a oběhovým čerpadlem s obtokem na sání čerpadla

především podstatné zlepšení ochrany proti zamrznutí, zmenšuje závislost na kolísání tlaku u rozvodné sítě a do jisté míry usnadňuje návrh regulačního orgánu. Vlastnosti obvodu podle obr. 1 nebyly podle nám dostupných pramenů v tuzemsku popsány a ani v zahraničních podkladech jsme nenašli úplný popis všech závislostí.

Podrobnější rozbor ukázal, že přesto, že se jedná o směšování, je statická charakteristika ohřivače (tj. závislost $Q = f(\dot{V}_P)$ značně nelineární. Při zanedbatelné

malé tlakové ztrátě v obtoku je objemový průtok výměníkem přibližně stálý. Ventil je zapotřebí navrhnout tak, aby poměrný tepelný výkon výměníku závisel přibližně lineárně na poměrném zdvihu, který je řízen regulátorem. Statická charakteristika výměníku je pro obvykle dimenzované ohřívače natolik zakřivená, že použití ventilu s lineární kuželkou na základě libovolného tlakového spádu podle údaje topenáře nemůže vést k uspokojivým výsledkům.

Ukážeme způsob návrhu regulačního ventilu pro uspořádání podle obr. 1. Toto uspořádání se v praxi osvědčilo.

V potrubní síti je jiným regulačním okruhem, anebo vhodným dimenzováním sítě a volbou vhodné charakteristiky čerpadel zajištěno, že tlakový rozdíl mezi přívodní a odvodní větví ($p_{w_1} - p_{w_2}$) je přibližně stálý.

Používá se průchozí ventil V s rovnoprocentní (ekviprocentní) charakteristikou. Naši výrobci (Sigma Ústí nad Labem) vyrábějí pro jmenovitý tlak J_t 40 tyto ventily ve velikostech J_s od 15 do 150 mm a s hodnotou K_v od 1,15 do 174 m³/h, s ekviprocentní charakteristikou 4 %. Tato řada má typové označení V 41 113 450 a katalogové označení „Ventil s regulační kuželkou a elektrickým servomotorem“. Nelze použít ventilů řady V 41 113 616 pro J_t 16, neboť mají pouze lineární charakteristiku, která pro tento případ není vhodná.

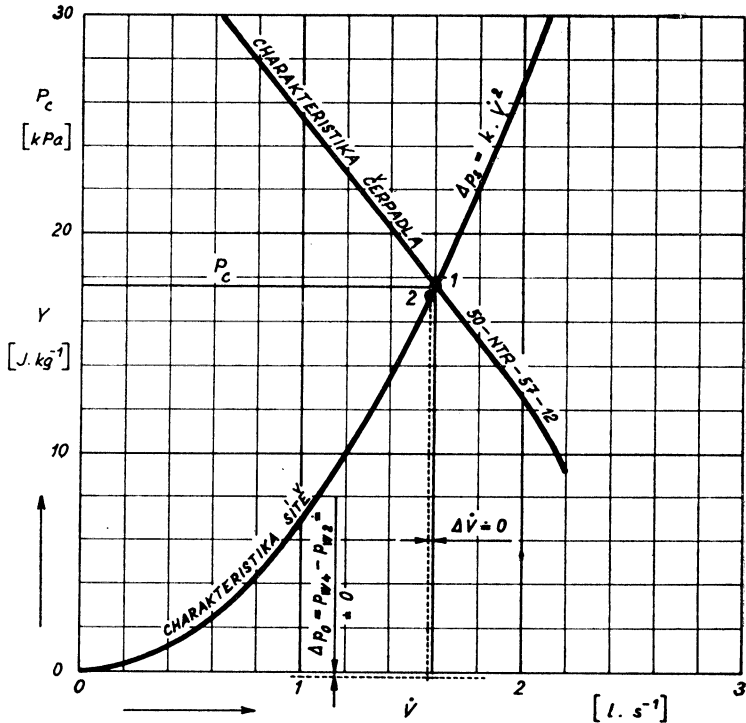
Velikost ventilu se navrhne tak, aby při celkovém tlakovém spádu $\Delta p_{c100} = p_{w_1} - p_{w_4} = \text{konst.}$ dával plný výkon. Podrobný postup výpočtu vysvětlíme na konci článku. Tlaková ztráta v obtoku $\Delta p_0 = p_{w_4} - p_{w_2}$ se volí co nejmenší. Čerpadlo výměníku překonává celkový odpor daný součtem tlakových ztrát přívodní a odvodní větve ($p_{w_4} - p_{0H_1}$) + ($p_{0H_2} - p_{w_2}$), ohřívače ($p_{0H_1} - p_{0H_2}$) a obtoku ($p_{w_4} - p_{w_2}$).

Do tlakové ztráty potrubí je zahrnut také vliv případného ručního regulačního ventilu RVI v přívodní větvi, kterým lze nastavit přesněji jmenovitý průtok výměníkem, je-li to nezbytné.

Při velmi malé tlakové ztrátě v obtoku se pracovní bod čerpadla nemění při různém otevření regulačního ventilu V a ohřívačem OH protéká téměř stálé množství vody. Na obr. 2 je plnou čarou naznačen provozní stav při plně otevřeném regulačním ventilu, při němž protéká všechna voda z přívodní větve 1 čerpadlem \check{C} do výměníku OH a vrací se odvodní větví 2. Obtokem O neprotéká žádná voda. Tlakový rozdíl $p_{w_4} - p_{w_2}$ je přesně nulový. Současně platí $t_{0H_1} = t_{w_1}$, $\check{V}_0 = \check{V}_{OH} - \check{V}_w = 0$. $\check{V}_{OH} = \check{V}_w$.

Při zcela zavřeném regulačním ventilu se nastaví stav označený bodem 2 na obr. 2. Obtokem O protéká všechna voda dopravovaná čerpadlem, takže po ustálení platí $t_{0H_1} = t_{0H_2} = t_{L_1} = t_{L_2}$; $\check{V}_w = 0$, $\check{V}_0 = \check{V}_{OH}$. Při správně navrženém obtoku je tlaková ztráta $p_{w_4} - p_{w_2}$ zanedbatelně malá, takže pracovní bod na charakteristice čerpadla při plně otevřeném ventilu \check{V} označený 1 a stav při jeho plném uzavření označený 2 se téměř neliší a obvod pracuje se stálým průtokem vody $\check{M}_{OH} = \rho_w \cdot \check{V}_{OH}$. Kdyby byl ventil V poněkud předimenzovaný, bude při plně otevřeném ventilu část vody proudit obtokem v opačném směru. Kdyby byl ventil málo dimenzovaný, pak by i při plně otevřeném ventilu protékalo určité množství vody mezi body A a B (obr. 1) a teplota před výměníkem by nikdy nedosáhla hodnoty přívodní vody ($t_{0H_1} < t_{w_1}$), takže výměník by nedal projektovaný tepelný výkon.

Při provozních stavech s částečně otevřeným regulačním ventilem leží pracovní body čerpadla mezi body 1 a 2 na obr. 2. Průtočné množství čerpadlem i výměníkem je přibližně stálé, pokud je splněna podmínka minimální tlakové ztráty v obtoku.



Obr. 2. Provozní stav na charakteristice čerpadla

Pro návrh ventilu si zavedeme statickou charakteristiku, kterou definujeme jako závislost poměrného tepelného výkonu ohříváče na poměrném zdvihu regulačního ventilu. Znalost této charakteristiky nám umožní zvolit správnou průtočnou charakteristiku regulačního ventilu a správně zvolit jeho velikost.

Při stanovení statické charakteristiky vycházíme ze směšovací rovnice:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{\text{OH}} \cdot t_{\text{OH1}} &= \dot{V}_{\text{W}} \cdot t_{\text{W1}} + \dot{V}_{\text{OH}} \cdot t_{\text{OH2}} - \dot{V}_{\text{W}} \cdot t_{\text{OH2}}, \\ \dot{V}_0 &= \dot{V}_{\text{OH}} - \dot{V}_{\text{W}}. \end{aligned} \quad (1)$$

Při stálém průtoku vody a vzduchu ohříváčem platí, že teplotní rozdíl na straně vody a vzduchu je úměrný tepelnému výkonu ohříváče, takže pro poměrné hodnoty platí

$$Q_{\text{P}} = \frac{Q}{Q_{100}} = \frac{(t_{\text{OH1}} - t_{\text{OH2}})}{(t_{\text{OH1}} - t_{\text{OH2}})_{100}} = \frac{(t_{\text{L2}} - t_{\text{L1}})}{(t_{\text{L2}} - t_{\text{L1}})_{100}} = \frac{\Delta t_{\text{OH}}}{\Delta t_{\text{OH100}}}. \quad (2)$$

Z rovnic (1) a (2) určíme po zavedení poměrného průtoku $\dot{V}_{\text{P}} = \dot{V}_{\text{W}}/\dot{V}_{\text{OH}}$ tuto závislost vstupní teploty vody na velikosti výkonu ohříváče

$$t_{\text{OH1}} = t_{\text{W1}} - Q_{\text{P}} \cdot \Delta t_{\text{OH100}} \cdot \left(\frac{1}{\dot{V}_{\text{P}}} - 1 \right). \quad (3)$$

Pro přestup tepla na povrchu výměníku do vzduchu platí známé závislosti

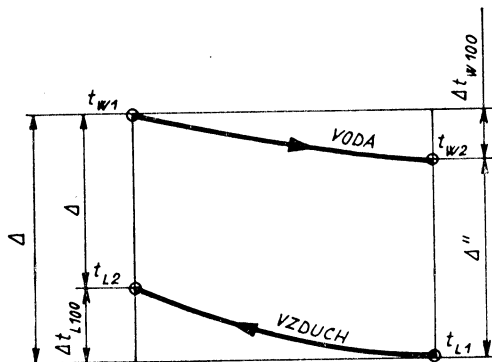
$$\begin{aligned} \Delta' - \Delta'' &= t_{OH1} - t_{L2} - t_{OH2} + t_{L1} = \Delta t_{OH1} - \Delta t_{L100} \\ Q &= k \cdot S_L \cdot \Delta t_{LOG} = k \cdot S_L \cdot \frac{\Delta' - \Delta''}{\ln \frac{\Delta'}{\Delta''}} = \dot{M}_{WCW} \cdot (t_{OH1} - t_{OH2}) = \\ &= \dot{M}_L \cdot c_{PL}(t_{L2} - t_{L1}). \end{aligned} \quad (4)$$

Po úpravě rovnice (4) můžeme zavést označení

$$m = k \cdot S_L \cdot \left(\frac{1}{\dot{M}_W \cdot c_W} - \frac{1}{\dot{M}_L \cdot c_{PL}} \right) = \text{konst.} \quad (5)$$

Hodnota m je stálá, neboť všechny veličiny na pravé straně rovnice (5) jsou stálé. Proto také platí $e^m = \text{konst.}$ Z rovnice (4) plyne pro vztah poměrů vstupních a výstupních rozdílů teplot vody a vzduchu při protiproudu závislost (obr. 3)

$$\frac{\Delta'_{100}}{\Delta''_{100}} = \frac{\Delta'}{\Delta''} = \frac{t_{OH1} - t_{L2}}{t_{OH2} - t_{L1}} = e^m = \text{konst.} \quad (6)$$



Obr. 3. Schéma průběhu teplot v protiproudém ohřivači

Vzhledem k přibližnosti výpočtu můžeme vliv křížového proudu zanedbat. Z rovnice (6) a ze vztahu (2) odvodíme při stálé teplotě vzduchu t_{L2} za výměníkem (např. je-li tato hodnota regulována) závislost

$$t_{OH1} = t_{L2} + Q_P \cdot \frac{e^m}{1 - e^m} (\Delta t_{L100} - \Delta t_{OH100}). \quad (7)$$

Z rovnice (6) odvodíme

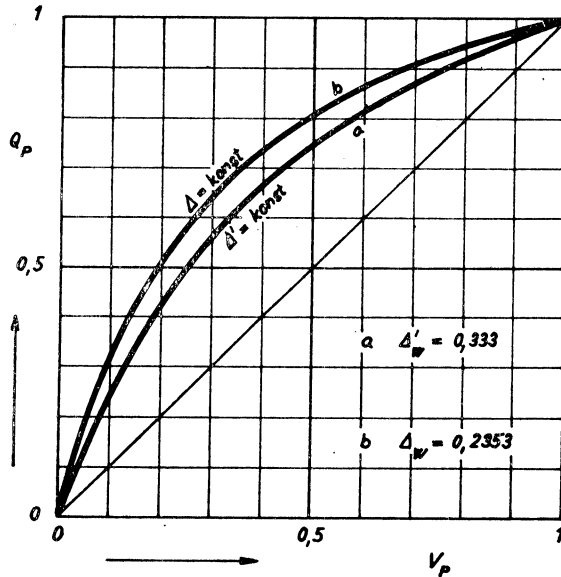
$$\frac{e^m}{1 - e^m} = \frac{\Delta'}{\Delta t_{L100} - \Delta t_{OH100}} = \frac{1}{\Delta'_L - \Delta'_{OH}}. \quad (8)$$

Po dosazení vztahu (8) a porovnáním rovnic (7) a (3) dostaneme pro závislost poměrného tepelného výkonu ohřivače na poměrném průtoku vody regulačním

ventilem, která definuje statickou charakteristiku výměníku s regulačním ventilem pro $\Delta' = t_{W1} - t_{L2} = \text{konst.}$ $\Delta'_W = (t_{W1} - t_{W2})_{100}/\Delta'$ rovnicí:

$$Q_P = \frac{1}{1 + \Delta'_W \left(\frac{1}{V_P} - 1 \right)}. \quad (9)$$

Na obr. 4 je znázorněna závislost podle rovnice (9) pro teploty vody 90/70 a teploty vzduchu 5/30 ($\Delta'_W = 0,333$, křivka *a*). Na témže obrázku je jako křivka *b*



Obr. 4. Příklad statické charakteristiky výměníku

odvozena obdobná závislost pro stejné teploty vody, ale podle rovnice (11) ($\Delta = 85 \text{ K}$, $\Delta_W = 0,2353$). Je vidět, že tato statická charakteristika je nelineární a že pro její linearizaci bude nutno volit rovnoprocentní regulační ventil. Žádáme totiž, aby výsledná závislost Q_P na zdvihu regulačního ventilu byla přibližně lineární.

Podobně můžeme stanovit při stálé teplotě přívodní vody t_{W1} a vstupního vzduchu t_{L1} průběh statické charakteristiky, zavedeme-li do předchozích rovnic závislost

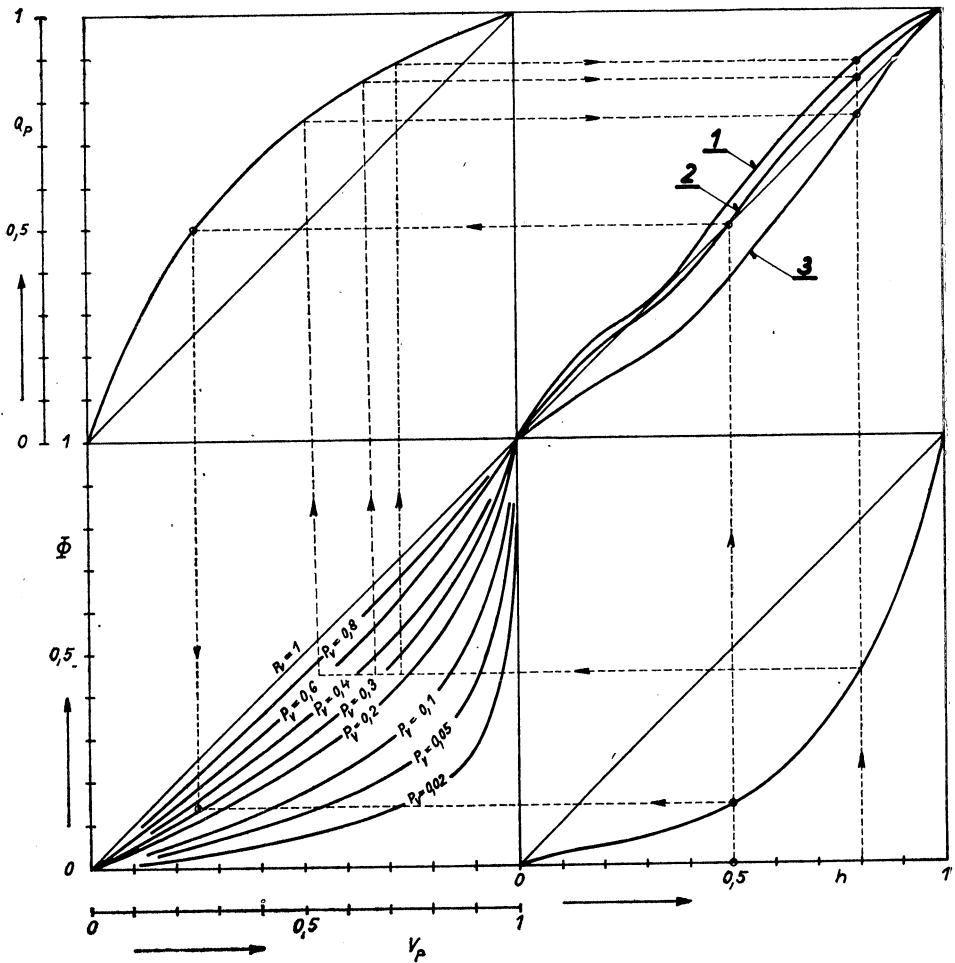
$$\Delta = t_{W1} - t_{L1} = \Delta' + t_{L100} = \Delta'' + \Delta t_{W100} \quad (10)$$

Po dosazení a úpravě získáme obdobný vzorec jako v rovnici (9), ale pro $\Delta = t_{W1} - t_{L1} = \text{konst.}$, $\Delta_W = \Delta t_{W100}/\Delta$:

$$Q_P = \frac{1}{1 + \Delta_W \left(\frac{1}{V_P} - 1 \right)}. \quad (11)$$

Při známé statické charakteristice výměníku můžeme při návrhu regulačního ventilu použít výpočetní postup odvozený v předchozí práci [2].
 Pro návrh ventilu musí být známy velikosti těchto veličin (obr. 1 a 3):

teploty	$t_{W1}, (t_{L1})_{100}, (t_{L2})_{100}, (t_{OH1})_{100}, (t_{OH2})_{100}$
tlaky	$p_{W1}, p_{W2}, p_{W4} \doteq p_{W2}, p_{OH1}, p_{OH2}$
průtoky	$\dot{V}_{OH} = \dot{V}_{OH100} = \dot{V}_{W100} = \text{konst}, \dot{V}_L = \dot{V}_{L100} = \text{konst.}$



Obr. 5. Nomogram pro stanovení charakteristického tlakového poměru P_v

Musí být známo, zda je možno brát jako přibližně stálou teplotu t_{L1} nebo t_{L2} a podle toho volit výpočet charakteristiky buď podle rovnice (9), nebo (11).

Podle [2] nalezneme pomocí nomogramu na obr. 5 velikost charakteristického tlakového poměru ventilu

$$P_V = \Delta p_{V100}/p_{C100} = \Delta p_{V100}/(p_{W1} - p_{W4}). \quad (12)$$

Při stanovení P_V je na obr. 5 vpravo dole vynesena charakteristika rovnoprocentního ventilu, vlevo dole charakteristika průtčné sítě s kvadratickou závislostí tlakové ztráty na objemovém průtoku, vlevo nahoře statická charakteristika podle rovnice (9) nebo (11), vpravo nahoře závislost poměrného průtoku na zdvihu ventilu, která má být přibližně lineární. Závislost vpravo nahoře je výsledkem grafického postupu. Je to závislost poměrného tepelného výkonu na poměrném zdvihu ventilu.

Po stanovení P_V určíme z jeho definice potřebnou tlakovou ztrátu na ventilu V a přidavném ručním regulačním ventilu RV nebo na jiném odporovém členu, který je nutný, abychom splnili současně dvě podmínky: správný průtok otevřeným ventilem a přibližnou linearizaci tepelného výkonu na zdvihu ventilu. Platí závislosti

$$P_V = \Delta p_{V100}/p_{C100} = \Delta p_{V100}/(p_{W1} - p_{W4}), \quad (13)$$

$$\Delta p_{V100} = p_{W1} - p_{W3} = P_V \cdot (p_{W1} - p_{W4}), \quad (14)$$

$$\Delta p_{K100} = p_{W3} - p_{W4} = (1 - P_V) \cdot (p_{W1} - p_{W4}). \quad (15)$$

Při známé velikosti $\Delta p_V = \Delta p_{V100}$ stanovíme velikost K_V ventilu podle známého vzorce odvozeného z Bernoulliho rovnice:

$$K_V = \dot{V}_W \cdot \sqrt{\rho_W} \cdot \sqrt{1/\Delta p_V} \cdot 10. \quad (16)$$

Z řady ventilů uvedených v katalogu volíme ventil nejbližší vypočtené hodnotě. Můžeme pak provést kontrolní výpočet pro skutečné hodnoty:

$$\Delta p_{Vskut} = (\dot{V}_W^2/K_V^2) \cdot 100 \cdot \rho_W = P_{Vskut} \cdot (p_{W1} - p_{W4}), \quad (17)$$

$$\Delta p_{Kskut} = (1 - P_{Vskut}) \cdot (p_{W1} - p_{W4}). \quad (18)$$

Z rovnice (17) stanovíme velikost P_{Vskut} :

$$P_{Vskut} = \Delta p_{Vskut}/(p_{W1} - p_{W4}). \quad (19)$$

Pro hodnotu P_{Vskut} můžeme opakovat grafický postup a ověřit si, do jaké míry vyhovuje skutečný ventil požadavku přibližné linearizace.

Hodnota \dot{V}_W v těchto výpočtech se volí o 20 % větší, než je projektovaná hodnota. Respektuje se tím povolená tolerance při stanovení K_V a další nepřesnosti výpočtu. Výpočet možno s výhodou provést pomocí počítače. Pro ten účel byl ve VÚV navržen výpočetní program.

Praktický způsob využití si ukážeme na příkladě. Jsou dány teploty $t_{W1} = (t_{OH1})_{100} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$, $(t_{OH2})_{100} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, $(t_{L1})_{100} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $(t_{L2})_{100} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Rozdíl $\Delta' = 90 - 30 = \text{konst.} = 60$ (regulace stálé teploty za výměníkem). Pro tyto teploty byla odvozena křivka α na obr. 4. Dále je dáno $(\dot{V}_W)_{100} = \dot{V}_{OH} = 5,8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $p_{W1} = 100 \text{ kPa}$, $p_{W2} = 50 \text{ kPa}$, $p_{C100} = p_C = 100 - 50 = 50 \text{ kPa}$.

Na nomogramu na obr. 5 je vpravo dole charakteristika rovnoprocentního průchozího ventilu pro $n = 4$

$$\Phi = e^{-4} \cdot e^{4 \cdot h} = 0,018\,315 \cdot e^{4 \cdot h}. \quad (20)$$

Vlevo dole je závislost poměrného objemového průtoku regulačního ventilu Φ na poměrném průtoku rozvodnou sítí a na charakteristickém tlakovém poměru $P_V = \Delta p_{V100}/p_{C100}$ (pro $P_C = p_C/p_{C100} = 1$)

$$\Phi = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{P_V} \cdot \left(\frac{1}{V_P^2} - 1 \right) + 1}}. \quad (21)$$

Vlevo nahoře je statická charakteristika výměníku podle rovnice (9), která se shoduje s křivkou a na obr. 4.

Pro $h = 0,5$ nalezneme na obr. 5 grafickou metodou hodnotu $P_V = 0,32$, při které nastává v tomto bodě linearizace (tj. $Q_P = h$).

Podle rovnice (16) stanovíme $K_V = 14,73 \text{ m}^3/\text{h}$. Z tabulek výrobce [1] nalezneme nejbližší hodnoty $K_{V1} = 10,2$ a $K_{V2} = 17,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Podle rovnic (17) a (19) vypočteme

$$\Delta p_{V1\text{skut}} = (5,8/10,2)^2 \cdot 1000 = 323,33 \cdot 100 = 32\,333 \text{ Pa},$$

$$\Delta p_{V2\text{skut}} = (5,8/17,4)^2 \cdot 1000 = 111,11 = 11\,111 \text{ Pa},$$

$$P_{V1} = 32\,333/50\,000 = 0,646,$$

$$P_{V2} = 11\,111/50\,000 = 0,222.$$

Na obr. 5 jsme graficky postupem znázorněným pro $h = 0,8$ sestrojili křivky 1, 2 a 3. Křivka 2 je pro $P_V = 0,32$. Její průběh se nejvíce blíží lineárnímu průběhu. Křivka 1 je pro ventil s $K_V = 17,4$ ($P_{V2} = 0,222$) a křivka 3 pro ventil s $K_V = 10,2$ ($P_V = 0,646$). Volíme ventil s $K_V = 17,4$. $P_{V2} = 0,22$, $J_s = 40$, neboť křivka 1 se více blíží lineárnímu průběhu než křivka 3.

Tlakovou ztrátu ručního ventilu RV včetně potrubí mezi ventilem V a bodem B nutno při jmenovitém průtoku nastavit na hodnotu určenou rovnicí (15) a velikostí charakteristického tlakového poměru ventilu $P_V = 0,222$

$$\Delta p_K = p_{W3} - p_{W4} = (1 - 0,222) \cdot (100 - 50) = 38,9 \text{ kPa}.$$

Závěr

Výsledky výpočtu prokázaly, že při návrhu regulačních ventilů je nutno respektovat tyto skutečnosti:

1. Statická charakteristika ohřívače je nelineární.
2. Je účelné udržovat v hlavním rozvodu alespoň přibližně stálý rozdíl mezi přívodní a odvodní větví.
3. Pro regulaci je vhodné použít rovnoprocentní ventil.
4. Tlakový spád na regulačním ventilu RV a škrticím ručním ventilu $RV1$ nutno volit podle zásad dobré linearizace a dostatečného průtoku.
5. Ručním regulačním ventilem by se měl nastavit projektovaný průtok vody.
6. Není nutné dovážet drahé zahraniční trojcestné ventily.

SEZNAM OZNAČENÍ

\check{C} — čerpadlo
 H — zdvih ventilu

[—]
[mm]

h	— poměrný zdvih ventilu $h = H/H_{100}$	[—]
k_v	— objemový průtok regulačním ventilem při zdvihu H	[$m^3 \cdot h^{-1}$]
$K_v =$ $= k_{v100}$	— jmenovitý objemový průtok regulačního ventilu při zdvihu $H = H_{100}$	[$m^3 \cdot h^{-1}$]
m	— součinitel	[—]
M	— hmotnostní průtok	[$kg \cdot s^{-1}$]
n	— součinitel	[—]
p	— tlak	[Pa]
p_c	— celkový tlak	[Pa]
P_v	— charakteristický tlakový poměr regulačního ventilu $P_v = \Delta p_{v100}/p_{c100}$	[—]
Q	— tepelný tok	[W]
t	— teplota	[°C]
\dot{V}	— objemový průtok	[$m^3 \cdot h^{-1}$]
Δ'	— vstupní teplotní rozdíl — ($t_{OH1} - t_{L2}$)	[K]
Δ''	— výstupní teplotní rozdíl — ($t_{OH2} - t_{L1}$)	[K]
Δp_v	— tlakový spád na regulačním ventilu	[Pa]
Δp	— rozdíl tlaků	[Pa]
Δt	— rozdíl teplot	[K]
Φ	— poměrný objemový průtok regulačního ventilu $\Phi = k_v/k_{v100} = K_v/k_v = \sqrt{\xi_{100}/\xi}$	[—]
ρ_w	— hustota vody	[$kg \cdot m^{-3}$]
Δ	— $\Delta = \Delta' + \Delta t_{w100} = \Delta'' + \Delta t_{L100}$	[K]

SEZNAM INDEXŮ

1	— vstupní
2	— výstupní
100	— při plném (stoprocentním) výkonu — při plně otevřeném regulačním ventilu
C	— celkový
L	— vzduch
LOG	— logaritmický
O	— oběhový
OH	— ohříváč
P	— poměrný
V	— ventil
W	— voda

- [1] Sigma Ústí n. L.: Ventil s regulační kuželkou a elektrickým servomotorem — V 41 113 540. Firemní podklad.
- [2] Ferst, V.: Návrh jednoparametrových regulačních obvodů. Zpráva VÚ vzduchotechniky Z 78-1195.
- [3] ČSN 13 4509: Metodika měření regulačních ventilů přímých a nárožních.
- [4] Ferst, V.: Regulační ventily pro klimatizaci a větrání. 1975, Zpráva VÚ vzduchotechniky Z 75-990.

ПРОЕКТ РЕГУЛИРУЮЩЕГО ВЕНТИЛЯ ДЛЯ ВОДЯНЫХ НАГРЕВАТЕЛЕЙ С ЦИРКУЛЯЦИОННЫМ НАСОСОМ У КОНДИЦИОНЕРОВ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ АГРЕГАТОВ

Инж. Владислав Ферст, к. т. н.

Определится способ расчета статических характеристик водяных нагревателей с циркуляционным насосом и сокращением на всасывании насоса, которого используется при проектировании регулирующих вентилях. Из результата расчета вытекает, что для расчетной нелинейной характеристики лучше всего соответствует равнопроцентный непрерывный регулирующий клапан.

DESIGN OF A CONTROL VALVE FOR WATER HEATERS WITH A CIRCULATING PUMP FOR AIR CONDITIONERS AND VENTILATING UNITS

Ing. Vladislav Ferst, CSc.

A calculation method of statical characteristics of water heaters with a circulating pump and with shortening on the suction side of the pump, usable for control valves design, is described in the article. It is evident from the result of the calculation that for nonlinear calculated heat exchanger characteristic an equal-percentage continuous control valve is the most suitable one.

ENTWURF EINES REGULIERVENTILS FÜR DIE WASSERHEIZER MIT EINER UMLAUFpumPE BEI DEN KLIMA- UND LÜFTUNGSANLAGEN

Ing. Vladislav Ferst, CSc.

Das Berechnungsverfahren der statischen Charakteristiken von Wasserheizern mit einer Umlaufpumpe und mit einem Kurzschluss im Saugen der Pumpe, das beim Entwurf der Regulierventile verwendet wird, ist bestimmt. Aus dem Berechnungsergebnis folgt, dass das gleichprozentige, durchgehende Regulierventil der berechneten Charakteristik eines Austauschers, die nichtlinear ist, am besten entspricht.

PROJET D'UNE VALVE DE RÉGLAGE POUR LES RÉCHAUFFEURS D'EAU AVEC UNE POMPE DE CIRCULATION DANS LES UNITÉS DE CONDITIONNEMENT D'AIR ET DE VENTILATION

Ing. Vladislav Ferst, CSc.

On détermine le mode de calcul des caractéristiques statiques des réchauffeurs d'eau avec une pompe de circulation et un court-circuit dans l'aspiration de la pompe qui est utilisé à un projet des valves de réglage. Il s'ensuit du résultat de calcul que la valve de réglage continue à pourcentage égal convient à la caractéristique calculée d'un échangeur qui est non-linéaire le mieux.

● Budeme žít bez denního přírodního světla?

Předem nutno připomenout, že příspěvek se týká pásma tropů nebo pásem v těsné blízkosti — proto není uvažováno „bydlení“, ale přebývání: tu se budují sklady s krátkodobou přítomností lidí a provozní prostory: výrobní z důvodů bezpečnosti, hygieny a ochrany mikroklimatu (technologickými), prodejní a kancelářské z důvodů většího využívání exponovaných částí měst a sídlišť (koncentrace).

V některých oblastech dochází k rozvoji výstavby podzemních bytových prostorů — ostatně nic nového pro severní Afriku a jiné teplotně exponované oblasti. Francouzský architekt *Henri Vidal* vypracoval systém pro bytovou výstavbu zvaný ARCHITERRA. Podle něho byla zatím vybudována tři sídliště ve Francii, Španělsku a v Coloradu v USA (kde byl systém zvlášť dobře přijat a dále se rozvíjí), pokračuje se v Kansas City (kde se prostory starých vápencových dolů změnily v gigantické chladírny, pokračuje se kanceláři a továrnami) a v Číně (kde se začalo

s přestavbou protiletectkých krytů na hotely, kina, restaurace a sklady).

Nejrozsáhlejší sídliště pod zemí je hornická osada pro 2 500 osob Coober Peedy v Austrálii (těžba opálů). Prostory jsou umístěny v měkkých pískovcích a mají značně stálou teplotu (asi +22 °C při tropických vedrech venku. Úspory tepelné energie činí až 50 % proti obydlím zeminou nechráněným při stavebních nákladech zpravidla menších (50—60 %) než u obvyklých způsobů výstavby (zahradní města apod.). K výhodám se počítá využití jinak nepoužitelných svahů (úspory na stavebních místech), plošné využití pozemků bez pocitů stísněnosti, velmi dlouhá trvanlivost a nepatrná údržba. Stranou zůstává problematika hygienických zařízení a otázky širšího mikroklimatu včetně osvětlení: tomu lze výhodět opatřeními jako dosud (pro bezokenní výrobní prostory) anebo opatřeními jako pro sídliště v tropech (kde světlo pro bydlení a tedy nutné k životu se kvalitativně i kvantitativně získává jinými cestami a není v našich relacích).

Habitat News 1981/1

(LCh)



VÝPOČET CHLADIČŮ S PARCIÁLNÍ KONDENZACÍ VODNÍCH PAR

ING. JIŘÍ ŠAVRDA, CSc.

Výzkumný ústav vzduchotechniky, Praha

V příspěvku je vysvětlena metoda výpočtu chladičů pomocí součinitele zvýšení tepelného toku při kondenzaci ε a navržena metoda programování. Podle této metody byl navržen program pro počítače HP 9825. Závěrem bylo provedeno srovnání výpočtu při použití jedné střední hodnoty ε a při použití programu s dělením výpočtu na dvacet úseků. Rozdíly tepelných výkonů podle obou postupů překračovaly i 20 %, takže upřesnění výpočtu může přinést úspory při dimenzování chladičů.

Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

0. Úvod

V příspěvku jsou uvedeny výsledky práce prováděné v oblasti tzv. mokrých chladičů, u nichž dochází k parciální kondenzaci vodních par z ochlazeného vzduchu. Použitý postup umožňuje sledování všech teplot a vlhkostí v jednotlivých místech chladiče a v této formě je použitelný pouze pro počítače, tedy nikoliv pro ruční výpočet.

1. Obecné vztahy

Z tepelné bilance ochlazeného vzduchu a chladičeho média je možno odvodit pro protiproudé uspořádání chladiče následující soustavu rovnic

$$t_{L_2} \frac{W_L \cdot \varepsilon}{W_w} + t_{w_2} = t_{w_1} + t_{L_1} \frac{W_L \varepsilon}{W_w}, \quad (1)$$

$$t_{L_2} + t_{w_2} \exp\left(-\int_0^{S_e} mk \, dSe\right) = t_{w_1} + t_{L_1} \exp\left(-\int_0^{S_e} mk \, dSe\right),$$

ze které je pro poměrné ochlazení média L stanoven vztah

$$\psi_L = \frac{t_{L_1} - t_{L_2}}{t_{L_1} - t_{w_1}} = \frac{1 - \exp\left(-\int_0^{S_e} mk \, dSe\right)}{1 - \frac{W_L \varepsilon}{W_w} \exp\left(-\int_0^{S_e} mk \, dSe\right)}. \quad (2)$$

Pro poměrné ohřátí chladičeho média W lze z tepelné bilance odvodit vztah

$$\psi_w = \frac{t_{w_2} - t_{w_1}}{t_{w_1} - t_{L_1}} = \frac{W_L \varepsilon}{W_w} \psi_L. \quad (3)$$

Integrály ze vztahu (2) dovolují respektovat proměnné hodnoty m a k podél povrchu chladiče. Změna těchto hodnot může být vyvolána proměnnou teplotou ochlazovaného vzduchu a respektováním teplotní závislosti fyzikálních vlastností obou médií nebo nejčastěji respektováním proměnné hodnoty součinitele zvýšení tepelného toku ε vlivem kondenzace vodních par z ochlazovaného vzduchu. Hodnota m je rozdílem převratných hodnot tepelných kapacit obou tekutin ve tvaru

$$m = \frac{1}{W_L \cdot \varepsilon} - \frac{1}{W_w}. \quad (4)$$

Součinitel ε zvyšuje tepelný obsah ochlazovaného vzduchu. Jeho vliv na součinitel prostupu tepla je patrný z výpočtového vztahu

$$\frac{1}{kSe} = \frac{1}{\alpha_w S_i} + \frac{1}{\alpha_k \varepsilon (Se_t + \eta_L S_L)} + \frac{\delta_t}{\lambda_t S_{stř}}, \quad (5)$$

ve kterém se ε uplatňuje jako násobitel součinitele přestupu tepla α_k mezi ochlazovaným vzduchem a teplosměnným povrchem výměníku. Mimo to ovlivňuje součinitel ε hodnotu účinnosti lamel η_L .

V první rovnici soustavy (1), která představuje tepelné bilance obou tekutin pro celý chladič je obsažen součin $W_L \cdot \bar{\varepsilon}$. Pro každé místo na povrchu chladiče platí definiční vztah pro místní hodnotu součinitele zvýšení tepelného toku

$$\varepsilon = \frac{dh_L}{c dt_L}. \quad (6)$$

Pro změnu ochlazovaného média z počátečního stavu 1 do konečného stavu 2 bude po integraci

$$h_{L_2} - h_{L_1} = c \int_1^2 \varepsilon dt_L.$$

Podle první věty o střední hodnotě integrálu je možné definovat střední hodnotu součinitele ε jako

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{t_{L_2} - t_{L_1}} \int_1^2 \varepsilon dt_L, \quad (7)$$

takže po dosazení do předchozího vztahu bude pro střední hodnotu $\bar{\varepsilon}$ platit

$$\bar{\varepsilon} = \frac{h_{L_1} - h_{L_2}}{c(t_{L_1} - t_{L_2})}. \quad (8)$$

Pro všechny hodnoty ε , tj. jak místní v určitém místě chladiče, tak i pro hodnotu střední, lze dokázat, že charakterizují směr přímkou, která spojuje v Mollierově $h-x$ diagramu počáteční nebo místní stav vzduchu s průsečíkem příslušné povrchové teploty a křivky nasycení vzduchu. To znamená, že při výpočtu chladiče se musí rovněž určovat jeho povrchová teplota t_p potřebná ke stanovení nebo ověření odhadnutých průběhů ε . V každém místě chladiče je možno vycházet z průběhů teplot vzduchu t_L a kapaliny t_w podle vztahu

$$\frac{t_L - t_w}{t_L - t_p} = \frac{\alpha_k \varepsilon}{k}. \quad (9)$$

Prakticky to znamená, že pro odhadnutý průběh součinitele ε podél teplosměnného povrchu chladiče se provede vyčíslení vztahů 2, 3 a 9 a nový průběh ε se stanoví podle vztahu 6.

2. Vztahy pro počítač

V uvedeném podkladu je provedeno odvození diferenčních vztahů pro numerický výpočet teplotních a vlhkostních průběhů na počítači. Teplosměnný povrch chladiče je rozdělen na elementární plochy ΔSe podle obr. 1. Pro teplotní průběhy obou tekutin byly odvozeny vztahy

$$t_{L(j+1)} = t_{L1} - \frac{\Delta t_1}{W_L} \sum_{i=1}^j \frac{k_i}{\varepsilon_i} \left[\exp - \sum_{l=1}^i \frac{\Delta Se_l k_l m_l + \Delta Se_{(l-1)} k_{(l-1)} m_{(l-1)}}{2} \right] \Delta Se_i, \quad (10)$$

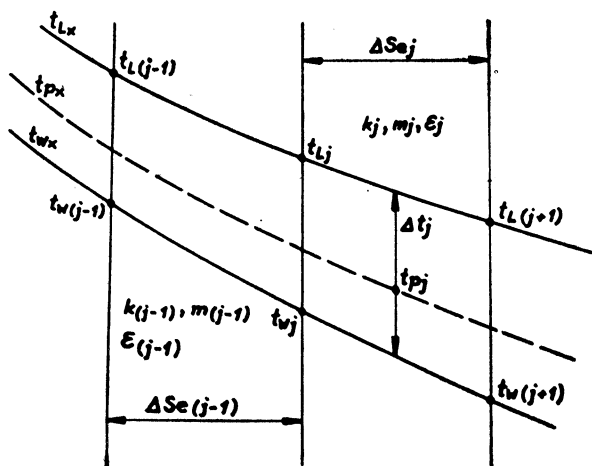
$$t_{w(j+1)} = t_{w2} - \frac{\Delta t_1}{W_w} \sum_{i=1}^j k_i \left[\exp - \sum_{l=1}^i \frac{\Delta Se_l k_l m_l + \Delta Se_{(l-1)} k_{(l-1)} m_{(l-1)}}{2} \right] \Delta Se_i, \quad (11)$$

kteřé jsou dále použity pro určení střední povrchové teploty příslušného elementu lamelové plochy

$$t_{pj} = \frac{t_{Lj} + t_{L(j+1)}}{2} \left[1 - \frac{k_j}{\alpha_k \varepsilon_j \left(\frac{Se_t}{\eta_L Se} + \frac{S_L}{Se} \right)} \right] + \frac{t_{wj} + t_{w(j+1)}}{2} \frac{k_j}{\alpha_k \varepsilon_j \left(\frac{Se_t}{\eta_L Se} + \frac{S_L}{Se} \right)}. \quad (12)$$

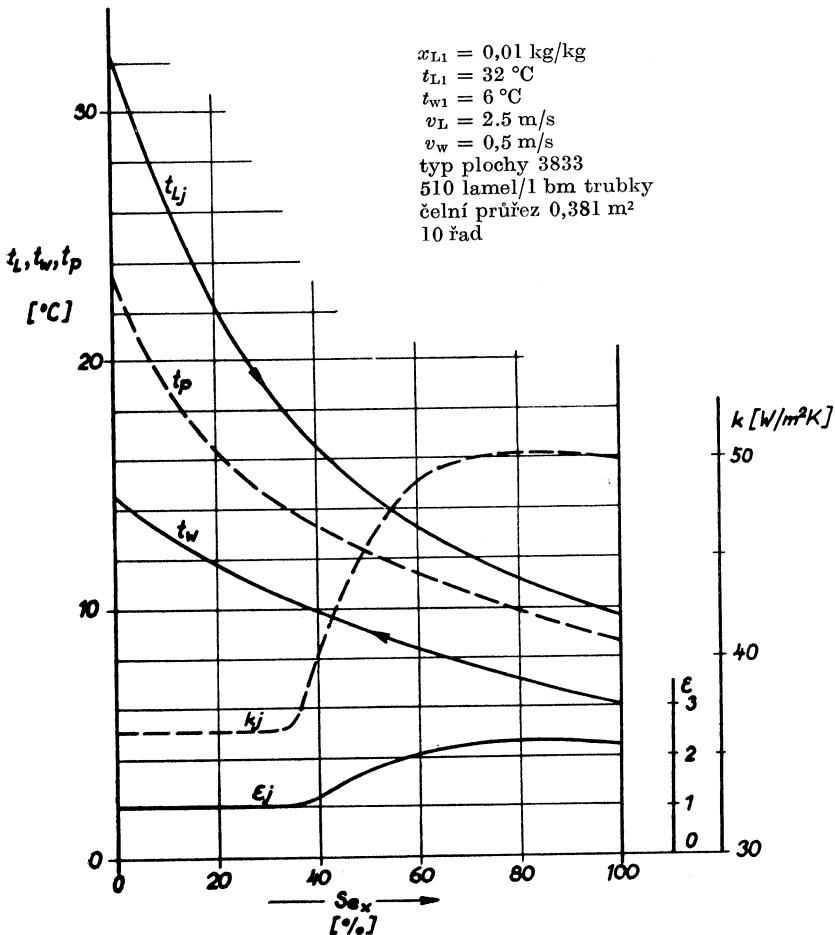
Průběh měrné vlhkosti je určen vztahem

$$x_{L(j+1)} = x_{L1} - \frac{c \Delta t_1}{l_0 W_L} \sum_{i=1}^j \frac{k_i (\varepsilon_i - 1)}{\varepsilon_i} \left[\exp - \sum_{l=1}^i \frac{\Delta Se_l k_l m_l + \Delta Se_{(l-1)} k_{(l-1)} m_{(l-1)}}{2} \right] \Delta Se_i. \quad (13)$$



Obr. 1. Schéma zavedení elementu plochy

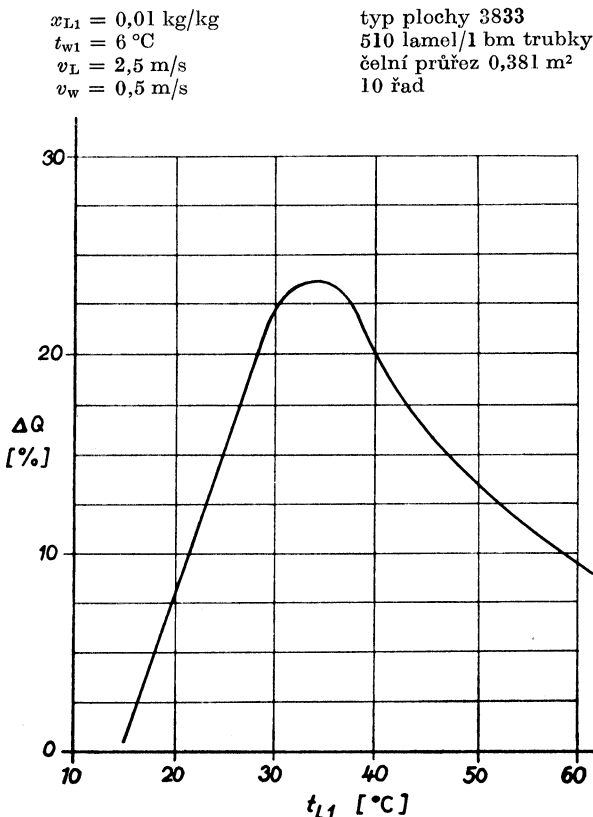
Vlastní výpočet na počítači se provádí postupným přibližováním ke konečnému průběhu hodnot ϵ pro zadané počáteční teploty obou médií t_{L1} a t_{w1} a počáteční měrnou vlhkost x_{L1} vyčíslováním uvedených průběhů. Použitím vztahů (2) a (3) se vždy pro další krok stanoví konečná teplota kapaliny t_{w2} , která je nezbytná pro určení počátečního teplotního rozdílu $\Delta t_1 = t_{L1} - t_{w2}$. Celý postup výpočtu byl naprogramován pro počítač HP 9825. Na obr. 2 jsou uvedeny vypočtené teplotní průběhy pro jeden konkrétní chladič sestavený z nově vyráběných lamelových trubek. Graf je doplněn průběhy součinitele prostupu tepla k . Z průběhu součinitele prostupu tepla je zřejmé, že jeho hodnota se v chladiči mění ve velmi širokém rozmezí a určení jeho střední hodnoty před výpočtem je prakticky nemožné. Na základě zhodnocení celé řady výpočtů bylo stanoveno optimální dělení teplosměnné plochy na 20 úseků.



Obr. 2. Vypočtené průběhy teplot, součinitele prostupu tepla a součinitele zvýšení tepelného toku podél teplosměnné plochy

3. Závěr

Porovnáním výsledků výpočtů chladičů pro různou hustotu dělení teplosměnné plochy byl stanoven přínos, který přináší uvedený postup. Bylo porovnáno dělení na 20 úseků s výsledky běžně prováděného výpočtu chladiče jako celku, tj. pro jeden úsek. Na obr. 3 je uvedeno zvýšení vypočtených výkonů chladiče uváděnou metodou vzhledem k výpočtu provedeného pomocí střední hodnoty ε_x v závislosti na počáteční teplotě ochlazovanému vzduchu pro jeho měrnou vlhkost



Obr. 3. Zvýšení vypočtených výkonů chladiče v závislosti na počáteční teplotě ochlazovaného vzduchu

$0,01 \text{ kg/kg}$. Průběh zvýšení stanoveného chladičového výkonu ukazuje na jednoznačnou závislost na poloze počátečního stavu vzduchu vzhledem ke křivce nasycení, tak jak bylo uvedeno v předchozí kapitole. Je-li počáteční stav blízko křivky nasycení, je odchylka velmi malá. Rovněž tak i při vysokých teplotách, kdy chladič postupně přestává odvlhčovat, se odchylka zmenšuje. V rozsahu od 28 do $40 \text{ }^\circ\text{C}$ je však vypočtené zvýšení výkonu větší než 20% . Uvážil-li se, že právě ve spodní části této oblasti se nacházejí počáteční stavy vzduchu připadající v úvahu pro kli-

matizaci, vyplývá z toho, že výpočtem chladiče jako celku dochází k jeho značnému předimenzování. To znamená, že použitím postupu výpočtu sestaveným z odvozených vztahů je možno ušetřit zhruba stejné procento teplosměnné plochy chladiče. V tom tkví přínos a také smysl navržené metody výpočtu, která svým použitím vede k úsporám materiálu chladičů, tj. k úsporám mědi a hliníku.

SEZNAM OZNAČENÍ

c	— měrná tepelná kapacita [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$],
l_0	— výparné teplo [J kg^{-1}],
k	— součinitel prostupu tepla [$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$],
t_L	— teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$],
t_p	— teplota povrchu chladiče [$^{\circ}\text{C}$],
t_w	— teplota kapaliny [$^{\circ}\text{C}$],
Se	— celková teplosměnná plocha [m^2],
Se_t	— volná plocha trubek [m^2],
S_L	— plocha lamel [m^2],
x_L	— měrná vlhkost vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$],
α_k	— součinitel přestupu tepla mezi vzduchem a lamelami [$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$],
ε	— součinitel zvýšení tepelného toku [—],
η	— účinnost lamel [—].

POUŽITÁ LITERATURA

Šavřda, J.: Matematický model chladiče. Zpráva VÚV Z 82 - 1551.

РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНИКОВ С ПАРЦИАЛЬНОЙ КОНДЕНСАЦИЕЙ ВОДЯНЫХ ПАРОВ

Инж. Йиржи Шаврда, к. т. н.

V статье объясняется метод расчета холодильников с помощью коэффициента повышения теплового тока при конденсации ε и предложен метод программирования. Сообразно с этим методом была предложена программа для вычислительной машины HP 9825. В заключение было проведено сравнение расчета при использовании одного промежуточного значения ε и при использовании программы с делением расчета в двадцать секторов. Разности теплопроизводительностей по обоим методам переступали и 20 %, так что уточнение расчета может приносить экономию при определении размеров холодильников.

CALCULATION OF COOLERS WITH PARTIAL WATER VAPOURS CONDENSATION

Ing. Jiří Šavřda, CSc.

A calculation method of coolers through the heat flux increase coefficient during condensation ε is explained in the article and also a programming method is proposed there. In accordance with this method a program for HP 9825 computers has been proposed, too. In the conclusion a comparison of the calculation with one mean value and with a program with division of the calculation into twenty sections has been accomplished. Thermal capacity variation in accordance with the both methods has exceeded even 20 %, so more accurate calculation can bring some savings for design of coolers.

BERECHNUNG DER KÜHLER MIT PARTIELLER WASSERDAMPFKONDENSATION

Ing. Jiří Šavřda, CSc.

Im Beitrag gibt man Aufklärung über die Berechnungsmethode der Kühler mit Hilfe des Koeffizienten der Erhöhung eines Wärmeflusses bei der Kondensation ε und auch entwirft man die Programmierungsmethode. Nach dieser Methode ist das Programm für die Rechenanlagen HP 9825 entworfen worden. Zum Schluss ist der Berechnungsvergleich bei der Anwendung eines Mittelwertes ε und bei der Anwendung eines Programms mit der Berechnungsteilung in zwanzig Sektionen durchgeführt worden. Nach beiden Methoden überschritten die Differenzen der Wärmeleistungen auch 20 %, so dass die Berechnungspräzisierung bei der Kühlerdimensionierung die Ersparnisse bringen kann.

CALCUL DES REFROIDISSEURS AVEC LA CONDENSATION PARTIELLE DES VAPEURS D'EAU

Ing. Jiří Šavřda, CSc.

Dans l'article présenté, on explique la méthode de calcul des refroidisseurs à l'aide du coefficient d'augmentation d'un flux de chaleur à la condensation ε et on propose la méthode de programmation. Le programme pour les calculateurs HP 9825 a été proposé selon cette méthode. En conclusion, la comparaison du calcul a été faite à l'utilisation d'une valeur moyenne ε et à l'utilisation d'un programme avec la division du calcul en vingt sections. Suivant tous les deux procédés, les différences des puissances thermiques dépassaient jusqu'à 20 % et tellement, la précision de calcul peut provoquer les économies au dimensionnement des refroidisseurs.

● Ustavení ústřední odborné skupiny

„Provoz a údržba klimatizačních zařízení“

Usnesením českého ústředního výboru Komitétu pro životní prostředí ČSVTS ze dne 10. března 1983 byla ustavena ústřední odborná skupina 11: Provoz a údržba klimatizačních zařízení.

Tato odborná skupina pokračuje ve více než desetileté činnosti, kterou vyvíjela v rámci působnosti městského výboru KŽP v Praze. Sdružuje provozovatele klimatizačních a ostatních vzduchotechnických provozů s cílem organizovat výměnu zkušeností, mezipodnikové výpomoci, odborné konsultace a kursy a umožnit zástupcům provozovatelů a uživatelů zařízení neformální kontakty. Zabývá se rovněž publikační činností a řešením monotematických problémů.

Současně se založením této ústřední odborné skupiny byl ustaven čtrnáctičlenný výbor ve složení: Ing. Jiří Frýba, předseda (nakladatelství Albatros Praha), Ing. Vladimír Poledna, místopředseda (Čs. televize Praha), Ing. Rudolf Novotný, jednatel (Strojimport a. s. Praha), Ing. Gustav Charousek (Centrotex Praha), Ing. Jaroslav Bambous (Federální cenový úřad Praha), Ing. Miloš Jonák (Nemocnice na Bulovce Praha), Ing. Vladimír Cihelka (Fakultní nemocnice v Motole Praha), Jiří Ulrich (Okresní správa spojů České Budějovice),

Jan Kniže (UNICOOP Praha), Zdeněk Komárek (Rudné doly Jeseník), Vladislav Vencovský (Státní výzkumný ústav textilní Liberec), Ing. Petr Žabka (Transitní plynovod Praha), Ing. Jindřich Žila (Meziměstská a mezinárodní telefonní a telegrafní ústředna Praha), Josef Zamrazil (Československá tisková kancelář).

Zájemci o činnost v této ústřední odborné skupině se mohou přihlásit u Ing. Jaroslava Bambouse, Federální cenový úřad, Vinohradská 49, 120 00 Praha 2, tel. 253 233.

(Fý)

● 2 000 slunečních kolektorů pro Maroko

Fa. Solar Energie Technik, NSR dostala objednávku na 2 025 slunečních kolektorů od marockého ministerstva národní obrany. O dodávku v hodnotě 5 milionů DM se ucházely též francouzské a japonské firmy. Sluneční kolektory o celkové ploše 400 m² budou umístěny na 12 plochých střechách komplexu kasáren v marockém vnitrozemí. Mají zásobovat bez přídavného vytápění mužstvo teplou vodou po celý rok. Fa SET dodává kompletní zařízení včetně rozvodů a 80 zásobníků vody, každý o obsahu 2 000 l. Montáž provedou domácí pracovní síly pod dozorem šéfmontérů dodavatele.

CCI 12/82

(Ku)

● Inovace mokrých vírových odlučovačů v NDR

VEB Entstaubungstechnik „Edgar André“ Magdeburg, závod Freital zavádí do výroby řadu nových mokrých vírových odlučovačů WNA. Nové odlučovače jsou na světové úrovni a výrobce sleduje zvýšení schopnosti exportu. Inovace vírových odlučovačů proběhla především na základě výzkumu a vývoje SFT — výzkumné a vývojové organizace při kombinátu Luft- und Kältetechnik a provozních zkušeností hlavních odběratelů.

Na základě úspěšného vývoje bylo 15 odlučovačů s 28 000 m³/h jmenovitého výkonu nasazeno na čištění vzduchu s příměsí obsahujícími podstatný podíl bentonitu, s cílem získání dovážené cenné suroviny. Bentonit je hlína, která nasáknutím vody nabývá 40 až 70 % na objemu a tím vyvolává problémy při odlučování. Přidává se ve slévárnách jako pojivo do formovacího písku. Mokrý vírový odlučovač má velkou výhodu ve své poměrně jednoduchosti, robustnosti a malé náročnosti na údržbu. Nová řada obsahuje 6 velikostí pro rozsah objemových průtoků od 5 000 do 44 000 m³/h, každá velikost s možností osazení jedním ze tří typů vířičů a tím rozšíření oblasti použití optimálním přizpůsobením na konkrétní případ. Pro každou velikost je i možnost instalace jednoho z několika ventilátorů, čímž se efektivně využívá dodávaná energie a vybavení jedním ze tří druhů zásobníků, a to:

- s vyhrabovačem kalu,
- pro odvod kalu (připojení na centrální kaliště),
- pro ruční vyhrabávání.

LuK 1/83

(Ku)

● Solární fórum

V říjnu 1982 se konalo v Západním Berlíně 4. mezinárodní „solární fórum“, kterého se účastnilo na 600 odborníků z 21 zemí. Odborníci ze 17 zemí přednesli celkem asi 170 referátů. Těžištěm kongresu byly technické, hospodářské, právní a politické aspekty využívání regenerovatelné energie ze slunce, větru a vody, otázky pasivních solárních systémů (solární architektury), tepelných čerpadel, fotovoltaiky, akumulace energie, jakož i optimální přeměny a využití energie.

Podle nejnovějších výzkumů Ústavu pro systémové analýzy v Lucemburku je možné, aby v r. 2100 byla západní Evropa plně zásobována z regenerativních zdrojů energie. Pokud se týče nákladů na energii došlo se

přítom k názoru, že jejich podíl na hrubém národním důchodu by v případě decentralizovaného zásobování mohl podstatně klesnout.

Jako těžiště budoucího využití sluneční energie se předpokládá ve slunečních článcích (bateriích) a k výrobě vodíku. Slibnou budoucnost má také biokonverze.

CCI 1/83

(Ku)

● Technika prostředí v kosmickém prostoru

Je samozřejmé, že pro posádku raketoplánu Columbia je třeba zajistit životně důležité podmínky. Abychom si mohli učinit alespoň hrubý obrázek o složitosti systému, uvádíme v přehledu hlavní komponenty.

Na palubě raketoplánu je třeba na jedné straně zajistit nutné „pokojevé“ klima, a to zcela autonomní, protože se nedá odnikud čerpat „čerstvý“ vzduch. Přitom je třeba mít na paměti tělesné odpadní produkty posádky. Na druhé straně k tomu přistupuje ještě složitá a citlivá elektronika včetně palubního počítače, která vyžaduje též určité klima k zajištění provozuschopnosti. Aby všechny potřebné požadavky byly splnitelné, sestává celý systém z řady dílčích. První z těchto dílčích systémů pečuje o atmosféru v kabině, tj. o výměnu vzduchu včetně kontroly teploty a vlhkosti a hlídá obsah oxidu uhličitého i uhelnatého. Nadto ještě slouží k chlazení elektroniky. Druhý systém se stará o regeneraci vzduchu pro kabinu a současně kontroluje jak jeho celkový („atmosférický“) tlak tak i parciální tlak kyslíku. Kromě toho hlídá nádrže na pitnou i odpadní vodu a ještě ukládá kyslík ze spotřebovaného vzduchu.

Jiný systém shromažďuje teplo ze vzduchu produkovaného v kabině i z elektroniky a přivádí je za součinnosti regulace jak kabině, tak i oběhu vody a k chladicímu okruhu pracujícímu s chladivem R 21.

Pitná voda ze tří palivových článků je jednak ukládána do nádrží k potřebě posádky, jednak je jí občas používáno též k chlazení okruhů chladiva.

Dalšími komponenty jsou různé výměníky tepla, ale také vzduchové filtry, řada ventilátorů, které jsou zčásti individuálně ovladatelné. Aby celý systém pracoval podle plánu, je zabudováno na sta senzorů různých druhů. Slouží ke snímání teplot, tlaků, vlhkosti a jiných fyzikálních veličin. K tomu přistupuje bezpečet ventilů a jiných regulačních orgánů. Celé zařízení je zásobováno proudem z palubní „elektrárny“.

CCI 2/81

(Ku)



PŘEMÍSTOVÁNÍ BŘEMEN NA VZDUCHOVÉM POLŠTÁŘI

ING. ALOIS VÁVRA, CSc. A KAREL BOK

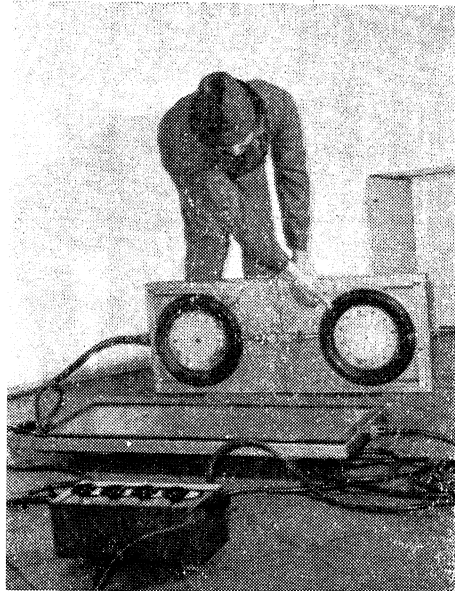
Výzkumný ústav vzduchotechniky, Praha

Příspěvek se zabývá novou, velmi zajímavou a perspektivní technologií přemísťování břemen pomocí vzduchového polštáře. V úvodu příspěvek shrnuje současný stav techniky v tomto oboru. Dále uvádí teorii vzduchového polštáře, která navazuje na výzkumné a vývojové úkoly řešené ve Výzkumném ústavu vzduchotechniky. Systematickým způsobem se zabývá tlakovými, průtokovými a výkonovými parametry daného zařízení, výsledky teoretického řešení jsou po zobečnění graficky znázorněny.

Recenzoval: Ing. Jiří Tůma, DrSc.

1. ÚVOD

V posledních několika desetiletích se objevila nová dopravní technika, založená na využití vzduchového polštáře k pronikavému zmenšení vlečného tření mezi pohyblivým se předmětem a podložkou, po níž se předmět pohybuje. Ve vyspělých



Obr. 1. Dopravní zařízení na vzduchovém polštáři, funkční vzorek VÚV. Foto Zeman

státech doznala velkého rozmachu. Postupem času se dopravní prostředky se vzduchovým polštářem rozdělily na dvě skupiny:

- vznášedla,
- dopravní plošiny.

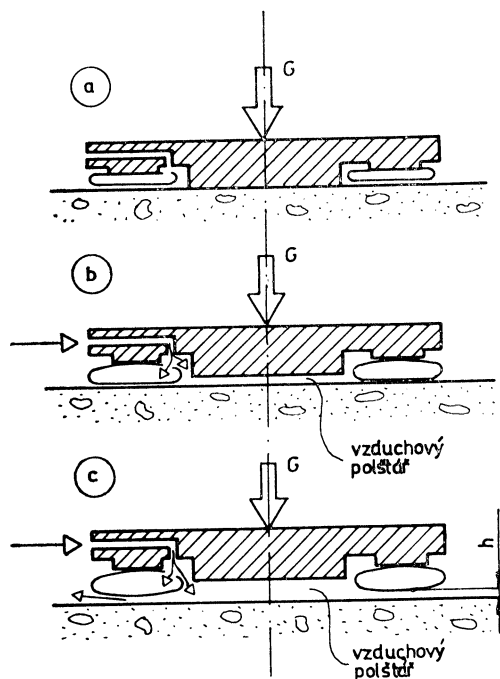
Vznášedlem se rozumí autonomní dopravní prostředek, tj. vozidlo, pohybující se na vzduchovém polštáři, vybavené vlastním pohonem jak pro vznášení, tak pro pohyb ve vodorovném směru. Vznášedla dosahují poměrně značných rychlostí a díky velké světlosti se mohou pohybovat v členitém terénu na pevné půdě, na sněhu i na vodě. Uplatňují se v dálkové mezizávodové přepravě.

Dopravní plošinou rozumíme jednoduchý dopravní prostředek, pohybující se na vzduchovém polštáři, většinou vázaný na externí zdroj energie jak pro vznášení, tak pro pohyb ve vodorovném směru (obr. 1). Dopravní plošiny se pohybují malou rychlostí a v důsledku extrémně malé světlosti vyžadují poměrně rovnou opěrnou podložku, často i speciálně upravenou. Uplatňují se zejména v mezioperační přepravě.

V ČSSR jsou dopravní plošiny na vzduchovém polštáři zařazeny do oboru pneumatické dopravy [1]. Jimi se také zabývá tato práce.

2. PRINCIP ČINNOSTI DOPRAVNÍ PLOŠINY NA VZDUCHOVÉM POLŠTÁŘI

Dopravní plošina na vzduchovém polštáři sestává principiálně z desky, na níž se ukládá přepravované břemeno a z několika pneumatických opěr, umístěných na



Obr. 2. Princip činnosti dopravní plošiny na vzduchovém polštáři (a — v klidovém stavu; b — vytváření vzduchového polštáře; c — v přepravním stavu)

spodní straně desky. Tyto opěry jsou vlastními elementy se vzduchovým polštářem (obr. 2). V klidovém stavu spočívá opěra střední částí na podložce. Je-li třeba dopravní plošinu s břemenem přemístit, přivede se do opěry tlakový vzduch. Ten proudí kanálem jednak do vnitřního prostoru opěry, jednak do elastické prstencové podušky, ohraničující tento vnitřní prostor. Vzduch z vnitřního prostoru zatím volně uniká mezerou mezi prázdou poduškou a podložkou. Poduška se postupně nadouvá a stále těsněji přiléhá k podložce, čímž postupně utěsňuje vnitřní prostor opěry proti atmosféře. Vzduch, hromadící se v tomto prostoru, tvoří vlastní vzduchový polštář. Jakmile se vertikální síla, vyvozovaná přetlakem vzduchu ve vnitřním prostoru opěry, tj. ve vzduchovém polštáři, vyrovná příslušné složce tíhy celé plošiny a břemene na ní uloženého, opěra se vznesse. Zdvih opěry nad podložkou se ustálí na takové hodnotě, kdy hydraulický odpor prstencové štěrbiny po obvodu opěry, tj. mezi nafouknutou elastickou poduškou a podložkou je právě roven přetlaku vzduchu, potřebnému pro vznášení opěry. Zdvih opěry je velmi malý; podle [2] činí 0,01 mm, výpočtem z údajů [3] asi 0,06 až 0,13 mm. Ať je tento zdvih jakkoli malý, brání přímému styku opěry s podložkou, takže vlečné tření mezi nimi prakticky vymizí a vznášející se dopravní plošinu lze velmi snadno přemísťovat; podle [3] stačí k přepravě břemene o hmotnosti 3000 kg jeden dělník.

3. OBLASTI POUŽITÍ, PŘEDNOSTI A NEDOSTATKY DOPRAVNÍ TECHNIKY NA VZDUCHOVÉM POLŠTÁŘI

Dopravní technika na vzduchovém polštáři nachází stále širší uplatnění. Vedle klasického použití dopravní plošiny k ojedinělému přemísťování břemen se též princip užívá, například:

- k posunu těžkých výrobků na montážní lince;
- k úspoře skladovací plochy: regály s uskladněnými předměty jsou postaveny vedle sebe bez průchodů a v případě potřeby se odsouvají na vzduchovém polštáři tak, aby se vytvořil průchod v potřebném místě;
- k usnadnění pohybu těžkých stínících dveří reaktorové haly v atomovém průmyslu;
- k umožnění pohybu dopravního pásu pásových dopravníků: válečkové stanice jsou nahrazeny stanicemi se vzduchovým polštářem;
- ke konstrukci točny či otočné plošiny, na níž lze například demonstrovat výrobek na výstavách, apod.

Podobných vtipných řešení je bezpočet a technická invence nachází stále další.

Rozšíření dopravní techniky na vzduchovém polštáři napomáhají její četné přednosti, z nichž nejvýznamnějšími jsou:

- mimořádně velká pohyblivost dopravní plošiny všemi směry a možnost jejího otáčení na místě;
- nízká tažná síla; běžně se udává hodnota součinitele tření $f < 0,001$ [2], [5];
- malý tlak na podložku, který šetří podlahy v muzeích, nemocnicích apod.;
- nízké uložení těžiště přepravovaného břemene;
- nízké náklady pořizovací i provozní v porovnání s běžnými dopravními prostředky.

Spravedlivě je třeba se zmínit i o nedostatech dopravní plošiny na vzduchovém polštáři. Sovětští autoři [3] uvádějí u svého zařízení:

- nedostatečnou stabilitu plošiny při jejím excentrickém zatížení,
- hluk unikajícího vzduchu,
- značnou prašnost při činnosti plošiny, není-li podložka speciálně upravena.

Zdá se však, že první z uvedených nedostatků je způsoben pouze nedokonalostí konstrukce plošiny, neboť američtí konstruktéři [2] referují o stabilizujících vlastnostech své konstrukce.

Thomas [5] spatřuje hlavní nedostatky:

- v nutnosti rovného a hladkého povrchu podložky,
- ve špatné průchodnosti plošiny i přes malé překážky a stoupání,
- ve vertikální nestabilitě (kmitání) plošiny.

Je však toho názoru, že všechny uváděné nedostatky jsou spíše zdánlivé a mohou být vhodným technickým řešením odstraněny.

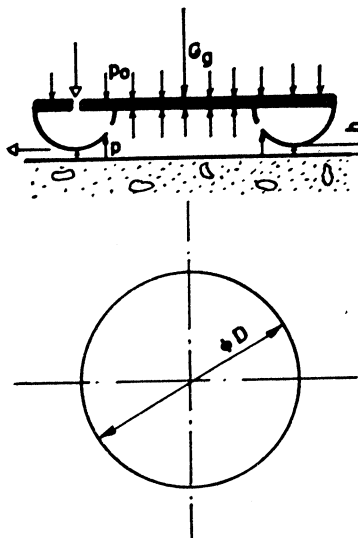
V zahraničí existuje v současné době celá řada výrobků různých firem a tato technika se stále intenzivně zkoumá a vyvíjí [2], [4], [5].

4. TEORIE VZDUCHOVÉHO POLŠTÁŘE

Prvním krokem k teoretickému rozboru jevů ve vzduchovém polštáři je jejich statické řešení. Jemu věnujeme tuto práci.

4.1 Tlakové parametry

Jak je popsáno v odstavci 2, jsou dopravní plošiny na vzduchovém polštáři založeny na aerostatickém principu vznášení [5].



Obr. 3. K odvození tlakových parametrů kruhové opěry na vzduchovém polštáři

Uvažujme idealizovanou kruhovou opěru na vzduchovém polštáři v režimu vznášení podle obr. 3. Podmínka rovnováhy sil, působících na opěru ve směru tíže, zní

$$Gg + p_0S - pS = 0 \quad [\text{N}], \quad (1)$$

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \quad [\text{m}^2], \quad (2)$$

kde G — hmotnost opěry a břemene [kg],

g — tíhové zrychlení zemské [m/s²],

p_0 — barometrický tlak [Pa],

S — plocha opěry [m²],

p — absolutní tlak vzduchu v opěře, tj. ve vzduchovém polštáři [Pa],

D — průměr opěry [m].

Z ní plyne pro tlak vzduchu v opěře, tj. ve vzduchovém polštáři, výraz

$$p_i = p_0 + \frac{G}{S}g \quad [\text{Pa}]. \quad (3)$$

Vzduch vytéká z vnitřního prostoru opěry, v níž panuje celkový tlak p , do atmosféry [s barometrickým tlakem p_0 . Na poměru tlaků $\frac{p_0}{p}$ závisí kritičnost výtoku. Teoreticky jsou možné dva případy:

$$\frac{p_0}{p} \leq 0,5283 \dots \text{výtok nadkritický}, \quad (4)$$

$$\frac{p_0}{p} > 0,5283 \dots \text{výtok podkritický}.$$

Hranicí mezi nadkritickým a podkritickým výtokem je výtok kritický, pro nějž platí

$$\frac{p_0}{p_i} = 0,5283. \quad (5)$$

Uvažujeme-li atmosférický tlak $p_0 = 98\,850$ Pa, nastane kritický výtok při absolutním tlaku ve vzduchovém polštáři

$$p = \frac{p_0}{0,5283} = \frac{98\,850}{0,5283} = 1,871 \cdot 10^5 \quad \text{Pa},$$

či přetlaku

$$\Delta p = p - p_0 = (1,871 - 0,9885) \cdot 10^5 = 0,883 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

a hodnotách větších.

Vyloučením p z rovnic (3) a (5) plyne po úpravě

$$\frac{p_0}{0,5283} = p_0 + \frac{G}{S}g \quad [\text{Pa}],$$

$$\frac{G}{S} = \frac{p_0}{g} \left(\frac{1}{0,5283} - 1 \right) \quad [\text{kg/m}^2]. \quad (6)$$

Uvažujeme-li opět $p_0 = 0,9885 \cdot 10^5$ Pa, $g = 9,80665$ m/s², bude při měrném zatížení opěry

$$\frac{G}{S} = \frac{0,9885 \cdot 10^5}{9,80665} \cdot \left(\frac{1}{0,5283} - 1 \right) = 9 \cdot 10^3 \quad \text{kg/m}^2$$

výtok vzduchu z vnitřního prostoru opěry, tj. ze vzduchového polštáře, právě kritický, při zatížení nižším resp. vyšším pak podkritický, resp. nadkritický.

4.2 Průtokové parametry

Při vznášení opěry na vzduchovém polštáři uniká vzduch z vnitřního prostoru opěry prstencovou šterbinou po obvodu opěry mezi nafouknutou elastickou poduškou a podložkou. Hmotnostní průtok vzduchu otvorem je obecně určen vztahem

$$Q = \alpha S_Q \cdot \frac{p}{\sqrt{R \cdot T}} X \quad [\text{kg/s}], \quad (7)$$

kde Q — hmotnostní průtok vzduchu otvorem [kg/s],

α — součinitel kontrakce [1],

S_Q — plocha výtokového průřezu [m²],

R — měrná plynová konstanta vzduchu [J/(kg · K)],

T — absolutní teplota vzduchu [K],

X — výtokový součinitel [1].

Plocha výtokového průřezu, tj. kruhové šterbiny po obvodu pneumatické opěry, je

$$S_Q = \pi D h \quad [\text{m}^2], \quad (8)$$

kde D — průměr opěry [m],

h — zdvih opěry nad podložkou [m].

Výtokový součinitel X závisí na kritičnosti výtoku:

$$X = \begin{cases} 0,6847 & \dots \text{výtok nadkritický} \\ 0,6847 \cdot \sqrt{1 - \left[\frac{p_0 - 0,5283}{\frac{p}{0,4717}} \right]^2} & \dots \text{výtok podkritický} \end{cases} \quad (9)$$

Dosazením výrazů (2), (3), (8) a (9) do rovnice (7) pak plyne

$$\begin{aligned} Q &= \alpha \pi D h \frac{X}{\sqrt{RT}} \left(p_0 + \frac{4Gg}{\pi D^2} \right) \\ &= \underbrace{\frac{\alpha \pi h X p_0}{\sqrt{RT}}}_a D + \underbrace{\frac{\alpha h X 4Gg}{\sqrt{RT}} \frac{1}{D}}_b \quad [\text{kg/s}]. \end{aligned} \quad (10)$$

Naskytá se otázka, nelze-li pro dané břemeno G nalézt takový průměr pneumatické opěry D , při němž by byla hmotnostní spotřeba vzduchu Q minimální. Úloha spočívá v nalezení minima funkce

$$Q = aD + b \frac{1}{D} \quad [\text{kg/s}]. \quad (11)$$

Za předpokladu, že minimum se nalézá v nadkritické oblasti, tj. $X = \text{const}$, je

$$\frac{dQ}{dD} = a - \frac{b}{D^2} = 0 \quad [\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m})],$$

$$D = \sqrt{\frac{b}{a}} = \sqrt{\frac{\alpha h X 4G g}{\sqrt{RT}} \cdot \frac{\sqrt{RT}}{\alpha \pi h X p_0}} = \sqrt{\frac{4G g}{\pi p_0}} \quad [\text{m}]. \quad (12)$$

Extrém funkce $Q = f(D)$ se tedy nachází při takovém D , kdy

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot p_0 = G \cdot g \quad [\text{N}], \quad (13)$$

tj. při měrném zatížení opěry

$$\frac{G}{S} = \frac{p_0}{g} \quad [\text{kg}/\text{m}^2]. \quad (14)$$

Uvažujeme-li opět $p_0 = 0,9885 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ a $g = 9,806 \text{ 65 m/s}^2$, je hmotnostní spotřeba vzduchu minimální při měrném zatížení opěry

$$\frac{G}{S} = \frac{0,9885 \cdot 10^5}{9,806 \text{ 65}} = 10 \cdot 10^3 \quad \text{kg}/\text{m}^2,$$

tedy v nadkritické oblasti. Ostatně, dosazením (13) a (2) do rovnice (3) plyne

$$p = p_0 + \frac{S p_0}{S} = 2p_0 \quad [\text{Pa}], \quad (15)$$

čemuž odpovídá poměr tlaků

$$\frac{p_0}{p} = \frac{p_0}{2p_0} = \frac{1}{2} \quad [1], \quad (16)$$

nacházející se v nadkritické oblasti. Předpoklad $X = \text{const}$, za něhož byl extrém funkce (11) stanoven, se tedy ukázal být správným.

Minimální hmotnostní spotřebu vzduchu jednou pneumatickou opěrou na vzduchovém polštáři pro danou hmotnost břemene G lze stanovit dosazením výrazu (12) do rovnice (10):

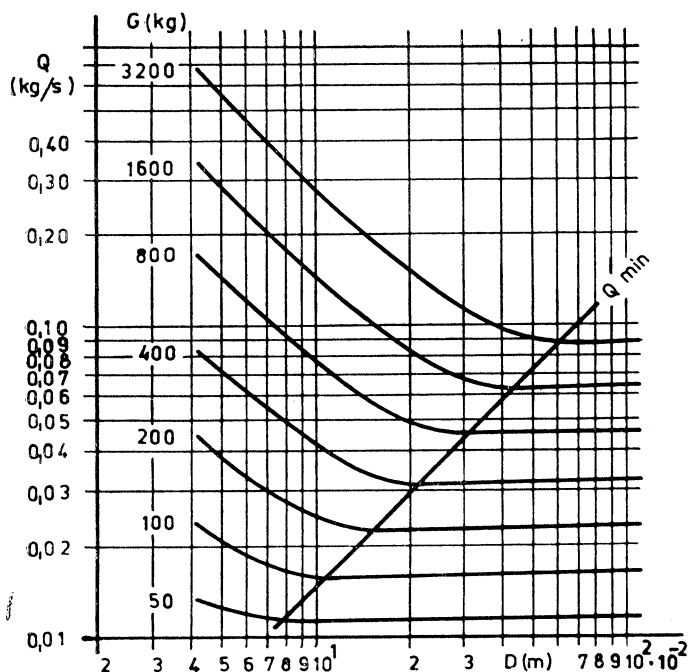
$$Q_{\min} = \alpha \cdot \pi \sqrt{\frac{4G \cdot g}{\pi p_0}} h \cdot \frac{X}{\sqrt{RT}} 2p_0 = 4\alpha X h \sqrt{\frac{\pi G \cdot g p_0}{RT}} \quad [\text{kg}/\text{s}] \quad (17)$$

nebo dosazením výrazu (15) a (8) do rovnice (7):

$$Q_{\min} = \alpha \cdot \pi D h \frac{2p_0}{\sqrt{RT}} X \quad [\text{kg}/\text{s}]; \quad (18)$$

Oba výrazy, (17) a (18), jsou samozřejmě ekvivalentní, neboť mezi hmotností břemene G a průměrem pneumatické opěry D platí odvozený vztah (13).

Vztahy mezi spotřebou tlakového vzduchu Q , hmotností břemene G a průměrem opěry D graficky znázorňuje obr. 4. Při jeho sestavení byly uvažovány tyto hodnoty jednotlivých fyzikálních veličin:



Obr. 4. Průtoková charakteristika kruhové opěry na vzduchovém polštáři

- barometrický tlak
- tíhové zrychlení zemské
- součinitel kontrakce
- zdvih opěry nad podložkou
- výtokový součinitel při nadkritickém výtoku
- měrná plynová konstanta vzduchu
- absolutní teplota vzduchu

$$\begin{aligned}
 p_0 &= 98\,850 \text{ Pa,} \\
 g &= 9,806\,65 \text{ m/s}^2, \\
 \alpha &= 0,95, \\
 h &= 1 \cdot 10^{-4} \text{ m,} \\
 X &= 0,6847, \\
 R &= 287 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}, \\
 T &= 293 \text{ K.}
 \end{aligned}$$

4.3 Výkonové parametry

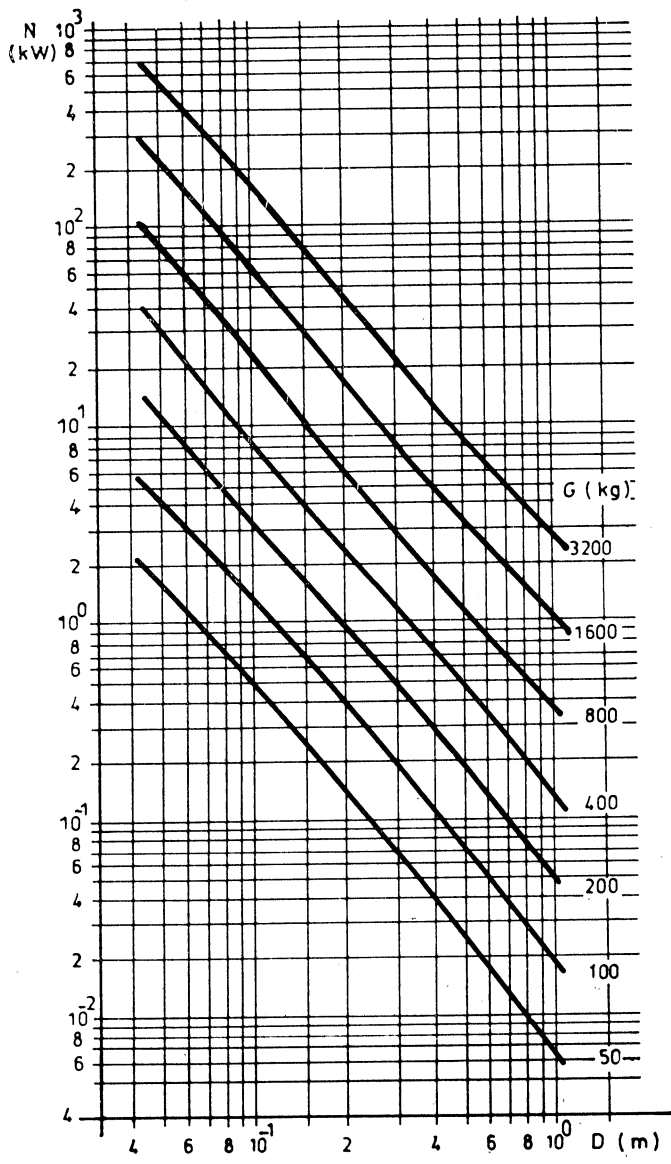
Za předpokladu adiabatického stlačování je výkon vzduchu, potřebný ke vznášení pneumatické opěry, dán relací [7]

$$N = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{QRT}{1000} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad [\text{kW}], \quad (19)$$

kde N — výkon vzduchu [kW],
 κ — poměr měrných tepel [1];

Vztahy mezi výkonem vzduchu N , hmotností břemene G a průměrem opěry D jsou opět znázorněny graficky na obr. 5, který je obdobný obr. 4. K jeho sestavení jsme použili týchž výchozích hodnot, jako v předchozím případě.

Matematicky lze dokázat — s užitím rovnic (3) a (7) — že se zvětšováním průměru opěry D výkon vzduchu monotónně klesá a v limitě se blíží k nule.



Obr. 5. Výkonová charakteristika kruhové opěry na vzduchovém polštáři

5. ZÁVĚRY

Odvozené závislosti, uvedené v odstavcích 4.1 až 4.3, naznačují, že energeticky výhodnější je pneumatická opěra o velkém průměru, tj. nízkotlaká. Ke vznášení téhož břemene stačí zdroj, vyvíjející nižší tlak vzduchu, je třeba menšího výkonu tlakového vzduchu a hmotnostní spotřeba vzduchu je v podkritické oblasti délky nevýraznému minimu prakticky neměnná.

Energetické hledisko není však jediné a často není zřejmě ani rozhodující. Podle výrobního programu firmy Aero-Go [6] jsou totiž všechny typy a velikosti pneumatických opěr vyráběné řady konstruovány jako vysokotlaké, tj. pro provoz v nadkritickém režimu. Důvodem jsou zřejmě jiné vlastnosti pneumatické opěry, zejména její rozměry.

Ve Výzkumném ústavu vzduchotechniky, koncernové účelové organizaci, se řeší ještě další otázky, spojené s přemísťováním břemen na vzduchovém polštáři, s konečným cílem napomoci uplatnění této pokrokové metody manipulace s těžkými břemeny v československém národním hospodářství.

LITERATURA

- [1] Vzduchotechnická zařízení. Názvosloví. ČSN 12 0000. Vydavatelství ÚNM, Praha, 1977.
- [2] —: AERO-GO-Luftkissen-Transportsystem löst die schwierigsten Transportprobleme. *La-gern und Fördern* 2/1978.
- [3] *Kušnir M. E.* aj.: Transportnyje ustrojstva na vozdušnojo poduške. Montažnyje i specialnyje raboty v strojitělstvě 9/1975.
- [4] Hovering Craft & Hydrofoil. The international review of air cushion vehicles and hydrofoils. Volume 14, Nos 1—12, October 1974—September 1975.
- [5] Totéž, Volume 15, Nos 1—12, October 1975—September 1976.
- [6] Aero-Go: Technische Spezifikation, Luftkissenmodule, Luftkissenelemente. Firemní literatura Aero-Go, Västerås.
- [7] *Chlumský V.*: Rotační kompresory a vývěvy. SNTL, Praha, 1966.
- [8] *Vávra A.* aj.: Možnosti inovací v oboru pneumatické dopravy. III — Přemísťování břemen na vzduchovém polštáři. Výzkumná zpráva VÚV Z—80—1350, Praha, 1980.

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ГРУЗОВ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ

Инж. Алоис Вавра, к. т. н.

Карел Бок

Статья занимается новой, очень интересной и перспективной технологией перемещения грузов с помощью воздушной подушки. В введении статьи резюмируется современное состояние техники в этой области. Дальше описывается теория воздушной подушки, которая касается исследовательских и опытных заданий НИИ воздухо-техники в Праге. Авторы систематически занимаются параметрами, которые касаются давления, расхода и мощности оборудования. Результаты теоретического решения после обобщения наглядно изображаются в графической форме.

LOAD DISLOCATION ON AN AIR CUSHION

Ing. Alois Vávra, CSc.

Karel Bok

This article deals with a new very interesting and perspective technology of load dislocation by means of an air cushion. Contemporary technique state in this branch is described in the introduction there. An air cushion theory linked up with research and development tasks of the Research Institute of Air Engineering in Prague is discussed there. The authors systematically deal with the pressure, flow and output parameters of the equipment. Results of the theoretical solution are after generalization demonstrated in a graphical form.

VERLAGERUNG DER LASTEN AUF EINEM LUFTKISSEN

Ing. Alois Vávra, CSc.

Karel Bok

Der Beitrag beschreibt die neue sehr interessante und perspektive Verlagerungstechnologie der Lasten mit Hilfe eines Luftkissens. In der Beitragseinleitung fasst man den gleichzeitigen Zustand der Technik in diesem Bereich zusammen. Weiter führt man die Theorie des Luftkissens, die an die im Forschungsinstitut für Lufttechnik gelösten Forschungs- und Entwicklungsaufgaben anbindet, ein. Der Beitrag befasst sich systematisch mit den Druck-, Durchfluss- und Leistungsparametern gegebener Installation und die Ergebnisse theoretischer Lösung werden nach der Verallgemeinerung graphisch dargestellt.

DÉPLACEMENT DES CHARGES SUR UN MATELAS D'AIR

Ing. Alois Vávra, CSc.

Karel Bok

L'article présenté décrit la technologie nouvelle, très intéressante et perspective du déplacement des charges à l'aide d'un matelas d'air. Dans l'introduction de l'article présenté, on résume l'état contemporain de la technique de cette sphère. Aussi, on présente la théorie du matelas d'air qui renoue avec les tâches de recherches et de développement résolues dans l'Institut de recherches de technique aérialique. Systématiquement, l'article présenté s'occupe des paramètres de pression, de débit et de puissance de l'installation donnée: les résultats de la solution théorique sont représentés graphiquement après la généralisation.

● Nové druhy ventilátorů

Výrobu a dodávání nových druhů ventilátorů určených k odsávání korozivních a lidskému zdraví nebezpečných směsí plynů zahájily Poštorenské keramické závody, n. p., Břeclav-Poštorná.

Axiální ventilátor HL 350 je nízkotlaký ventilátor, který lze snadno zabudovat buď přímo do stěny nebo do plynového potrubí, a to buď horizontálně nebo vertikálně. Je vyroben z chemické kameniny, jejíž špičkové parametry (97% kyselinovzdornost, 5% nasáklavost) zaručují vysokou životnost a prakticky nezníčitelnost stroje při styku s kyselým a jinými agresivními plyny. Minimální výkon ventilátoru při 1 400 ot/min činí 25 m³/min.

Radiální ventilátor RV 100 je jednostupňový nízkotlaký ventilátor, který je možno napojit do potrubí Js 100 mm, event. při použití přechodového kameninového nástavce do potrubí Js 200 mm. Do styku s dopravovanými plyny přichází pouze kameninová část ventilátoru, která je inertní vůči většině médií, se kterými ventilátor může při práci v laboratořích nebo v chemických a příbuzných provozech přijít do styku. Výkon ventilátoru při 1 400 ot/min činí 8,55 m³/min a při 2 850 ot/min 17 m³/min.

(Labora informuje, čís. 2/1982)

(tes)

● Žárovky v USA

Do 1979 měl vývoj spotřeby plynulý vzestup, od 1980 úroveň spotřeby zůstává nezměněna; přitom dovoz činí vždy asi 80% spotřeby (celkem 2 mld/ročně).

Nejdůležitějším dodavatelem je Japonsko (asi 15%) — dováží žárovky běžných typů i malé výbojky. Tchaj-wan a Jižní Korea dovázejí dekorativní osvětlovací soupravy, Mexiko halogenová svítidla, Hong-kong žárovky pro kapesní svítilny a Kanada zdroje do reflektorů.

Žárovky napomáhají USA šetřit elektrickou energii v domácnostech, velcí spotřebitelé se více zajímají o energeticky účinnější zdroje: výbojky halogenidové a sodíkové.

Žárovky se v USA prodávají převážně v obchodních domech (supermarketech), ostatní výrobky tohoto průmyslového odvětví ve speciálních obchodech (drugstorech aj.). V prvních vedou zpravidla sortiment jediného výrobce, v druhých výrobky více výrobců, což má také vliv na ceny. Soukromí spotřebitelé a malé a střední podniky se zásobují z obchodních domů, velké podniky přímo od výrobců (velkoobchodem).

Velcí výrobci žárovek zajišťují si odbyť většinou prostřednictvím externích spolupracovníků, malé prostřednictvím obchodních zástupců. Velmi rozšířené jsou zvláštní prodejní akce, trhy.

Svět hospodářství 1982/XI

(LCh)

● Činnost a výpočet vzduchových propustí

Při provozu čistých prostorů je třeba kromě odvodu v prostoru vznikajících tepelných zátěží a škodlivin zamezit ještě pronikání škodlivin zvenčí, které se děje buď přenosem škodlivin osobami a zbožím (komunikací) nebo vzduchem pronikajícím propustmi. O této problematice pojednává podrobně č. 99 řady 6 zpráv VDI (Fortschrift-Berichte der VDI-Zeitschriften).

Pojednání se zabývá snížením výměny vzduchu při komunikaci mezi čistým prostorem a vnějším prostředím. Vzduchové propusti jsou účinným technickým prostředkem ke snížení výměny na libovolně malou hodnotu. V praxi ve většině případů musejí být vzduchové propusti kombinovány s jinými opatřeními, např. se smíšeným větráním k odvedení zátěží z čistého prostoru, k udržování ochranného přetlaku v čistém prostoru apod.

V propustech se při průchodu nikdy nevytvoří přímý prostup mezi oběma oddělenými prostory. U komorových propustí děje se tak uspořádáním minimálně dvou vzájemně blokováných dveří. Protože v tomto případě je vždy uzavřen alespoň jeden z komunikačních otvorů, mohou se při komunikaci udržet rozdílné tlaky v obou prostorech a může tak být vyvoláno proudění směrem z chráněného prostoru do okolí.

Při průchodu vzduchovou propustí dochází k nestacionární výměně hmoty mezi oběma oddělenými prostory. Dochází-li k průchodu např. směrem zvenčí do čistého prostoru, pak při komunikaci dveřmi mezi vnějškem a propustí vnikne nejprve okolní vzduch do propustí. Po uzavření vnějších dveří se vnější vzduch smísí se vzduchem v propustí. Po průchodu vnitřními dveřmi (do čistého prostoru) se smíšený vzduch přenesení do čistého prostoru, takže dojde k nestacionární výměně

hmoty, což má za následek kolísání koncentrací uvnitř čistého prostoru.

Nestacionární koncentrace v čistých prostorech a okolí, jakož i v propustech se dají popsat diferenciálními rovnicemi. V praktických případech stačí většinou popsat střední hodnoty koncentrací jednoduchými lineárními rovnicemi. Z toho se vyšlo při stanovení způsobu výpočtu a návrhu jednokomorových propustí, které by splňovaly dané předpoklady s minimálními nároky na dodávku vzduchu. Rozhodujícími hledisky jsou přitom, zda jsou v propustích limitovány koncentrace na základě provozních požadavků a zda redukce výměny vzduchu musí být v obou směrech stejná. V rámci výpočtů jsou pro zvolený typ propusti určeny průtoky vzduchu a nutná rozložení tlaků.

Vydeme-li ze středních hodnot výměny vzduchu pro oba prostory a v propusti, jakož i četnosti komunikace, je možno u jednokomorových propustí dosáhnout snížení koncentrací v čistém prostoru vůči vnějšímu prostoru (součinitele přenosu) v hodnotě 10^{-4} . Je-li třeba dosáhnout ještě nižšího součinitele přenosu, pak je nutno použít vícekomorové propusti. Přitom se jedná o uspořádání více než dvou vzájemně blokováných dveří za sebou. Ve srovnání s jednokomorovými propustmi umožňují vícekomorové propusti drastické snížení přenosu škodlivin. Tak např. zvýšením počtu komor na 3 sníží se součinitel přenosu ještě $5 \cdot 10^{-2}$ krát. Jestliže výměna hmoty musí být redukována v jednom směru (směrovaná), potom je možno nastavením vhodných tlakových profilů u vícekomorové propusti dosáhnout proudění ve směru z čistého k vnějšímu prostoru a snížit součinitel přenosu řádově násobkem dvou desátých mocnin. Další zlepšení v účinku propustí lze dosáhnout proplachováním komor propustí vzduchem.

HLH 7/82

(Ku)



VÝPOČET KAPALINOVÉHO OKRUHU PRO ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA S ODVLHČUJÍCÍM CHLADICEM

ING. MILOSLAV VANČURA

Výzkumný ústav vzduchotechniky, Praha

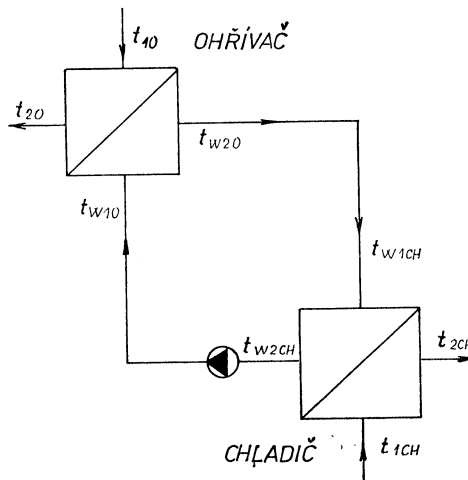
V příspěvku je navržena metodika výpočtu chladičů s kondenzací par ze vzduchu pomocí součinitele zvýšení tepelného toku ϵ . Chladič je počítán postupně podle jednotlivých řad. Výsledků je použito pro zapojení dvou výměnkových sekcí pro zpětné získávání tepla při větrání, jedné s kondenzací a druhé bez kondenzace. Výpočty prokazují značný vliv kondenzace na výsledný efekt.

Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

1. ÚVOD

Okruh pro zpětné získávání tepla je soustava dvou výměníků vzduch—kapalina—vzduch propojených potrubím (obr. 1). Nucený oběh teplotnosné kapaliny zajišťuje čerpadlo. Tím je zaručen přenos tepla z ohřívajícího výměníku odpadním vzduchem na ochlazený výměník čerstvým větracím vzduchem. Na dimenzování výměníků pro rekuperační systém vzduch—kapalina—vzduch je zpracován výpočet pro „suchý“ chladič [2], [3].

Při vysoké relativní vlhkosti odpadního vzduchu dochází v chladiči k odvlhčo-



Obr. 1. Schéma systému dvou výměníků — vzduch—kapalina—vzduch.

vání a tím ke zvýšení hustoty tepelného toku předávaného tepla. Vzhledem k tomu, že u některých klimatizačních zařízení speciální techniky a technologických provozů, např. v sušárenství, je to častý případ a dochází tak ke značnému zvýšení množství zpětně získávaného tepla, byla zpracována metodika výpočtu odvlhčujících chladičů a ve spojení s ohříváčem vzduchu byl výpočet proveden pro vodu jako teplosměnné médium. Informace o snížení součinitele přestupu tepla při použití různých nemrznoucích kapalin jsou obsaženy v literatuře pro výpočet rekuperačního systému pro „suchý“ chladič:

Teoretický výpočet byl upraven pro konkrétní výměňkovou plochu vyráběnou k. p. ZRL-Janka Radotín. Na výpočet odvlhčujících chladičů a rekuperačního systému byl zpracován algoritmus výpočtu, který byl naprogramován pro kalkulátor TI/59 a byly provedeny kontrolní výpočty.

2. ODVLHČUJÍCÍ CHLADIČ

Výpočtové metody odvlhčujících chladičů jsou ve většině případů založeny na použití „součinitele zvýšení tepelného toku ε “. Při přenosu tepla a hmoty je to poměr celkového předávaného tepla k předávanému teplu citelnému, který je ≥ 1 . Pro $\varepsilon = 1$ se jedná pouze o přenos citelného tepla.

Obecné vztahy pro výpočet chladičů: z bilance teplosměnné plochy lze úpravou vyjádřit teplotní účinek

$$\psi_t = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_w} = 1 - \exp - \frac{kSe}{M_L \cdot c_L \varepsilon}; \quad (2.1)$$

uvedený vztah platí zcela přesně pro přímý výparník pracující bez přehřívání par chladiva. Pro kapalinové chladiče je vzhledem k malému ohřátí kapaliny alespoň v jedné jeho řadě tento vztah možno rovněž použít. Dosazovaná teplota t_w je potom středním aritmetickým průměrem teploty vstupní a výstupní. Uvedené předpoklady jsou oprávněné pro výpočet chladiče „řady po řadě“, kdy je ohřátí kapaliny v jednotlivých řadách malé.

Pro případ bilance tepla mezi povrchem lamelové plochy a chlazeným vzduchem lze vyjádřit teplotní účinek

$$\psi_{CH} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{CH1}} = 1 - \exp - \left[\frac{\alpha_L \cdot Se \left(\frac{Se_t}{Se} + \eta_L \cdot \frac{S_L}{Se} \right)}{M_{LCL}} \right]. \quad (2.2)$$

Dosažením konkrétních geometrických a fyzikálních vlastností teplosměnné plochy vyráběné v k. p. ZRL-Janka Radotín a úpravou je

$$\psi_t = 1 - \exp - \left[\frac{[0,021 \ 35 \cdot k]}{V_L \cdot \varepsilon} \right], \quad (2.3)$$

$$\psi_{CH} = 1 - \exp - \left[\frac{\alpha_L \cdot (1,299 + \eta_L \cdot 20,083)}{V_L} \right]. \quad (2.4)$$

Ze vztahů 2.1 a 2.2 se vyjádří rozdíl teplot vzduchu $t_1 - t_2$ a pravé strany těchto vztahů se porovnají. Úpravou se určí vztah pro teplotu vnějšího povrchu lamelové plochy t_{CH1}

$$t_{\text{CH1}} = t_1 - \frac{\psi t}{\psi_{\text{CH}}} \cdot (t_1 - t_w). \quad (2.5)$$

Pro vyjádření součinitele ε v $i-x$ diagramu byl odvozen vztah

$$\varepsilon = 1 + \frac{l_0 \cdot dx}{c_L dt}, \quad (2.6)$$

diferencováním a úpravou je

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{\varepsilon - 1}{2500} = S \quad (2.7)$$

Vztah mezi změnami vlhkosti x a teploty vzduchu t je lineární, kde ve směrnici přímkou je obsažen součinitel ε . Pro přímkou procházející počátečním stavem vzduchu t_1, x_1 platí rovnice

$$\frac{x_1 - x}{t_1 - t} = S, \quad (2.8)$$

pro „suchý proces“ je $\varepsilon = 1$, což znamená, že $S = 0$ a $x = x_1$, absolutní vlhkosti vzduchu se tedy nemění. Naopak pro $\varepsilon > 1$ je $S > 0$ a $x < x_1$. Absolutní vlhkost se tedy zmenšuje.

Při výpočtu odvlhčujících chladičů je nutno zjišťovat, zda úprava vzduchu skutečně míří v $i-x$ diagramu do průsečíku teploty vnějšího povrchu teplosměnné plochy t_{CH1} s čarou nasycení. Pro strojní výpočet byla čára nasycení aproximována parabolou. Příмка znázorňující úpravu vzduchu a vycházející ze stavu t_1, x_1 se protíná s čarou nasycení v bodě, který má souřadnice $t_{\text{CH2}}, (x'')$. Dosazením těchto souřadnic do vztahu 2.8 a rovnice t_{CH2} křivky nasycení je

$$(x'')_{t_{\text{CH2}}} = x_1 - (t_1 - t_{\text{CH2}}) \cdot S, \quad (2.9)$$

$$(x'')_{t_{\text{CH2}}} = 1,9223 \cdot 10^{-5} t_{\text{CH2}}^2 + 1,5955 \cdot 10^{-4} t_{\text{CH2}} + 4,2 \cdot 10^{-3}. \quad (2.10)$$

Porovnáním pravých stran vznikne kvadratická rovnice pro $t_{\text{CH2}} = f(s, t_1, x_1)$.

Pro výpočet konečných parametrů vzduchu platí vztahy

$$t_2 = t_1 + \psi t \cdot (t_w - t_1), \quad (2.11)$$

$$x_2 = x_1 + (t_2 - t_1) \cdot \frac{\varepsilon - 1}{2500}. \quad (2.12)$$

Pro výpočet konečných parametrů kapaliny při daném t_{w1} platí

$$t_{w2} = 2t_w - t_{w1}, \quad (2.13)$$

kde střední teplota kapaliny

$$t_w = \frac{\psi_w \cdot t_{w1} + t_1}{\psi_w + 1}, \quad (2.14)$$

pro dané t_{w2}

$$t_{w1} = 2t_w - t_{w2}, \quad (2.15)$$

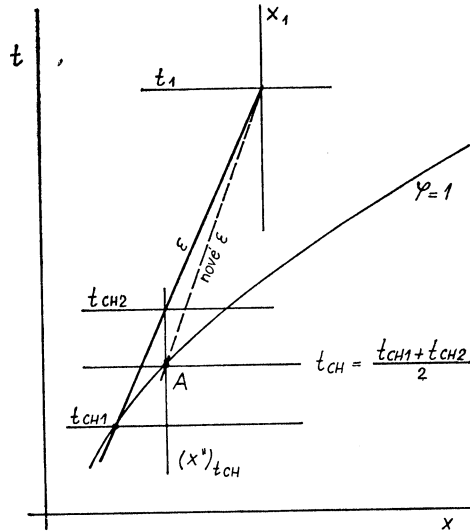
kde střední teplota kapaliny

$$t_w = \frac{\psi_w \cdot t_{w2} - t_1}{\psi_w - 1}. \quad (2.16)$$

3. VÝPOČET CHLADIČE

Všechny výpočtové vztahy byly odvozeny pro výpočet chladiče po jednotlivých řadách s ohledem na plánované použití výpočetní techniky. Výpočet je proveden následujícím způsobem.

Pro zvolené ε se vypočte podle odvozených vztahů teplota t_{CH1} a t_{CH2} . Pro střední aritmetický průměr obou hodnot t_{CH} se vypočte absolutní vlhkost nasyceného vzduchu $(x^s)_{t_{CH}}$. Tento stav je v $i-x$ diagramu na obr. 2 znázorněn



Obr. 2. Schéma stanovení povrchové teploty chladiče

bodem A . Do tohoto bodu musí směřovat přímka znázorňující úpravu vzduchu. Ze vstupních stavů vzduchu a ze stavů daných bodem A se vypočte nová hodnota ε a výpočet se opakuje. Po čtvrté iteraci je obvykle rozdíl mezi novou a předchozí hodnotou součinitele ε menší než 0,02. Tato hodnota rozdílu byla vzata jako kritérium ukončení iterací. V případě, že je výpočet ε ukončen, vypočtou se konečné parametry vzduchu a vody. Z výstupních parametrů první řady se stanou vstupní údaje pro druhou a výpočet se opakuje podle počtu řad chladiče.

4. VÝPOČET OHŘÍVAČE

Pro výpočet ohřivače je použita stejná metoda jako v případě chladiče. Do výpočtu se nepoužijí vztahy pro výpočet povrchových teplot teplosměnné plochy a v ostatních vztazích je $\varepsilon = 1$. Použití stejných výpočtových vztahů umožní výhodnější organizaci programu pro počítač. Pro ohřivač v protiproudém uspořádání při výpočtu řady po řadě je zadána vstupní teplota čerstvého vzduchu t_1 a konečná teplota kapaliny t_{w2} .

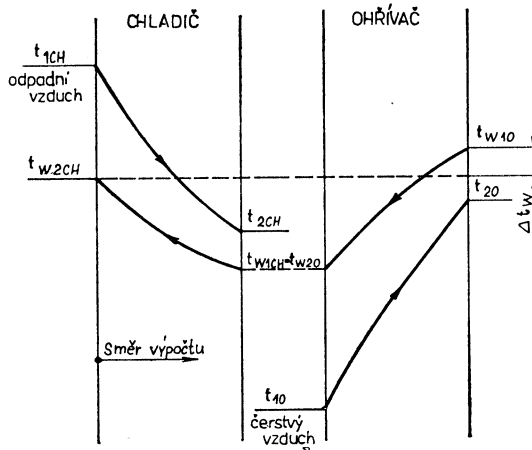
5. ALGORITMUS VÝPOČTU SYSTÉMU CHLADIČ—OHŘÍVAČ

Pro výpočet rekuperačního systému byl pro kalkulátor TI/59 sestaven program uložený pod číslem T—6—009.

Vstupními údaji jsou:

- teplota čerstvého vzduchu t_{10} ,
- počet řad ohříváče n_o ,
- rychlost vzduchu v čelním průřezu ohříváče v_{LO} ,
- délka jedné trubky (nebo tahu) v jedné řadě ohříváče l_o ,
- teplota odpadního vzduchu t_{1CH} ,
- absolutní vlhkost odpadního vzduchu x_{1CH} ,
- počet řad chladiče n_{CH} ,
- rychlost vzduchu v čelním průřezu chladiče v_{LCH} ,
- rychlost vody v trubkách chladiče v_{wCH} ,
- délka jedné trubky (nebo tahu) v jedné řadě chladiče — L_{CH} ,
- požadovaná přesnost výpočtu vyjádřená jako Δt_w .

Schéma průběhu výpočtu je znázorněno na obr. 3.



Obr. 3. Uspořádání systému vzduch—kapalina—vzduch

Výpočet se provádí postupně od poslední řady chladiče pro vstupní parametry vzduchu, kterými je teplota a absolutní vlhkost odpadního vzduchu t_{1CH} a pro odhadnutou teplotu vystupující kapaliny t_{w2CH} . Po výpočtu chladiče je tedy známa teplota vstupující kapaliny t_{w1CH} , která je stejná jako výstupní teplota kapaliny z ohříváče t_{w20} .

V dalším postupu se počítá ohříváč, jehož výsledkem je vstupní teplota kapaliny t_{w10} a výstupní teplota vzduchu t_{20} . Po dokončení této části výpočtu se vyhodnotí rozdíl teplot $t_{w10} - t_{w2CH}$, který se porovnává se zvolenou hodnotou Δt_w . Je-li uvedený rozdíl větší, opraví se původní teplota t_{w2CH} o polovinu tohoto rozdílu a výpočet se opakuje znovu. V průběhu kontrolních výpočtů se tato oprava počátečního odhadu t_{w2CH} ukázala jako nejvýhodnější pro zajištění velmi dobré

konvergence řešení. Výpočty byly prováděny pro zvolené $\Delta t_w = 0,05$ K. Správnost řešení byla kontrolována tepelnými bilancemi všech tří médií a ukázalo se, že toto Δt_w zaručuje dobrou přesnost výsledků. Pouze u soustav s dvojřadými výměníky, u kterých je ohřátí a ochlazení kapaliny malé, bylo nutno brát $\Delta t_w = 0,02$.

Na závěr každého výpočtu je vyčíslen teplotní účinek ohříváče podle vztahu

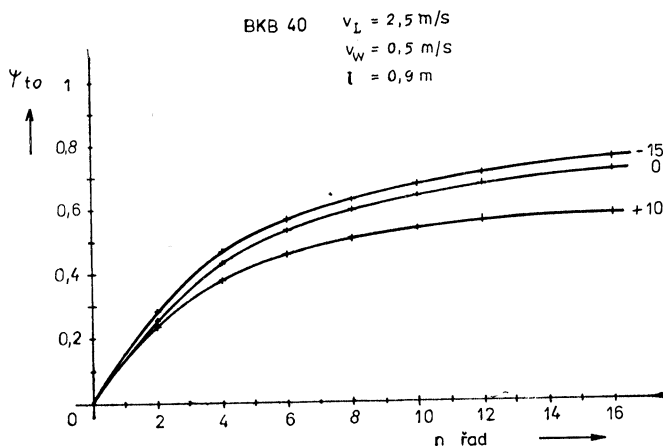
$$\psi_{to} = \frac{t_{20} - t_{10}}{t_{1CH} - t_{10}} \quad (5.1)$$

Tato hodnota vyjadřuje využitý podíl celkového teplotního rozdílu a slouží k porovnání různých alternativ řešení soustav.

6. VÝSLEDKY KONTROLNÍCH VÝPOČTŮ

Metoda výpočtu vlastností rekuperačního systému byla použita pro soustavu sestavenou ze dvou chladičů jednotek BKB 40 s vodním okruhem. S ohledem na případnou kompletaci do sestavných jednotek uvedeného typu byla použita rychlost vzduchu v čelním průřezu chladiče $v_L = 2,5$ m/s.

Výpočet byl proveden pro rychlost vody v trubkách 0,5 m/s. Vypočtené teplotní



Obr. 4. Závislost teplotního účinku na počtu řad

účinky ohřívací sekce tohoto systému v závislosti na počtu řad obou výměníků jsou uvedeny na obr. 4 pro teploty čerstvého vzduchu $-15, 0, +10$ °C a odpadní vzduch o teplotě $t = 18$ °C a absolutní vlhkosti $x = 10 \cdot 10^{-3}$ kg/kg.

7. ZHODNOCENÍ ÚČINKU ODVLHČOVÁNÍ

Z teplotních účinků rekuperačního systému pro různé teploty přiváděného vzduchu je zřejmé, že pro teplotu $+10$ °C nedochází ani při maximálním počtu řad výměníku k odvlhčování na chladiči. Pro tento případ byly vypočtené teplotní

účinky porovnány s hodnotami stanovenými podle výpočtových metodik pro systémy se „suchým“ chladičem a nebyly shledány naprosto žádné odchylky. Z uvedených průběhů bylo vyhodnoceno zvýšení tepelného efektu systému vlivem kondenzace. U sestavy se dvěma stejně velkými výměníky BKB 40 dochází při uvedených parametrech čerstvého a odpadního vzduchu ke zvýšení tepelného efektu až o 20–30 %. Další výpočty provedené pro parametry odpadního vzduchu v sušárenských provozech ukázaly, že v tomto případě je energetický přínos okruhu ZZT oproti „suchému“ výpočtu prakticky dvojnásobný.

SEZNAM OZNAČENÍ

Symbolika

M — hmotnostní průtok [kg/s],
 Q — tepelný tok [W],
 S — plocha, průřez [m²],
 V — objemový průtok [m³/s],
 W — tepelná kapacita průtoku [W/K],
 c — měrná tepelná kapacita [J/kg K],
 k — součinitel prostupu tepla [W/m² K],
 l — délka lamelové trubky [m],
 l_0 — výparné teplo vody [kJ/kg],
 n — počet řad výměníku,
 t — teplota [°C], [K],
 v — rychlost [m/s],

x — měrná vlhkost vzduchu [kg/kg],
 α — součinitel přestupu tepla [W/m² K],
 ε — poměrné zvýšení tepelného toku,
 φ — relativní vlhkost vzduchu [%],
 η — účinnost.

Indexy označují

e — vnější povrch
 CH — chladič
 L — vzduch
 O — ohříváč
 t — trubka
 w — voda
 1, 2 — počáteční, výstupní

SEZNAM LITERATURY

- [1] J. Šavřda, M. Vančura: Výpočet kapalinového okruhu pro zpětné získávání tepla s odvlhčujícím chladičem. Zpráva VÚV, 1983.
- [2] J. Srnka: Výpočet kapalinového okruhu pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu. Klimatizace 26, 1979.
- [3] J. Chyský: Možnosti použití lamelových výměníků pro zpětné získávání tepla v klimatizaci. Klimatizace 14, 1976.

РАСЧЕТ ЖИДКОСТНОЙ ЦЕПИ ДЛЯ РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛА С ХОЛОДИЛЬНИКОМ С УДАЛЕНИЕМ ВЛАГИ

Инж. Милослав Ванчура

В статье описывается методика расчета холодильников с конденсацией пар из воздуха с помощью коэффициента повышения теплового тока ε . Холодильник рассчитан постепенно по отдельным рядам. Результатов использовано к соединению двух секций теплообменника для рекуперации тепла при вентиляции, одной секции с конденсацией и другой секции без конденсации. Расчеты доказывают большое влияние конденсации на окончательный эффект.

CALCULATION OF A LIQUID CIRCUIT FOR HEAT RECUPERATION WITH A COOLER-DEHUMIDIFIER

Ing. Miloslav Vančura

A calculation method for a cooler with vapours condensation from the air by means of the heat flux rise coefficient ε is discussed in the article. The cooler is calculated step by step in accordance with single rows. The results have been used for a connection of the two sections of the heat exchanger for heat recuperation during ventilation, one section with condensation and the second one without condensation. The results proves considerable influence of condensation upon the resulting effect.

BERECHNUNG EINES FLÜSSIGKEITSKREISES FÜR DIE WÄRMERÜCKGEWINNUNG MIT EINEM ENTFEUCHTENDEN KÜHLER

Ing. Miloslav Vančura

Im Beitrag entwirft man die Berechnungsmethode der Kühler mit der Kondensation der Dämpfe aus der Luft mit Hilfe des Koeffizienten der Erhöhung eines Wärmeflusses ε . Der Kühler wird stufenweise nach den Einzelreihen berechnet. Man verwendet die Ergebnisse für die Zusammenschaltung der zwei Austauschersektionen, einer Sektion mit der Kondensation und zweiter Sektion ohne die Kondensation, für die Wärmerückgewinnung bei der Lüftung. Die Berechnungen weisen den bedeutenden Einfluss der Kondensation auf den resultierenden Effekt nach.

CALCUL D'UN CIRCUIT DE LIQUIDE POUR LA RÉCUPÉRATION DE CHALEUR AVEC UN REFROIDISSEUR DÉHUMIDIFIANT

Ing. Miloslav Vančura

Dans l'article présenté, on propose la méthode de calcul des refroidisseurs avec la condensation des vapeurs de l'air à l'aide du coefficient d'augmentation d'un flux de chaleur ε . On calcule le refroidisseur successivement suivant les progressions particulières. On utilise les résultats pour le montage de deux sections d'échangeur — d'une section avec la condensation et d'autre section sans la condensation — pour la récupération de chaleur à la ventilation. Les calculs démontrent l'influence importante de la condensation sur l'effet résultant.

● XXI. Průmyslový seminář — Miskolc (MLR)

Ve dnech 31. 5. 1983—2. 6. 1983 byl uspořádán v Miskolci (MLR) tradiční Průmyslový seminář. Téma letošního semináře bylo: „Optimalizace procesů sdílení tepla v topeništích průmyslových zařízení“. Semináře se zúčastnil velký počet zahraničních delegací (SSSR, NDR, NSR, BLR, PLR, Rakousko, ČSSR) a většina delegací aktivně přispěla k průběhu semináře přednesením referátů. K semináři byl připraven sborník přednášek (A5, 660 stran), obsahující 32 referátů v němčině se souhrny v ruštině a angličtině. Vedle sborníku byly delegátům předány dva separáty v němčině, obsahující přednášky neuveřejněné ve sborníku.

Jednání semináře bylo rozděleno do tří na sebe navazujících tematických skupin:

- A I — Všeobecné otázky výpočtů topenišť
- A II — Výpočty kotlů a spalovacích zařízení
- B I — Výpočty průběhu výměny tepla v průmyslových topeništích
- B II — Zpětné získávání tepla rekuperací v topeništích
- B III — Otázky výpočtů a provozu ohřívacích zařízení vysokých výkonů
- C I — Omezení ztrát tepla a využití odpadní energie
- C II — Tepelné technické pochody při výrobě litiny a oceli

Fridrich, Mašek

● Nová směrnice VDI

Začátkem roku 1982 vyšla nová směrnice VDI 2071, list 1 o názvu: „Zpětné získávání tepla u vzduchotechnických zařízení. Pojmy a technické popisy“. Její návrh byl vypracován a vydán v r. 1978 odbornou skupinou „Technická vybavení budov“ společnosti VDI. Zařízení pro zpětné získávání tepla jsou výměníky tepla, v nichž částí odváděného tepla v odpadním vzduchu je opět využito vzduchotechnickým zařízením. U vzduchotechnických zařízení, která musí pracovat jen s venkovním vzduchem nebo s vyššími podíly venkovního vzduchu v otopném období, nebude se pro budoucnost smět zapomínat na instalaci výměníku pro zpětné získávání tepla k předehřátí venkovního vzduchu.

Podle termodynamického procesu rozeznáváme rekuperační a regenerační systémy zpětného získávání tepla. Také tepelná čerpadla lze zařadit mezi tyto systémy.

Směrnice obsahuje všechny důležité pojmy a definice, jakož i základní veličiny pro ekonomické výpočty podle listu 2 téže směrnice. (Ku)

HLH 5/82



ODLUČOVÁNÍ OLEJOVÉ MLHY ELEKTRICKÝMI ODLUČOVAČI

ING. BŘETISLAV KLOBOUK

Výzkumný ústav vzduchotechniky, Praha

V článku je popsán ve VÚV Praha vyvinutý odsavač olejové mlhy OM 10 s elektrickým deskovým odlučovačem a uvedeny výsledky měření prototypů za různými bruskami. Odsavač nebyl zaveden do sériové výroby. V dalším jsou uvedeny výsledky měření s upraveným odsavačem OOM 12 — TOS Čelákovice, který používá ze zahraničí dovážené elektrické odlučovače.

Recenzoval: Ing. Jiří Tůma, Dr.Sc.

1. Úvod

Abý při práci vysokovýkonných obráběcích strojů, zejména brusek, nedocházelo k nadměrnému znečišťování pracovního prostředí olejovou mlhou, vybavují se tyto stroje zákryty a odsavači olejové mlhy. Olejovou mlhou se rozumí jemně rozptýlené kapalně částice vznikající kondenzací olejových par (průměr částic 0,1 až 2 μm) nebo rozprášením (průměr 1 až 1000 μm) oleje přiváděného k obráběcímu nástroji a obrobku k chlazení, mazání a odvádění třísek nebo oběma způsoby současně; tato mlha obsahuje i tuhé částice olejového kouře vznikajícího nedokonalým spalováním částic oleje při jeho styku s horkým kovem a tvoří ho částice asi 0,05 až 1 μm , jakož i částice obráběného materiálu i obráběcího nástroje. Částice oleje nad 10 μm rychle sedimentují, avšak částice pod 10 μm vylétající z místa svého vzniku jsou rozptýlovány do okolního vzduchu.

Při obrábění se používá olejů čistých nebo legovaných různými přísadami za účelem ochrany před oxidací; v oleji bývá až 20 % přísad — sloučenin chlóru, fosforu nebo síry. U nás se používají olejové emulze s označením např. abrazol, olej P 3, olej P 2 DS atp. Olej usazený na zemi způsobuje kluzkost, mlha zhoršuje viditelnost a působí nepříznivě psychologicky. Dlouhodobý styk pokožky s olejem vyvolává kožní onemocnění.

Z ekonomických hledisek je třeba, aby odsavač odsával od stroje jen nezbytný objem vzduchu a mlhy a nestrhával s sebou velké kapky oleje, které rychle sedimentují v blízkosti svého vzniku, a aby se tento vzduch

vyčistil tak, aby se mohl vracet do výrobní haly.

Nezbytný objem odsávaného vzduchu záleží na provedení zákrytu stroje a na umístění odsávacího nástavce. Provedení nebývá jednoduché a vyžaduje praktické zkoušky. Podle normy ČSN 12 7040 je výrobce stroje produkujícího škodliviny povinen vybavit jej odsávacími nástavci k přímému odsávání, kde je to technicky možné. Při dobře provedené kapotáži stroje a odsávacího nástavce obsahuje olejová mlha asi 75 % částic podle počtu menších 2 μm , i když tento podíl činí asi 3 % hmotnosti všech v mlze zastoupených částic. Vstupní koncentrace olejové mlhy bývají pak nízké — stovky $\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}$ i méně, zatímco při nevhodné kapotáži s nadměrným strháváním velkých kapek byly změřeny koncentrace až desítky $\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$.

Určení přípustné výstupní koncentrace olejové mlhy za odlučovačem a tím požadované odlučivosti není snadné, protože naše hygienické předpisy neobsahují údaje o nejvyšší přípustné koncentraci olejové mlhy ve vzduchu. US-Standard i DDR-Standard (MAK-Werte) z r. 1968 udávají přípustnou koncentraci olejové mlhy ve vnitřních prostorách krátkodobě 20 $\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}$, denní pak 5 $\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}$. Gesetzbblatt DDR T/31 z 27. 9. 1979 olejovou mlhu již neuvádí.

Přední světoví výrobci vybavují vysokovýkonné obráběcí stroje odsávacími zařízeními s deskovými elektrickými odlučovači s předřazenými ionizátory. Tato zařízení umožňují vracet vyčištěný vzduch do výrobních hal a snížit tak intenzitu výměny větracího vzduchu nutnou k zajištění přijatelného ovzduší.

V otopné sezóně to znamená úspory tepelné energie na vytápění. Tyto úspory urychlují návratnost vynaložené investice na odsavače údajně pod dva roky.

2. Odsavače olejové mlhy

Odsavače sestávají ze vstupní komory k připojení odsávací hubice od odsávacího nástavce zakrytu stroje, ve kterém jsou umístěny usměrňovací plechy a obvykle i mechanický výplňový předfiltr z polyesterového pletiva k odloučení hrubých kapek oleje (větších než asi 10 μm), dále z deskového elektrického odlučovače s předřazeným ionizátorem (EO) napájeného usměrněným proudem o vysokém napětí z jednofázového zdroje *vn* se zdvojnásobením napětí a dvěma vysokonapěťovými vývody — zdroj je umístěn na boční stěně skříňové odlučovače —, z odstředivého ventilátoru s elektromotorem a z komínového nástavce s regulační klapkou, kterým se vyčištěný vzduch vypouští zpět do haly.

Všechny tyto části jsou konstrukčně spojeny v jeden celek na společném rámu a takto dodávány. Při krátké délce sběrací části EO se řadí za sebou dva deskové odlučovače.

Rychlost vzduchu v EO je okolo 1 až 1,5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, intenzita elektrického pole v ionizátoru okolo 400 $\text{kV} \cdot \text{m}^{-1}$, ve sběrací části až 800 $\text{kV} \cdot \text{m}^{-1}$. Objemové průtoky jednotkovými odsavači bývají 1000 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při tlakové ztrátě 400–500 Pa. Hladina hluku ventilátoru je menší 85 dB (A).

Výhoda použití elektrických deskových odlučovačů spočívá v tom, že se v nich zachytí s vysokou odlučivostí i submikronové částice oleje, kouře i prachu při malé tlakové ztrátě a malé spotřebě elektrické energie na čištění.

Olejová mlha zachycená v odlučovačích stéká na dno odsavače a dále do sběrače, část spáleného oleje a tuhých částic zůstává lpět na deskách EO a časem vede ke vzniku přeskoků a ke snížení odlučivosti. Pak se elektrický odlučovač musí vyjmout ze skříňe, ponořit do vhodné kapaliny a řádně vyčistit. K rychléjšímu uvolnění nálepu se používá teplá voda smíchaná se saponáty, po případě vhodná chemicky vyrobená kapalina.

Tomuto popisu odpovídal i zkušební odsavač olejové mlhy OM 10 vyvinutý a prověřený ve VÚV Praha; použitý EO byl článek ESA-16 s čelním průřezem 0,19 m^2 a délkou kolektorových desek 0,31 m. Z něho odvodili v n. p. TOS Čelákovice odsavač OOM 12, který používá deskové EO dovážené ze zahraničí.

Jelikož však tyto dovážené EO měly rozteče elektrod ionizátoru 84 mm a ve sběrací části jen 14,5 mm, což neumožňuje účinné nabíjení částic a účinné jejich odlučování při použití jednoho zdroje *vn*, byla podle zkoušek VÚV zmenšena rozteč elektrod v ionizátoru na 70 mm a provozní napětí na 11 kV *ss*, aby nevznikalo nadměrné množství ozónu. Šířka tohoto EO je 0,65 m, průřez 0,265 m^2 a délka kolektorových desek 0,19 m; proto se zapojily v odsavači 2 EO za sebou.

3. Výsledky provozních měření odsavačů

Při prvních zkouškách se zachytilo v odsavači za bruskou až 30 l oleje asi za 13 minut. Zlepšeným řešením kapotáže stroje a vhodnějším umístěním odsávacího nástavce se snížila koncentrace olejové mlhy před odsavačem na 1 až 2 $\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$, přičemž podíl jemné frakce pod 2 μm byl do 100 $\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}$; koncentrace mlhy v úletu byla mezi 1,5 a 5,6 $\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}$. To vedlo k tomu, že řešení krytování strojů se věnovala zvýšená pozornost a že se využívá i modelové techniky.

Odsavač OOM 12 se zkušel v TOS Čelákovice v zapojení za bruskou a dvěma frézkami s těmito výsledky:

a) Bruska OBP 25

Na brusce se brousila ozubená kola \varnothing 220 a šířky 40 mm, modulu 5,5 z kalené oceli 16 231 brusným kotoučem z italského korundu při použití oleje zn. abrazol. Zkoušky se provedly s různým napětím a v různém uspořádání prvků odsavače.

Při prvním měření s napětím 12 kV byl na výstupu z odsavače cítit ozón; proto bylo napětí sníženo asi na 11 kV.

Teplota vzduchu v komínovém nástavci byla o 6 až 7 $^{\circ}\text{C}$ vyšší než v okolí stroje.

b) Frézka OFA 71 AC

Frézovala se ozubená kola \varnothing 760 a výšky 160 mm modulem 10 do hloubky 22 mm z oceli 14 341, chladicím médiem byl olej P3. Ke zkouškám byl z odsavače vyjmut předfiltr. Zkoušky se provedly při frézování zdola nahoru i shora dolů. Při frézování byl počet otáček 1000 min^{-1} . Posuv nástroje byl méněn — při první a druhé byl 2 mm, při třetí 1 mm na jednu otáčku frézovaného kola. Při větším posuvu byly mezi nástrojem a odsávacím nástavcem patrné trajektorie dýmu, při nižším posuvu byl dým slabší.

Vzrůst teploty vzduchu za odsavačem oproti okolí byl 4 $^{\circ}\text{C}$. Při nízkém, respektive vypnutém vysokém napětí byl nad komínem patrný dým.

c) Frézka OF 16 A

Frézovala se ozubená kola z různé oceli, chladicím médiem byl olej P3. Odsavač byl při zkouškách kompletní.

Odlučivost předfiltru byla asi 16 %, deskového EO 60 až 65 %. Ohrátí vzduchu oproti okolí bylo 2 $^{\circ}\text{C}$.

Sledováním vzduchu nad komínovým nástavcem bylo zjištěno, že při frézování kol z oceli nižší pevnosti bylo vidět slabé zbarvení vzduchu.

4. Závěr

Provedené zkoušky potvrdily, že jsou k dispozici technické prostředky, které umožňují dosáhnout ve výrobních halách s moderními vysokovýkonnými stroji s vysokými řez-

Odsávač		Komplet		Bez předfiltru	Bez předfiltru s 1 EO
Průtok	m ³ . h ⁻¹	950		1042	1037
Vstupní napětí	V	203	180	180	173
Vstupní proud	A	0,24	0,174	0,165	0,13
Vysoké napětí	kV ss	12	10,9	10,9	11,4
Výstupní koncentrace	mg . m ⁻³	1,25	2	3,3	5
Elektrický příkon	VA	48,7	31,3	29,7	22,5

Frézování		Zdola nahoru	Shora dolů	
Průtok	m ³ . h ⁻¹	1020	1020	1020
Vstupní napětí	V	174,6	168	160
Vysoké napětí	kV ss	10,65	10,37	10
Výstupní koncentrace	mg . m ⁻³	1,35	4	4,84

Místo měření		Za EO s napětím	Za EO bez napětí	Před OOM
Průtok	m ³ . h ⁻¹		1000	
Vstupní napětí	V	203	—	—
Vysoké na pětí	kV ss	12	—	—
Koncentrace	mg . m ⁻³	2,4—2,9	6,8	8,3

nými rychlostmi a otáčkami obráběcích nástrojů, zejména brusek a frézek, přijatelné znečištění ovzduší olejovou mlhou do 5 mg . m⁻³ bez nadměrné výměny vzduchu a tím bez nadměrných nákladů na otop. Prakticky to znamená, že ani okolí závodu není zbytečně ovlivněno olejovou mlhou a dále spalinami, které se dostávají do ovzduší z kotelny při zvýšených nákladech na otop. Zlepšení ovzduší zvyšuje osobní pohodu zaměstnanců a pracovní bezpečnost, což má vliv i na produktivitu práce. Ekonomická výhodnost instalace odlučovačů olejové mlhy je nesporná.

Použití elektrických deskových odlučovačů je výhodné nejen technicky — dostatečná odlučivost jemných kapiček — ale i nízkými nároky na údržbu. Nízká je i spotřeba elektrické energie na čištění vzduchu: tlaková ztráta je pod 30 Pa, příkon na ionizátory a kolektory je pod 30 W na 1000 m³ . h⁻¹. Celkový příkon je tedy

$$N = \frac{1000 \cdot 30}{3600 \cdot 0,6} + 30 = 13,9 + 30 = 44 \text{ Wh}/1000 \text{ m}^3.$$

Filtry se stejnou odlučivostí jemných kapek by měly tlakový spád větší než 300 Pa, tj. příkon větší 140 Wh/1000 m³.

Při použití elektrických odlučovačů je třeba dbát na to, aby desky v kolektorové části neměly otřeby, které jsou zdrojem ne-

žádoucího sršení, vyšší spotřeby elektrické energie a prudkého nárůstu obsahu ozónu ve vzduchu a dále aby vzdálenosti mezi elektrodami byly všude rovnoměrné.

Сепарация масляного тумана с помощью электрических уловителей

Инж. Бржетислав Клоубок

V статье описывается; aspirатор OM 10 для отсасывания масляного тумана с электрическим пластинчатым уловителем, который был разработан в НИИ воздухо-техники в Праге, и приводятся результаты измерений прототипов за разными шлифовальными станками. Aspirатор не был введен в серийное производство. В статье приводятся также результаты измерений с преобразованным aspirатором OOM 12 — ТОС Челаковице, который использует из заграницы импортированных электрических уловителей.

Oil mist separation by electrostatic precipitators

Ing. Břetislav Klobouk

The oil mist exhaustor OM 10 with the plate-type electrostatic precipitator, developed in

the Research Institute of Air Engineering in Prague, is described in the article and results of measurement of prototypes behind different types of grinders are mentioned there. The exhaustor has not been introduced into mass production. Results of measurements of the adapted exhaustor OOM 12 — producer TOS Čelákovice — which operates with imported electrostatic precipitators, are mentioned there, too.

Ölnebelabscheidung mit Hilfe der Elektrofilter

Ing. Břetislav Klobouk

Im Artikel beschreibt man einen im Forschungsinstitut für Lufttechnik, Prag, entwickelten Ölnebelabsauger OM 10 mit dem Platten-Elektrofilter und auch gibt man die Messungsergebnisse der Prototypen hinter verschiedenen Schleifmaschinen an. Der Absauger

ist nicht in die Serienfertigung eingeführt worden. Weiter gibt man die Messungsergebnisse des zubereiteten Absaugers OOM 12 — TOS Čelákovice, bei der die importierten Auslandslektrofilter verwendet werden, an.

Séparation du brouillard d'huile par les électrofiltres

Ing. Břetislav Klobouk

Dans l'article présenté, on décrit un aspirateur de brouillard d'huile OM 10 avec l'électrofiltre à plaques qui a été développé dans l'Institut de recherches de technique aéronautique, Prague, et on fait savoir les résultats des mesures des prototypes derrière différentes machines à meuler. L'aspirateur n'a pas été mis en fabrication en série. Plus loin, on montre les résultats des mesures de l'aspirateur adapté OOM 12 — TOS Čelákovice qui utilise les électrofiltres importés de l'étranger.

● Normy pro měření a hodnocení hluku ve vzduchotechnice

S účinností od 1. 4. 1983 byly pod společnou páskou v celkovém rozsahu 44 stran vydány Výzkumným ústavem vzduchotechniky v Praze tři nové čs. státní normy pro měření a hodnocení hluku ve vzduchotechnice.

ČSN 12 0017 *Metody měření a hodnocení hluku vzduchotechnických zařízení*. Všeobecná ustanovení stanoví metody měření hluku a hlukové charakteristiky vzduchotechnických zařízení. Uvedené metody měření a hodnocení stanovují hluk vzduchotechnických zařízení a jejich samostatně použitelných částí, jehož zdrojem je ventilátor, elektromotor nebo jiné pomocné strojní součásti, proudění vzduchu v zařízení nebo chvění částí zařízení. Vzduchotechnická zařízení jsou rozdělena podle společných metod měření a společných veličin, kterými je určena jejich hlučnost, do šesti skupin vzduchotechnických výrobků.

ČSN 12 0018 *Metody měření hluku koncových prvků pro distribuci vzduchu* stanoví metody měření hluku a útlumu koncových prvků pro distribuci vzduchu v potrubních systémech větracích a klimatizačních zařízení. Jedná se o indukční jednotky, větrací jednotky připojené na potrubí, výústky, ventily, difuzorové anemostaty, mřížky, expanzní komory, směšovací jednotky, regulační zařízení a jiná zařízení, která se připojují jako koncové prvky na rozvody vysokotlakých a nízkotlakých systémů.

ČSN 0019 *Měření tlumičů hluku pro vzduchotechniku* stanoví způsoby měření tlumičů hluku, které se zabudovávají do potrubních systémů vzduchotechnických zařízení. Určuje postupy pro měření vložného útlumu, vlastního hluku a tlakové ztráty. Postupy uvedenými v normě se měří akustické a aerodynamické charakteristiky i jiných výrobků, které se zabudovávají do potrubních systémů. Jsou to

části potrubí (např. kolena, oblouky), části regulační (např. klapky, šoupátka), výměníky, filtry apod.

Všechny normy obsahují mimo názvoslovných a všeobecných údajů v rozdílném členění přehled měřených veličin, popis měřících přístrojů a zařízení, metod měření, záznamu výsledků měření a jejich hodnocení.

(tes)

● Nové kapsové filtry AAF

Firma AAF inovovala kapsové filtry za tím účelem, aby se podstatně zvýšila jímavost, snížila počáteční tlaková ztráta a prodloužily intervaly údržby. Zdokonalení spočívá v novém řešení kapes, které umožňuje využití celé filtrační plochy při nižším odporu. Dynamicky vyvážená konstrukce kapes je výsledkem prošíání, které rozděluje kapsy na kanálky tak, že tyto mají konstantní šířku po celé délce, čímž se vytvoří průchody vzduchu s pokud možno nejmenším odporem. Všechny švy jsou utěsněny termoplastickou hmotou.

HPAC 9/82 (Ku)

● Siemens dodává do SSSR

Pro novostabu kardiologického ústavu Akademie věd SSSR v Moskvě dostala západoněmecká firma Siemens AG objednávku na dodávku a instalaci elektronického řídicího systému. Jedná se o standardní provedení nového řídicího systému ovládaného počítačem LS 300 C-30 ke kontrole, ovládání a regulaci všech technických vybavení budov tohoto rozsáhlého komplexu a především vytápění a vzduchotechniky. Zatímni hodnota zakázky činí asi 3 mil. DM a pravděpodobně se ještě zvýší.

HLH 6/82 (Ku)

LINEARIZOVANÉ A KVAZILINEARIZOVANÉ REGRESE

Zdeněk Svoboda

1. Úvod

K vyhodnocování parametrů zvolené funkce z dat získaných měření se používá regresních metod [1]. Někdy se parametry zvolené funkce vypočítají snáze z jejího linearizovaného tvaru. Nesmíme však zapomenout, že parametry z linearizovaného modelu nejsou přesné. Lepší odhad parametrů se získá kvazilinearizovanou regresí [2]. V článku je kromě uvedených dvou metod popsána ještě iterační kvazilinearizovaná regrese, kterou lze získat nej přesnější odhad parametrů původní nelinearizované funkce. Uvedené tři metody jsou v článku porovnány a zhodnoceny.

2. Linearizovaná regrese

Ve vzduchotechnice se často vyskytuje mocninná funkce (1). Závislost tlakové ztráty tvarového dílu potrubí, filtračního materiálu, uzavírací součásti potrubí atd., na průtočné rychlosti vzdušiny lze totiž obecně vyjádřit takto:

$$y = a \cdot x^b, \tag{1}$$

kde y je závisle proměnná veličina,
 x — nezávisle proměnná veličina,
 a — parametr (součinitel),
 b — parametr (exponent).

Exponent $b \in <1; 2>$ je závislý na druhu proudění (laminární, turbulentní nebo přechodová oblast).

Logaritmováním (1) se získá linearizovaný tvar (2):

$$y_T = a_T + b \cdot x_T, \tag{2}$$

kde y_T je transformovaná závisle proměnná,
 x_T — transformovaná nezávisle proměnná,
 $a_T = \log a$ — parametr (posunutí na ose y_T),
 $b_T = b$ — parametr (směrnice přímky).

Podle metody nejmenších čtverců (dále jen MNČ) musí platit:

$$S = \sum_{i=1}^n \Delta y_{T_i}^2 \perp \min, \tag{3}$$

kde S je součet čtverců reziduí,
 i — index; pořadové číslo bodu 1 až n ,
 Δy_{T_i} — odchylka (reziduum).

Odchylka Δy_{T_i} je v bodu x_{T_i} rozdíl naměřené transformované hodnoty a funkční hodnoty vyjádřené pravou stranou (2). Parametry a_T , b_T , které vyhovují podmínce MNČ (3) se vypočítají z rovnice $\partial S/\partial a = 0$ a $\partial S/\partial b = 0$.

3. Kvazilinearizovaná regrese

Vychází se ze stejné linearizované rovnice (2) jako v odst. 2. Podmínka MNČ je však upravena takto:

$$S = \sum_{i=1}^n w_i \cdot \Delta y_{T_i}^2 \perp \min, \tag{4}$$

kde w_i je váha odchylky podle (5)

$$w_i = \left(\frac{dy_T}{dy_i} \right)^{-2}, \tag{5}$$

kde dy_T/dy_i je první derivace funkce $y_T = f(y)$.

Parametry a_T , b_T se vypočítají pomocí parciálních derivací $\partial S/\partial a = 0$ a $\partial S/\partial b = 0$ podobně jako u linearizované regrese. Dále uvedené rovnice (6), (7) jsou podle [3]:

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n w_i x_{T_i} \sum_{i=1}^n w_i y_{T_i} - \sum_{i=1}^n w_i \sum_{i=1}^n w_i x_{T_i} y_{T_i}}{\left(\sum_{i=1}^n w_i x_{T_i} \right)^2 - \sum_{i=1}^n w_i x_{T_i}^2 \sum_{i=1}^n w_i}, \tag{6}$$

$$a = \frac{\sum_{i=1}^n w_i y_{T_i} - b \sum_{i=1}^n w_i x_{T_i}}{\sum_{i=1}^n w_i}. \tag{7}$$

Pro linearizaci logaritmováním je $y_T = \log y$, $dy_T/dy_i = 1/\ln 10 \cdot 1/y_i$ a tedy $w_i = y_i^2 \ln^2 10$. Konstanta $\ln^2 10$ při výpočtu MNČ vypadne a zbude

$$w_{T_i} = y_i^2, \tag{8}$$

kde w_{T_i} je váha odchylky při výpočtu kvazilinearizované regrese, přičemž linearizace bylo dosaženo logaritmováním.

Linearizací ztrácejí odchylky své původní normální rozdělení. Zavedením váhy w_i (popř. w_{T_i}) se podstatně zmenší chyba, která vzniká linearizační odchylek.

4. Iterační kvazilinearizovaná regrese

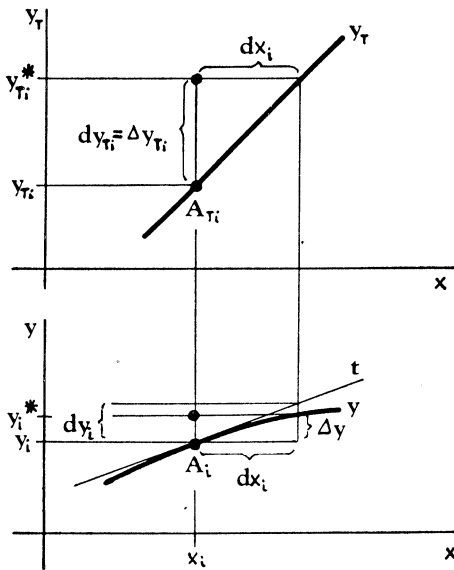
Podmínka MNČ zní takto:

$$S^{(r)} = \sum_{i=1}^n w_i^{(r)} (\Delta y_{T_i}^{(r)})^2 \perp \min, \tag{9}$$

kde (r) je index označující pořadové číslo iterace; $r = 1, 2, \dots$ Pro první krok iterace je možné vzít $w_i^{(1)} = 1$ nebo $w_i^{(1)}$ podle (5). V dalších krocích je $w_i^{(r)}$ podle (10):

$$w_i^{(r)} = \left(\frac{\Delta y_{T_i}^{(r-1)}}{\Delta y_{T_i}^{(r-1)}} \right). \tag{10}$$

Z rovnic (4), (5) a obr. 1 je patrné, že při kvazilinearizované regresi se opravuje lineární od-



Obr. 1. Zkreslení odchylky linearizací

chylka Δy_{Ti} vynásobením hodnotou dy_i/dy_{Ti} na hodnotu blízkou původní nelinearizované odchylce Δy_i . Při použití váhy $w_i^{(r)}$ podle (10) se však opravená hodnota přibližuje iteracemi

skutečné hodnotě Δy_i ještě více. Iterace končí tehdy, až se relativní odchylka obou parametrů ve dvou po sobě následujících iteracích zmenší pod předepsanou mez (např. 0,001 %). Iterační proces probíhá rychle, jak je patrné z dále uvedených porovnánií.

5. Porovnání regresí

V tab. 1 jsou uvedeny změřené body funkční závislosti (1). Do tab. 2 byly zařazeny vypočítané parametry a , b , součet reziduí S změřených bodů a grafu funkce v nelinearizovaném tvaru, výpočtový čas v sekundách a počet iteračních kroků potřebný k výpočtu. Ve výpočtovém čase není obsažen čas potřebný pro

Tab. 1

i	x_i	y_i^*
1	510	13,7
2	790	26,4
3	990	33,0
4	1200	47,0
5	1405	61,0
6	1590	73,5
7	1715	81,4

Tab. 2

	Metoda nejmenších čtverců (MNČ)		
	linearizovaná	kvazilinearizovaná	iterační kvazilinearizovaná
a	0,13571E-02	0,98203E-03	0,95187E-03
b	1,47591	1,52134	1,52556
S	12,558	9,3174	9,2760
výpočtový čas [s]	3	3	13
počet kroků	1	1	4

Tab. 3

i	x_i	y_i^*
1	1	0,16E+02
2	2	0,32E+03
3	3	0,31E+04
4	4	0,17E+05
5	5	0,64E+05
6	6	0,19E+06
7	7	0,47E+06
8	8	0,11E+07
9	9	0,21E+07
10	10	0,40E+07

vstup dat a výstup výsledků, který je prakticky stejný u všech metod podle odst. 2 až 4. Výpočty byly provedeny v dvojitě přesnosti na malém počítači ADT 4300. Při ceně jedné strojní hodiny 222 Kčs stojí 13 sekund výpočtu 0,80 Kčs. Příprava vzduchotechnického měření, vlastní měření, příprava dat pro počítač, vyvolání programu, vstup dat a výstup výsledků však stojí mnohokrát více. Při volbě regresní metody podle odst. 2 až 4 by měla rozhodovat přesnost vypočítaných parametrů, která je u iterační kvazilinearizované metody podle odst. 4 nejvyšší (přesnost parametrů a , b byla zvolena 0,001 %).

Pro posouzení regresí podle odst. 2 až 4 byla ještě vybrána funkce (11) se vstupními daty a výsledky nelinearizované MNČ (dále

Tab. 4

	MNČ			NMNČ	
	linearizovaná	kvazi-linearizovaná	iterační kvazi-linearizovaná	I.	II.
<i>a</i>	3,50445	13,10630	12,71746	12,6101	12,5229
<i>b</i>	1,99844	1,98499	1,98537	1,98546	1,98556
<i>S</i>	0,32553E+10	0,28991E+10	0,28980E+10	2,898E+9	2,898E+9
výpočtový čas [s]	2	2	9	?	?
počet kroků	1	1	5	?	?

jen NMNČ) podle [2]. Výpočet MNČ podle odst. 2 až 4 byl proveden ve VÚV Praha.

$$y = (a + bx^3)^2 \quad (11)$$

Vstupní data jsou v tab. 3, výsledky v tab. 4. Z metod uvedených v tab. 4 je opět iterační kvazilinearizovaná metoda podle odst. 4 nej- přesnější. Výpočtový čas 9 sekund byl u ní ještě nižší než u funkce (1).

6. Závěr

6.1. V článku je ukázáno, že iterační lineari- zovaná MNČ podle odst. 4 je z MNČ uvede- ných v článku nejpřesnější a proto by se měla přednostně používat.

6.2. Při regresních výpočtech MNČ podle odst. 2 až 4 je cena vlastního výpočtu na ma- lém samočinném počítači zanedbatelná vzhle- dem k ostatním nákladům na měření a přípravu dat.

6.3. Na nejjednodušší programovatelné kal- kulačce (39 programovacích kroků) lze lineari- zovanou MNČ podle odst. 2 snadno získat

číselné hodnoty parametrů *a*, *b* v několika málo minutách, protože program k výpočtu parametrů *a*, *b* je trvale uložen v paměti kalkulačky. Lze tak rychle získat informativní výsledky, což je důležité při vzduchotechnic- kých výpočtech v terénu. Konečné vyhodno- cení by se však mělo provést na samočinném počítači, kde vstupní data a výsledky lze tisknout v předepsané úpravě.

6.4. Parametry *a*, *b* lze také rychle získat vynesemím změřených bodů na logaritmickém papíru a proložením bodů přímkou.

7. Literatura

- [1] Květoň K., Hebák P., Kubáček L.: Tvorba empirických modelů metodami regresní analýzy, knižnice ČSVTS-FEL, Praha 1979.
- [2] Květoň K.: Algoritmy základních regres- ních metod, knižnice ČSVTS-FEL, Praha 1982.
- [3] Svoboda Z.: Postup výpočtu frakční odluči- vosti filtračních hmot na samočinném počítači. Ochrana ovzduší, 10, 1975.

● Dotykový teploměr

Firma Ahlborn Mess- und Regelungstechnik nabízí přístroje THERM, inovované funkčně i tvarem.

Na obr. 1 je ukázka přístroje THERM 2263-1 s odporovým platinovým čidlem. Mě- řicí rozsah je $-99,9$ až $+500$ °C. Přesnost měření 0,2 K při rozlišovací schopnosti 0,1 K (do 185 °C). Pro čidla NiCr—Ni nabízí tato firma přístroj THERM 2260-2 pro rozsah -70 až 500 °C při rozlišovací schopnosti 1 K.

Oba přístroje jsou napájeny 9V baterií, která umožňuje provoz 200 hodin.

K přístrojům se dodávají čidla vhodná k měření teplot povrchů, kapalin i plynů;

(Bš)



Obr. 1. Dotykový teploměr

Měření vlhkosti

Vydalo SNTL Praha jako společné vydání s nakl. ALFA Bratislava 1983, 1. vyd., 264 str., 152 obr., 19 tab., váz. Kčs 36,—.

Měření vlhkosti při kontrole surovin, polo-produktů a výrobků a sledování průběhu četných technologických procesů má základní význam v řadě průmyslových, zemědělských a dalších odvětví našeho národního hospodářství. Nedostatek nebo přebytek vody v podobě vlhkosti významně ovlivňuje látkovou bilanci materiálu a jakost finálních výrobků, způsobuje poruchy strojně-technologických zařízení a tak výše ztrát vyvolaných nesprávným stanovením vlhkosti, špatnou výstavbou nebo technikou nebo nedostatečnými znalostmi hygroskopických vlastností látek je určována těmito vlivy často více než kterýmikoliv jinými činiteli.

K měření vlhkosti plynů byla vypracována řada dnes již „klasických“ postupů, které však v současné době většinou nevyhovují rostoucím požadavkům na přesnost a rychlost stanovení a jsou proto postupně nahrazovány metodami novými. V oblasti měření vlhkosti tuhých látek je situace ještě podstatně komplikovanější, protože zde nelze žádnou metodu považovat za univerzální a jednotlivé požadavky na měření vlhkosti je nutno řešit individuálně případ od případu. Protože většina používaných přístrojů je z dovozu, je důležité znát základní principy jednotlivých metod a zařízení a jejich výhody a nedostatky.

Nová publikace našich předních autorů odstraňuje dosavadní mezeru v české a slovenské literatuře v oboru měření vlhkosti. Po stručném vstupním výkladu základních pojmů uvádí podrobný přehled moderních metod měření vlhkosti v plynech (psychrometrická metoda, metoda měření rosného bodu, sorpční metody, rovnovážný elektrolytický vlhkoměr, coulometrická metoda, absorpce infračerveného záření a vysokofrekvenční energie, chromatografické metody, měření tepelné vodivosti a sorpčního tepla, difúzní vlhkoměry), kapalinách a tuhých látkách (vodivostní, dielektrické a radiometrické metody, absorpce a odraz infračerveného záření, metoda NMR, azeotropická destilace, extrakční a gravimetrická metoda, metody chemické, ultrazvukové aj.). U každé metody je stručně vyložen její princip, výhody a nevýhody, oblast praktického použití, vhodné přístroje a pomocná zařízení. Samostatné kapitoly pojednávají o rozboru chyb, kalibraci a kontrole přístrojů a použití vlhkoměrů v laboratorní a technické praxi. Závěrečná kapitola je věnována využití vlhkoměrů v regulačních obvodech.

Publikace je určena pracovníkům v chemickém, potravinářském a jiném průmyslu, kteří zájímají technický rozvoj nebo pracují v útvaroch kontroly a řízení jakosti, v odděleních

kontrolně měřících přístrojů a automatizace; dále pak projektantům, technologům, pracovníkům výzkumných ústavů a laboratoří a studujícím vysokých škol technického zaměření.

Tesařík

Michalevič, A. A.: Matematické modelování maso — i teploperenosa pri kondenzacii.

(Matematické modelování přenosu hmoty a tepla při kondenzaci). Izd. „Nauka i tehnika“, 1982, 216 s.

V monografii se uvádějí výsledky výzkumů metod výpočtu přenosu hmoty a tepla při blánové kondenzaci, založené na fenomenologické teorii přenosu. Probrá se nejobecnější úloha kondenzace chemicky reagujícího plynu, při které dochází k vratným chemickým reakcím mezi kondenzujícími a nekondenzujícími složkami.

Matematické modely jsou vypracovány pro případy kondenzace jak na vnějších povrchích (svíslá stěna, vodorovná trubka), tak i pro řešení problémů uvnitř kanálů. Ukazuje se, že řada známých výsledků může být získána jako dílčí řešení obecné úlohy.

V knize se objasňuje způsob zpracování a zobecnování číselných výsledků a také experimentálních údajů z výměny tepla a hmoty při kondenzaci. Samostatná kapitola je věnována inženýrským způsobům výpočtu kondenzátorů energetických zařízení, speciálně se vzduchovým chlazením, a to pomocí samočinných počítačů.

Kniha je určena vědeckým pracovníkům v oblasti tepelné fyziky, průmyslové energetiky, jaderné energetické techniky. Může být využita i jako učebnice ve výše uvedených oborech.

Řehánek

● Formaldehyd v novostavbách

Koncentrace formaldehydu v obytných místnostech jsou dnes vyšší než dříve. Je k tomu více důvodů. Mnoho ze současných stavebních materiálů, izolací aj. výrobků z nových hmot produkuje formaldehyd. Přitom jsou okna těsnější a méně se větrá.

I když zatím nejsou lékaři a hygienici sjednoceni na bezpečných přípustných koncentracích pro formaldehyd, v tom jsou zajedno, že vysoké koncentrace jsou škodlivé.

Průzkum v terénu ukázal, že jako první příznaky otravy formaldehydem se projevují pálení v očích a slzení. V menší míře se objevují i bolesti v krku, oteklé žlázy a průjmy. Potíže, jako kašel, záněty dýchacích cest, bolesti hlavy aj. je třeba připisovat spíše na účet cigaretového kouří.

CCI 9/82

(Ku)

ASHRAE Journal 25 (1983), č. 4

— Overview: Smoke control manual (Kontrola kouře při požáru v budově. Přehled) — *Klote J.*, 31—34.

— A new approach for smoke control in buildings (Nová metoda kontroly kouře) — *Adams R. J.*, 35—38.

— Smoke control with feedback (Kontrola kouře pretlakem) — *Shavit G.*, 42—44.

— Smoke control...Easier to say than to accomplish...Is system integration the key? (Kontrola kouře — integrace systému) — *Buckley J. B.*, 46, 48, 50.

— Envelope strategies for a corporate headquarters office building (Obvodový plášť pro administrativní budovu) — *Crawley D. B.*, 51—54.

Heating, piping, air conditioning 55 (1983), č. 4

— Automatic sprinkler systems: what's new? (Novinky v oblasti automatických sprinklerů) — *O'Rourke G. W.*, 37—41.

— Energy efficient and competitive commercial design (Návrh klimatizace pro moderní kancelářskou budovu) — *Kohlss F. H.*, 45—50.

— Air conditioning design for a fixed humidity environment (Návrh klimatizace pro prostředí se stálou vlhkostí vzduchu) — *Peng R. B.*, 57—61.

— Distributed vs. centralized heating (Decentralizované a centralizované vytápění) — *Mehrotra P., Sood P.*, 65—68.

— A pipe stress program for the microcomputer (Program pro výpočet potrubní zátěže na mikropočítači: 3. část) — *Bridge T. E.*, 73—78.

— Monitoring and control systems. IX (Monitorovací a regulační systémy: 9. část) — *Haines R. W.*, 83—84, 86.

— Nomograph estimates dew point of compressed air (Nomogram určuje rosný bod stlačeného vzduchu) — *Ganapathy V.*, 93—94.

Heizung Lüftung Haustechnik 34 (1983), č. 5

— Symposium „Integriertes Planen und Bauen“ (Symposium „Integrované plánování a stavění“) — 193—199.

— Passive Sonnenenergienutzung durch Fenster, Aussenwände und temporäre Wärmeschutzmassnahmen. Eine einfache Methode zur Quantifizierung durch k_{eq} -Werte. Teil 2: Aufbau und Nutzung des Gebäudes; Sonnenenergienutzung durch Fenster und Aussenwände — Auswirkungen von temporären Wärmeschutzmassnahmen (Pasivní využití sluneční energie okny, vnějšími stěnami a přechodnými opatřeními z hlediska tepelné

ochrany. Jednoduchá metoda kvantifikace hodnotami k_{eq} . Díl 2.: Výstavba a využití budovy; využití sluneční energie okny a vnějšími stěnami — účinky přechodných tepelných opatření) — *Hauser G.*, 200—204.

— Elektronische Heizkostenverteiler. Eine Übersicht (Elektronické zařízení na stanovení a rozdělení nákladů za vytápění. Přehled) — *Goetling D. R.*, 205—210.

— Energiegewinnung aus Siedlungsabfällen (Získávání energie z odpadů na sídlištích) — *Thiel G.*, 211—216.

— Bivalente Ölkessel-/Laufwasser-Wärmepumpenanlage als wirtschaftliche Alternative zu bestehenden konventionellen Heizanlagen (Bivalentní kotel na olej-/průtokové tepelné čerpadlo jako hospodárná alternativa stávajících konvenčních vytápěcích zařízení) — *Mayer E., Bös F.*, 217—225.

— Optimierung der Wärmeleistung von Warmwasser-Fussbodenheizungen durch Aluminiumleitbleche (Optimalizace tepelného výkonu teplovodního podlahového vytápění hliníkovými vodícími plechy) — *Drum G.*, 228—232.

Die Kälte und Klimatechnik 36 (1983), č. 4

— Klimatisierung von Verwaltungsgebäuden? (Klimatizace správních budov?) — *Fitzner K.*, 158—160, 162, 164, 166, 168, 170, 173, 187.

— Bauphysikalische Probleme bei der Planung von Tiefkühlagern (Stavebně fyzikální problémy při projektování mrazárenských skladů) — *Krause R., Leyendecker K., Wagner H.*, 174, 176, 178, 180, 182.

Die Kälte und Klimatechnik 36 (1983), č. 5

— Die Beton-Sandwich-Bauweise aus der Sicht des Brandschutzversicherers (Betonová senvičová konstrukce z hlediska protipožární ochrany) — *Tramitz G.*, 203, 206, 208, 210 — ISH Internationale Fachmesse Sanitär Heizung Klima, Frankfurt am Main 22.—26. 3. 1983 (ISH Mezinárodní veletrh: Zdravotní technika, vytápění, klimatizace; Frankfurt — 22.—23. 6. 1983) — 228, 230—232, 234, 236.

Luft- und Kältetechnik 19 (1983), č. 2

— Ein Luftführungssystem zur Reduzierung der Verluste biologisch aktiver Güter in Transportladeräumen (Systém vedení vzduchu ke snížení ztrát zboží dopravovaného chladičnými vozy) — *Senst J.*, 76—78.

— Narkoseüberschussgase in Operationsräumen (Přebytek narkotických plynů v operačních sálech) — *Schäfer B., Schöntube E., Botev S.*, 87—91.

- Die richtige Düsen — Anordnung entscheidet (Navrhování a zřizování hasicích zařízení). — *Hartmann E. J.*, 148—154.
- Hygienisch und flexibel (Prefabrikované sprchové kabiny — hygienické a přizpůsobivé) — *Huster F.*, 157—160.
- Funktionell, verspielt und komfortabel (Moderní koupelnová zařízení) — 161—168.
- Wärmepumpen, Energieverbund und Mehrfachnutzung des Badewassers (Tepelná čerpadla akumulují energii a umožňují víceré použití koupací vody v bazénech) — *Saunus Ch.*, 169—172 pokrač.
- Haftbar bei neuen Eigentümern? (Zákonová závaznost pro vlastníky) — *Stohmann R.*, 175—176.
- Alle Einflussgrößen beherrschbar (Výpočty proudění vzduchu v budovách) — 177—182.
- Zu verbessern gibt es noch eine ganze Menge (Ve zdravotní technice je možno ještě mnoho zlepšovat) — *Philipp D. P.*, 183—184.
- Suche nach der neuen Lösung (Zásobování vodou v 19. století na zámku Rotes Tor u Augsburgu) — *Ruckdeschel W.*, 185—190.
- Berechnungsgrundlagen für Wasserversorgungsanlagen (6) (Podklady pro výpočty zařízení k zásobování vodou — díl 6.) — *Feurich H.*, 193—200.
- Spannungsrisso-Korrosion wird die Ausnahme sein (Trhlina na korodovaných místech musí být výjimkou) — 205—206.
- Die Holländer machen es besser (Holandáři jsou v technice bydlení pro tělesně vadné lepší) — *Philipp D. P.*, 207—209.
- Schwimmbäder werden nach wie vor gebaut (Plavecké bazény dneška) — 210—212.

Sanitär- und Heizungstechnik 48 (1983), č. 4

- is (Přehled výrobků) — 360—370.
- Keine positiven Erfahrungen (V ochraně proti kotelnímu kameni žádné pozitivní zkušenosti) — 371—372.
- Licht und Schatten hielten sich die Waage (Sanitární technika pro tělesně vadné) — *Philipp D. P.*, 373—375.
- Damit der Bierpreis stabil bleibt (Zpětné využívání tepla v britském průmyslu) — 376—378.
- Im Winter nicht ganz so ergiebig (Poznámky k procesu spalování v kotlech) — 381—383.
- Wärmepumpen, Energieverbund und Mehrfachnutzung des Badewassers (Tepelná čerpadla akumulují energii a umožňují víceré použití koupací vody v bazénech) — *Saunus Ch.* 384—388 pokrač.
- Preiswerte Alternative: Anthrazitheizungsanlagen (2) (Cenou alternativou je zařízení na spalování antracitu — díl 2.) — *Mihalcea R.*, 391—396.
- Zweifelhafter kathodischer Innenschutz (Pochybná katodová vnitřní ochrana) — *Vogelely K.*, 397—398.
- Vertriebsbindung für Sanitärarmaturen abgelehnt (Nejistý odbyt sanitárních armatur) — 401—402.

- Energiekostenvergleich mit staatlicher Hilfe? (Vyrovnání nákladů na energii se státní pomocí) — 403—405.
- Ista: Heizkostenverteiler auf die Einsatzbedingungen abgestimmt (firemní sdělení: inovace v technice měření odebraného tepla) — 425—426.
- Brink: Neue Wege zu einer bedarfsgerechten Luftheizung (firemní sdělení: vytápění rodinných domků vzduchem) — 426—427.
- Weishaupt: 50 Jahre Energiesparen und Umweltschutz (firemní sdělení: energetický výhodné kotle) — 428.
- Viessmann: Auch Fertigung von elektronischen Regelungen (firemní sdělení: výrobní program v elektronické regulaci) — 430—431.

Staub Reinhaltung der Luft 43 (1983), č. 5

- Gesetze, Verordnungen und Erlasse zur Luftreinhaltung (Zákony, nařízení a výnosy týkající se čistoty ovzduší) — *Heinz J.*, 177 až 179.
- On line-Ermittlung von Staubmassenprofilen an einem druckstossabgereinigten Filterschlauch mit Hilfe eines radiometrischen Absorptionsmessverfahrens (Zjišťování on line profilů usazeného prachu na filtrační hadici, vyčištěné tlakovými nárazy, za použití radiometrické absorpční metody) — *Klingel R., Löffler F.*, 179—185.
- Einfache gas-chromatographische Bestimmung in einem Arbeitsgang von Trichlorethylen, Perchlorethylen sowie deren Metaboliten in biologischen Proben (V pracovním postupu jednoduše stanovení plynovou chromatografií trichloretylénu, perchloretylénu jakož jejich metabolitů v biologických vzorcích) — *Schoknecht W., Wodarz R., Fritzsche I., Weichardt H.*, 186—188.
- Röntgenspektroskopische Untersuchungen von Proben urbaner Aerosole (Rentgenspektroskopické studium vzorků městských aerosolů) — *Berner V.*, 189—192.
- Eine Strategie zur Begrenzung von Thallium-Emissionen aus Zementofenanlagen mit Flugstaubrückführung (Strategie k omezení emisí thalia z cementárenských pecí se zpětným tokem prašného úletu) — *Kamm K., Obländer W., Weisweiler W.*, 193—198.
- Abscheidemechanismen bei Lochblechen; erklärt anhand von Fraktionsentstaubungsgradkurven (Mechanismy odlučování prachu u děrovaných plechů — objasnění na základě křivek frakční odlučivosti) — *Onderka G., Wessel J.*, 198—202.
- Untersuchungen zur Staubexposition bei der Getreideproduktion (Studium z hlediska doby vystavení účinkům prachu při produkci obilí) — *Hinz T.*, 203—207.
- Kleinststauber für die Industrie (Malé od-sávací zařízení prachu pro průmysl) — *Häfner G., Schroers D.*, 208—211.
- ENVITEC '83 — Technik im Umweltschutz (ENVITEC '83 — Technika na ochranu životního prostředí; kongres v Düsseldorfu ve dnech 21.—25. 2. 1983) — *Pfeiffer W., Kopp W.*, 212—215.

- 3. Rohrleitungstechnische Tagung (3. dny potrubní techniky 3. a 4. 6. 82 Glauchau NDR) — *Stephani*, 34—36 přehled.
- Stand, Entwicklung und Einsatz von Stahlrohrwerkstoffen im Rohrleitungsbau (Současný stav, předpokládaný vývoj a použitelnost ocelí v potrubní technice) — *Peschke H.*, 36—39.
- Berechnung von Druckstößen in Rohrleitungen (Výpočet tlakových rázů v potrubích) — *Ludwig D.*, 39—40.
- Kennziffern für Fernwärme-Rohrleitungen (Základní výpočty pro teplovodní potrubí dálkového vytápění) — *Stephani R.*, 41—43.
- Informationen zum Einsatz und zur Entwicklung neuer Konstruktionselemente für den Fernwärmeleitungsbau (Informace o využití a vývoji nových konstrukčních prvků pro dálkové rozvody tepla) — *Sura W.*, 43—44.
- Erfahrungen aus der Sicht des Betreibers von Fernwärme-Versorgungsanlagen (Zkušenosti provozovatele se zařízeními pro dálkové zásobování teplem) — *Rau V.*, 44—45.
- Projektierung von Fernwärmeleitungen grosser Rohrdurchmesser (Navrhování potrubí pro dálkové rozvody tepla velkých průměrů) — *Lehrke W.*, 46—48.
- Rationelle Herstellung von bautechnischen Unterstützungskonstruktionen oberirdisch verlegter Fernwärmeleitungen (Racionální výstavba podporných konstrukcí pro nadzemní tepelné dálkovody) — *von der Ahe H.*, 48—50.
- Einsatz reibungsarmer Gleitlager für Rohrleitungen in Leitungsgängen und Sammelkanälen (Použití ložisek bez tření v trubních rozvodech vedení a sběračů) — *Lindner L., Richter N.*, 51—56.
- Die Bewertung thermisch kurzzeitig überbeanspruchter Rohre aus Dampfkesseln hinsichtlich ihrer Weiterverwendbarkeit (Hodnocení tepelně krátkodobě přepínaných trub z parních kotlů z hlediska jejich dalšího použití) — *Köhler K.*, 56—57.
- Ermittlung von Druckstößen in Rohrleitungen — Berechnungsverfahren für den Praktiker (Určování tlakových rázů v potrubích — výpočetní postup pro praktiky) — *Gruner H.*, 59—61.

Stadt- und Gebäudetechnik 37 (1983), č. 3

- Bemessung und Auslegung von Strahlplattenheizung (Dimenzování a navrhování deskové otopné soustavy) — *Böhme G.*, 66—67.
- Verdichtungswärmenutzung in einer industriellen Raumheizungsanlage (Využívání druhotné energie v jednom průmyslovém otopném zařízení) — *Sprung J., Schmidt J.*, 68—70.
- Ergebnisse des Einsatzes der Zonen- und Thermostatregelung in Experimental-Wohnbauten (Zkušenosti s použitím pásmové a termostatové regulace v experimentálním bytovém objektu) — *Seel H., Bechtel V.*, 70—74.
- Betriebserfahrungen mit dem Einsatz von Heizkörper-Thermostatventilen im Wohnungsbau (Provozní zkušenosti s použitím termosta-

- tických ventilů na otopných tělesech v bytové výstavbě) — *Schlott S., Pezold F.*, 75—77.
- Flüssigkeitsförderung mit minimierter kompressibler Druckmedienmenge (Doprava kapaliny s minimem kompresibilního tlakového množství) — *Glück B.*, 78—81.
- Die Zuverlässigkeit der technischen Gebäudeausrüstung (Připustnost technických zařízení budov) — *Golubničskij L. P., Artymova E. G.*, 82—84.
- Das Mikroklimalabor des Wissenschaftsbereichs Technische Gebäudeausrüstung der Sektion Energieumwandlung der TU Dresden (Laborať mikroklimatu na Technické universitě v Drážďanech, sekce energetika) — *Lerche Ch.*, 84—89.
- Platten-Wärmeübertrager zur Wärmerückgewinnung (Deskové tepelné zářiče pro zpětné získávání tepla) — *Scheibe H.*, 89—90.
- Ergzeugnisinformation Sanitärkeramik. Die Serie „Elbe“ — ein neues Sanitärkeramikprogramm (Nová sanitární keramika do koupelen — typ „Elbe“) — *Sachse W., Herzog D.*, 90—91.
- Rationelle Behebung von Rohrbrüchen (Racionální výměna prasklých částí potrubí) — *Silbe N.*, 92—93.

Stadt- und Gebäudetechnik 37 (1983), č. 4

- Wärmeenergiebilanzierung — Methodische Bestimmungen und Richtlinie (Metodická ustanovení a směrnice pro tepelné energetické bilancování) — *Schroeder K. H.*, 98—99.
- Wirtschaftliche Auslegungsparameter für Wasserheizungsanlagen (Parametry hospodárnosti u teplovodních zařízení) — *Seidel H.*, 99—102, 126 pokrač.
- Messung des Wärmeverbrauchs für Gebrauchswarmwasser und Raumheizung an einer Hausanschlussstation Typ HA 3 (Měření spotřeby tepla pro užitkovou teplotu vodu a vytápění prostorů v domovní přípojce typu HA 3) — *John M., Sippel B., Quehl G.*, 103 až 108.
- Einsatz eines Pufferspeichers zum Ausgleich intermittierend arbeitender Wärmeleitungsstufen (Použití vyrovnávacího zásobníku pro komplexně pracující teplotní stupně) — *Glück B.*, 109—110.
- Grundlagen der Kondensatrückführung bei Einsatz der Baureihe Kondensat-Rückspeisestation vom VEB Technische Gebäudeausrüstung Strahlsund (Teil 1) (Základy zpětného vedení kondenzátu při použití stavebnice při výstavbě potřeby stanic v VEB TG v S.) — *Bauer U.*, 110—114 pokrač.
- Erfahrungen mit Dosierung von Phosphat-inhibitoren in Warmwasser-Versorgungsanlagen (Zkušenosti s dávkováním fosfátových ustalovačů v zařízeních na zásobování teplotou vodou) — *Mörbe K., Werner H.*, 114—116.
- Erfahrungen bei der Anwendung von Sammelkanal und Leitungsgang im Experimental-Wohnkomplex Magdeburg-Olverstedt (Zkušenosti s používáním sběrných kanálů a trubních sběračů při experimentální bytové vý-

stavbě v M.) — *Leistner W., Müller W.*, 117—119.

— Ersatz der Mischschächte für Wärmeleitungen durch Mischrohr — Ein Beitrag zur Aufwandsenkung im Tiefbau (Náhrada směšovací šachty na odpadové vody ve vytápění směšovací trubkou — příspěvek ke snižování nákladů na výstavbu podzemních objektů) — *Lindner L.*, 119—122.

— Optimierte Rohranordnung von Vierleitersystemen in nichtbegehbaren Kanälen (Optimizaace uspořádání čtyř trub v neprůchodním kanálu) — *Witting H.*, 122—124.

— Vorrichtung zum Biegen von PVC-Rohren (Zařízení k ohýbání trub z PVC) — *Kilinski H.*, 125—126.

Svetotechnika 52 (1983), č. 3

— Osnovnyje napravlenija razrabotki i proizvodstva bytovych svetilnikov s ljuminescentnymi lampami (Základní směry vývoje a výroby bytových zářivkových svítidel) — *Kaplinskaja M. Ju.*, 1—5.

— Postrojenije čerteža svetovogo polja s pomoščju EVM (Konstrukce obrazu světelného pole pomocí počítače) — *Kušč O. K., Sofronov N. N.*, 13—15.

— Opory i kronštejny dlja naružnogo osveščeniya (Stožáry a konzoly pro venkovní osvětlení) — *Bocva I. V., Karačev V. M.*, 21—23.

Svetotechnika 52 (1983), č. 4

— Puti effektivnogo ispolzovaniya električeskoj energii i sniženiya raschodov na osveščeniye ugolnych šacht (Cesty zefektivněni využití elektrické energie a snižování nákladů při osvětlování uhelných šachet) — *Mezugovskij N. V., Uljanov P. V.*, 1—3.

— Ob effektivnosti avtomatičeskich ustrojstv upravleniya osveščeniya (Účinnost automatických regulačních zařízení pro osvětlování) — *Burak V. I., Zujkov A. I., Krasnopol'skij A. E.*, 4—5.

— Energetičeskaja effektivnost sovmeščennogo osveščeniya proizvodstvennych zdaniy (Energetická účinnost kombinovaného osvětlení v průmyslu) — *Kirejev N. N.* 5—7.

— Eksperimentálnaja ocenka effektivnosti istočnikov sveta v svetokulture rastenij (Experimentální hodnocení účinnosti světelných zdrojů na rostliny) — *Lisovskij G. M., Prikupec L. B., Saryčev G. S., Sidko F. Ja., Tichomirov A. A.*, 7—9.

— Issledovaniye neravnojarkogo polja zreniya metodom ekspertnych ocenok (Výzkum nerovnoměrnosti jasu v zorném poli metodou individuálního hodnocení) — *Perejma V. V.*, 10—12.

— Metod rasčeta gorizontальной osveščennosti ot ljuminescentnych svetilnikov (Způsob výpočtu horizontálního osvětlení od zářivkových svítidel) — *Tarasova N. A.*, 15—16.

— Osveščeniye Dvorca kultury neftjanikov v Ufe (Osvětlení kulturního domu naftařů v U.) — *Bak S. I., Mazin M. P.*, 18—19.

Vodosnabženie i sanitarnaja tehnika (1982), č. 12

— Razvitie centralizovannogo vodosnabženija v Rossijskoj Federacii (Rozvoj centrálního zásobování vodou v RSFSR) — *Orlov G. A.*, 2—4.

— Stranicy istorii vodosnabženija v RSFSR (Vývoj zásobování vodou v RSFSR) — *Porjadin A. F.*, 4—5.

— Razvitie sel'skochozjajstvennogo vodosnabženija v SSSR (Rozvoj zásobování sovětského zemědělství vodou) — *Frog N. P.*, 6—7.

— Vodnoe chozjajstvo promyšlennych predpriyatij (Vodní hospodářství průmyslových závodů) — *Jakovlev S. V., Alferova L. A.*, 7—8.

— Soveršestvovanie vodozabornych sooruženij (Zdokonalování zařízení pro jímání vody) — *Alekseev V. S., Motinov A. M., Smirnov A. A.*, 8—9.

— Techničeskij progress v vodosnabženii i vodootvedenii gorodov Ukrainy za 60 let (Technický pokrok v zásobování vodou a v odvádění vod ve městech na Ukrajině za 60 let) — *Samokiš V. Ja., Kožuško S. G.*, 10—11.

— Včera, segodnja, zavtra (Rozvoj vodního hospodářství) — *Auzinš A. Ja.*, 11—12.

— Vodoprovod i kanalizacija gorodov Litovskoj SSR za gody Sovetskoj vlasti (Vodovody a kanalizace ve městech v Litevské SSR) — *Griškjavičjus A.*, 13.

— Polveka Tallinskoj vodoočistnoj stancii (50 let Talinské čistící stanice vody) — *Sutt I. I., Erd Ju. Ju., Sijrde E. K.*, 14

— Puti razvitija tehniki otoplenija v SSSR (Rozvoj vytápěcí techniky v SSSR) — *Livčak I. F., Skanavi A. N.*, 15.

— Promyšlennaja ventilacija v sovremennom etape (Současné průmyslové větrání) — *Šiller Ju. I.*, 16.

— Otoplenije, ventilacija i kondicionirovanie vozducha v god 60-letnego jubileja Sovetskogo Sojuza (Vytápění, větrání a klimatizace v roce 60. výročí SSSR) — *Karpis E. E., Prochorov V. I.*, 17—18.

— Teplovoj i vozdušnoy režimy zdaniya (Teplotný a vzduchový režim budovy) — *Titov V. P.*, 18.

— Centralizovannoe teplosnabženie: itogi i zadai razvitija (Centralizované zásobování teplem: bilance a úkoly rozvoje) — *Gromov N. K.*, 19.

Vodosnabženie i sanitarnaja tehnika (1983), č. 1

— Elektrokoagulacija primesej stočnych vod fotoželatinyh proizvodstv (Elektrická koagulace příměsí odpadních vod z výroby fotografické želatiny) — *Ivanov B. M., Trusenev V. N., Levitskich L. N.*, 5—6.

— Prognozirovaniye raboty ostoynnych sooruženij s predvaritelnoy flokulaciej vzvesi (Prognozování práce usazovacích zařízení s předběžnou flokulací suspenze) — *Epštejn*

S. I., Muzykina Z. S., Zaslavskij V. M., 7—9.

— Bakteriologičeskije aspekty očistki stočnych vod v biologičeskich prudach (Bakteriologičeskije aspekty čištění odpadních vod v biologických rybnících) — *Jatulene N. M.*, 9—10.

— Teplotehničeskoe ispolzovanie geotermalnych vod (Teplotehničeské využití geotermálních vod) — *Ivjanskij A. Z.*, 10—12.

— Naladka sistem kondicionirovanija vozducha (Seřizování klimatizačních systémů) — *Li A. A., Li A. T.*, 12—14.

— Ob izmenenii i dopolnenii glavy SNiP 11—G. 10—73 (Teplné sítě. Normy projektování) — *Livčak V. I., Beljajkina I. V., Krutova I. N., Glucharev V. A.*, 14—16.

— Optimizacija teplosnabženija poselkov v zone BAM (Optimalizace zásobování osad v oblasti BAMu teplem) — *Peker Ja. D.*, 17 až 19.

— Avtomatizacija processa chlorirovanija vody na Tallinskij vodoprovodnoj stanicii (Automatizace chlórování vody v Talinské vodárně) — *Sutt I. I.*, 21—22.

— Vybór razmerov i formy doždepriemnych rešetok, prinjatych dlja vključenija v GOST (Volba rozměrů a tvarů mřížek uličních vpustí, zahrnutých do normy GOST) — *Basevič M. D., Petrov N. A., Rubčak I. Ju., Sucharenko G. G., Ujma A. Ja.*, 24—27.

— Tonoobmennye smoly i ustanovki dlja obrabotki vody (Ionexové pryskyřice a zařízení pro úpravu vody) — *Karelin Ja. A. Jakubovskij E. P.*, 27—28.

Vodosnabženie i sanitarnaja tehnika (1983), č. 2

— Novyj elektrochimičeskij analizator chlora v prirodnych i stočnych vodach (Nový elektrochemický analyzátor chlóru v přírodních a odpadních vodách) — *Smirnov D. N., Petrov V. M.*, 3—5.

— Korreljacionnaja vzajmosvjaz' pokazatelej organičeskogj zagrjaznennosti neftesoderžaščich stočnych vod (Korelační vztah mezi ukazateli organického znečištění odpadních vod s obsahem ropy) — *Kostenko L. I., Puzanov V. N.*, 6.

— Povtornoje ispolzovanie mehaničeskij očiščennych stočnych vod fabrik pervičnoj obrabotki šersti (Druhotné využití mechanicky vyčištěných odpadních vod ze závodů na zpracování vlny) — *Čistjakova E. A., Belostockij M. D.*, 7.

— Metod rasčeta aerotנקov po kinetičeskim parametram processa (Metoda výpočtu aktivních nádrží podle kinetických parametrů procesu) — *Repin B. N.*, 8—10.

— Opyt proektirovanija, stroitelstva i eksploatacii priplotinnogo vodozabóra (Zkušnosti s projektováním, výstavbou a využitím zařízení na jímání vody přehradního typu) — *Golik S. S.*, 10—13.

— Temperaturnyj režim v zdanii, oborudovanom ežekcionnoj sistemoj kondicionirovanija vozducha (Teplotní režim v budově, vybavené systémem centrální klimatizace vzduchu) — *Karpis E. E., Kukljk L. F.*, 14—16.

— Uplotnenie rasčetnyh formul teplopostuplenij za sčet solnečnoj radiacii (Upřesnění výpočetních vzorců pro tepelné zisky slunečním zářením) — *Šilkoper S. M.*, 16—17.

— Rasčet teplozaščitnyh svojstv naružnyh ograždenij (Výpočet účinnosti vnějších ochranných tepelných krytů) — *Slemzin V. A.*, 17 až 18.

— Sistemy kondicionirovanija mikroklimata s teploakkumuljatorami fazovogo prevraščenija (Systémy úpravy mikroklimatu s tepelnými akumulátory s fázovou změnou) — *Zel'd A.*, 18—20.

— Sposob predotvraščenija zamasilivanija melkodiespersnoj okaliny (Ochrana jemně disperzních okují před zaolejováním) — *Panasejko S. P., Neserenko A. I., Kolesnik N. G.*, 22—23.

— Eksploatacija sistemy iskusstvennogo popolnenija zapasov podzemnyh vod (Provoz systému umělého doplňování zásob podzemních vod) — *Černov A. S.*, 23—25.

Vodosnabženie i sanitarnaja tehnika (1983), č. 3

— Avtomatizacija vodoprovodno-kanalizačionnyh sooruzenij Moskvy (Automatizace vodovodních a kanalizačních systémů v Moskvě) — *Novakov N. S., Zagorskij V. A., Nefedov Ju. I., Skrjabin L. F.*, 3—5.

— Novye kontrolno-izmeritelnye pribory kak osnova informacionnoj sistemy AŠUTP vodosnabženija i očistki vody (Nové kontrolní a měřicí přístroje jsou základem informačního systému ASŘ pro zásobování vodou a pro čištění vody) — *Smirnov D. N.*, 6—7.

— Avtomatizacija rasčetrov vozduchoobmenov i vozduchoraspredelenija s primeneniem EVM (Automatizace výpočtů výměn vzduchu a rozdělení vzduchu použitím samočinného počítače) — *Mikunis E. A.*, 8—9.

— Regulirovanie parametrov vozducha na rabočich mestach pri intensivnom teplovom oblučenii (Regulace parametrů vzduchu na pracovištích při velkém tepelném sálání) — *Sotnikov A. G., Eljašov R. Š.*, 10—11.

— Primenenie reguljatora „Elektronika R-1“ dlja avtomatičeskogj regulirovanija sistem otopenija (Použití regulátoru „Elektronika R-1“ pro automatickou regulaci vytápěcích systémů) — *Livčak V. I., Grudinskij M. M., Lapir M. A., Udovenko V. E., Beljakov V. K., Elagin V. M.*, 12—14.

— Avtomatičeskoe upravlenie processami biologičeskogj očistki stočnych vod (Automatická regulace procesů biologického čištění odpadních vod) — *Patejuk V. M.*, 17—19.

— Ultrazvukovye i šarikovye raschodomery (Ultrazvukové a kuličkové průtokoměry) — *Lobačev P. V., Lastoškin A. A., Mjasnikov V. I.*, 20—21.

— Matematičeskaja model lotkovogj smesitelja s ploskimi turbulizatorami (Matematický model žlabového směšovače s plochými turbulizátory) — *Malkin V. P., Isajčev V. T.*, 22—24.

— Učet dejstvija vetra pri gruppovom reguli-

rování odpuska tepla na otoplenie v CTP (Vliv větru a skupinová regulace dodávek tepla pro vytápění z teplárny) — *Grudzinskij M. M., Lívčak V. I.*, 24—25.
— Formuly dlja rasčeta vodoprovodnych trub (Vzorce pro výpočet vodovodního potrubí) — 25—26.

Vodosnabženie i sanitarnaja tehnika (1983), č. 4

— Režimy raboty kanalov Moskovskoj kanalizacionnoj seti (Režimy práce kanálů moskevské kanalizační sítě) — *Ermolin Ju. A., Davydjuk V. B., Fedjanin V. P., Zagorskij A. V., Skrjabin L. F., Šajn B. P.*, 4—5.
— Rasčet material'nych balansov technologičeskich schem očistki stočnych vod (Výpočet materiálových bilancí technologických schémat čistění odpadních vod) — *Artamonov V. V., Viževskaja T. V., Laskov Ju. M.*, 6—8.
— Perechodnye processy v sistemach podači vody (Přechodové procesy v systémech přívodu vody) — *Mošin L. F., Teterkin A. A., Berežnoj V. N.*, 8—10.
— Sostojanie rabot i problemy sozdanija ASU

vodosnabženiem (Stav prací a problémy tvorby ASŘ pro zásobování vodou) — *Egůl'skij I. S.*, 11—14.

— Krupnye teplozaspredelitelnye stancii v sistemach teplosnabženiya (Skupinové výměníkové stanice v systémech zásobování teplem) — *Zinger N. M., Sirotenko V. A., Taradaĵ A. M.*, 14—16.

— Vozduchoraspredeliteli sportivnogo kompleksa „Olimpijskij“ (Vyústky ve sportovním olympijském komplexu) — *Tarnopolskij M. D., Salichov A. A., Gomborg S. L., Aleksovskij V. N., Leskov E. A., Leško M. Ju.*, 17—19.

— Ekonomija energii v vodnom chozjajstve (Úspora energie ve vodním hospodářství) — *Leznov B. S., Ginzburg Ju. N.*, 22—24.

— Operativnoe upravlenie podačeĵ i raspredeleniem vody v Zelenograde (Operativní řízení přívodu a rozvodu vody v Zelenohradu) — *Gluchovskij I. I.*, 26—27.

— Opyt proektirovaniya sifonnogo vodozabora bolšoj proizvoditelnosti (Zkušnosti s projektováním sifonového zařízení na jímání vody s velkým výkonem) — *Kuzovlev G. M., Evstaf'ev Ju. A.*, 28—29.

● Prosazování mikroelektroniky v NSR

Ministerstvo pro výzkum NSR vyhlásilo od r. 1982 tříletý dotovaný program „Použití mikroelektroniky“. Již v březnu r. 1982 byl předložen tisící návrh. Více než polovina návrhů se týká inovací výrobků v oblasti měření a regulace, především pro strojírenství, ale také k úspoře energie a ochraně životního prostředí. Asi třetina je zaměřena na kancelářskou techniku a spoje. A konečně asi 10 % projektů je určeno pro sektor motorových vozidel a spotřebního zboží.

HLH 5/82

(Ku)

● Hospodárně provozované chladicí zařízení

Při vysokých cenách energie je většinou hospodárnější vybavovat chladicí zařízení vodou chlazenými kondenzátory se zásobníky vody. Zařízení mohou být dimenzována menší a jejich regulace a údržba je jednodušší. Kromě toho se dá uskladněná energie použít k ohřevu užitkové vody nebo pro nízkoteplotní vytápění systémy.

CCI 10/82

(Ku)

ztv

1

Zdravotní technika a vzduchotechnika. Ročník 27, číslo 1, 1984. Vydává Česká vědeckotechnická společnost, komitét pro životní prostředí, 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, Kafkaova 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 340 108, D-8000 München 34, GFR.

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

© Academia, Praha 1984.