

Redakční rada:

Prof. inž. dr. J. PULKRÁBEK — doktor technických věd (předseda), inž. J. ADLOF, inž. V. BAŠUS (výkonný redaktor), inž. dr. J. CIHELKA, V. FRIDRICH, inž. J. HABER, doc. inž. L' HRDINA, inž. L. CHALUPSKÝ, inž. B. JELEN, inž. L. KUBIČEK, inž. dr. M. LÁZŇOVSKÝ, inž. dr. Z. LENHART, F. MÁCA, doc. inž. dr. J. MIKULA, inž. dr. J. NĚMEC, inž. dr. L. OPPL, inž. O. PRÁDA, inž. V. TŮMA, kandidát technických věd, inž. C. A. VOTAVA

Adresa redakce: Dvorecká 3, Praha 4

OBSAH

Inž. dr. J. Cihelka	Tepelný výkon stropních otopných ploch se zabetonovanými trubkami .....	62
Inž. J. Chyský C. Sc.:	Změna stavu vzduchu při vzájemném působení vody a vzduchu .....	76
Inž. K. Laboutka:	Oblastní teplota pro výpočet tepelných ztrát budov .....	81
Inž. dr. M. Lázňovský:	Úvaha o velikosti otopného tělesa .....	88
Inž. dr. L. Oppl:	Příspěvek ke zpřesnění výpočtu vzduchových sprch .....	96
Vojtěch Pěček:	Gravitační lapač ropy .....	103
Inž. J. Smolík C. Sc.	Odlučování prachu v úplavu .....	107
Инж., Д-р Й. Цигелка:	Теплопроизводительность потолковых отопительных поверхностей с забетонированными трубками .....	62
Канд. техн. наук, Инж. Й. Хиски:	Изменение состояния воздуха при взаимном влиянии воды и воздуха .....	76
Инж. К. Лабоутка:	Областная температура для вычисления тепловых потерь зданий .....	81
Инж., Д-р М. Лазньовски:	Соображения о размерах отопительного тела .....	88
Инж., Д-р Л. Оппл:	Статья по уточнению расчета воздушных душей .....	96
В. Печек:	Гравитационный нефтеуловитель .....	103
Канд. техн. наук Инж. Й. Смолик:	Пылеулавливание в следу .....	107
Ing. Dr. J. Cihelka:	Wärmeleistung der Deckenflächen mit einbetonierten Rohren .....	62
Ing. J. Chyský, C. Sc.:	Luftzustandsänderung bei gegenseitiger Einwirkung von Wasser und Luft .....	76
Ing. K. Laboutka:	Zonen temperatur für die Berechnung der Wärmeverluste der Wohnhäuser .....	81
Ing. Dr. M. Lázňovský:	Abhandlung über die Grösse der Heizkörper .....	88
Ing. Dr. L. Oppl:	Beitrag zur Präzisierung der Berechnung der Luftbrausen .....	96
V. Pěček:	Gravitierender Erdölfänger .....	103
Ing. J. Smolík, C. Sc.:	Staubabscheidung im Stromschatten .....	107

### PROF. J. PULKRÁBEK ŠEDESÁTNÍKEM

Dne 18. dubna t. r. dožívá se svých šedesátých narozenin předseda redakční rady našeho časopisu, prof. inž. dr. Jan Pulkrábek, Dr. Sc. Narodil se v Humpolci, studoval na kladenské reálce, kde maturoval r. 1920 a dále pokračoval ve studiu na Vysoké škole strojního a elektrotechnického inženýrství v Praze. V letech 1926 až 1928 byl zaměstnán u firem Société Générale a Avia.

Od 1. 1. 1929 byl asistentem a později konstruktérem Ústavu všeobecného strojníctví, který vedl prof. inž. dr. h. c. V. Krouza. V té době se již prof. Pulkrábek, vedle činnosti pedagogické, věnoval intenzivně práci vědecké a podal disertační práci, na jejímž základě byl r. 1936 prohlášen doktorem technických věd. Po uzavření českých vysokých škol pracoval od r. 1940 do r. 1945 v oboru stavby strojů. Hlavním oborem jeho činnosti v té době byla tepelná technika, v níž získal prof. Pulkrábek, vedle teoretických znalostí, i velké zkušenosti praktické. Od května 1945 přednášel na fakultě strojní a stavební a téhož roku byl jmenován náměstkem generálního ředitele Čs. energetických závodů. V červnu 1946 byl jmenován profesorem na strojní fakultě ČVUT, kde působí dosud jako vedoucí Katedry tepelné techniky a vzduchotechniky. V r. 1956 byla prof. Pulkrábkovi udělena vědecká hodnost doktora technických věd.

Vědecká činnost prof. Pulkrábka byla nejprve zaměřena na mechanické a fyzikální vlastnosti československých paliv. Kromě práce disertační publikoval z tohoto oboru dalších 7 prací, jako např. „Výzkum hrubé struktury uhlí X paprsky“ (společně s B. G. Šimkem), „O pevnosti čs. uhlí“ (společně s B. G. Šimkem a F. Coufalíkem), „O mělitelnosti uhlí“, „Otluková zkouška uhlí“ atd. Další práce prof. Pulkrábka jsou z oboru tepelné techniky. Z nejvýznamnějších možno uvést: „Nejvhodnější obsah CO<sub>2</sub> ve spalinách“, „Uhlí a topeníště“, „Topeniště cukrovarnických kotlů“.

Větší počet významných prací věnoval prof. Pulkrábek oboru zdravotní technika. Již před válkou publikoval s prof. Teisingerem práce „Technické stránky nitrožilní instilace“ a „O měření thermálního efektu peloidů“. Po válce se pak zaměřil zejména na problémy vytápění. V práci „Novodobé názory na vytápění“ vytyčuje prof. Pulkrábek novodobý vývoj vytápěcí techniky heslem „Chladný vzduch — teplé stěny“ a zavádí pojem „ryzí účinnost vytápění“. Z dalších prací této skupiny třeba uvést „O volbě otopné soustavy“, „Směry vývoje v technice vytápění“ a „Vývojové práce v oboru zdravotní techniky“.

Knižní publikace prof. Pulkrábka vynikají metodikou zpracování, vědeckou přesností a současně přístupností široké technické veřejnosti. Jako technický průvodce vyšel spis „Ústřední vytápění“ (společně s doc. Kalousem), na jehož novém



vydání prof. Pulkrábek v současné době pracuje. Nejobsažnější dílo prof. Pulkrábka je spis *Větrání*, který vyšel již ve III. vydání a obsahuje četné výsledky původních Pulkrábkových prací, jinde neotisklých. Tato kniha je celostátní učebnicí. Dále je prof. Pulkrábek spoluautorem a redaktorem technické části spisu „*Příručka vyšetrovacích metod v hygieně práce*“ a pro potřeby posluchačů vydal více skript, která jsou velmi oblíbena pro jasný sloh a pedagogické uspořádání.

Vedle bohaté činnosti pedagogické pracuje prof. Pulkrábek v odborných komisích ČSAV, ve vědeckých radách a v komisi pro zdravé životní prostředí Středočeského krajského národního výboru. Dále je předsedou rady stěžejního úkolu státního plánu X—1.

Prof. Pulkrábek vybudoval u nás zdravotní techniku jako obor, zahrnující vědní disciplíny zabývající se technickými prostředky k zajištění tepelné a optické pohody prostředí, čistoty ovzduší a ochrany proti hluku. Na základě myšlenky komplexního pojetí této disciplin podařilo se v r. 1956 založit Čs. vědecko-technickou společnost pro zdravotní techniku a vzduchotechniku, a prof. Pulkrábek se stal předsedou. Po přestavbě Čs. vědecko-technických společností стала se tato společnost sekcí a později komisi při Ústřední radě Čs. VTS. Prof. Pulkrábek je současně členem Ústřední rady Čs. VTS.

Zásluhou prof. Pulkrábka byla, po zavedení specializovaného studia na vysokých školách, zřízena na strojní fakultě v Praze specializace pro zdravotní techniku, později spojená se specializací chladicích strojů. Ve specializaci vychoval prof. Pulkrábek, spolu s ostatními učiteli fakulty, řadu velmi dobrých odborníků, zastávajících dnes odpovědná místa v průmyslu i ve výzkumných ústavech.

Prof. Pulkrábek vyvinul velké úsilí o založení samostatného časopisu pro obor zdravotní techniky a vzduchotechniky. Jeho snaha byla úspěšná a roku 1958 vyšlo první číslo našeho časopisu, který v krátké době si získal oblibu u pracovníků v oboru zdravotní techniky a vzduchotechniky a vychází dnes nákladem 2.500 výtisků. Prof. Pulkrábek je předsedou redakční rady.

Prof. Pulkrábek měl vždy úzký vztah k otázkám průmyslové hygieny a dokázal spojit technickou problematiku s problematikou hygienickou. Tím se v nemalé míře zasloužil o seznámení techniků s problémy průmyslové hygieny a o navázání úzké spolupráce mezi zdravotními techniky a lékaři hygieniky a fyziology.

Redakční rada přeje prof. Pulkrábkovi k jeho šedesátinám mnoho zdraví a úspěchů a dobrou pohodu pro další záslužnou práci v našem vědním oboru, v socialistickém státě tak významném. Toto číslo Zdravotní techniky a vzduchotechniky je věnováno článkům jeho nejbližších spolupracovníků.

Redakční rada

## K ŠEDESÁTINÁM PROF. J. TEISINGERA

Dne 10. března 1962 dožil se významného životního jubilea — šedesátých narozenin — prof. MUDr. Jaroslav Teisinger, doktor lékařských věd, nositel Řádu práce. Prof. Teisinger se narodil v Praze, absolvoval gymnázium a lékařskou fakultu Karlovy univerzity, kde byl promován r. 1927. Pracoval na II. interní klinice, kde založil za podpory prof. MUDr. Pelnáře r. 1932 první poradnu pro pracovní lékařství v Československu. Po válce spolupracoval na vytvoření ústavů pracovního lékařství, přičemž v Praze založil r. 1945 ústřední Ústav pracovního lékařství. Roku 1946 byl dr. Teisinger jmenován profesorem a přednostou kliniky nemocí z povolání v Praze.

Ústavy pracovního lékařství se staly základem později vzniklých oddělení hygieny práce KHES a oddělení nemocí z povolání krajských ústavů národního zdraví. Pražský ústav byl r. 1952 přeměněn na ústav výzkumný, tj. dnešní Ústav hygieny práce a chorob z povolání. Jeho ředitelem byl jmenován prof. Teisinger. V březnu 1956 obdržel prof. Teisinger titul doktora lékařských věd a 24. srpna 1957 byl vyznamenán Řádem práce.

Prof. Teisinger je vynikající vědec světového jména. Publikoval více než 110 vědeckých prací v čs. odborném tisku, z nichž 40 bylo současně uveřejněno v zahraničí. Těžiště jeho vědecké činnosti spočívá v průmyslové toxikologii a významná je i jeho činnost pedagogická. Značný vliv měl i na rozvoj pracovního lékařství v Polsku a v Jugoslávii.

Od r. 1957 je vicepresidentem Mezinárodní společnosti pracovního lékařství, expertem v oboru pracovního lékařství Světové zdravotnické organizace, členem redakční rady časopisů Ann. of Occupational Hygiene a Archiv f. Gewerbeopathologie u. Gewerbehigiene, čestným členem Vsesovětské společnosti hygieniků, Finské společnosti pracovního lékařství a American Academy of Occupational Medicine.

Četné veřejné a čestné funkce zastává prof. Teisinger i v ČSSR. Již r. 1939 založil spolu s prof. MUDr. Jirákem sekci průmyslového zdravotnictví při Spolku českých lékařů v Praze, z níž se v r. 1946 vyvinula Čs. společnost pracovního lékařství, jejímž byl několik let předsedou. V r. 1948 spolupracoval při zakládání časopisu Pracovní lékařství, v jehož redakční radě zastává funkci předsedy. Významná je jeho činnost předsedy hlavní problémové komise ministerstva zdravotnictví.

Prof. Teisinger navázel při budování Ústavu pracovního lékařství spolupráci s techniky, zabývajícími se problematikou pracovního prostředí. Již od r. 1948 pracoval v Ústavu pracovního lékařství jeden inženýr z oboru techniky pracovního prostředí. V Ústavu hygieny práce a chorob z povolání bylo pak zřízeno samostatné oddělení zařazené do odboru hygieny práce, zabývající se technickými problémy čistoty ovzduší a tepelné pohody prostředí ve vztahu k hygieně práce. Je nespornou zásluhou prof. Teisingera, že tímto způsobem byla zajištěna nejužší spolupráce lékařů-hygieniků s techniky, která je nutná pro komplexní pojetí a vyřešení otázek zdravotně nezávadného pracovního prostředí.

Redakční rada přeje prof. MUDr. J. Teisingerovi do dalších let jeho života mnoho zdraví a nových úspěchů v jeho práci, věnované ušlechtilému poslání — ochraně zdraví pracujícího člověka.

Redakční rada



## TEPELNÝ VÝKON STROPNÍCH OTOPNÝCH PLOCH SE ZABETONOVANÝMI TRUBKAMI

Inž. dr. JAROMÍR CIHELKA

*Ústav pro výzkum strojů ČSAV*

V článku je uveden přehled o vývoji metod pro výpočet sdílení tepla u stropních otopných ploch se zabetonovanými trubkami a je podán návrh na praktický výpočet tepelného výkonu těchto ploch.

*Lektoroval: inž. dr. M. Lázňovský*

### 1. ÚVOD

Konstrukce stropní otopné plochy se zabetonovanými trubkami se již velmi brzy po svém vzniku v r. 1928 (viz angl. patenty fy Crittall) ustálila na typu, kterého se takřka bez změny používá dodnes. Přestože jde tedy o poměrně starou konstrukci, které se již použilo ve velkém počtu případů, jsou názory na měrný tepelný výkon této otopné plochy doposud velmi nejednotné a hodnoty uváděné různými autory se v minulosti mnohokrát měnily. Tak například uváděl R. Crittall v r. 1928, tj. v době, kdy ještě nebyl vypracován postup výpočtu střední povrchové teploty desky zahřívané trubkami a kdy se stropní vytápění navrhovalo převážně jen zkusmo, hodnotu

$$q = 300 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}.$$

Této hodnotě pak odpovídal, při rozdílu teplot  $\Delta t = 25^\circ\text{C}$ <sup>1)</sup>, celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_p = \frac{q}{\Delta t} = \frac{300}{25} = 12,0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C},$$

takže součinitel přestupu tepla konvekcí, který je další spornou veličinou při výpočtu stropní otopné plochy, by měl nepravděpodobně velkou hodnotu  $\alpha_k = \alpha_p - \alpha_s = 12,0 - 5,0 = 7,0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C}$ . Později (v r. 1934) zjistil van Dooren (Holandsko) měřením na zkušební otopné desce o rozměrech 1 m × 1 m měrný tepelný výkon

$$q = 260 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \quad (\alpha_k \approx 5,0).$$

Tuto hodnotu převzali tehdy i naši topenáři a používá se jí u nás ze setrvačnosti až dodnes, přestože se názory na sdílení tepla u stropních otopných ploch od té doby již několikrát změnily a zpřesnily.

V roce 1937 navrhl náš autor K. Kalous [9]<sup>2)</sup> počítat s hodnotami  $\alpha_k = 3,0$  (při

<sup>1)</sup> Tento rozdíl teplot odpovídá při rozteči trubek  $l = 15 \text{ cm}$  střední teplotě otopné vody  $t_H = 50^\circ\text{C}$ .

<sup>2)</sup> Kalous vypracoval také — jako první na světě — teoretický postup výpočtu střední povrchové teploty stropní otopné plochy.

$\Delta t = 25^\circ\text{C}$ ) a  $q = 200 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$  a tyto hodnoty převzala tehdy většina cizích autorů (např. Kollmar [7] a další). Teprve v r. 1948 navrhli američtí autoři Raber a Hutchinson [21] hodnoty  $\alpha_k = 2,0$  a  $q = 175 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$  a konečně v r. 1954 Kollmar  $\alpha_k = 1,5$  a  $q = 160 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ . Zmenšování hodnot  $\alpha_k$  a  $q$  však pokračovalo ještě dále, když přesná měření, která provedli američtí autoři Min, Schutrum a další [17] a později opakoval německý autor Krause [15] ukázala, že u stropní otopné plochy je vlivem značně omezené cirkulace vzduchu součinitel přestupu tepla konvekce pouze

$$\alpha_k = 0,2 \text{ až } 0,8 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C}$$

( $\alpha_k$  závisí nejen na  $\Delta t$ , ale také na  $F_p/O_p$ ) a měrný tepelný výkon tedy jen  $q \approx 140 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ .

Hodnota měrného tepelného výkonu  $q$  se tedy zmenšila přibližně na polovinu původně uváděně hodnoty. Přitom však je nutno přiznat, že například naše zařízení, vypočítaná s hodnotou  $q = 260 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$  v praxi většinou dobře vyhovuje. Rozpor mezi starou a novou hodnotou měrného tepelného výkonu spočívá, jak se zdá, pouze v tom, že Crittall a van Dooren, kteří použili k měření  $q$  poměrně velmi malých zkušebních ploch, nerozlišovali teplo sdílené na okrajích plochy od tepla, sdíleného na vlastní otopné ploše, tj. nepřihlíželi ke vlivu okrajů na zvětšení tepelného výkonu. Tento vliv byl objasněn až mnohem později a v naší práci mu bude věnována samostatná kapitola.

Hlavním cílem této práce je vysvětlit hlavní zásady výpočtu stropního vytápění a podat přehled dosavadního vývoje tohoto výpočtu.

### 1.1. Přehled použitych označení

$a$	[m]	— tloušťka vodivé vrstvy (lamely) nebo délka obdélníkové otopné plochy,
$b$	[m]	— šířka obdélníkové otopné plochy,
$b'$	[m]	— zmenšená šířka otopné plochy,
$d$	[m]	— průměr otopných trubek,
$l$	[m]	— rozteč trubek,
$l_b$	[m]	— zvětšená rozteč na okraji s rovnými trubkami,
$A$		— součinitel,
$F_p$	[m <sup>2</sup> ]	— otopná plocha,
$F_p'$	[m <sup>2</sup> ]	— zmenšená otopná plocha,
$F_t$	[m <sup>2</sup> ]	— plocha stropu,
$O_p$	[m]	— obvod otopné plochy,
$\varphi$		— poměr osálání,
$q$	[kcal/m <sup>2</sup> · h]	— měrný tepelný výkon otopné plochy,
$q'$	[kcal/m <sup>2</sup> · h]	— teplo sdílené na zadní straně,
$q_{elk.}$	[kcal/m <sup>2</sup> · h]	— celkový měrný tepelný výkon,
$Q$	[kcal/h]	— tepelný výkon otopné plochy,
$Q_{okr.}$	[kcal/h]	— teplo sdílené na okrajích,
$C$	[kcal/m <sup>2</sup> · h · (°K) <sup>4</sup> ]	— součinitel sálání,
$\xi$	[°K <sup>3</sup> ]	— teplotní součinitel,
$\alpha_p$	[kcal/m <sup>2</sup> · h · °C]	— celkový součinitel přestupu tepla na přední straně otopné desky,
$\alpha_p'$	[kcal/m <sup>2</sup> · h · °C]	— celkový součinitel přestupu tepla na zadní straně otopné desky,
$\alpha_k$	[kcal/m <sup>2</sup> · h · °C]	— součinitel přestupu tepla konvekcí,
$\alpha_s$	[kcal/m <sup>2</sup> · h · °C]	— součinitel přestupu tepla sáláním,
$\lambda_a, \lambda_d$	[kcal/m · h · °C]	— tepelná vodivost „vodivé“ vrstvy,
$A_b$	[kcal/m <sup>2</sup> · h · °C]	— tepelná převodnost zadní vrstvy otopné desky,
$A_c$	[kcal/m <sup>2</sup> · h · °C]	— tepelná převodnost přední vrstvy otopné desky,
$t_p$	[°C]	— střední povrchová teplota otopné plochy,
$t_{p,max}$	[°C]	— nejvyšší přístupná teplota otopné plochy,
$t_p'$	[°C]	— teplota zadní strany otopné desky,
$t_H$	[°C]	— střední teplota otopné vody (otopného média),
$t_v$	[°C]	— teplota vzduchu v místnosti,

$$\begin{array}{ll} t_s & [^\circ\text{C}] \\ t_k & [^\circ\text{C}] \\ \Delta t = t_p - t_v & [\text{°C}] \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{— teplota nevytápěných stěn,} \\ \text{— výsledná teplota,} \\ \text{— rozdíl teplot.} \end{array}$$

## 2. SDÍLENÍ TEPLA U STROPNÍ OTOPNÉ PLOCHY

Stropní otopná plocha sdílí teplo sáláním a konvekcí. Celkový součinitel přestupu tepla je

$$\alpha_p = \alpha_s + \alpha_k . \quad (1)$$

Hodnota součinitele přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = \xi \cdot C \quad (2)$$

je v podstatě nesporná, neboť součinitel sálání povrchu technických materiálů (omítky, nátěru olejovou barvou atd.) je  $C = 4,2$  až  $4,6$  (v průměru 4,5) a teplotní součinitel

$$\xi = \frac{(t_p + 273)^4 - (t_s + 273)^4}{10^8(t_p - t_s)} \quad (3)$$

závisí jen na teplotě sálající a osálané plochy. Při  $t_s = t_v = 18^\circ\text{C}$  a  $C = 4,5$  jsou pro dané teploty  $t_p$  hodnoty  $\alpha_s$  a  $\xi$  tyto:

$t_p$	25	30	35	40	45	50
$\xi$	1,02	1,05	1,075	1,10	1,125	1,15
$\alpha_s$	4,6	4,7	4,8	4,9	5,05	5,2

Zatím co určení součinitele  $\alpha_s$  je tedy snadné, je volba součinitele přestupu tepla konvekcí  $\alpha_k$  velmi nejistá (je to ovšem způsobeno také tím, že pro značné obtíže nebylo dlouho provedeno spolehlivé měření součinitele  $\alpha_k$  pro stropní otopnou plochu). Vynechají-li se značně velké hodnoty  $\alpha_k$ , které by vyplynuly z nepřesných a nespolehlivých starších měření celkového tepelného výkonu stropních ploch, bylo nejdříve počítáno podle Nusseltova vztahu

$$\alpha_k = 1,3 \sqrt[4]{\Delta t}, \quad (4)$$

tj. pro  $\Delta t = 25^\circ\text{C}$  je  $\alpha_k = 1,3 \sqrt[4]{25} = 2,9 \approx 3,0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C}$  (viz také Kalous).

Později po r. 1945 počali někteří autoři poukazovat na to, že sdílení tepla konvekcí u stropní otopné plochy je značně menší, než sdílení u volně zavěšené vodorovné desky ochlazované na spodní straně. To je způsobeno tím, že pod stropem se vytvoří vrstva teplého vzduchu, která brání další cirkulaci. Na příklad Raber a Hutchinson [21] navrhli v r. 1948 počítat s hodnotou  $\alpha_k = 2,0$  nezávislou na  $\Delta t$ .<sup>3)</sup> Celkový součinitel pak je  $\alpha_p = \alpha_k + \alpha_s = 2 + 5 = 7 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C}$ , takže měrný tepelný výkon při  $\Delta t = 25^\circ\text{C}$

$$q = 7 \times 25 = 175 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} .$$

<sup>3)</sup> S touto hodnotou se také počítá v naší monografii o sálavém vytápění [4].

Kollmar [13] počítal poněkud později podle vztahu

$$\alpha_k = A \sqrt[4]{\Delta t}, \quad (5)$$

ve kterém součinitel  $A$  závisí na poměrné otopné ploše  $F_p/F_t$ . Při  $F_p/F_t = 1$  (otopná plocha vyplňuje celý strop) je  $A = 0,54$  a se zmenšujícím se poměrem  $F_p/F_t$  se  $A$  zvětšuje až na hodnotu  $A = 1,1$  při  $F_p/F_t = 0,1$ , viz spodní diagram na obr. 1. Při  $\Delta t = 25^\circ\text{C}$  pak je podle Kollmara

$$\begin{aligned} \text{při } F_p/F_t = 1,0 &\dots \alpha_k = 1,21, \\ \text{při } F_p/F_t = 0,1 &\dots \alpha_k = 2,46. \end{aligned}$$

Při obvyklém poměru  $F_p/F_t = 0,4$  až  $0,8$  doporučuje Kollmar [12] počítat s průměrnou hodnotou  $\alpha_k = 1,5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C}$ . Celkový součinitel pak je  $\alpha_p = 1,5 + 5 = 6,5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C}$  a měřený tepelný výkon při  $\Delta t = 25^\circ\text{C}$

$$q = 6,5 \times 25 = 162,5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}.$$

Pozdější důkladná měření konvekce u stropních otopných ploch provedená americkými autory [17] však ukázala, že ve skutečnosti je proudění vzduchu a tedy i sdílení tepla ještě více omezeno, než se dříve předpokládalo. Podle těchto měření platí vztah

$$\alpha_k = 1,73 \sqrt[4]{\Delta t \frac{O_p}{4F_p}}; \quad (6)$$

sdílení tepla závisí tedy, kromě na rozdílu teplot, také na poměru mezi obvodem a plohou otopné desky  $O_p/F_p$ . Nahradí-li se poměr  $O_p/F_p$  poměrem  $F_p/F_t$  (to lze provést např. při  $F_t = 5 \times 4 = 20 \text{ m}^2$  a stálé délce otopné plochy  $a = 4 \text{ m}$  změnou šířky otopné plochy), je při  $\Delta t = 25^\circ\text{C}$

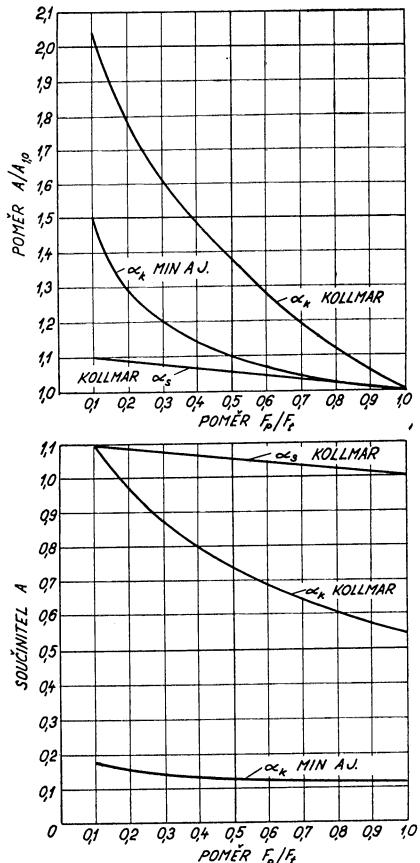
$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,268 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C} \dots \text{ při } F_p/F_t = 1,0, \\ \alpha_k &= 0,402 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C} \dots \text{ při } F_p/F_t = 0,1. \end{aligned}$$

Vyjádří-li se potom závislost součinitele  $\alpha_k$  na  $\Delta t$  rovnicí (5), je

$$\begin{aligned} \text{při } F_p/F_t = 1,0 &\dots A = 0,12, \\ \text{při } F_p/F_t = 0,1 &\dots A = 0,18, \end{aligned}$$

zatímco podle Kollmara je v těchto případech  $A = 0,54$  a  $1,1$ , tedy přibližně  $5 \times$  větší hodnota.

Měření amerických autorů později potvrdil Krause (NSR) [15], který dospěl v podstatě ke stejným výsledkům. Přestože byly malé hodnoty součinitele  $\alpha_k$  potvrzeny dvojími pečlivě provedenými pokusy, je nutno na tyto hodnoty pohlížet z hlediska praktické potřeby kriticky, neboť podmínky při laboratorních měření se liší od



Obr. 1. Poměrné zvětšení  $A/A_{1,0}$  součinitelů přestupu tepla  $\alpha_k$  a  $\alpha_s$  v závislosti na poměrné velikosti stropní otopné plochy  $F_p/F_t$ . Na spodním diagramu je znázorněna závislost součinitelů  $A$  na poměru  $F_p/F_t$ . Součinitel přestupu tepla přitom je  $\alpha_k = A \sqrt[4]{\Delta t}$  ... konvekce,  $\alpha_s = A \cdot \xi \cdot O$  ... sálání.

podmínek ve skutečnosti. Ve skutečnosti není nikdy v místnostech „dokonale klidný“ vzduch, neboť jisté proudění vzniká jednak pohybem osob pobývajících v místnosti, jednak vlivem ochlazování vzduchu na chladných venkovních stěnách. S ohledem na tyto okolnosti považujeme hodnoty  $\alpha_k$  zjištěné při laboratorních pokusech za příliš nízké a doporučujeme v praxi počítat s těmito hodnotami:

$$\begin{aligned}\alpha_k &= 1,5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C} \dots \text{ pro } t_p \leq 50^\circ\text{C} \text{ a } b > 1,0 \text{ m}, \\ \alpha_k &= 2,0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C} \dots \text{ pro } t_p > 50^\circ\text{C} \text{ a } b < 1,0 \text{ m}. \quad 4)\end{aligned}$$

Měrný tepelný výkon stropní otopné plochy při  $\Delta t = 25^\circ\text{C}$  pak je

$$q = 6,5 \times 25 = 162,5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h},$$

tj. stejný jako uvádí Kollmar.

### 3. STŘEDNÍ POVRCHOVÁ TEPLOTA OTOPNÉ PLOCHY ZAHŘÍVANÉ TRUBKAMI

Povrchová teplota otopné desky zahřívané trubkami není rovnoměrná. Nejvyšší teploty je v místě trubky, nejnižší uprostřed mezi trubkami. Teoreticky řešil rozdělení teploty v otopné desce první Kalous [9] v r. 1937, který použil teoretického postupu pro vedení tepla v tyči vypracovaného Gröberem [6] v r. 1904 a tento postup upravil pro praktické použití ve vytápěcí technice. Kalous především nahradil (pro výpočet) válcový zdroj tepla (trubku) přímkovým zdrojem (úsečkou ve středu trubky) a dále předpokládal, že vrstva materiálu (betonu) mezi trubkami je vrstvou vodivou, kterou protéká teplo pouze vodorovně (tj. v rovině trubek), kdežto vrstva za trubkami je vrstvou isolační, ve které protéká teplo kolmo na rovinu trubek. V tomto případě pak vyjadřuje závislost teploty v libovolném místě vzdáleném od zdroje tepla (od osy trubek) o délku  $x$  rovnice

$$t_x - t_v = (t_H - t_v) \frac{e^{mx} \cdot e^{-m\frac{l}{2}} + e^{-mx} \cdot e^{m\frac{l}{2}}}{e^{m\frac{l}{2}} + e^{-m\frac{l}{2}}} \quad (7)$$

a střední povrchová teplota je

$$t_p - t_v = (t_H - t_v) \frac{\operatorname{tgh} \left( m \frac{l}{2} \right)}{m \frac{l}{2}}. \quad (8)$$

V rovnicích (7) a (8) je

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_p + A_b}{\lambda_a \cdot a}} \quad [\text{m}^{-1}]. \quad (9)$$

Pro otopnou desku se zabetonovanými trubkami platí Kalousovy předpoklady jen velmi přibližně a proto byl tento postup výpočtu později Kollmarem [11] upraven tak, aby lépe odpovídalo skutečnosti. Kollmar posunul přímkový zdroj tepla (úsečku) na okraje trubky (do vzdálenosti  $x = d/2$ ) a počítal s tepelným odporem  $1/A_c$  vrstvy betonu a omítky pod spodním okrajem trubek (viz obr. 2b). Ovšem ani takto upravený postup výpočtu nevystihuje ještě zcela uspokojivě skutečnost a proto později navrhl Wierz [23] a potom i Kollmar [13] nový postup, který přihlíží ke sdílení tepla

<sup>4)</sup> Krause [15] doporučuje počítat s  $\alpha_k = 0,4 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C}$  u normálních stropních ploch, jejichž šířka je  $b > 2 \text{ m}$ , a s  $\alpha_k = 1,3 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C}$  u úzkých ploch ( $b < 1 \text{ m}$ ).

všemi směry na celém povrchu trubky (viz obr. 2a). Upravený Kalousův postup je však velmi vhodný pro výpočet lamelových otopných ploch, u kterých vodivá kovová lamela představuje vrstvu rozvádějící teplo v rovině trubek. Střední povrchová teplota lamelových ploch se pak počítá podle rovnice

$$t_p - t_v = \frac{A_c}{\alpha_p} M(t_H - t_v), \quad (10)$$

ve které

$$M = \frac{\operatorname{tgh} \left( m \frac{l}{2} \right)}{m \frac{l}{2}}. \quad (11)$$

Rovnice (10) platí obecně, tj. pro plochu s lamelami zakrytými vrstvou omítky o tepelné převodnosti  $A_c$ . V tomto případě je

$$m = \sqrt{\frac{A_b + A_c}{\lambda_a \cdot a}}. \quad (9a)$$

U ploch s holými lamelami (bez omítky) je  $A_c = \alpha_p \dots$  viz rovnice (9).

Střední povrchová teplota desky se zabetonovanými trubkami se počítá *podle nového Kollmarova postupu* ze stejných rovnic jako u lamelové plochy, tj. podle rovnic (10) a (11), jen součinitel  $m$  se počítá ze vztahu

$$m = \sqrt{\frac{2(A_b + A_c)}{\pi^2 \cdot \lambda_d \cdot d}}. \quad (12)$$

Obdobným způsobem jako střední teplota  $t_p$  předního (účinného) povrchu desky se počítá také střední teplota  $t'_p$  zadního povrchu. Přitom může být teplota prostředí za zadní stranou desky jiná než teplota před deskou,  $t'_v \neq t_v$ .<sup>5)</sup> Celkový měrný tepelný výkon otopné plochy se počítá ze vztahu

$$q_{celk.} = q + q' = \alpha_p(t_p - t_v) + \alpha'_p(t'_p - t'_v). \quad (13)$$

Správnost nového výpočtu střední teploty plochy se zabetonovanými trubkami byla prokázána laboratorními měřeními na elektrickém analogonu, která provedl *Kayan* [10]. Z porovnání vypočtených s naměřenými hodnotami (viz tab. I) vyplývá, že výpočet velmi dobře souhlasí se skutečností.

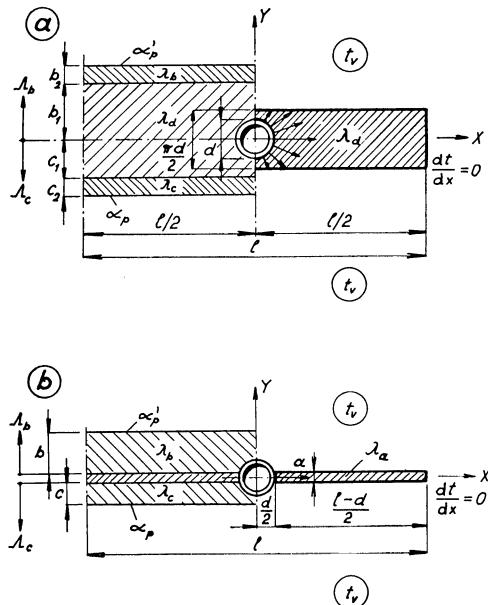
Závislost střední povrchové teploty  $t_p$  a měrného tepelného výkonu  $q$  na teplotě

<sup>5)</sup> Při  $t'_v \neq t_v$  se počítá podle rovnice

$$t_p - t_v = \frac{A_c}{\alpha_p} M(t_H - t_v) - \frac{A_b}{A_b + A_c} (1 - M) (t_v - t'_v) \quad (10a)$$

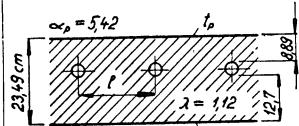
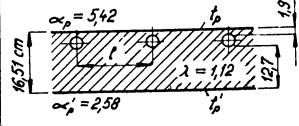
a

$$t'_p - t'_v = \frac{A_b}{\alpha_p} M(t_H - t'_v) + \frac{A_c}{A_b + A_c} (1 - M) (t_v - t'_v) \quad (10b)$$



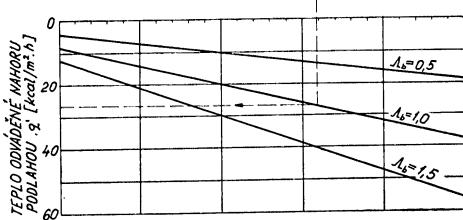
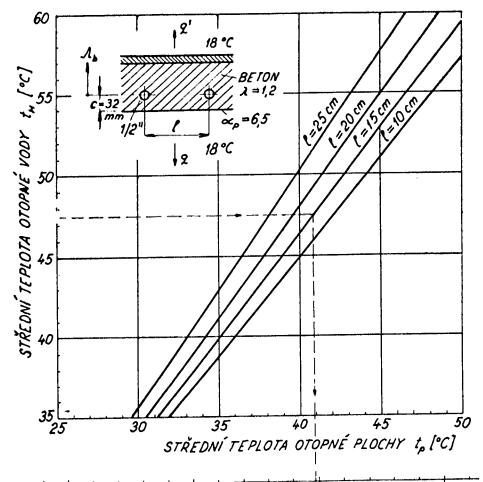
Obr. 2. Schéma pro výpočet střední povrchové teploty otopné desky a) otopné trubky ve vrstvě betonu, b) lamelová plocha.

Tabulka I. Porovnání naměřených a vypočítaných povrchových teplot betonové desky zahřívané trubkami  $3/4"$  při  $t_v = 21,1^\circ\text{C}$ ; měření podle Kayana [10]

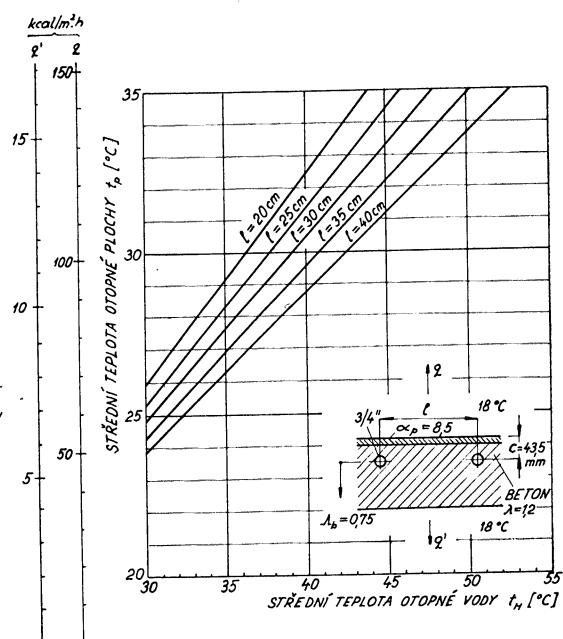
Rozteč trubek $l$ [cm]	Střední teplota otopné vody $t_H$ [°C]	Střední teplota vytápené desky				
						
		naměřeno	vypočteno	naměřeno	vypočteno	
10,16 (4")	48,9	$t_p$ , $t_p'$	39,0 41,3	39,0 41,2	44,1 41,1	44,1 41,1
	76,7	$t_p$ , $t_p'$	56,9 61,3	56,9 61,3	67,1 61,1	67,1 61,1
	20,32 (8")	$t_p$ , $t_p'$	36,6 38,5	36,8 38,8	40,9 38,2	40,9 38,4
		$t_p$ , $t_p'$	52,5 56,1	52,7 56,6	61,1 55,9	61,0 55,7
30,48 (12")	48,9	$t_p$ , $t_p'$	34,7 36,2	34,6 36,6	37,8 35,1	37,7 35,5
	76,7	$t_p$ , $t_p'$	48,0 51,3	48,1 51,5	53,6 49,8	54,1 49,7
	40,64 (16")	$t_p$ , $t_p'$	32,4 34,0	32,4 33,8	34,6 32,8	34,8 32,9
		$t_p$ , $t_p'$	43,6 46,7	43,7 46,5	48,7 44,7	48,4 44,8

otopné vody  $t_H$ , vypočítaná novým způsobem podle Kollmara, je znázorněna v diagramu na obr. 3 pro stropní plochu a v diagramu na obr. 4 pro podlahovou plochu. Výpočet platí pro parametry uvedené v pomocných nárcitcích u diagramů. Z obou diagramů vyplývá, že podle nového výpočtu (a tedy i ve skutečnosti) střední povrchová teplota plochy se zabetonovanými trubkami závisí jen velmi málo na rozteči trubek. Například podle diagramu na obr. 3 jsou u stropní otopné plochy při střední teplotě vody  $t_H = 50^\circ\text{C}$  a dané rozteče  $l$  hodnoty  $t_p$  a  $q$  tyto:

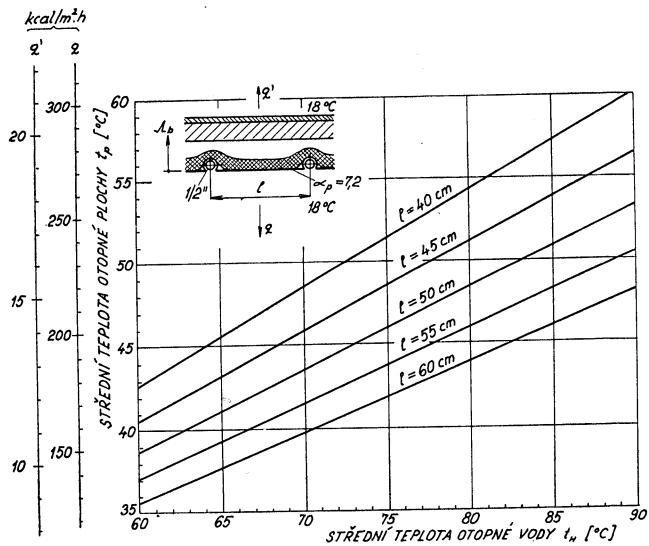
$l$	cm	10	15	20	25
$t_p$	°C	44,2	42,8	41,4	39,8
$q$	kcal/m <sup>2</sup> · h	170	162	152	142



Obr. 3. Střední teplota  $t_p$  [°C] a měrný tepelný výkon  $q$  [kcal/m<sup>2</sup> · h] stropní otopné plochy se zabetonovanými trubkami.



Obr. 4. Střední teplota  $t_p$  [°C] a měrný tepelný výkon  $q$  [kcal/m<sup>2</sup> · h] podlahové otopné plochy se zabetonovanými trubkami.



Obr. 5. Střední teplota  $t_p$  [°C] a měrný tepelný výkon  $q$  [kcal/m<sup>2</sup> · h] lamelové stropní plochy.

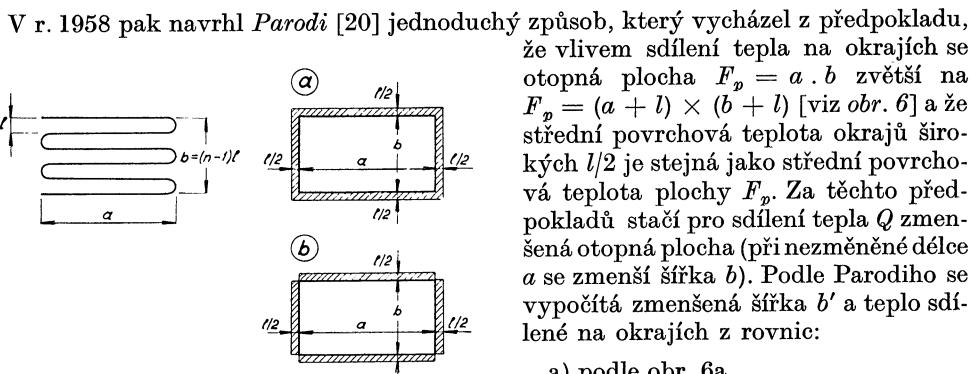
Bylo by tedy možné dnes používanou rozteč trubek  $l = 15$  cm (u stropní plochy) zvětšit na 20, popřípadě i 25 cm, aniž by se tím příliš zmenšil měrný tepelný výkon. Tím bylo možno dosáhnout významné úspory kovů (trubek). Nevýhodou by ovšem byla větší nerovnoměrnost teploty v betonové desce a také by se poněkud zvětšila tepelná setrvačnost desky.

Závislost střední povrchové teploty  $t_p$  lamelové plochy bez omítky na teplotě otopné vody  $t_H$  je znázorněna v diagramu na obr. 5; diagram platí pro plochu s hliníkovými lamelami o tloušťce  $a = 0,75$  mm a pro tepelnou převodnost zadní strany  $A_b = 1,0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ .

#### 4. VLIV OKRAJŮ NA ZVĚTŠENÍ TEPELNÉHO VÝKONU OTOPNÝCH PLOCH SE ZABETONOVANÝMI TRUBKAMI

U otopných desek se zabetonovanými trubkami sdílejí krajní (obvodové) trubky jisté množství tepla také do stran, mimo vlastní plochu  $F_p$ . K tomuto zvětšení tepelného výkonu vlivem okrajů se dříve nepřihlíželo, jistá korekce však byla mimo děk prováděna tím, že se počítalo s větším součinitelem  $\alpha_p$  (viz kap. 2). Poprvé upozornil na vliv okrajů Bradtke [2] v r. 1947, který doporučil počítat se zvětšením 35% ve všech případech, bez ohledu na tvar a na rozměry otopné plochy.<sup>6)</sup> Kollmar [12] později (v r. 1957) poukázal na to, že přirážka 35% je pro otopné plochy obvyklých rozměrů příliš velká a doporučil počítat se zvětšením 7,5 až 15%. Předtím však již v r. 1956 odvodil u nás Bašus [1] teoretický výraz pro zvětšení tepelného výkonu vlivem okrajů

$$\varrho = \frac{Q_{okr.}}{Q} = \frac{\alpha_p}{F_p} \frac{0,448}{\operatorname{tgh} \left( m \frac{l}{2} \right)}. \quad (14)$$



Obr. 6. Sdílení tepla na okrajích otopné desky se zabetonovanými trubkami (schéma podle Parodiho).

a) podle obr. 6a

$$b' = \frac{\frac{Q}{q} - (a - l)l}{a + l} \quad (15)$$

a

$$Q_{okr.} = (a + b' + l)l \cdot q, \quad (16)$$

<sup>6)</sup> Bradtke vycházel z hodnoty  $q = 260 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$  podle van Doorena. Při zmenšení  $\alpha_p$  na  $6,2 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$  vychází zvětšení 35%. Tato hodnota je však správná jen pro plochu  $1 \text{ m} \times 1 \text{ m}$ .

b) podle obr. 6b

$$b' = \frac{\frac{Q}{q} - a \cdot l}{a + l} \quad (15a)$$

a

$$Q_{okr.} = (a + b') l \cdot q . \quad (16a)$$

Postup podle Parodiho i podle Bašuse nerozlišuje okraj s rovnými trubkami od okraje s oblouky trubek. K tomuto rozdílu přihlíží postup podle Kollmara [14] z r. 1959.

Podle tohoto postupu je šířka okraje s rovnými trubkami větší, kdežto šířka okraje s oblouky trubek naopak menší než  $l/2$  (viz obr. 7). Zvětšená šířka okrajů s rovnými trubkami se vypočítá podle rovnice

$$l_b = \frac{l}{\operatorname{tgh} \left( m \frac{l}{2} \right)} . \quad (17)$$

Zmenšená šířka otopné plochy  $b'$  a teplo sdílené na okrajích  $Q_{okr.}$  se pak počítá buď z rovnice

$$b' = \frac{\frac{Q}{q} - (a + 0,5 l) l_b}{a + 0,5 l} \quad (18)$$

a

$$Q_{okr.} = q[(a + 0,5l) l_b + 0,5b' \cdot l] , \quad (19)$$

nebo

$$b' = \frac{\frac{Q}{q} - (a + 0,64 l_b) l_b}{a + 0,64 l_b} \quad (18a)$$

a

$$Q_{okr.} = q \cdot l_b [a + 0,64(b' + l_b)] . \quad (19a)$$

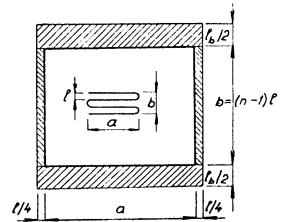
Kollmar doporučuje počítat podle rovnice (18a) a (19a).

U zmenšené otopné plochy  $F'_p = a \cdot b'$  vychází jak při postupu podle Parodiho, tak při postupu podle Kollmara zvětšený měrný tepelný výkon

$$q'' = q \frac{b}{b'} \quad [\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h}] . \quad (20)$$

Srovnání různých způsobů vyjádření vlivu okrajů je uvedeno v tab. II; v tabulce jsou uvedeny hodnoty  $b'$ ,  $q''$ ,  $Q_{okr.}$  a  $100 \frac{Q_{okr.}}{Q}$  (v procentech) pro tři plochy s různým

poměrem  $O_p/F_p$ . Se srovnáním vyplývá, že výsledky podle rovnic (18a), (19a) a (20) velmi dobře souhlasí s výsledky podle Bašuse. Podle Parodiho vychází zvětšení výkonu vlivem okrajů poměrně malé — zejména při větším poměru  $O_p/F_p$ .



Obr. 7. Sdílení tepla na okrajích otopné plochy se zabetonovanými trubkami (schéma podle Kollmara).

Tab. II. Vliv okrajů na zvýšení výkonu stropní otopné plochy se zabetonovanými trubkami – porovnání výsledků podle různých výpočtových podkladů; platí pro rozteč trubek  $l = 15$  cm, součinitel  $m = 7,1$ , měrný tepelný výkon (bez zvýšení)  $q = 161$  kcal/m<sup>2</sup> · h a délku otopné plochy  $a = 4$  m

Počítáno podle rovnice číslo	Opravená šířka hadu			Opravený měrný tepelný výkon			Teplo sdílené okrajů					
	$b'$ [m]			$q''$ [kcal/m <sup>2</sup> · h]			$Q_{okr.}$ [kcal/h]			Zvětšení výkonu vlivem okrajů $Q_{okr.}/Q \cdot 100$ [%]		
	Šířka hadu $b$ [m]	1,05	2,10	4,20	1,05	2,10	4,20	1,05	2,10	4,20	1,05	2,10
15, 16 a 20 [20]	0,86	1,88	3,90	196	180	173	121	145,5	194	18,7	10,8	7,2
15a, 16a a 20 [20]	0,87	1,88	3,90	194	180	173	117,5	145,5	195,5	17,4	10,7	7,3
18, 19 a 20 [14]	0,72	1,75	3,81	235	193	177	212	224	249	31,4	16,6	9,2
18a, 19a a 20 [14]	0,69	1,69	3,69	245	200	183	232	262	378	34,3	19,4	14,0
14 [1]	—	—	—	—	—	—	213	270	365	31,5	20	13,5

## 5. NEJVYŠŠÍ PŘÍPUSTNÁ TEPLOTA STROPNÍ OTOPNÉ PLOCHY

Při stropním sálavém vytápění nesmí nastat nadměrné osálání hlavy, která je ze všech částí těla na přehřívání nejvíce citlivá. Již poměrně malé zvýšení výsledné teploty v místě hlavy (ve výšce 1,7 m nad podlahou u stojícího člověka) nad průměrnou hodnotou této teploty, požadovanou ve výšce 1,0 m, způsobí nepřijemné pocity nepohody. Sálavý účinek stropní otopné plochy na hlavu člověka závisí ovšem nejen na teplotě  $t_p$ , ale také na velikosti a tvaru otopné plochy a na její vzdálenosti od hlavy, tj. na výšce místantnosti. Nejvyšší přípustnou povrchovou teplotu při různé velikosti a různé výšce stropní otopné plochy zjišťoval při fysiologických pokusech Chrenko [8]. Z výsledků těchto pokusů lze odvodit, že výsledná teplota *vztažená k bodu* v místě hlavy nemá přestoupit hodnotu  $19,5^\circ\text{C}$  při  $t_k = 19,0^\circ\text{C}$  ve výšce 1,0 m nad podlahou. Za tohoto předpokladu lze z rovnice tepelné rovnováhy pro kulový výsledný teplo-mér odvodit rovnice pro nejvyšší přípustnou teplotu stropní otopné plochy

$$\text{pro } t_v = 20^\circ\text{C} \text{ a } t_s = 18^\circ\text{C}$$

$$t_{p \max} = 100 \sqrt[4]{\frac{1-\varphi}{\varphi} 2 + 73,3 - 273}, \quad (21)$$

$$\text{pro } t_v = t_s = 18^\circ\text{C}$$

$$t_{p \max} = 100 \sqrt[4]{\frac{1-\varphi}{\varphi} 1,5 + \frac{1,5}{\varphi} + 73,3 - 273}. \quad (22)$$

Pro nižší povrchové teploty  $t_p \leq 50^\circ\text{C}$ , kde není nutno přihlížet k závislosti na čtvrté mocnině absolutních teplot, lze počítat podle zjednodušených rovnic

$$\text{pro } t_v = 20^\circ\text{C} \text{ a } t_s = 18^\circ\text{C}$$

$$t_{p \max} = \frac{3}{\varphi} + 18, \quad (21a)$$

pro  $t_v = t_s = 18^\circ C$

$$t_{p \max} = \frac{2}{\varphi} + 18 . \quad (22a)$$

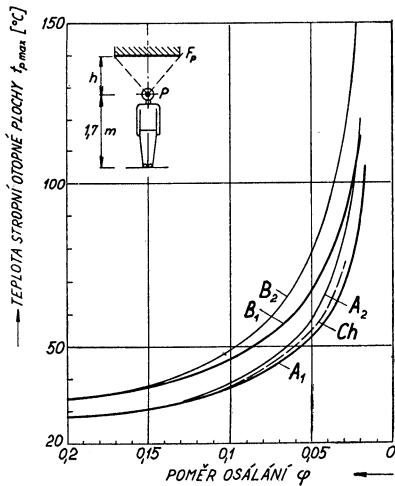
V rovnicích (21), (22), (21a) a (22a) je  $\varphi$  tzv. poměr osálání otopné plochy  $F_p$  bodem  $P$  ve středu hlavy (viz obr. 8); hodnoty poměru osálání  $\varphi$  lze odečíst například v diagramu na obr. 3 v práci [3].

Závislost nejvyšší přípustné teploty  $t_{p \max}$  na poměru osálání otopné plochy bodem je znázorněna v diagramu na obr. 8; křivka  $A_1$  je podle rovnice (21), křivka  $B_1$  podle (22), křivka  $A_2$  podle (21a) a křivka  $B_2$  podle (22a). Křivka  $Ch$  je podle výsledků měření, které Chrenko prováděl při  $t_v = 19,6^\circ C$  a  $t_s = 17,6^\circ C$ .

Obr. 8. Nejvyšší přípustná teplota stropní otopné plochy v závislosti na poměru osálání bodem:

Křivka

- $A_1 \dots$  podle rovnice (21) } pro  $t_v = 20^\circ C$ ,  $t_s = 18^\circ C$
- $A_2 \dots$  podle rovnice (21a) } pro  $t_v = t_s = 18^\circ C$
- $B_1 \dots$  podle rovnice (22) } pro  $t_v = t_s = 18^\circ C$
- $B_2 \dots$  podle rovnice (22a) } pro  $t_v = 19,6^\circ C$ ,  $t_s = 17,6^\circ C$
- $Ch \dots$  podle Chrenka pro  $t_v = 19,6^\circ C$ ,  $t_s = 17,6^\circ C$



Místo výsledné teploty vztažené k bodu lze také počítat se směrovou výslednou teplotou vztaženou k elementární ploše  $dF$  v místě temene hlavy (viz obr. 9). V tomto případě platí pro nejvyšší přípustnou povrchovou teplotu rovnice

pro  $t_v = 20^\circ C$  a  $t_s = 18^\circ C$

$$t_{p \max} = 100 \sqrt[4]{\frac{1 - \varphi}{\varphi} 7,14 + \frac{7}{\varphi} + 79,967} - 273 , \quad (23)$$

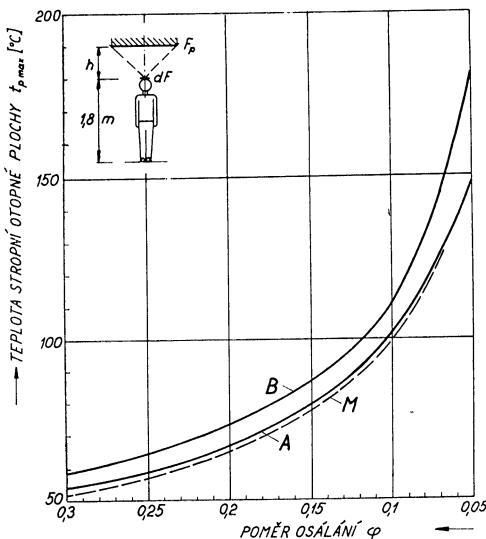
pro  $t_v = t_s = 18^\circ C$

$$t_{p \max} = 100 \sqrt[4]{\frac{1 - \varphi}{\varphi} 7,14 + \frac{5}{\varphi} + 79,967} - 273 . \quad (24)$$

Podle Macskásyho [16] platí pro  $t_v = 20^\circ C$  a  $t_s = 16^\circ C$

$$t_{p \max} = 100 \sqrt[4]{\frac{1 - \varphi}{\varphi} 16,214 - \frac{3,943}{\varphi} + 85,97} - 273 . \quad (25)$$

V rovnicích (23) až (25) je  $\varphi$  poměr osálání otopné plochy  $F_p$  elementární ploškou  $dF$  v místě temene hlavy (viz obr. 9); poměr osálání lze odečíst z diagramu na obr. 2.18 v práci [4].



Závislost nejvyšší přípustné teploty  $t_{p,\max}$  na poměru osálání otopné plochy *elementární ploškou* je znázorněna v diagramu na obr. 9; křivka A je podle rovnice (23), křivka B podle (24) a křivka M podle (25). Diagram na obr. 9 je vhodný zejména pro sálavé otopné plochy s vyšší povrchovou teplotou (nad 50°C).

Obr. 9. Nejvyšší přípustná teplota stropní otopné plochy v závislosti na poměru osálání *elementární ploškou*:

Křivka

- A ... podle rovnice (23) pro  $t_v = 20^\circ\text{C}$ ,  
 $t_s = 18^\circ\text{C}$
- B ... podle rovnice (24) pro  $t_v = t_s = 18^\circ\text{C}$
- M ... podle rovnice (25) pro  $t_v = 20^\circ\text{C}$ ,  
 $t_s = 16^\circ\text{C}$

## 6. ZÁVĚR

Z přehledu podkladů pro výpočet stropních otopných ploch, uvedených v této práci, lze vyvodit tyto závěry:

- Při výpočtu stropních otopných ploch počítat s těmito hodnotami součiniteme přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 1,5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C} \dots \text{při } t_p \leq 50^\circ\text{C} \text{ a } b > 1,0 \text{ m},$$

$$\alpha_k = 2,0 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C} \dots \text{při } t_p > 50^\circ\text{C} \text{ a } b < 1,0 \text{ m}.$$

Měrný tepelný výkon obvyklé otopné plochy se zabetonovanými trubkami (při  $l = 15 \text{ cm}$  a  $t_H = 50^\circ\text{C}$ ) pak je

$$q = 6,5 \times 25 = 162,5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}.$$

- Střední povrchovou teplotu otopné plochy se zabetonovanými trubkami počítat podle nového Kollmarova postupu, tj. podle rovnic (10), (11) a (12). V každém případě je nutno počítat také s teplem  $q'$  sdíleným na zadní straně otopné plochy; celkový měrný tepelný výkon

$$q_{celk.} = q + q' [\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h}].$$

Střední povrchová teplota lamelových otopných ploch se počítá z rovnic (9) nebo (9a), (10) a (11); opět je nutno počítat s teplem  $q'$ .

- Vliv okrajů na zvětšení tepelného výkonu otopné plochy se zabetonovanými trubkami počítat podle rovnic (18a), a (19a), tj. zmenšit šířku otopné plochy na  $b'$ . Je také možno použít rovnice (14) a potom vypočítat zmenšenou otopnou plochu z rovnice

$$F'_p = \frac{1}{1 + \varrho} \frac{Q}{q}.$$

#### 4. Nejvyšší přípustnou povrchovou teplotu stropní otopné plochy kontrolovat

podle rovnice (22a) ... při  $t_p \leq 50^\circ\text{C}$ ,  
nebo podle rovnice (22) ... při  $t_p > 50^\circ\text{C}$ .

Při vysokých povrchových teplotách (nad  $70^\circ\text{C}$ , např. u okrajové otopné plochy) je možno místo rovnice (22) použít rovnice (24).

V případech, kde hrozí nebezpečí jistého přetápění (při  $t_v > 18^\circ\text{C}$ ) se doporučuje použít ke kontrole místo rovnic (22a) a (22) nebo (24) rovnic (21a) a (21) nebo (23).

#### LITERATURA

- [1] *Bašus Vl.*: Vliv okrajů na střední povrchovou teplotu otopných ploch zahřívaných trubkami. Strojnický sborník 13. SNTL, Praha 1956, str. 9–24.
- [2] *Braditke F.*: Kapitola „Deckenheizung“ v knize „H. Rietchels Lehrbuch der Heiz- und Lüftungstechnik“. Berlin 1948, 12. vyd.
- [3] *Cihelka J.*: Praktický výpočet stropního sálavého vytápění. Zdravotní technika a vzducho-tehnika 4 (1961), č. 2, str. 70–78.
- [4] *Cihelka J.*: Sálavé vytápění. SNTL, Praha 1961, 2. vyd.
- [5] *Dooren van: Ges. Ing.* 63 (1940), č. 7, str. 77.
- [6] *Gröber H.*: Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung. Berlin, 1926.
- [7] *Heid H., Kollmar A.*: Die Strahlungsheizung. Halle a. S. 1939, 1. vyd.
- [8] *Chrenko F. A.*: Heated ceilings and comfort. Journ. of the Inst. of Heat. and Ventil. London 20 (1953), č. 209, str. 375–396 a 21 (1953), č. 215, str. 145–154.
- [9] *Kalous K.*: Allgemeine Theorie der Strahlungsheizung. Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, sv. 8, seš. 4 (1937), str. 170–183.
- [10] *Kayan C. F.*: Electric analogger studies on panels with imbedded tubes. Heat., Pip., Air Condit. (1950), č. 5.
- [11] *Kollmar A.*: Die Strahlungsverhältnisse im beheizten Wohnraum mit Berechnung der Ein-strahlzahlen (s dodatkem o výpočtu střední teploty otopné desky zahřívané trubkami). R. Oldenbourg, Mnichov 1950.
- [12] *Kollmar A., Liese W.*: Die Strahlungsheizung. R. Oldenbourg, Mnichov 1957, 4. vyd.
- [13] *Kollmar A.*: Die Wärmeabgabe der Rohrdeckenheizung. Ges. Ing. 80 (1959), č. 1, str. 1–11.
- [14] *Kollmar A.*: Wärmeabgabe von Plattenheizflächen und Heizdecken mit zylindrischen Wärmequellen. Ges. Ing. 80 (1959), č. 8, str. 225–235.
- [15] *Krause B.*: Die konvektive Wärmeabgabe von Heizdecken. Ges. Ing. 80 (1959), č. 10, str. 295–305 a č. 11, str. 324–334.
- [16] *Macskásy A.*: Behaglichkeits- und Leistungsfragen bei Randzonen-Strahlungsheizung. Schweiz. Bl. f. Heiz. und Lüft. 27 (1960), č. 3, str. 57–60.
- [17] *Min T. C., Schutrum L. F., Parmelle G. V., Vouris J. D.*: Natural Convection and Radiation in a Panel-heated Room. Heat., Pip., Air Condit. 28 (1956), č. 5, str. 153–160.
- [18] *Nusselt W.*: Zeitschrift d. VDI 54 (1910), str. 1154.
- [19] *Nusselt W.*: Die Temperaturverteilung in der Decke einer Strahlungsheizung. Ges. Ing. 68 (1947), str. 97.
- [20] *Parodi A.*: Vom Aberglauben im Heizungs- und Lüftungsfach. Heiz., Lüft., Haustechn. 9 (1958), str. 333.
- [21] *Raber B. F., Hutchinson F. W.*: Panel Heating and Cooling Analysis. New York 1947.
- [22] *Reiss W.*: Rietschels Lehrbuch der Heiz- und Lüftungstechnik. Berlin 1958, 13. vyd.
- [23] *Wierz M.*: Ermittlung der Temperaturverteilung in geheizten Decken und Fussböden. Heiz., Lüft., Haustechn. 4 (1953), str. 181.

#### WÄRMELEISTUNG DER DECKENHEIZFLÄCHEN MIT EINBETONIERTEN ROHREN

*Ing. Dr. J. Cihelka*

Der Artikel führt eine Übersicht zur methodischen Entwicklung hinsichtlich der Berechnung der Wärmeübertragung bei Deckenheizflächen mit einbetonierte Rohren an und legt den Entwurf für eine praktische Berechnung der Wärmeleistung dieser Flächen vor.

## ZMĚNA STAVU VZDUCHU PŘI VZÁJEMNÉM PŮSOBENÍ VODY A VZDUCHU

Inž. JAROSLAV CHYSKÝ C. Sc.

ČVUT, Praha

V článku je analysován proces změny stavu vzduchu při přestupu tepla a přenosu hmoty s ohledem na analogii mezi oběma jevy. Jsou probrány možné odchylky jevu v případě, že  $L \neq 1$ .

Lektoroval: inž. Ladislav Strach

Při isobarické změně stavu vzduchu, při vzájemném působení vody a vzduchu, nastává změna měrné vlhkosti vzduchu, změna teploty a z toho vyplývající změny stavových veličin. Na rozdíl od elementárních termodynamických oběhů, kdy stav plynu je dán jednoznačně dvěma stavovými veličinami, přistupuje u směsi další charakteristická veličina — koncentrace směsi. U směsi vzduchu a vodní páry bývá koncentrace páry vyjadřována vlhkostí absolutní nebo relativní, poměrným objemovým nebo váhovým obsahem par, nebo konečně měrnou vlhkostí. V dalším odvození bude podíl vodní páry ve vzduchu charakterizován měrnou vlhkostí  $x$  [kg/kg s. v.], protože pro početní vyjadřování je nejvhodnější.

Úkolem odvození má být grafické a početní určení konečného stavu vzduchu, resp. určení odchylek proti běžnému způsobu výpočtu a obvyklému znázorňování v diagramu  $i - x$ . Pro odvození je předpokládáno, že teplota mokrého povrchu  $t_m$  je na celé aktivní ploše, na které nastává kontakt vzduchu a vody stejná, nezávislá na procesu. Sdílení tepla sáláním nebude proto uvažováno. Prakticky to znamená, že může být tato teplota určena jako střední teplota povrchu. Stav sytého vzduchu na mokrého povrchu je dán (s dostatečnou přesností) teplotou povrchu  $t_m$  a odpovídající měrnou vlhkostí  $x''_m$  a entalpií  $i''_m$ .

Uvažme mokrý povrch  $F$ , jehož teplota je tedy na celé ploše stejná, nad nímž proudí nenasycený vzduch. Změna entalpie vzduchu bude:

$$- G \cdot di = [\alpha_k \cdot (t - t_m) + \beta_x \cdot (x - x''_m) \cdot i''_{pm}] F \cdot d\tau \quad (1)$$

a změna měrné vlhkosti vzduchu:

$$- G \cdot dx = \beta_x \cdot (x - x''_m) F \cdot d\tau, \quad (2)$$

- kde  $G$  — váhové množství proudícího vzduchu [kg],  
 $i$  — entalpie vlhkého vzduchu [kcal/kg s. v.],  
 $i''_{pm}$  — entalpie syté páry při teplotě mokrého povrchu [kcal/kg],  
 $t, t_m$  — teplota vzduchu, teplota mokrého povrchu [ $^{\circ}\text{C}$ ],  
 $x, x''_m$  — měrná vlhkost vzduchu, měrná vlhkost nasyceného vzduchu při mokré teplotě [ $\text{kg}/\text{kg}$  s. v.],  
 $\alpha_k$  — součinitel přestupu tepla konvekcí [ $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot {^{\circ}\text{C}}$ ],  
 $\beta_x$  — součinitel přenosu hmoty vztažený na rozdíl měrných vlhkostí [ $\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ ],  
 $F$  — plocha mokrého povrchu [ $\text{m}^2$ ],  
 $\tau$  — čas [h].

Vydelením obou vztahů dostaneme:

$$\frac{di}{dx} = \frac{\alpha_k(t - t_m)}{\beta_x(x - x''_m)} + i''_{pm} \quad (3)$$

Do tohoto vztahu můžeme dosadit z rovnice pro entalpii vlhkého vzduchu

$$i - i''_m = (0,24 + 0,44x)(t - t_m) + (579 + 0,44t_m)(x - x''_m),$$

tedy

$$t - t_m = \frac{i - i''_m - i''_{pm}(x - x''_m)}{0,24 + 0,44x}$$

kde  $0,24 + 0,44x = c'$  je měrné teplo vlhkého vzduchu, vztahované opět na 1 kg vzduchu suchého podobně jako entalpie nebo měrná vlhkost. Dále bude dosazováno  $\alpha_k/\beta_x c' = L$ . Hodnota  $L$  (Lewisův součinitel) je bezrozměrné číslo, které charakterisuje poměr mezi přestupem tepla a přenosem hmoty. Po dosazení těchto hodnot do (3) a úpravě dostaneme:

$$\frac{di}{dx} = L \left( \frac{i - i''_m}{x - x''_m} - i''_{pm} \right) + i''_{pm} = L \frac{i - i''_m}{x - x''_m} + i''_{pm}(1 - L) \quad (4)$$

Hodnota  $(i - i''_m)/(x - x''_m) = \delta$  představuje vlastně směr spojnice stavu vzduchu se stavem sytého vzduchu na mokrému povrchu v diagramu  $i - x$  (viz obr. 1). Protože  $d(i - i''_m) = di$ ,  $d(x - x''_m) = dx$ , označme rozdíly  $i - i''_m = \Delta i$  a  $x - x''_m = \Delta x$  a  $di = d\Delta i$ , resp.  $dx = d\Delta x$ . Rovnice (4) má potom tvar:

$$\frac{d\Delta i}{d\Delta x} = L \frac{\Delta i}{\Delta x} + i''_{pm}(1 - L) \quad (5)$$

Úpravou této rovnice dostaneme pro integraci:

$$\int \frac{d\Delta x}{\Delta x} = \frac{1}{1 - L} \int \frac{d(\Delta i / \Delta x)}{-\Delta i / \Delta x + i''_{pm}} \quad (6)$$

Po integraci a úpravě dostaneme:

$$\Delta i = C \Delta x^L + \Delta x \cdot i''_{pm} \quad (7)$$

Integrační konstantu  $C$  stanovíme z okrajové podmínky — pro počáteční rozdíl měrných vlhkostí  $\Delta x_1$  je i  $\Delta i = \Delta i_1$ :

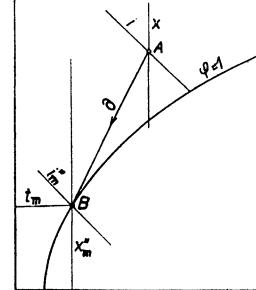
$$C = \frac{1}{\Delta x_1^L} (\Delta i_1 - \Delta x_1 i''_{pm}) \quad (8)$$

Konečná rovnice má tedy tvar:

$$\Delta i = \left( \frac{\Delta x}{\Delta x_1} \right)^L (\Delta i_1 - \Delta x_1 i''_{pm}) + \Delta x \cdot i''_{pm} \quad (9)$$

nebo

$$\frac{\Delta i}{\Delta x^L} - \frac{i''_{pm}}{\Delta x^{L-1}} = \frac{\Delta i_1}{\Delta x_1^L} - \frac{i''_{pm}}{\Delta x_1^{L-1}} = \text{konst} \quad (10)$$



Obr. 1. Změna stavu vzduchu při přestupu tepla a přenosu hmoty pro  $L = 1$ .

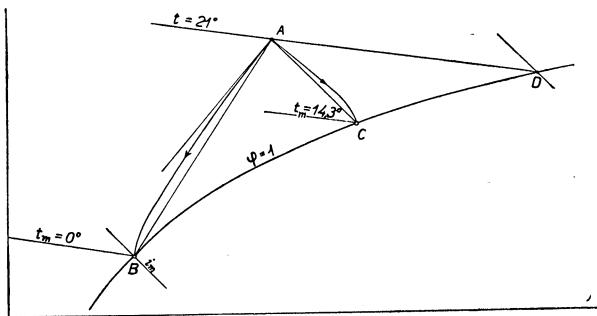
takže

$$\delta = \left( \frac{\Delta x}{\Delta x_1} \right)^{L-1} (\delta_1 - i''_{pm}) + i''_{pm}$$

kde  $\delta$  je směr spojnice okamžitého stavu vzduchu se stavem nasyceného vzduchu na mokrému povrchu v diagramu  $i - x$ ,  $\delta_1$  je směr této spojnice na počátku děje.

Jak bude uvedeno ještě dále, je pro přenos vody do vzduchu  $L < 1$ . Okamžitý směr změny  $\delta'$  dostaneme derivací vztahu (9):

$$\delta' = \frac{di}{dx} = L \left( \frac{\Delta x}{\Delta x_1} \right)^{L-1} \cdot \left( \frac{\Delta i_1}{\Delta x_1} - i''_{pm} \right) + i''_{pm} \quad (11)$$



Obr. 2. Změna stavu vzduchu při odvlhčování ochlazováním a adiabatickém zvlhčování při  $L = 0,8$ .

Pro počátek úpravy  $\Delta x = \Delta x_1$  a tedy

$$\delta' = L \frac{\Delta i_1}{\Delta x_1} + i''_{pm}(1 - L) = i''_{pm} - L \left( i''_{pm} - \frac{\Delta i_1}{\Delta x_1} \right) \quad (12)$$

Tento vztah se zcela shoduje se vztahem (5), což potvrzuje správnost odvození. Ze vztahu (12) vyplývá důležitý závěr pro směr změny stavu vzduchu při  $L = 1$ :

je-li  $L = 1$  (může nastat při proudění zcela turbulentním nebo při  $a = D_c$ ), bude  $\delta = \delta_1$ , takže změna stavu probíhá po přímce spojující v diagramu  $i - x$  počáteční stav vzduchu se stavem vzduchu na mokrému povrchu.

V obr. 2 jsou vyneseny v diagramu  $i - x$  průběhy změny stavu vzduchu při kondensaci par ze vzduchu, pro adiabatické odpařování (čára  $\overline{AC}$ ) a odpařování při  $t_m < t$  (čára  $\overline{AB}$ ) pro  $L = 0,8$ . Při  $t_m = t$  probíhá změna stavu po přímce (isotermě) nezávisle na  $L$  (čára  $\overline{AD}$ ).

Ze znázornění je zřejmý důležitý závěr: při  $L < 1$  nastává intenzivnější odvlhčování, než by odpovídalo  $L = 1$ .

Obr. 3. Grafické určení počátečního směru úpravy vzduchu.

Protože změna stavu je obvykle vzhledem k počátečnímu rozdílu stavů jen malá, je důležité určení počátečního směru úprav. S výhodou lze k tomu použít grafické konstrukce podle Bošnjakoviče [1].

Vycházíme opět ze základní rovnice (12). Vezmeme-li základní délku úsečky  $\Delta x = 1$  (obr. 3), jsou příslušné směry v diagramu  $i - x$  dány úsečkami označenými v obrázku. Směr  $i''_{pm}$  je vlastně směrem isotermy povrchové teploty. Od tohoto směru odečteme směr daný součinem  $L(i''_{pm} - \Delta i_1/\Delta x_1)$ , jak je zřejmé z obr. 3. Tím dostaneme směr  $\delta'$ . Z podobnosti trojúhelníku na pravé a levé straně od bodu  $B$  vyplýne praktická konstrukce: úsečku na isotermě  $t_B$  danou body  $B$  a  $D$  vydělíme hodnotou  $L$ . Tím dostaneme bod  $C$ . Počáteční směr změny stavu vzduchu probíhá tedy po spojnici  $\overline{AC}$ .

Pro znázornění tohoto procesu je nutno znát hodnotu  $L$ . Pro poměr  $\alpha_k/\beta_c$  platí [2]:

$$\frac{\alpha_k}{\beta_c} = c_{stř}\gamma_{stř} \left( \frac{a}{D_c} \right)^n \left( 1 - \frac{p_{p\ stř}}{p} \right) \quad (13)$$

- |                         |   |
|-------------------------|---|
| $\beta_c$               | — součinitel přenosu hmoty vztažený na rozdíl koncentrací [m/h],              |
| $c_{stř}, \gamma_{stř}$ | — měrné тепло a měrná váha při středním stavu vzduchu [kcal/kg °C] a [kg/m³], |
| $p_{p\ stř}, p$         | — střední tlak par ve vzduchu, celkový tlak vzduchu [kp/m²],                  |
| $a$                     | — součinitel teplotní vodivosti vlhkého vzduchu [m²/h],                       |
| $D_c$                   | — součinitel difuze [m²/h].   |

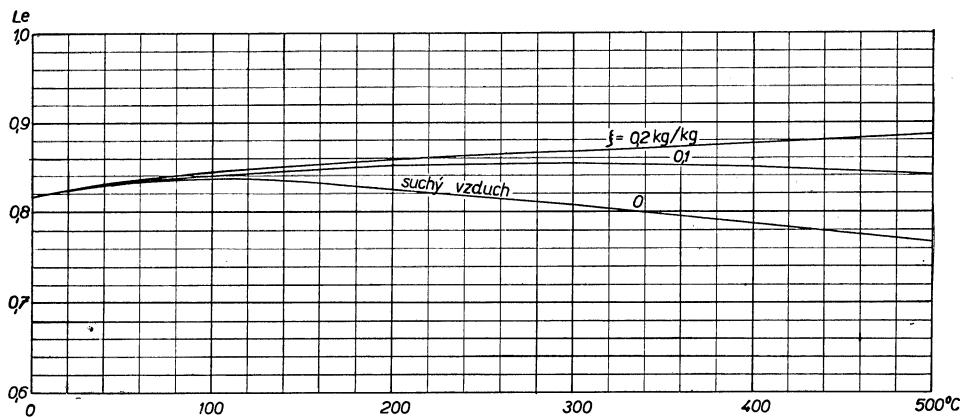
Mezi  $\beta_c$  a  $\beta_x$  platí vztah:

$$\beta_x = \beta_c \frac{(p - p''_{pm})(p - p_p)}{R_o T_{stř} p} \quad (14)$$

Úpravou vztahu (13) dostaneme vztah pro  $L$  [3]:

$$L = c_{stř}\gamma_{stř} \left( \frac{a}{D_c} \right)^n \left( 1 - \frac{p_{p\ stř}}{p} \right) \cong \frac{0,24 + 0,44 x_{stř}}{0,24 + 0,44 x_1} \left( \frac{a}{D_c} \right)^n \cong \\ \cong \left( 1 + \frac{0,088 \Delta t \cdot 10^{-3}}{0,24 + 0,44 x} \right) \left( \frac{a}{D_c} \right)^n \quad (15)$$

Zlomek v závorce vztahu (15) je číselně nepatrný (např. pro rozdíl teplot  $\Delta t = 100^\circ\text{C}$  je jeho hodnota přibližně 0,036) a je možno ho zanedbat.



Obr. 4. Hodnoty Lewisova čísla  $\text{Le} = a/D_c$  pro teploty  $0 - 500^\circ\text{C}$ .

Poměr  $a/D_e$  je bezrozměrné kritérium Lewisovo. Jeho hodnoty pro různé obsahy páry ve vzduchu  $\xi$  (kg páry/kg vlhkého vzduchu) pro teploty 0—500°C jsou vyneseny v diagramu obr. 4. Hodnoty exponentů  $n$  mohou být v rozmezí 0—1 (pro proudění zcela turbulentní resp. pro přestup tepla a přenos hmoty jen vedením a difusí). Nejčastěji bývá jeho hodnota mezi 0,5—0,7.

Protože pro vzduch a vodu  $L < 1$ , mohou nastat při obvyklém znázorňování procesu úpravy vzduchu v diagramu  $i - x$  při skutečném ději tyto odchylinky:

1. Při odvlhčování na povrchovém chladiči bude odvlhčování intensivnější než vyplývá z konstrukce pro  $L = 1$ . Je-li odvlhčování spojeno s dohříváním, jeví se výhodným provést proces v několika stupních odvlhčení s dohřátím.
2. Při ochlazování bude chladící výkon (snížení teploty) menší než při  $L = 1$ , protože část tepla se spotřebuje na zvýšené odvlhčení. Vzhledem k tomu je výhodnější provést ochlazení jednostupňové (s ohledem na spotřebu tepla, protože při větším ochlazení klesá podíl tepla pro odvlhčování).
3. Při zvlhčování odpařováním bude zvlhčení vzduchu intensivnější než vzestup teploty. Tuto okolnost je nutno respektovat tam, kde je nebezpečí tvoření mlhy.

#### LITERATURA

- [1] Bošnjakovič: Technische Thermodynamik, II. Teil, 3. vyd. Lipsko 1960.
- [2] Krischer: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik, Springer-Verlag 1956.
- [3] Chyský: Prověření funkce aspiračního psychrometru při vysokých teplotách a vlhkostech, kandidátská disertační práce FSI, 1961.

#### ИЗМЕНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА ПРИ ВЗАЙМНОМ ВЛИЯНИИ ВОДЫ И ВОЗДУХА

*Канд. техн. наук, инж. Й. Хиски*

В статье анализируется процесс перемены состояния воздуха при тепло- и массообмене с учетом аналогии между обоими явлениями. Описывается возможность отклонения явления в случае, когда  $L \neq 1$ .

#### CHANGE OF AIR CONDITION BY RECIPROCAL ACTING OF WATER AND AIR

*Ing. J. Chyský, C. Sc.*

The paper analyses the process of the air condition changed by heat transmission and substance transfer with regard to the analogy between the two phenomena. All possible variations of phenomenon in the case when  $L \neq 1$  are examined.

## OBLASTNÍ TEPLOTA PRO VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT BUDOV

Inž. KAREL LABOUTKA

ČVUT, Praha

Článek obsahuje novou metodiku stanovení nejvhodnější zevnější teploty pro výpočet tepelných ztrát budov, resp. otopného příkonu. Tato tak zv. oblastní teplota je určena s ohledem nejen k zevnějším klimatickým podmínkám daného místa, ale také k tepelně-akumulačním vlastnostem obvodových stěn obytné budovy.

Lektoroval: inž. dr. J. Cihelka

Při stanovení velikosti otopných ploch vytápěcích těles obytných místností je tepelný technik postaven před úkol určit optimální tepelný výkon otopného tělesa podle velikosti tzv. tepelné ztráty. Tato tepelná ztráta ovlivňuje nejen velikost otopných těles, případně i potrubní sítě, velikost tepelného zdroje (kotelny, výtopny apod.) a ostatní strojní i stavební části vytápěcího zařízení investičního charakteru, ale také má nepřímo vliv na provozní náklady ústředního vytápění (spotřebu paliva, elektrické energie pro pohon oběhových čerpadel apod.)

Proto výpočtu optimální velikosti tepelné ztráty obytné místnosti, resp. budovy, je věnována v posledních letech nejen u nás, ale také v ostatních evropských zemích zvýšená pozornost.

Celková tepelná ztráta vytápěného prostoru  $Q$  je dána součtem tepelných ztrát stěn a tepelné ztráty větráním

$$Q = Q_s + Q_v, \quad (1)$$

tepelná ztráta stěnami pak součinem základní tepelné ztráty  $Q_o$  a přirážkového součinitele  $p$ , který zachycuje vliv zátopu, chladných stěn a orientace vytápěného prostoru ke světovým stranám

$$Q_s = Q_o \cdot p. \quad (2)$$

Podstatnou a největší složkou celkové tepelné ztráty  $Q$  je základní tepelná ztráta  $Q_o$ , která je dána známou rovnicí pro prostup tepla stěnou

$$Q_o = k \cdot F(t_v - t_{zn}), \quad (3)$$

kde  $k$  — součinitel prostupu tepla stěnou [ $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C}$ ],

$F$  — plocha stěny [ $\text{m}^2$ ],

$t_v$  — vnitřní teplota vzduchu v místnosti [ ${}^\circ\text{C}$ ],

$t_{zn}$  — teplota vzduchu na zevnější straně stěny [ ${}^\circ\text{C}$ ].

Pro obvodové stěny budovy platí

$$t_{zn} = t_z, \quad (4)$$

kde  $t_z$  — výpočtová zevnější teplota (v krajním případě oblastní teplota).

Určení hodnot  $k$ ,  $F$  a  $t_v$  nedělá potíže. Pouze stanovení zevnější teploty je záležitostí ekonomickou a provozní jistoty vytápěcího zařízení.

Do roku 1945 se u nás používaly dvě teploty, a to  $-20$  a  $-25^\circ$ . Jejich opodstatnění nebylo nijak zdůvodněno. Je zřejmé, že bez dobrých tepelně-technických znalostí a přesné výpočtové metody tepelného příkonu bylo nutno dimensovovat vytápěcí zařízení velmi bohatě.

Před revisí normy ČSN 06 0210 — Výpočet tepelných ztrát budov, byla stanovena nejnižší zevnější teplota vzduchu, uvažovaná pro výpočet, podle empirického vztahu

$$t_z = 0,6A + 0,4B, \quad (5)$$

kde  $A$  — padesáti letý průměr absolutních minimálních teplot,

$B$  — průměr středních teplot nejstudenějšího ledna a únoru.

Z výrazu je patrné, že hodnota teploty  $t_z$  závisí jen na klimatických poměrech uvažovaného místa. Nezávisí na tepelných vlastnostech materiálu a konstrukci stěny. Pro oblast ČSSR byly vymezeny tři tzv. oblastní teploty  $-15$ ,  $-18$ ,  $-21^\circ\text{C}$ . Jelikož výraz je velmi jednoduchý, rozšířilo se jeho použití po celé Evropě.

S nástupem nových hmot do stavebnictví přichází i problém tepelně-technické. Na jedné straně nastává v mnohých případech u staveb z tradičních materiálů zbytěné předimensování otopných zařízení, na druhé straně jsou hlášeny případy nedostatečně vytápěných staveb panelových, vlnutí a plísň na vnitřní straně obvodových stěn. Proto a ještě z dalších důvodů bylo přikročeno k revisi normy.

Podkladem k určení nových výpočtových teplot byla práce, která je obsahem tohoto příspěvku.

Vedení tepla ve stěně řeší známá diferenciální rovnice

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}, \quad (6)$$

kde  $t$  — teplota v uvažované rovině za dobu  $[\text{°C}]$ ,

$\tau$  — čas  $[\text{h}]$ ,

$a$  — teplotní vodivost  $= \frac{\lambda}{\gamma \cdot c}$   $[\text{m}^2/\text{h}]$ ,

$x$  — kolmá vzdálenost uvažované roviny od povrchu stěny  $[\text{m}]$ .

Řešením této rovnice v komplexním tvaru obdržíme po vhodných úpravách výraz pro tzv. teplotní útlum  $\nu$  ve stěně.

Pro jednovrstvou stěnu platí

$$\nu = e^{\frac{R \cdot z}{V^2}} \cdot \frac{z \cdot \alpha_v}{2 \cdot z} \cdot \frac{\alpha_z + z}{\alpha_z}, \quad (7)$$

kde  $z$  — tepelná jímavost  $= \sqrt{\frac{2\pi}{\tau}} \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c$ ,

$\tau$  — doba cyklu  $[\text{h}]$ ,

$\alpha_v$  — součinitel přestupu tepla ( $\alpha_v = 7 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$ ,  $\alpha_z = 20 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$ ),

$R$  — tepelný odpor vrstvy  $[\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}/\text{kcal}]$ .

Pro  $\tau = 24$  hodin je

$$z_{24} = 0,512 \sqrt{\lambda \cdot \gamma \cdot c} \quad (9)$$

a pro libovolný počet dnů  $d$

$$z = \frac{z_{24}}{\sqrt{d}}. \quad (10)$$

Podobně lze odvodit výraz pro teplotní útlum u vícevrstvé stěny.

Součin  $R \cdot z$  je tzv. ukazatel tepelné akumulace  $D$ . Pro vícevrstvou stěnu platí

$$D = D_1 + D_2 + \dots + D_n = R_1 \cdot z_1 + R_2 \cdot z_2 + \dots + R_n \cdot z_n. \quad (11)$$

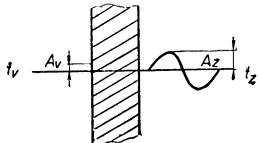
Hodnota  $D$  resp.  $A$  (viz obr. 3) charakterizuje stěnu z hlediska tepelné akumulace. Podrobný návod k výpočtu tloušťek stěn z hlediska tepelné akumulace je popsán v literatuře [1], [2], [3].

Teplotní útlum můžeme dále definovat jako poměr

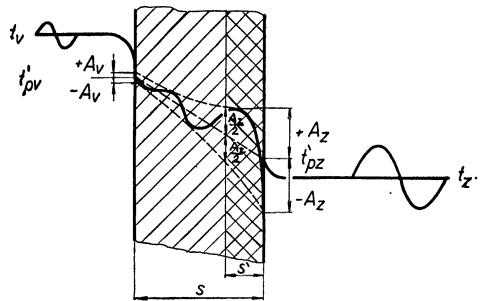
$$\nu = \frac{A_z}{A_v}, \quad \text{takže} \quad A_v = \frac{A_z}{\nu}, \quad (12)$$

kde  $A_z$ ,  $A_v$  jsou amplitudy kolísání zevnější, resp. vnitřní teploty vzduchu.

Ve výpočtech jsme zatím předpokládali, že  $t_z = t_v$  (obr. 1). Ve skutečnosti však  $t_z \neq t_v$ , takže střední zevnější teplota vzduchu vytváří ve stěně stacionární průběh teplot, kolmo něhož kolísají v závislosti na čase teplotní změny (obr. 2.).



Obr. 1. Kolísání teplot podél stěny za předpokladu  $t_v = t_z$ .



Obr. 2. Kolísání teplot podél stěny a útlum zevnější teploty stěnou při nestacionárném průběhu teplot a  $t_v \neq t_z$ .

Povrchová teplota vnitřní stěny je pak určena

$$t_{pv} = t_{pv}^* \pm A_v. \quad (13)$$

Střední povrchová teplota  $t_{pv}^*$  je dána vztahem

$$t_{pv}^* = t_v - \frac{k}{\alpha_v} (t_v - t_z). \quad (14)$$

Z poslední rovnice je možno určit zevnější výpočtovou teplotu  $t_z$

$$t_z = t_v - (t_v - t_{pv}^*) \frac{\alpha_v}{k}, \quad (15)$$

a to za předpokladu určení minimální povrchové teploty  $t_{pv}$ , popřípadě maximálních rozdílů teplot  $t_v - t_{pv}$ . V SSSR jsou tyto přípustné maximální rozdíly teplot mezi teplotou vzduchu v místnosti a vnitřní povrchové teploty stěn normovány ve stavební normě (viz tabulka I).

Pro praktický výpočet by bylo určování minimální výpočtové zevnější teploty podle předcházejících rovnic příliš složité. Byl proto sestaven graf, který v závislosti na tzv. ukazateli tepelné akumulace stěny  $A$

$$A = R / [\lambda \cdot \gamma \cdot c] \quad (16)$$

určuje délku periody střední minimální teploty  $t_z$  daného místa (obr. 3). Z diagramu lze také odcítit možné snížení oblastní teploty pro stěny s nižší akumulační schop-

Tabulka I. Nejvyšší přípustný rozdíl teplot  $t_v - t_{pv}$ 

Druh budovy	Maximální rozdíl $t_v - t_{pv}$ [°C]	
	venkovní stěny	stropy budov s rovnými střechami
1 Obytné a společenské budovy se zvýšenými hygienickými požadavky (nemocnice, jesle...)	6	4,5
2 Společenské budovy s normálními hygienickými požadavky (divadla, školy...)	7	5,5
3 Budovy výrobních závodů $t_v = 16^\circ$ , $\varphi = 50-60\%$	8	7
4 Budovy výrobních závodů $t_v = 16^\circ$ , $\varphi < 49\%$	9	8
5 Budovy výrobních závodů $t_v = 12^\circ$ , $\varphi < 45\%$	12	12
6 Textilní závody $\varphi = 61-75\%$	$t_v - \tau_p^*$ )	$t_v - \tau_p^*$ )
7 Mokré provozy $\varphi < 75\%$	7	$t_v - \tau_p^*$ )
8 Podlahy ve všech případech		2,5

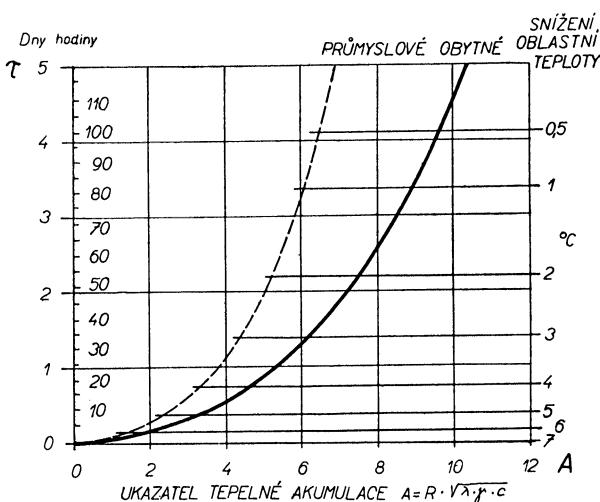
\*)  $\tau_p$  je teplota rosného bodu.

ností, než má cihelná stěna tloušťky 45 cm. Cihelná stěna při dodržení maximálně přípustných rozdílů teplot vzduchu a povrchové teploty stěny vyrovnaná (utlum) pětidenní cykly venkovních teplot. To znamená, že u stěny s nižší akumulační schopností, např.  $A = 8,5$ , tj. s třídenním útlumem zevnějších teplot, je nutno

výpočtovou teplotu pro stanovení tepelných ztrát volit o 1,5 nižší. Je-li budova v oblasti  $-12^\circ$ , pak odpovídající zevnější výpočtová teplota je  $-13,5^\circ$ . Pro stěnu ze skla, tj.  $A \approx 0$ , je výpočtová teplota např. pro Prahu  $19^\circ$ .

Čím je hodnota  $A$  větší, tím více stěna utlumí krátké výkyvy zevnější teploty a můžeme proto při výpočtu spotřeby tepla počítat s průměrnou teplotou za delší období, která je relativně vyšší.

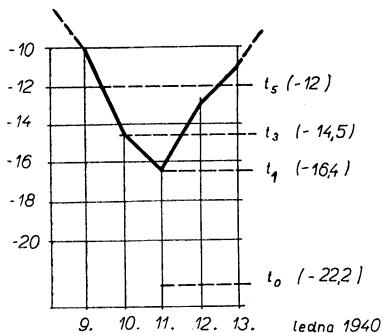
Zevnější teploty byly určeny s dostatečnou přesností pro délku periody 5, 3, 1 a 0 dnů. Byly zpracovány údaje meteorologického ústavu za 25 let (otopená období 1934/35 – 1957/58) a vybrány nejnižší průběhy pětidenních teplot a zpracovány



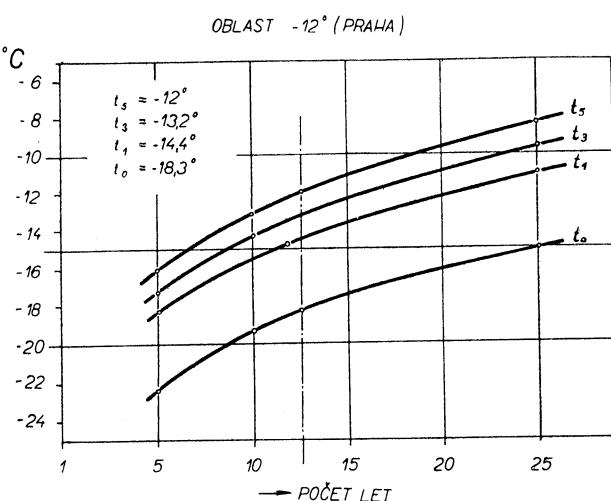
Obr. 3. Snížení oblastní teploty v závislosti na ukazateli tepelné akumulace  $A$ .

graficky. Příklad průběhu teplot pro Prahu v jednom pětidenním cyklu je na obr. 4.

Z grafického průběhu rozložení teplot podle uvažovaných let a denních cyklů bylo možno stanovit minimální výpočtové zevnější teploty pro určitou teplotní oblast. Bylo postupováno tak, že z každého roku od otopného období 1934–35 do 1957–58, tj. za 25 let byl vybrán pětidenní cyklus teplot s nejnižší průměrnou pětidenní teplotou. Těchto 25 cyklů bylo seřazeno vzestupně dle pětidenních teplot a vypočtené průměrné teploty za určitý počet let byly vyneseny graficky (obr. 5). S ohledem na předcházející úvahy o přípustné minimální povrchové teplotě obvodové stěny byly vypočteny nejvhodnější výpočtové zevnější teploty průměrem za 12,5 let z pětidenních cyklů. (Pro Prahu uveden příklad na obr. 5.)



Obr. 4. Příklad průběhu zevnějších teplot pro Prahu v jednom pětidenním cyklu.



Obr. 5. Průběhy zevnějších teplot pěti, tří, jednodenních cyklů a minimální teploty v závislosti na počtu uvažovaných let seřazených vzestupně dle teplot.

Uvažujeme-li ve výpočtu teploty nejchladnějších 12,5 let z 25 let (tj. 50%), může nastat ve 25% případů výskyt nižších teplotních cyklů, než bylo počítáno; to znamená, že v období např. 20ti let může vzniknout 5krát případ, kdy bude překročena v 5denním cyklu uvažovaná oblastní teplota. Tato 75% bezpečnost je z praktického hlediska s ohledem na investiční náklady ústředního vytápění zcela dostatečná.

Isotermy těchto oblastí jsou zakresleny do mapy (obr. 6). S ohledem na požadovanou přesnost výpočtu tepelných ztrát budov byly zvoleny teplotní rozdíly mezi jednotlivými oblastmi  $3^\circ\text{C}$ . V ČSSR tak vznikly oblasti  $-12$ ,  $-15$ ,  $-18^\circ$ . Pouze v místech nad 800 m nad mořem je uvažována teplota  $-21^\circ$ .

Teplé pásmo	Teplá oblast Mírně teplá oblast	$-12^\circ$ $-15^\circ$
Studené pásmo	Chladná oblast Studená oblast	$-18^\circ$ $-21^\circ$

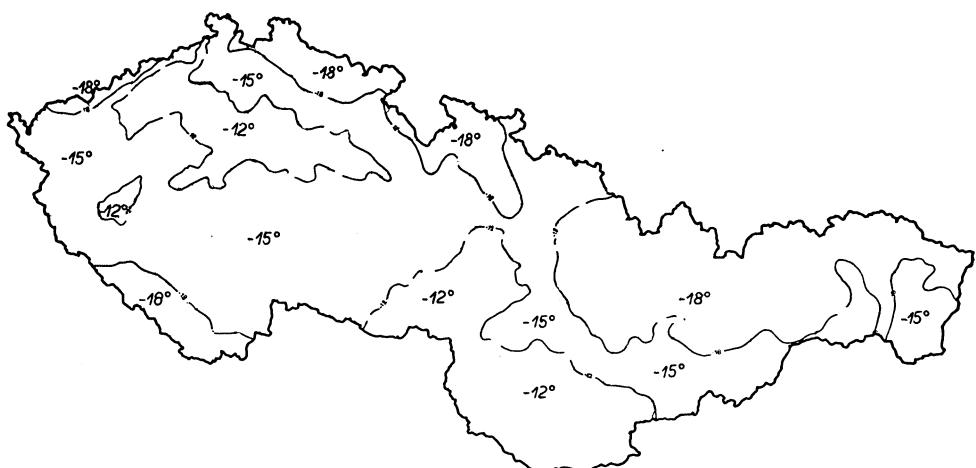
Další podstatné zjednodušení ve výpočtu zevnější výpočtové teploty mohlo nastat po vydání nové stavební normy ČSN 73 0540 — Navrhování stavebních konstrukcí budov z hlediska tepelné techniky. Norma obsahuje podmínu pro obvodové stěny

obytných budov, které musí mít nyní takové tepelně-akumulační vlastnosti, aby u nich nastal útlum pětidenních teplotních výkyvů, tj. teplotní útlum  $\nu \geq 8,5$  (útlum odpovídající cihelné zdi 45 cm silné).

V rovnici pro teplotní útlum je nutno nyní pouze dodržet ukazatele tepelné akumulace

$$A = R / \sqrt{\lambda \cdot \gamma \cdot c}.$$

Má-li stěna menší akumulační schopnost, je nutno zvětšit tepelný odpor stěny  $R$ .



Obr. 6. Izotermy oblastních (pětidenních) teplot v ČSSR.

V mapě oblastních teplot mohou být tedy uvedeny pouze průměry teplot pětidenních cyklů, jelikož je zaručen útlum krátkých než pětidenních výkyvů venkovních teplot. Aby byly z mapy odstraněny tzv. teplotní ostrůvky, počítá se pro místa ležící nad určitou nadmořskou výškou s rozdílem teplot o  $3^{\circ}$  vyšší. Pro oblast  $-12^{\circ}$  jsou to místa nad 400 m n. m., v oblasti  $-15^{\circ}$  nad 600 m n. m. a v oblasti  $-18^{\circ}$  místa nad 800 m n. m.

Stavební inženýr a architekt v dnešní době hledá v bytové výstavbě stále nové cesty ke snížení investičních nákladů, zrychlení stavby a její prefabrikaci. Objevují se nové stavební materiály, jejichž použití znamená značné odlehčení stavby a které mají obyčejně v porovnání s tradičním materiálem-cihlou, lepší tepelně-isolační vlastnosti, takže tloušťky obvodových stěn se podstatně zmenšují. Tepelně-akumulační schopnost těchto materiálů je však velmi malá, takže útlum kolísání venkovních teplot je malý a i krátkodobý pokles zevnější teploty se projeví na poklesu vnitřní povrchové teploty stěny. To vše způsobuje zvýšení spotřeby tepla na vytápění a vytápěcí zařízení je nutno dimenovat i na tyto nízké teploty. Tím se zvyšují provozní a investiční náklady.

Je nutno hledat kompromis mezi stavebními náklady na obvodové konstrukce budov a provozními a investičními náklady ústředního vytápění. Dobrým počátkem jsou dvě nové československé normy. Stavební, ČSN 73 0540 — Navrhování stavebních konstrukcí budov z hlediska tepelné techniky, a druhá strojní ČSN 06 0210 — Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění. Podkladem k volbě oblastní

teploty v této normě, pro stanovení základního tepelného výkonu vytápěcího zařízení, byla výše uvedená práce, jejímž výsledkem je mapa oblastních teplot.

#### LITERATURA

- [1] Školovér: Osnovy stroitelnoj teplotechniky, Moskva 1956.
- [2] Fokin: Stroitelnaja teplotechnika ograždajuščich častej zdanij, Moskva 1954.
- [3] Řehánek: Návod k výpočtu minimální tloušťky obvodových vícevrstvých stěn obytných budov z hlediska tepelné akumulace, Praha 1960.

### ОБЛАСТНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ДЛЯ ВЫЧИСЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЗДАНИЙ

*Инж. К. Лабутка*

Статья содержит новую методику определения наиболее пригодной наружной температуры для вычисления тепловых потерь зданий или же привода тепла. Эта так называемая областная температура определена, с учетом не только наружных климатических условий данного места, но также способностей наружных стен жилых зданий накоплять тепло.

### TEMPÉRATURE DE ZONE POUR LE CALCUL DES DÉPERDITIONS DE CHALEUR DES BATIMENTS

*Ing. K. Laboutka*

L'article présente une nouvelle méthode pour déterminer la température extérieure la plus convenable pour le calcul des déperditions de chaleur des bâtiments respectivement de la chaleur nécessaire. Cette température, dite de zone, est déterminée non seulement par rapport aux conditions climatiques extérieures de l'endroit en question, mais encore par rapport aux capacités d'accumuler la chaleur des murs extérieurs de la maison d'habitation.

## ÚVAHA O VELIKOSTI OTOPNÉHO TĚLESA

Inž. dr. MIROSLAV LÁZŇOVSKÝ

*Průmstav n. p. — Praha*

Rozšíření výběru otopných těles o nový typ konvektoru vede autora ke srovnání tepelných výkonů s radiátory a k navržení nové metodiky jednotného stanovení velikosti otopných těles. Charakteristickým parametrem je délka otopného tělesa.

*Lektoroval: inž. V. Berounský*

### 1. ÚVOD

Jeden z hlavních směrů technického rozvoje „úspora kovů“ zasahuje i do oblasti otopných těles, kdy se v poslední době navrhují konvektory i pro bytovou výstavbu. Porovnání tepelných výkonů radiátorů a konvektorů při běžných provozních podmínkách (např.  $Q_p = 1600 \text{ kcal/h}$  a  $t_m = 20^\circ\text{C}$ ) vede i k jinému způsobu stanovení délky (velikosti) otopného tělesa. Předkládaný zkrácený postup pro určení délky otopného tělesa je vhodný zejména pro typisovanou bytovou výstavbu.

#### *Seznam použitých označení*

$c$ [kcal/kg . $^\circ\text{C}$ ]	— měrné тепло,
$e = 2,718$	— základ přirozených logaritmů,
$f$ [ $\text{m}^2/\text{m}$ ]	— otopná plocha v $\text{m}^2$ na 1 m délky otopného tělesa,
$k$ [kcal/ $\text{m}^2$ . h . $^\circ\text{C}$ ]	— součinitel prostupu tepla otopného tělesa,
$n$ [1]	— počet článků litinových radiátorů,
$p$ [1]	— přírážkový součinitel při výpočtu tepelných ztrát vytápěné místnosti,
$q_m$ [kcal/ $\text{m}^3$ . h]	— měrná spotřeba tepla 1 $\text{m}^3$ vytápěného prostoru místnosti za hodinu,
$t$ [ $^\circ\text{C}$ ]	— teplota otopné vody,
$t_m$ [ $^\circ\text{C}$ ]	— teplota vytápěné místnosti,
$t_{ts}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	— střední teplota otopné vody v tělese,
$t_1$ [ $^\circ\text{C}$ ]	— vstupní teplota otopné vody do tělesa,
$t_2$ [ $^\circ\text{C}$ ]	— výstupní teplota otopné vody z tělesa,
$F$ [ $\text{m}^2$ ]	— výhrevná plocha otopného tělesa,
$G$ [ $\text{kg}/\text{h}$ ]	— průtokové množství otopné vody tělesem,
$H$ [m v. s.]	— dopravní výška čerpadla,
$L$ [m]	— délka otopného tělesa,
$Q_m$ [kcal/h]	— základní tepelná ztráta vytápěné místnosti,
$Q_{ta}$ [kcal/h]	— tepelný výkon otopného tělesa,
$Q_p$ [kcal/h]	— výsledná tepelná ztráta vytápěné místnosti,
$V$ [ $\text{m}^3$ ]	— vytápěný prostor (vnitřní obsah místnosti),
$\delta t$ [ $^\circ\text{C}$ ]	— ochlazení vody v tělese mezi místem 1 a 2,
$\varepsilon$	— pomocné označení exponentu v rovnici 8,
$\Delta t$ [ $^\circ\text{C}$ ]	— rozdíl teplot mezi teplotou otopné vody v tělese a teplotou vytápěné místnosti,

- |                   |  |
|-------------------|--|
| $\Delta t_1$ [°C] | — rozdíl teplot při vstupu vody do tělesa, |
| $\Delta t_2$ [°C] | — rozdíl teplot při výstupu vody z tělesa, |
| $\Delta t_s$ [°C] | — střední rozdíl teplot.                   |

## 2. NÁVRH DÉLKY OTOPNÉHO TĚLESA

Tepelné ztráty vytápěné místnosti jsou především závislé na vnitřní a venkovní teplotě, na dispozičním řešení a na použité stavební konstrukci a jejím provedení a na provozních poměrech otopného zařízení (otopné přestávky) podle ČSN 06-0210 jsou označovány  $Q_m$  jako základní tepelné ztráty. Tepelný výkon otopného tělesa  $Q_{tel}$  bývá větší, neboť vyrovnává nejen tepelné ztráty v místnosti v setrvalém stavu, ale také kryje zvýšenou spotřebu tepla v místnosti během zátopu a odpovídá výsledné tepelné ztrátě místnosti  $Q_p$  podle rovnice

$$Q_p = p \cdot Q_m \quad [\text{kcal/h}]. \quad (1)$$

Výsledné tepelné ztráty můžeme také vyjádřit rovnicí

$$Q_p = q_m \cdot V \quad [\text{kcal/h}]. \quad (2)$$

Pro tepelný výkon otopného tělesa platí obecná rovnice

$$\begin{aligned} Q_{tel} &= k \cdot F \cdot \Delta t_s \\ &= k \cdot f \cdot L \cdot (t_{ts} - t_m) \quad [\text{kcal/h}] \end{aligned} \quad (3)$$

a za předpokladu, že tepelný výkon otopného tělesa kryje výsledné tepelné ztráty, pak rovnici (2) odpovídá rovnice (3)

$$\begin{aligned} Q_p &= Q_t \\ q_m \cdot V &= k \cdot f \cdot L \cdot (t_{ts} - t_m) \quad [\text{kcal/h}]. \end{aligned} \quad (4)$$

Délku otopného tělesa pak obdržíme

$$L = \frac{q_m \cdot V}{k \cdot f \cdot \Delta t_s} = \frac{V}{\text{konst}} \quad [\text{m}], \quad (5)$$

kde  $\text{konst} = \frac{k \cdot f \cdot \Delta t_s}{q_m} \quad [\text{m}^2].$  (6)

K řešení rovnice (5) lze použít *tabulky I*. Postupujeme tím způsobem, že po rozhodnutí jakého druhu otopného tělesa bude použito, určíme měrnou spotřebu tepla  $q_m$  vytápěné místnosti a tím dostaneme hodnotu konstanty. Zaokrouhlená velikost vytápěného prostoru určuje pak délku otopného tělesa. Tabulka 1. je sestavena podle zásad uvedených v ČSN 01-0201 „Vyvolená čísla“ a podle stejných zásad je nutno zaokrouhlovat velikost vytápěného prostoru a také délku otopného tělesa.

*Příklad 1.* Vytápěný prostor místnosti  $V = 32 \text{ m}^3$ , měrná spotřeba tepla  $q_m = 50 \text{ kcal/h m}^3$ :

a) otopné těleso: litinový radiátor 500/200 (1 článek = 0,24 m<sup>2</sup>) ( $k = 8 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {^\circ}\text{C}$ ;  $f = 4,0 \text{ m}^2/\text{m}$ ;  $\Delta t_s = 80 - 20 = 60 {^\circ}\text{C}$ )

$$\text{konst} = \frac{k \cdot f \cdot \Delta t}{q_m} = \frac{8 \cdot 4 \cdot 60}{50} = 38,4 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{V}{\text{konst}} = \frac{32}{38,4} = 0,83 \quad (\doteq 14 \text{ článků litinových radiátorů 500/200}, L = 0,84 \text{ m})$$

**Tabulka I. Stanovení délky otopného tělesa (pro  $t_m = 20^\circ\text{C}$ )**

Délka otopeného tělesa L [m]	Objem místnosti $V_v$ [m <sup>3</sup> ]																konstanta [m <sup>2</sup> ]	0,21	0,22	K 52						Konvektory							
	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0	32,0	40,0	50,0	63,0	80,0	100	125	160.	.800	1000	1250						k . f . $\Delta t$						
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	250				16						
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	200				16	20					
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	160				16	20	25				
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	125				16	20	25	32			
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	100				16	20	25	32	40		
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	80				16	20	25	32	40	50	
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	63				16	20	25	32	40	50	63
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	50	16	20	25	32	40	50	63	80		
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	40	20	25	32	40	50	63	80			
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	32	25	32	40	50	63	80				
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	25	32	40	50	63	80					
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	20	40	50	63	80						
																	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	16	50	63	80							
0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0				16	50	63	80													

### Pomocná tabulka pro stanovení počtu článků litinových radiátorů

		1250	1600	2000	2500	3200	4000	<i>k . f . Δt</i>	
		500		1000				100	Litinové radiátory
			500		1000			150	
		300		500		1000		200	
			300		500		1000	250	
	jmenovitá výška radiátorů							hloubka radiátorů	

Tabulka II. Průběh teploty otopné vody podél otopného tělesa

$k \cdot f$										$\frac{k \cdot f}{G \cdot c}$	$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = e^{-\epsilon} = e^{-\frac{k \cdot f}{G \cdot c} L}$																				
Pro $G \cdot c =$											pro $L =$																				
40	50	63	80	100	125	160	200	250	320		0,10	0,16	0,25	0,40	0,63	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,20	4,00	5,00	6,30	8,00	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0	
										0,010	0,999	0,998	0,997	0,996	0,994	0,990	0,987	0,984	0,980	0,975	0,968	0,961	0,951	0,939	0,924	0,905	0,882	0,854	0,818	0,778	
										4,00	0,0125	0,999	0,998	0,997	0,995	0,992	0,987	0,984	0,980	0,975	0,968	0,961	0,951	0,939	0,924	0,905	0,882	0,854	0,818	0,778	0,729
										4,00	0,0160	0,998	0,997	0,996	0,994	0,990	0,984	0,980	0,975	0,968	0,961	0,951	0,939	0,924	0,905	0,882	0,854	0,818	0,778	0,729	0,671
										4,00	0,0200	0,998	0,997	0,995	0,992	0,987	0,980	0,975	0,968	0,961	0,951	0,939	0,924	0,905	0,882	0,854	0,818	0,778	0,729	0,671	0,605
										4,00	0,0250	0,997	0,996	0,994	0,990	0,984	0,975	0,968	0,961	0,951	0,939	0,924	0,905	0,882	0,854	0,818	0,778	0,729	0,671	0,605	0,531
										4,00	0,0320	0,997	0,995	0,992	0,987	0,980	0,968	0,961	0,951	0,939	0,924	0,905	0,882	0,854	0,818	0,778	0,729	0,671	0,605	0,531	0,452
										4,00	0,0400	0,996	0,994	0,990	0,984	0,975	0,961	0,951	0,939	0,924	0,905	0,882	0,854	0,818	0,778	0,729	0,671	0,605	0,531	0,452	0,368
										4,00	0,0500	0,995	0,992	0,987	0,980	0,968	0,951	0,939	0,924	0,905	0,882	0,854	0,818	0,778	0,729	0,671	0,605	0,531	0,452	0,368	0,283
										4,00	0,0630	0,994	0,990	0,984	0,975	0,961	0,939	0,924	0,905	0,882	0,854	0,818	0,778	0,729	0,671	0,605	0,531	0,452	0,368	0,283	0,205
										4,00	0,0800	0,992	0,987	0,980	0,968	0,951	0,924	0,905	0,882	0,854	0,818	0,778	0,729	0,671	0,605	0,531	0,452	0,368	0,283	0,205	0,134
										4,00	0,100	0,990	0,984	0,975	0,961	0,939	0,905	0,882	0,854	0,818	0,778	0,729	0,671	0,605	0,531	0,452	0,368	0,283	0,205	0,134	0,081
										5,00	0,125	0,987	0,980	0,968	0,951	0,924	0,882	0,854	0,818	0,778	0,729	0,671	0,605	0,531	0,452	0,368	0,283	0,205	0,134	0,081	
										6,30	0,160	0,984	0,975	0,961	0,939	0,905	0,854	0,818	0,778	0,729	0,671	0,605	0,531	0,452	0,368	0,283	0,205	0,134	0,081	0,043	
										8,00	0,200	0,980	0,968	0,951	0,924	0,882	0,818	0,778	0,729	0,671	0,605	0,531	0,452	0,368	0,283	0,205	0,134	0,081	0,043	0,019	
										10,0	0,250	0,975	0,961	0,939	0,905	0,854	0,778	0,729	0,671	0,605	0,531	0,452	0,368	0,283	0,205	0,134	0,081	0,043	0,019	0,007	
										12,5	0,320	0,968	0,951	0,924	0,882	0,818	0,729	0,671	0,605	0,531	0,452	0,368	0,283	0,205	0,134	0,081	0,043	0,019	0,007	0,002	
										16,0	0,400	0,961	0,939	0,905	0,854	0,778	0,671	0,605	0,531	0,452	0,368	0,283	0,205	0,134	0,081	0,043	0,019	0,007	0,002	0,000	
										20,0	0,500	0,951	0,924	0,882	0,818	0,729	0,605	0,531	0,452	0,368	0,283	0,205	0,134	0,081	0,043	0,019	0,007	0,002	0,000		
										25,0	0,630	0,939	0,905	0,854	0,778	0,671	0,531	0,452	0,368	0,283	0,205	0,134	0,081	0,043	0,019	0,007	0,002	0,000	0,000		
										32,0	0,800	0,924	0,882	0,818	0,729	0,605	0,452	0,368	0,283	0,205	0,134	0,081	0,043	0,019	0,007	0,002	0,000	0,000			
										40,0	1,00	0,905	0,854	0,778	0,671	0,531	0,368	0,283	0,205	0,134	0,081	0,043	0,019	0,007	0,002	0,000	0,000	0,000	0,000		

b) konvektor typu Trnava 022:

$$(k = 6,4 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}; f = 2,4 \text{ m}^2/\text{m}; t_s = 80 - 20 = 60^\circ\text{C})$$

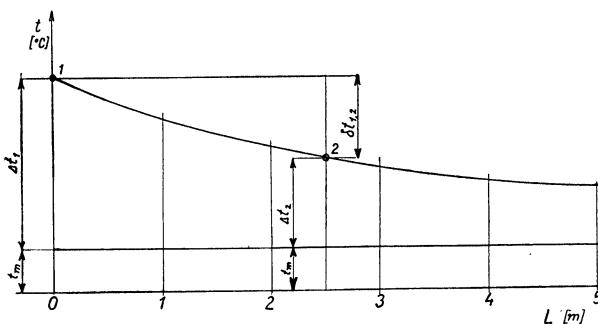
$$\text{konst} = \frac{6,4 \cdot 2,4 \cdot 60}{50} = 18,4 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{32}{18,4} = 1,74 \text{ (délka konvektoru 2,0 m)}$$

### 3. SKUTEČNÝ TEPELNÝ VÝKON OTOPNÉHO TĚLESA

Při průtoku otopné vody tělesem (z hlediska otopné vody je to těleso ochlazovací), klesá teplota vody za předpokladu ustáleného toku tepla a ustáleného průtoku vody podle výrazu

$$\Delta t_2 = \Delta t_1 \cdot e^{-\frac{k \cdot f}{G \cdot c} L} = \Delta t_1 \cdot e^{-\varepsilon} \quad [\text{°C}] \quad (7)$$



Obr. 1. Průběh teploty otopné vody podél otopného tělesa.

Také obrázek 2 a tabulky II je nutno znát údaje o tělese ( $k, f, L$ ), a rovněž průtočné množství otopného média  $G$  (pro vodu  $c = 1$ ). Průtočné množství otopné vody je dáno rozdílem tlaků v rozvodné síti před a za tělesem, popřípadě rozdílem tlaků celého okruhu příslušného tělesa, průměrem potrubí v okruhu a velikostí místních odporů. Stanovení rozdílu tlaků není předmětem této studie — určuje se z tabulek pro dimenzování rozvodů. V soustavách s přirozeným oběhem otopné vody je proto průtočné množství závislé na teplotě otopné vody. Při nuceném oběhu otopné vody průtočné množství závisí na vlastnostech čerpadla (charakteristika  $G, H$ ) a provozním stavu sítě (uzavírání některých okruhů). Součinitel prostupu tepla  $k$  [ $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ] pro litinový radiátor 500/200 a konvektor typu 022 je vyznačen na obr. 3.

*Příklad 2.* Skutečný tepelný výkon těles určených v příkladu 1 je pak za předpokladu ochlazení otopné vody v tělesu o  $20^\circ\text{C}$  a průtočném množství otopné vody

$$G = \frac{Q_{th}}{\delta t} = \frac{1600}{20} = 80 \quad [\text{kg/h}]$$

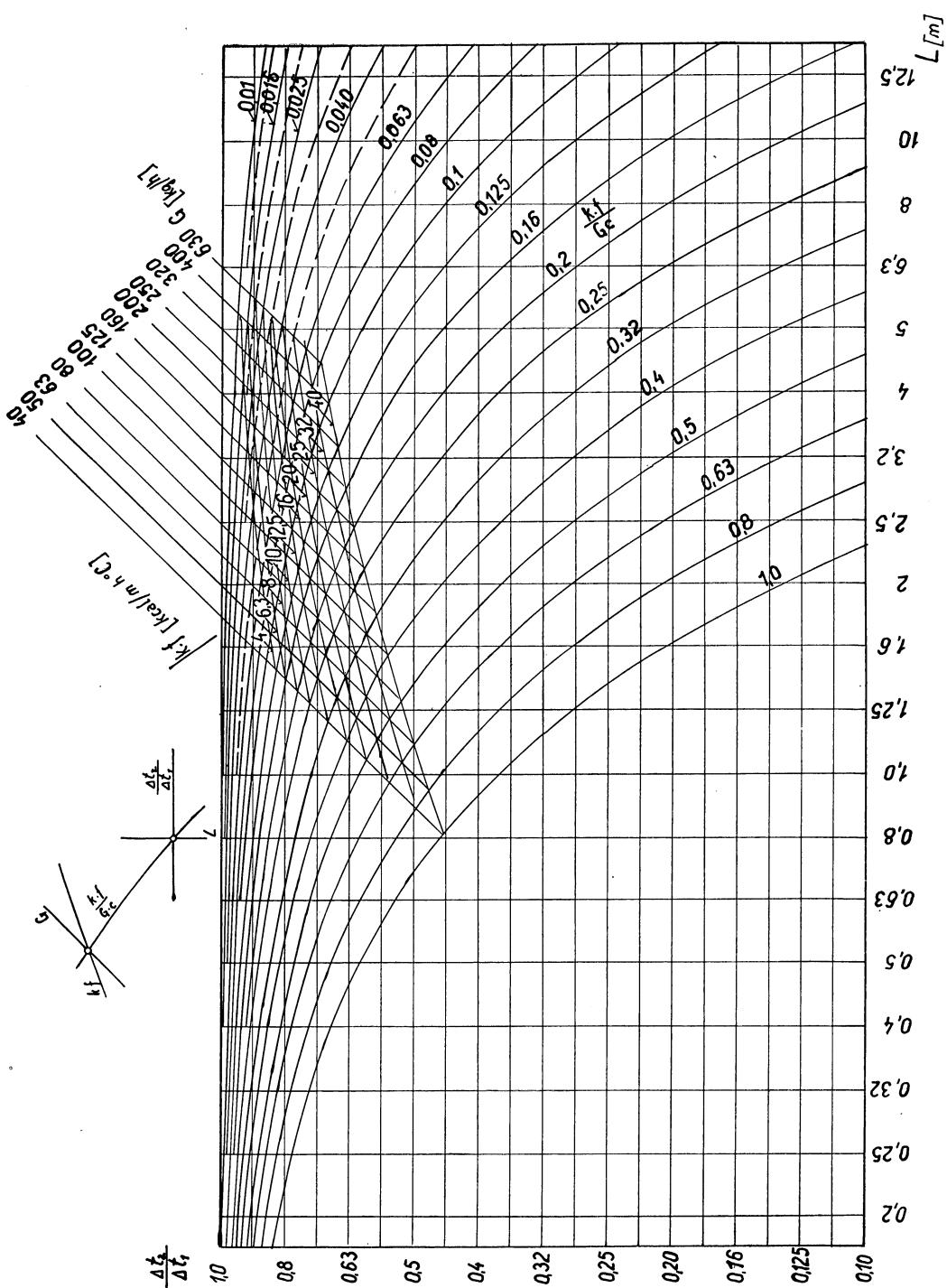
Na obr. 1. je naznačen průběh teploty otopné vody podél délky tělesa a význam označení použitých veličin. Po úpravě výrazu (7) obdržíme

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = e^{-\varepsilon}, \quad [1] \quad (8)$$

při čemž ochlazení vody v otopném tělesu je

$$\delta t = \Delta t_1 - \Delta t_2 \quad [\text{°C}] \quad (9)$$

Číselné vyhodnocení rovnice (8) je na tabulce II a grafické vyjádření na obr. 2. K praktickému použití rovnice (8) a také obrázku 2 a tabulky II je některým údajům o tělese ( $k, f, L$ ), a rovněž průtočné množství otopného média  $G$  (pro vodu  $c = 1$ ). Průtočné množství otopné vody je dáno rozdílem tlaků v rozvodné síti před a za tělesem, popřípadě rozdílem tlaků celého okruhu příslušného tělesa, průměrem potrubí v okruhu a velikostí místních odporů. Stanovení rozdílu tlaků není předmětem této studie — určuje se z tabulek pro dimenzování rozvodů. V soustavách s přirozeným oběhem otopné vody je proto průtočné množství závislé na teplotě otopné vody. Při nuceném oběhu otopné vody průtočné množství závisí na vlastnostech čerpadla (charakteristika  $G, H$ ) a provozním stavu sítě (uzavírání některých okruhů). Součinitel prostupu tepla  $k$  [ $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ] pro litinový radiátor 500/200 a konvektor typu 022 je vyznačen na obr. 3.

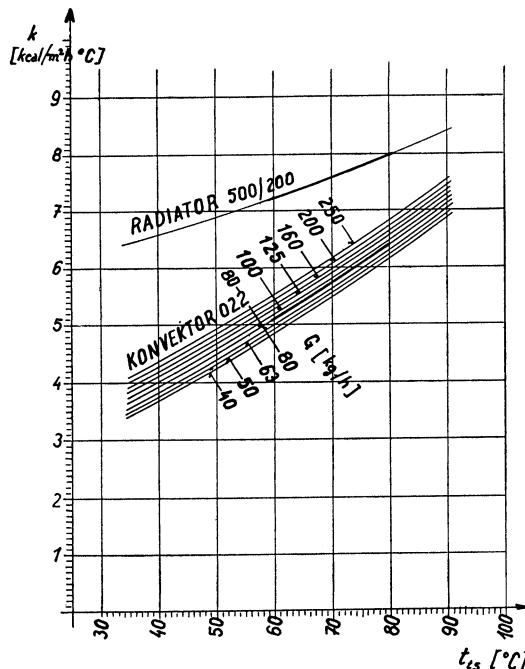


Obr. 2. Ochlazení otopné vody v tělese (pro  $k \cdot f = \text{konst}$ ).

a) litinový radiátor 500/200

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = e^{-\frac{8,0 \cdot 4,0}{80,1} \cdot 0,84} = e^{-0,336}$$

$$\log \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = -0,326 \cdot 0,4343 = -0,146 = 0,854 - 1; \quad \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = 0,714$$



Obr. 3. Součinitel prostupu tepla  $k$  [kcal/m<sup>2</sup> · h · °C] u litinových radiátorů 500/200 a konvektoru Trnava typu 0,22 v závislosti na střední teplotě otopné vody

$t_{ts} = \frac{t_1 + t_2}{2}$  (změřeno pro  $t_m = 20^\circ\text{C}$  a  $t_{ts} = 60$  až  $80^\circ\text{C}$ , ostatní hodnoty extrapolovány).

Příklad 3.

a) litinový radiátor 500/200

aa) změna průtočného množství

$$\Delta t_2 = 0,714 \cdot \Delta t_1 = 0,714 \cdot 70 = 50^\circ\text{C}$$

$$\delta t = \Delta t_1 - \Delta t_2 = 70 - 50 = 20^\circ\text{C}$$

$$Q_{te} = 80 \text{ (kg/h)} \cdot 1 \text{ (kcal/kg · °C)} \cdot$$

$$20 (\text{°C}) = 1600 \text{ kcal/h (100%)}$$

b) konvektor 022:

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = e^{-\frac{6,3 \cdot 2,4}{80,1} \cdot 2} = e^{-0,378}$$

$$\log \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = -0,378 \cdot 0,4343 = -0,164 =$$

$$= 0,836 - 1; \quad \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = 0,685$$

$$\Delta t_2 = 0,685 \cdot 70 = 47,9^\circ\text{C}$$

$$\delta t = 70 - 47,9 = 22,1^\circ\text{C}$$

$$Q_{te} = 80 \cdot 22,1 = 1770 \text{ kcal/h (111%)}$$

#### 4. ZMĚNA TEPELNÉHO VÝKONU

Podobně můžeme stanovit skutečný tepelný výkon tělesa při změněných podmínkách, než jak bylo předpokládáno v příkladu 2. Je to především změna průtočného množství, změna vstupní teploty otopné vody a změna délky otopného tělesa. Jsou uvedeny pouze výsledky výpočtu.

$G$ [kg/h]	$\Delta t_1$ [°C]	$L$ [m]	$k$ [kcal/m <sup>2</sup> · h · °C]	$\Delta t_2$ [°C]	$\delta t$ [°C]	$Q_{sk}$ [kcal/h]	$1600 = 100\%$ [%]
50	70	0,84	7,80	41,4	28,6	1430	89
63			7,90	45,9	24,1	1520	95
80			8,00	50,0	20,0	1600	100
100			8,05	53,4	16,6	1660	104
125			8,10	56,4	13,6	1700	106
160			8,15	59,0	11,0	1760	111

ab) změna vstupní teploty otopné vody

$G$ [kg/h]	$t_1$ [°C]	$\Delta t_1$ [°C]	$L$ [m]	$k$ [kcal/m <sup>2</sup> .h.°C]	$\Delta t_2$ [°C]	$\delta t$ [°C]	$Q_{sk}$ [kcal/h]	1600 = 100% [%]
80	95	75	0,84	8,15	53,2	21,8	1745	109
	90	70		8,00	50,0	20,0	1600	100
	85	65		7,80	46,8	18,2	1455	91
	80	60		7,65	43,4	16,6	1330	83
	70	50		7,30	36,7	13,3	1065	67
	60	40		7,00	29,8	10,2	815	51
	50	30		6,75	22,6	7,4	590	37

ac) změna počtu článků litinového radiátoru

$G$ [kg/h]	$\Delta t_1$ [°C]	$n$ [1]	$L$ [m]	$k$ [kcal/m <sup>2</sup> .h.°C]	$\Delta t_2$ [°C]	$\delta t$ [°C]	$Q_{sk}$ [kcal/h]	1600 = 100% [%]
80	70	10	0,60	8,10	54,9	15,1	1205	75
		12	0,72	8,05	52,4	17,6	1405	88
		14	0,84	8,00	50,0	20,0	1600	100
		16	0,96	7,90	47,9	22,1	1765	110
		18	1,08	7,80	46,0	24,0	1920	120

b) konvektor 022

ba) změna průtočného množství

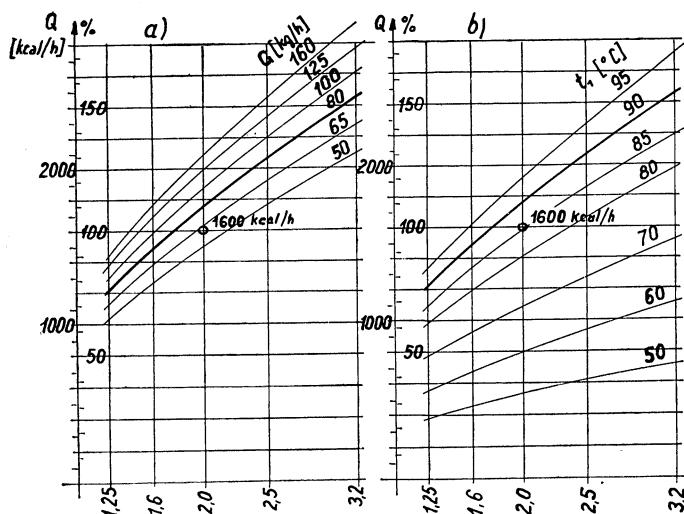
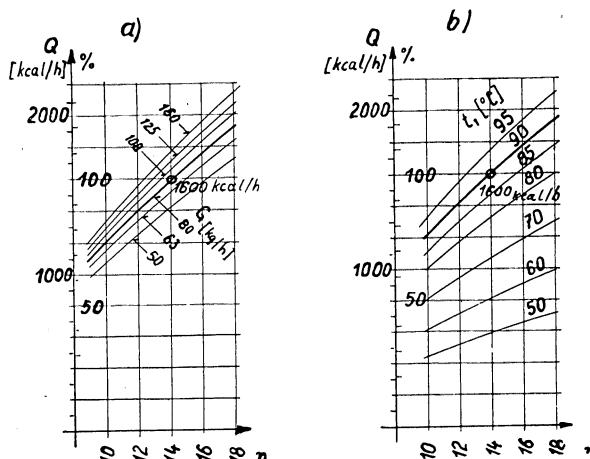
$G$ [kg/h]	$\Delta t_1$ [°C]	$L$ [m]	$k$ [kcal/m <sup>2</sup> .h.°C]	$\Delta t_2$ [°C]	$\delta t$ [°C]	$Q_{sk}$ [kcal/h]	1600 = 100% [%]
50	70	2,00	5,85	39,9	30,1	1505	94
			6,10	44,1	25,9	1630	102
			6,30	47,9	22,1	1770	111
			6,55	51,2	18,8	1880	118
			6,70	54,0	16,0	2000	125
			6,90	56,8	13,2	2110	132

bb) změna vstupní teploty otopné vody

$G$ [kg/h]	$t_1$ [°C]	$\Delta t_1$ [°C]	$L$ [m]	$k$ [kcal/m <sup>2</sup> .h.°C]	$\Delta t_2$ [°C]	$\delta t$ [°C]	$Q_{sk}$ [kcal/h]	1600 = 100% [%]
80	95	75	2,0	6,55	50,7	24,3	1945	122
	90	70		6,30	47,9	22,1	1770	111
	85	65		6,05	45,1	19,9	1590	99
	80	60		5,75	42,5	17,5	1400	89
	70	50		5,25	36,5	13,5	1080	67
	60	40		4,80	30,0	10,0	800	50
	50	30		4,25	23,2	6,8	545	34

bc) změna délky konvektoru

$G$ [kg/h]	$\Delta t_1$ [°C]	$L$ [m]	$k$ [kcal/m <sup>2</sup> · h · °C]	$\Delta t_2$ [°C]	$\delta t$ [°C]	$Q_{sk}$ [kcal/h]	1600 = 100% [%]
80	70	1,25	6,55	54,8	15,2	1215	76
		1,6	6,45	51,3	18,7	1495	94
		2,0	6,30	47,9	22,1	1770	111
		2,5	6,15	44,2	25,8	2060	129
		3,2	6,00	39,3	30,7	2460	156



Skutečné tepelné výkony  $Q_{sk}$  stanovené v příkladě 3 jsou vyznačeny na obr. 4 pro litinový radiátor 500/200 a na obr. 5 pro konvektor 022. Požadovaný tepelný výkon

$Q = 1600 \text{ kcal/h}$  a příslušná základní délka tělesa podle příkladu 1 je vyznačena na obrázku 4 a 5 okroužkovaným bodem.

## 5. ZÁVĚR

Skutečný tepelný výkon otopného tělesa v setrvalém stavu liší se od požadovaného výkonu, a je to především vinou rozdílu oproti předpokládanému průtočnému množství otopného média a nedodržením vstupní teploty otopné vody. Rovněž změnou délky se mění tepelný výkon. Změny tepelného výkonu jsou přehledně uvedené pro otopné těleso s předpokládaným výkonom 1600 kcal/h.

Je žádoucí, aby byly soustavně sledovány spolehlivé údaje součinitelů prostupu tepla  $k$  v závislosti na základních parametrech otopného tělesa, a to zejména pro nová otopná tělesa.

Praktický výpočet velikosti otopného tělesa je nutno upravit tak, aby přesnost výsledku odpovídala odstupňované řadě stavebních délek těles podle základní řady  $R\ 10$  normálních čísel. U typových staveb je nutno stanovit již na typovém podkladě měrnou spotřebu tepla vytápěných místností.

## LITERATURA

- [1] *Hýbl J.*: Strojní chlazení 1948.
- [2] *Berounský V.*: Experimentální a teoretické vyšetření základních charakteristik otopných těles SVÚTT Praha 1959.
- [3] *Kalous K., Pulkrábek J.*: Ústřední vytápění, 1950, ČMT.

## СООБРАЖЕНИЯ О РАЗМЕРАХ ОТОПИТЕЛЬНОГО ТЕЛА

*Инж., Д-р М. Лазньовски*

Расширение сортимента отопительных тел новым типом конвектора побудило автора сравнить теплопроизводительность тел с радиаторами и предложить новую методику единого определения размеров отопительных тел, по которой характерным параметром является длина отопительного тела.

## CONSIDÉRATION SUR LA GRANDEUR DU RADIATEUR

*Ing. Dr. M. Lázřovský*

L'élargissement du choix de l'assortiment des radiateurs par un nouveau modèle de convecteur conduit l'auteur à faire une comparaison entre les quantités de chaleur émises par le convecteur et à celles émises par des radiateurs et à présenter une nouvelle méthode pour déterminer d'une manière unique la grandeur des radiateurs de chauffage où le paramètre caractéristique est la longueur du radiateur.

## PŘÍSPĚVEK KE ZPŘESNĚNÍ VÝPOČTU VZDUCHOVÝCH SPRCH

Inž. dr. LADISLAV OPP

*Ústav hygieny práce a chorob z povolání, Praha*

Článek zdůvodňuje používání střední rychlosti podle množství při výpočtu vzduchových sprch a poukazuje, že na pracovišti nelze počítat z celkovým průměrem zatopeného proudu, ale s průměrem menším „redukovaným“, pro který je střední rychlosť podle průřezu (redukovaného) rovna střední rychlosti podle množství celého proudu. V článku je pak uvedeno řešení vzduchové sprchy pro obecný případ, kdy plocha pracoviště zaujímá libovolnou část průřezu proudu.

Lektoroval: inž. dr. Jaromír Cihelka

## SEZNAM OZNAČENÍ

- $a$  — součinitel vírovosti proudu [—],
- $b$  — délka strany čtvercové vyústě [m],
- $c_1$  — rychlosť proudu ve vyústí [m/s],
- $c_v$  — střední rychlosť proudu na pracovišti [m/s],
- $c_p$  — poměrná střední rychlosť podle průřezu proudu na pracovišti [—],
- $c_{sx}$  — střední rychlosť podle množství [m/s],
- $c_x$  — osová rychlosť proudu [m/s],
- $c_{xy}$  — rychlosť proudu v bodě o souřadnicích  $x, y$  [m/s],
- $c_{xy}$  — poměrná rychlosť v bodě o souřadnicích  $x, y$  [—],
- $D_1$  — průměr vyústě [m],
- $D_a$  — aktivní průměr proudu vzduchové sprchy [m],
- $D_p$  — průměr proudu na pracovišti [m],
- $D_r$  — redukovaný průměr proudu [m],
- $D_x$  — průměr proudu ve vzdálenosti  $x$  [m],
- $K, K'$  — výstupní konstanta vyústě [—],
- $k$  — konstanta [—],
- $k_o$  — konstanta [—],
- $m$  — součinitel [—],
- $n$  — součinitel [—],
- $R_p$  — poloměr proudu na pracovišti [m],
- $R_p$  — poměrný poloměr proudu na pracovišti [—],
- $R_x$  — poloměr proudu ve vzdálenosti  $x$  [m],
- $t_1$  — teplota vzduchu ve vyústí [°C],
- $t_o$  — teplota vzduchu v ose proudu [°C],
- $t_p$  — střední teplota proudu na pracovišti [°C],
- $t_s$  — střední teplota proudu [°C],
- $t_v$  — teplota okolního vzduchu [°C],
- $V_1$  — množství vzduchu ve vyústí [ $m^3/s$ ],
- $V_p$  — množství vzduchu protékající průřezem o  $\varnothing D_p$  [ $m^3/s$ ],
- $V_r$  — množství vzduchu protékající redukovaným průřezem [ $m^3/s$ ],
- $x$  — vzdálenost od vyústě ve směru osy proudu [m],
- $y$  — vzdálenost od osy proudu měřená kolmo na osu [m],
- $y$  — poměrná vzdálenost od osy proudu [—],
- $\mu$  — výtokový součinitel vyústě [—].

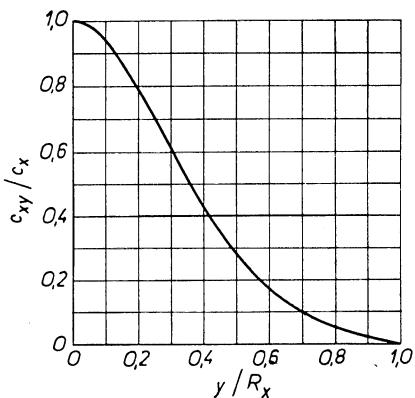
## 1. ÚVOD

Při návrhu vzduchových sprch pro pracoviště s nadměrným sálavým teplem vychází se z požadované rychlosti a teploty vzduchu na pracovišti, měřené ve výši horní poloviny těla. Rychlost a teplota vzduchu sprchy na pracovišti se stanoví podle intenzity sálání a podle namáhavosti fyzické práce [9]. Kromě těchto veličin je nutno určit průměr proudu sprchy na pracovišti, který musí být tak velký, aby pracovník i při pohybu na osálaném pracovišti byl stále v proudícím vzduchu. Průměr proudu na pracovišti je pro návrh sprchy velmi důležitý, neboť ovlivňuje velikost vyústě při dané vzdálenosti vyústě od pracoviště, popřípadě naopak určuje potřebnou vzdálenost mezi vyústí a pracovištěm při dané velikosti vyústě.

Jako průměr proudu na pracovišti se dosud volí skutečný průměr, vyplývající z teorie zatopeného proudu, tj. průměr omezený hranicemi proudu. Teoretický (upravený) rychlostní profil sestrojený nad uvažovaným průměrem je pro hlavní oblast proudu vynesen na obr. 1 [4]. Rovnice tohoto rychlostního profilu má tvar

$$x_{xy} = c_x \left[ 1 - 1,033 \operatorname{tgh}^2 \left( 2,408 \frac{y}{R_x} \right) \right].$$

Rychlosť proudění v průřezu kolmém na osu proudu se mění od hodnoty nulové až po rychlosť maximální v ose proudu, tj. rychlosť osovou. Při návrhu vzduchové sprchy se počítá místo skutečného rychlostního profilu s rychlosťí rovnoměrně rozloženou, tj. s obdélníkovým rychlostním profilem. Skutečný průběh rychlosťí se tudíž nahrazuje rychlosťí střední, a to střední podle množství, odvozenou z rovnosti hybností proudu. Následkem toho jsou ve střední části proudu (okolo jeho osy) skutečné rychlosťi proudu vyšší než je střední rychlosť a na obvodu proudu jsou rychlosťi nižší než rychlosť střední. Prakticky lze říci, že sprcha fouká hlavně svou střední částí, zatím co v oblasti obvodové jsou rychlosťi velmi malé.



Obr. 1. Teoretický rychlostní profil proudu.

## 2. PRŮMĚR A RYCHLOST PROUDU NA PRACOVÍŠTI

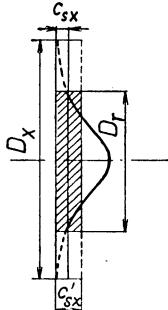
Střední rychlosť podle množství je větší, než-li střední rychlosť podle průřezu. Používání střední rychlosťi podle množství pro výpočet vzduchových sprch nebývá v literatuře nijak zdůvodňováno, i když logičtější by se zdálo pracovat se střední rychlosťí podle průřezu, která je definovaná jako podíl skutečného množství proudícího v uvažovaném průřezu a plochy tohoto průřezu. Velikost střední rychlosťi podle množství leží mezi hodnotami rychlosťi osové a střední podle průřezu. To znamená, že v každém průřezu proudu je možné vytknout menší průřez proudu, který označíme jako „redukovaný“, v němž je střední rychlosť podle průřezu (redukovaného) rovna střední rychlosťi podle množství celého proudu [7]. Redukovaný průřez má průměr  $D_r$  (obr. 2) a protéká jím redukované množství  $V_r$ .

M. F. Bromlej [2] rovněž navrhl počítat nikoliv s celým průřezem proudu, ale pouze s částí, kterou nazývá aktivní a která je ohrazena body, v nichž rychlosť proudu

$c_{xy} = 0,2c_x$  (obr. 3). V tomto případě vychází pro průměr aktivní části proudu  $D_a$ , použijeme-li výrazů podle Abramoviče [1, 8], rovnice

$$D_a = 4(ax + 0,145D_1). \quad (1)$$

Ve výrazu je místo konstanty 6,8, platné pro celkový průměr proudu, konstanta 4, takže aktivní průměr proudu je roven 58,8% celkového průměru, což je hodnota velmi blízká redukovanému průměru.



Obr. 2. Redukovaný průměr proudu.

P. V. Učastkin [10] upozorňuje, že je-li šířka pracoviště menší než  $D_a$ , je pracovník vystaven vyšším rychlostem, které jsou ve střední části proudu a může být příliš ochlazován. Metoda aktivního průřezu proudu není proto zcela obecná a při výpočtu je nutno využít z podmínky rovnosti šířky pracoviště a průměru proudu  $D_a$ . Totéž platí o redukovaném průměru.

Metodu redukovaného průměru zevšeobecníme proto tak, že pro jakýkoliv průměr  $D_p$  rovný šířce pracoviště stanovíme střední rychlosť podle průřezu. Je-li  $D_p = D_r$ , je střední rychlosť podle průřezu, stanovená pro průměr  $D_r$ , rovna střední rychlosti podle množství pro celý průřez proudu. Jednotlivým průměrům  $D_p$  odpovídají střední rychlosti podle průřezu  $c_p$ , které jsou středními rychlostmi na pracovišti, z nichž se vychází při výpočtu vzduchové sprchy. Pro průměr  $D_r$  je  $c_p = c'_{sx}$ .

Rychlosť  $c_p$  pro libovolný průměr  $D_p$  stanovíme pomocí množství vzduchu  $V_p$ , které protéká průřezem o průměru  $D_p$ . Toto množství vzduchu vyjádříme rovnicí

$$V_p = 2\pi \int_0^{R_p} c_{xy} y \, dy. \quad (2)$$

Střední rychlosť podle průřezu  $c_p$  se vypočte z rovnice kontinuity

$$c_p = \frac{V_p}{\pi R_p^2} = \frac{2}{R_p^2} \int_0^{R_p} c_{xy} y \, dy. \quad (3)$$

Do rovnice (3) zavedeme poměrná čísla:

$\bar{c}_{xy} = \frac{c_{xy}}{c_x}$  ... pro rychlosť v bodě ležícím v průřezu  $x$  ve vzdálenosti  $y$  od osy proudu,

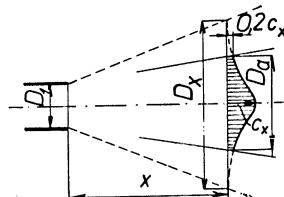
$\bar{y} = \frac{y}{R_x}$  ... pro vzdálenost bodu od osy proudu,

$\bar{c}_p = \frac{c_p}{c_x}$  ... pro střední rychlosť podle průřezu,

$\bar{R}_p = \frac{R_p}{R_x}$  ... pro poloměr proudu na pracovišti.

Dostaneme

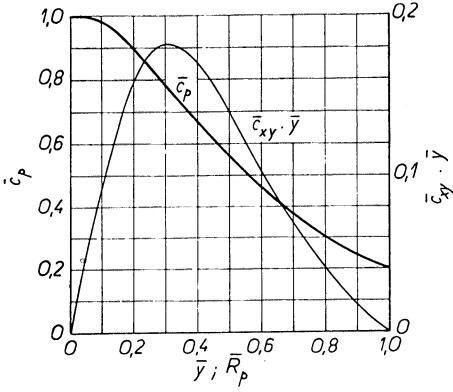
$$\bar{c}_p = \frac{2}{\bar{R}_p^2} \int_0^{\bar{R}_p} \bar{c}_{xy} \bar{y} \, d\bar{y}. \quad (3a)$$



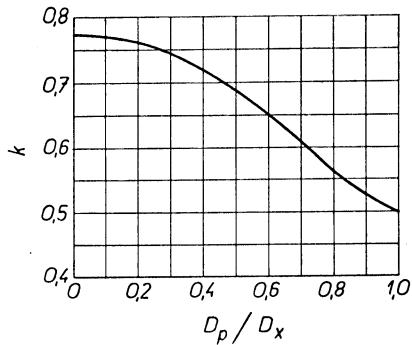
Obr. 3. Aktivní průměr proudu.

Při řešení rovnice (3a) postupujeme takto: Pro použitý rychlostní profil (obr. 1) sestrojíme křivku  $\bar{c}_{xy} \cdot \bar{y}$  (obr. 4) a plochu omezenou touto křivkou v rozmezí 0 až  $\bar{R}_p$  a osou  $\bar{y}$  zplanimetrujeme. Tím dostaneme hodnotu integrálu v mezích 0 až  $\bar{R}_p$ .

Vypočtené rychlosti  $\bar{c}_p$  pro jednotlivé poloměry  $\bar{R}_p$  jsou vyneseny v obr. 4. Pro poloměr  $\bar{R}_p = \frac{R_r}{R_x}$  je rychlosť  $\bar{c}_p = \frac{c_r}{c_x}$ , Křivka  $\bar{c}_p$  umožňuje určit pro libovolný průměr  $D_p$  střední rychlosť podle průřezu  $c_p$ .



Obr. 4. Závislost poměrné rychlosťi  $\bar{c}_p$  na poloměru  $\bar{R}_p$ .



Obr. 5. Diagram pro stanovení konstanty  $k$ .

### 3. TEPLOTA PROUDU NA PRACOVÍŠTI

U vzduchových sprch je dále nutné stanovit teplotu vzduchu sprchy na pracovišti. Střední teplota proudu ve vzdálenosti  $x$  od vyústě se stanoví z rovnosti tepelných obsahů proudu během toku

$$\frac{\Delta t_s}{\Delta t_1} = \frac{t_s - t_v}{t_1 - t_v} = \frac{c'_{sx}}{c_1} = \sqrt{\mu} 0,499 \frac{KD_1}{x}. \quad (4)$$

Teplota proudu v ose se mění méně než teplota střední a pro její změnu přijmeme vztah

$$\frac{\Delta t_o}{\Delta t_1} = \frac{t_o - t_v}{t_1 - t_v} = k_o \frac{c_x}{c_1} = \sqrt{\mu} k_o \frac{KD_1}{x}. \quad (5)$$

Dělíme-li rovnici (4) rovnici (5) dostaneme poměr

$$\frac{\Delta t_s}{\Delta t_o} = \frac{0,499}{k_o}. \quad (6)$$

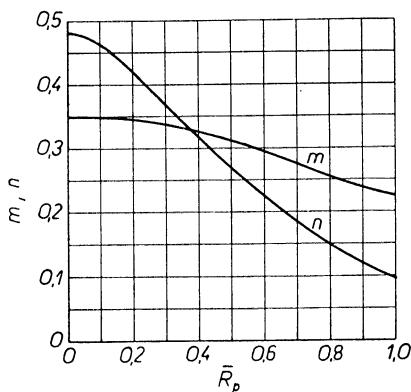
Abychom zjistili velikost konstanty  $k_o$  učiníme předpoklad, že poměr  $\frac{\Delta t_s}{\Delta t_o}$  je u nám uvažovaného rychlostního profilu stejný jako u profilu podle Abramoviče, pro který platí

$$\frac{\Delta t_s}{\Delta t_o} = \frac{0,226}{0,73 \cdot 0,48} = 0,645.$$

Konstanta  $k_o$  pak vychází 0,773.

Pro libovolný průměr  $D_p$  označíme rozdíl teplot proudu a okolního vzduchu  $\Delta t_p$  a napíšeme rovnici

$$\frac{\Delta t_p}{\Delta t_1} = \frac{t_p - t_v}{t_1 - t_v} = \sqrt{\mu k} \frac{KD_1}{x}, \quad (7)$$



Obr. 6. Závislost součinitelů  $m$  a  $n$  na po- měrném poloměru  $\bar{R}_p$ .

do které jsme zavedli konstantu  $k$ .

Podle uvedeného jsou mezní hodnoty konstanty  $k$  0,773 a 0,499. Průběh  $k$  určíme pře- počtením z průběhu analogické konstanty uváděné Učastkinem [10] pro profil podle Abramoviče. Získaná křivka je na obr. 5 v závislosti na  $\frac{D_p}{D_1}$ . Pro libovolný poměr  $\frac{D_p}{D_1}$  nalezneme hodnotu  $k$  a vypočteme pro požadovanou střední teplotu proudu v prů- řezu o průměru  $D_p$  teplotu vzduchu  $t_1$  ve vyústi z rovnice

$$t_1 = t_v + (t_p - t_v) \frac{x}{\sqrt{\mu k K D_1}} \quad (7a)$$

#### 4. VÝPOČET S POUŽITÍM PROFILU PODLE ABRAMOVIČE

Podobným způsobem lze postupovat u profilu zatopeného proudu podle prof. Abramoviče. Poměrná střední rychlosť podle množství pro kruhovou vyústě je v tomto případě dána výrazem

$$\frac{c'_{xs}}{c_1} = \frac{0,226}{\frac{ax}{D_1} + 0,145}. \quad (8)$$

Pro libovolný průměr  $D_p$  označíme střední rychlosť podle průřezu opět  $c_p$  a rovnice (8) přejde do obecného tvaru

$$\frac{c_p}{c_1} = \frac{n}{\frac{ax}{D_1} + 0,145}. \quad (9)$$

Součinitele  $n$  zjistíme pomocí rychlostního profilu proudu v němž vytkneme různé průměry  $D_p$ , pro něž stanovíme poměr  $\frac{c_p}{c_x}$ . Tento poměr vynásobíme součinitelem 0,48, který udává velikost  $n$  pro  $D_p = 0$ , tj. pro osovou rychlosť. Je tudíž

$$n = 0,48 \frac{c_p}{c_x}. \quad (10)$$

Průběh součinitele  $n$  v závislosti na  $\bar{R}_p = \frac{D_p}{D_x}$  je na obr. 6. Pro redukovaný průměr  $D_r$  je  $n = 0,226$  a poměr  $\frac{D_r}{D_x}$  je 0,573.

Střední rychlosť proudu v libovolném průměru  $D_p$  vypočteme z rovnice

$$\frac{\Delta t_p}{\Delta t_1} = \frac{t_p - t_v}{t_1 - t_v} = \frac{m}{\frac{ax}{D_1} + 0,145}. \quad (11)$$

Součinitel  $m$  je vynesen podle Učastkina rovněž na obr. 6.

## 5. NAVRHOVANÝ POSTUP VÝPOČTU VZDUCHOVÉ SPRCHY

Na základě dřívějších úvah je možné doporučit tento postup při výpočtu vzduchové sprchy:

Pro zvolený průměr vyústě  $D_1$  a určenou vzdálenost  $x$  vypočteme průměr proudu na pracovišti  $D_x$ . Pomocí požadovaného průměru proudu na pracovišti  $D_p$  dostaneme poměr  $\frac{D_p}{D_x} = \bar{R}_p$ .

Při volbě průměru vyústě se řídíme požadavkem, že s ohledem na rovnoměrnost proudu na pracovišti musí být  $\bar{R}_p \leq 0,56$ , čili  $\bar{c}_p \geq 0,499$ . Pro vypočtenou hodnotu  $\bar{R}_p$  stanovíme z diagramu na obr. 4 (pro rychlostní profil podle obr. 1) poměrnou střední rychlosť proudu  $\bar{c}_p = \frac{c_p}{c_x}$ .

Z této poměrné střední rychlosti a požadované rychlosťi proudu na pracovišti  $c_p$  získáme osovou rychlosť na pracovišti  $c_x$  a pomocí té pak vypočteme rychlosť proudu ve vyústí z rovnice

$$c_1 = c_x \frac{x}{\sqrt{\mu} KD_1}, \quad (12)$$

Tabulka I. Směrné veličiny hlavní oblasti zatopeného proudu podle obr. 1.

Veličina	Znak	Kruhový proud	Proud za čtvercovou výústí
Délka krajní oblasti	$l_o$	$KD_1$	$K'b_1$
Poměrná osová rychlosť	$\frac{c_x}{c_1}$	$\sqrt{\mu} \frac{KD_1}{x}$	$\sqrt{\mu} \frac{K'b_1}{x}$
Rozptyl proudu	$\frac{V_x}{V_1}$	$\frac{3,26x}{K \sqrt{\mu} D_1}$	$\frac{3,26 x}{K' \sqrt{\mu} b_1}$
Poměrná střední rychlosť podle průřezu	$\frac{c_{sx}}{c_1}$	$\sqrt{\mu} 0,197 \frac{KD}{x}$	$\sqrt{\mu} 0,197 \frac{K'b_1}{x}$
Poměrná střední rychlosť podle množství	$\frac{c'_{sx}}{c_1}$	$\sqrt{\mu} 0,499 \frac{KD}{x}$	$\sqrt{\mu} 0,499 \frac{Kb_1}{x}$
Poměrný průměr proudu	$\frac{D_x}{D_1}; \frac{b_x}{b_1}$	$\frac{3,26 x}{KD_1}$	$\frac{3,7 x}{K'b_1}$
Úhel rozšíření proudu	$\alpha$	$\arctg \frac{1,63}{K}$	$\arctg \frac{1,85}{K'}$

v níž konstantu  $K$  lze volit pro volný otvor vyústě 6,2 a pro otvor se žaluzií 4,5. Ostatní veličiny proudu se určí pomocí tab. I., platné pro rychlostní profil podle obr. 1. Teplotu proudu ve vyústi stanovíme z rovnice (7a).

Zvolíme-li při návrhu  $\bar{R}_p = 0,56$ , dostaneme  $D_p = D_r$ , tj. redukovaný průměr a rychlosť ve vyústi určíme přímo z rovnice pro střední rychlosť podle množství

$$c_1 = \frac{c'_{sx}}{0,499} \sqrt{\frac{x}{\mu K D_1}} \quad (13)$$

Za střední rychlosť podle množství  $c'_{sx}$  dosadíme požadovanou rychlosť proudu na pracovišti, tj. rychlosť  $c_p$ .

Při čtvercové vyústi počítáme pomocí výrazů uvedených v tab. I. příčemž za konstantu  $K'$  dosadíme 7 pro volný otvor a 5 pro otvor se žaluzií.

Při výpočtu sprchy pomocí Abramovičova profilu vypočteme z rovnice (9) poměrnou rychlosť  $c_p/c_1$ , příčemž pro stanovení součinitele  $n$  použijeme diagramu na obr. 6.

S ohledem na rovnoměrnost proudu na pracovišti musí být  $n \geq 0,226$ , čili  $\frac{D_p}{D_x} \gtrless 0,573$ . Teploty proudu ve vyústi nebo na pracovišti vypočteme z rovnice (11), do které dosazujeme součinitel  $m$  z diagramu na obr. 6.

Zvolíme-li při návrhu  $\bar{R}_p = 0,573$ , dostaneme  $D_p = D_r$  a rychlosť ve vyústi určíme přímo z rovnice pro střední rychlosť podle množství (podle Abramoviče)

$$c_1 = \frac{c'_{sx}}{0,226} \left( \frac{ax}{D_1} + 0,145 \right). \quad (14)$$

Za  $c'_{sx}$  dosadíme opět požadovanou rychlosť na pracovišti  $c_p$ . Stejným způsobem postupujeme u čtvercové vyústě, příčemž za  $D_1$  dosadíme hodnotu  $1,13b$ , kde  $b$  je strana vyústě.

#### LITERATURA

- [1] Abramovič G. N.: Turbulentnye svobodnye strui židkosti i gazov, 1948.
- [2] Bromley M. F.: Proektirovanie i ekspluatacia vozdušných dušej. Profizdat 1951.
- [3] Cihelka J., Oppl L.: Vzduchové sprchy jako ochrana proti sálavému teplu. SNTL, Praha 1956.
- [4] Hladký V.: Volný zatopený vzdušný proud. Závěrečná zpráva Výzkumného ústavu vzduchotechniky, Praha 1960.
- [5] Hladký V.: Volný zatopený vzdušný proud za čtverhrannou vyústě. Strojírenství č. 10, 1960.
- [6] Maurer K.: Proudové charakteristiky výdechových otvorů. Závěrečná zpráva Ústavu hygieny práce a chorob z povolání, Praha 1955.
- [7] Oppl L.: Ochrana proti sálavému teplu. Disertační práce podaná na strojní fakultě ČVUT, Praha 1953.
- [8] Pulkrábek J.: Větrání. SNTL, Praha 1961.
- [9] Směrnice o hygienických podmínkách pro výstavbu průmyslových podniků. Hygienické předpisy sv. 3, SZDN, Praha 1958.
- [10] Učastíkin P. V.: Duširovanie ochlaždennym vozduhom. Buletín naučno-techničeskoj informacii po ochrane truda 2. Profizdat 1958.
- [11] Vzduchové sprchy. Návrh hutní normy ÚN 71–127.11.

#### СТАТЬЯ ПО УТОЧНЕНИЮ РАСЧЕТА ВОЗДУШНЫХ ДУШЕЙ

Инж., Д-р Л. Оппл

В статье обобщаются точки зрения отдельных авторов на определение средней скорости течения воздуха на рабочем участке при применении воздушных душей, а также изложен собственный способ расчета воздушных душей по средней скорости в восстановленном разрезе.

## GRAVITAČNÍ LAPAČ ROPY

VOJTECH PĚČEK

AZL-ZKG, Praha

Sériově vyráběné lapače nejsou vhodné k zachycování zbytků ropy vyplachovaných ze železničních cisteren proudem teplé vody. Lapače betonové s otevřenou hladinou mají v provozu některé nevýhody. Autor podrobně popisuje své řešení ocelového gravitačního lapače, chráněného čs. patentem 100 716 ze dne 28. 6. 1961.

Lektoroval: inž. Vladimír Skokan

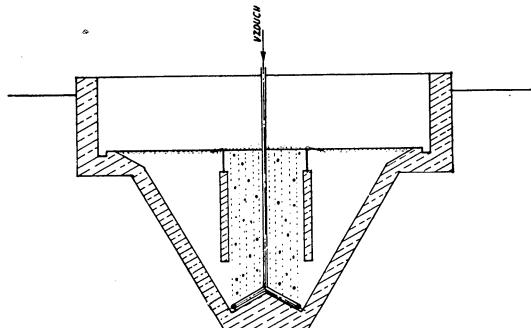
Podle kanalizačního rádu — ČSN 73 0131 — nesmějí být do veřejné kanalizace vpouštěny odpadní vody obsahující tuky, oleje, benzín a jiné podobné látky. K jejich odloučení a zachycení je nutno zřizovat vhodně konstruované lapače. Konstrukce lapače má zajistovat účinné odloučení a zachycení veškerých tuků i těžších pevných hmot, současně však nemá bránit odtoku rozptýlených a lehčích šinutých látek organických, jež by jinak mohly v lapači zahnítvat.

Těmto podmíinkám vyhovují u nás běžně používané a dobře známé lapače benzínu a oleje *LAPOL*, vyráběné v provedení litinovém i zděném a lapače tuku typu *T*.

Zmíněných lapačů se používá jako zařízení lokálních k čištění odpadních vod z jednotlivých pracovišť, na příklad garáží, autoopraven, závodních kuchyní apod.

U centrálních čistíren splaškových vod se staví lapáky tuku s umělým provzdušňováním (obr. 1). Jejich účelem je uvolnit mastnoty, lpící na povrchu kalových sedimentů a umožnit tak další čisticí proces. U nás méně známá konstrukce lapače s otočnými sběrnými troubami (*T*) je popsána v zahraniční odboorné literatuře (obr. 2). Lapač této konstrukce se používá na naftových polích a v rafineriích minerálních olejů k zachycování ropy a jejích produktů ze splaškových vod. Dovoz ropy, základní suroviny plánovaného rozvoje našeho chemického průmyslu, si využil aplikaci tohoto typu lapače též u nás. Provozní zkušenosti však ukázaly některé jeho nevýhody:

- Otevřená hladina ropy zvětšuje ztráty lehkých frakcí odpařováním, čímž se podporuje vylučování parafínu, zhoršuje pracovní prostředí a zvyšuje požární nebezpečí.



Obr. 1. Lapač tuku s provzdušňováním.

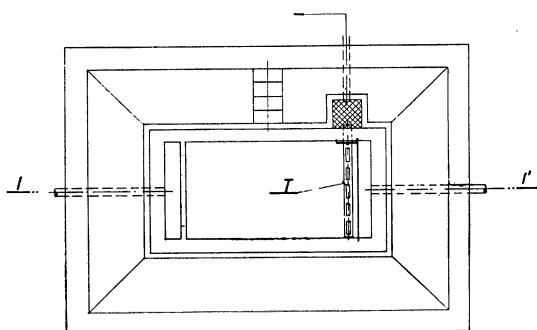
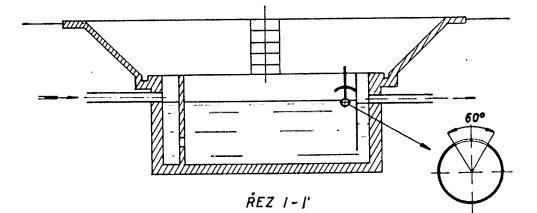
2. U ropy parafinické dochází, zvláště v zimním období, k ucpávání sběrných trub a sacího potrubí, což znemožňuje čerpání zachycené ropy.

3. Lapač není pojištěn proti uniknutí zachycené ropy do kanalizace v případě jeho přeplnění.

4. V důsledku malého shromažďovacího prostoru zachycené ropy dochází při nerovnoměrném přítoku splaškové vody s vysokým obsahem ropy k přeplnění lapače a pronikání ropy do kanalizace.

5. Betonové stěny lapače podléhají chemickému působení ropy i vlivu povětrnosti a porušená místa, prosáklá ropou, se jen velmi těžko opravují.

Uvedené nevýhody odstraňuje řešení gravitačního lapače ropy, znázorněného na obr. 3.



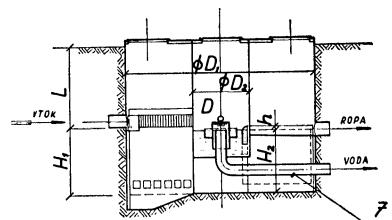
Obr. 2. Lapač ropy s otočnými sběrnými trouby.

Prostor lapače, vymezený vnějším válcovým pláštěm (1) o průměru  $D_1$  je rozdělen přepážkami (4), (6), (9) a vnitřním válcem (2) o průměru  $D_2$  na prostory usazovací (A), vylučovací (B), sběrný (C) a odtokový (D).

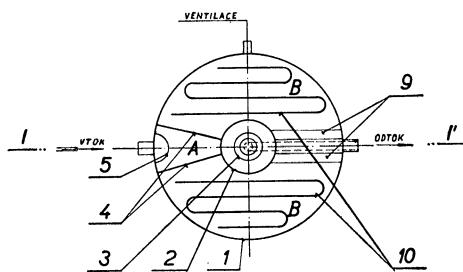
Prostor usazovací (A) slouží k zachycení látek těžších než voda, např. písku, i pevných látek plovoucích, např. dřevá.

Norná stěna (5) zasahuje několik cm pod dno vtokového potrubí (13), usměrňuje a uklidňuje proud splašek.

Dělící stěna (6) je plná a končí asi 15 cm pod stropem lapače. Přepážka (4) je v úrov-



ŘEZ I-I'



Obr. 3. Válcový gravitační lapač ropy (A – usazovací prostor, B – vylučovací prostor, C – sběrný prostor, D – odtokový prostor,  $H_1$  – maximální výška hladiny ve vylučovacím prostoru,  $H_2$  – výška hladiny v odtokovém prostoru,  $h$  – rozdíl ( $H_1 - H_2$ ), L – hloubka dna vtoku pod terénem, 1 – vnější plášt o  $\varnothing D_1$ , 2 – vnitřní plášt o  $\varnothing D_2$ , 3 – plovákový uzávěr odtoku, 4 – přepážka mezi prostory A a B, 5 – norná stěna, 6 – přepážka mezi prostory A a C, 7 – odtok vody, 8 – sací hrádky čerpadla ropy, 9 – přepážka mezi prostory B a C, 10 – topný had, 11 – dno vnitřního válce, 12 – sálavý topný had, 13 – vtok do lapače, 14 – prutová mříž (česle), 15 – otvory v přepážce 4, 16 – vtokový otvor do prostoru D).

ni vtokového potrubí (13) opatřena prutovou mříží (14) a nade dnem vylučovacího prostoru (B) řadou otvorů (15) k rovnoramennému rozdělení proudu po celé šířce vylučovacího prostoru. Popsané uspořádání vylučovacího prostoru zvyšuje účinnost lapače, neboť mříží (14) přivádí do vylučovacího prostoru částečně již oddělenou ropu a dolními otvory (15) vodu, už méně znečištěnou.

Rozměry vylučovacího prostoru (B) pak mohou být menší, než je u lapačů podle obr. 2 obvyklé, zvláště v těch případech, kde se nejedná výslovně o emulzi ropa – voda. Tak například u prvních lapačů, realizovaných podle návrhu autora k zachycení zbytků ropy, vyplachovaných proudem teplé vody z cisternových železničních vozů, je  $1\text{ m}^2$  povrchu vylučovacího prostoru zatížen průtokem až  $15\text{ m}^3/\text{h}$ , zatímco podle směrnic API (American Petroleum Institut), citovaných v časopise Oester. Wasserwirtschaft z r. 1959 pro dimenzování lapačů minerálních olejů typu podle obr. 2, by mělo být zatížení  $1\text{ m}^2$  jen  $4,2\text{ m}^3/\text{h}$ . Povrch vylučovacího prostoru by vyšel téměř čtyřikrát větší.

Těžké usazenyiny i zadřžené plovoucí předměty se z usazovacího prostoru odstraňují ručně. V případě, že by splaškové vody přiváděly velké množství těžkých minerálních příměsí, je možno dno usazovacího, po případě též vylučovacího prostoru, upravit podle obr. 5 pro montáž vodního elevátoru (17) a odvádět usazenyiny proudem tlakové vody na kalové vysoušecí pole.

Má-li se lapačem zachycovat ropa s vysokým obsahem parafínu a zadřžená dopravovat čerpadlem k dalšímu zpracování, je třeba udržet teplotu v lapači nad kritickým bodem vylučování parafínu. K tomu slouží topný had (10), uložený nade dnem lapače v  $1/3$  výšky  $H_1$  vylučovacího prostoru (B).

Teplána izolace stropu lapače a sálový topný had (12), upevněný pod ním, pomáhá udržet v lapači požadovanou teplotu a zabraňuje kondenzaci par na stropě.

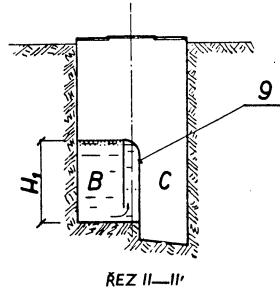
Teplotu je možno řídit v závislosti na klimatických poměrech samočinnou regulací dodávky tepla.

Prostor vylučovací (B) je od sběrného prostoru (C) oddělen přepážkou (9), (viz též obr. 4, řez II–II) tvořící současně nornou stěnu a odtokový kanál, zaústěný otvorem (16) v pláště (2) do odtokového prostoru.

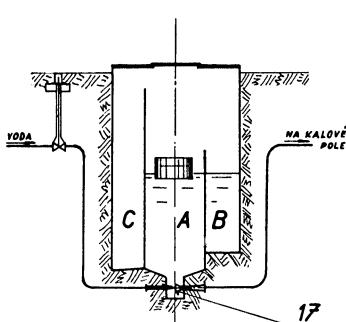
Dno sběrného prostoru je kuželovitě spádováno k vnějšímu obvodu. V nejnižším bodě je umístěno sací hrdlo (8) čerpadla ropy. Čerpání je nutno řídit automaticky, nebo ručně tak, aby čerpadlo bylo zapnuto nejpozději při vyrovnání hladin v prostoru vylučovacím a sběrném a zastaveno po obnažení kuželové části dna sběrného prostoru.

Obr. 5. Alternativa úpravy dna; v obr. značí A, B, C — jako v obr. 3, 17 — vodní elevátor kalu.

V případě, že zachycená ropa může z lapače odtékat bez čerpání samospádem, je možno výkon lapače téměř zdvojnásobit zřízením druhého vylučovacího prostoru místo prostoru shromažďovacího, jak je znázorněno na obr. 6. Zadržená ropa odtéká



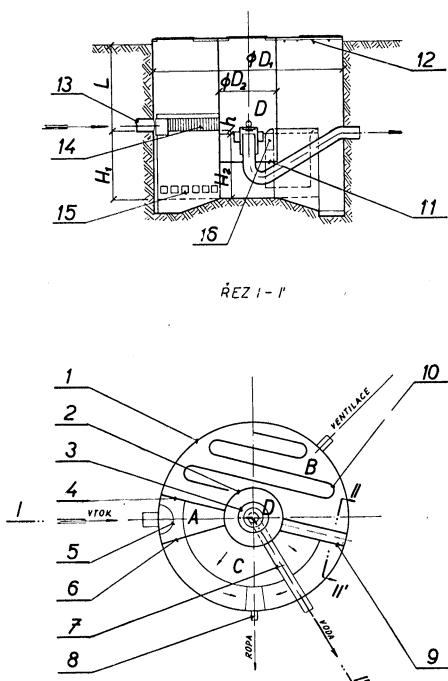
Obr. 4. Uspořádání norné stěny; v obr. značí B, C, H<sub>1</sub>, 9 jako obr. 3.



korytem, vytvořeným mezi přepážkami (9). V prostoru pod korytem je umístěno potrubí (7) pro odpad vody.

Prostor ( $\bar{D}$ ) vnitřního válce (2), oddělený dnem (11) od prostoru sběrného ( $C$ ), slouží odtoku vody a je v něm pojistný plovákový uzávěr (3) samočinně uzavírající odtokové potrubí (7) v případě kalamitního přeplnění lapače ropou.

Plovákový uzávěr (3) je vytvořen válcovitou nádobou, obrácenou dnem nahoru a nesoucí vnější otevřený prstenec. Uvnitř nádoby je ke dnu upevněno gumové těsnění a k pláště tři vodicí lišty, udržující plovák v ose odtokového potrubí (7). K vyzvednutí plováku z lapače slouží oko, přivářené uprostřed dna vnitřní nádoby. Plovák je vyvážen tak, aby hrana vnějšího otevřeného prstence vyčnívala nad hladinu odtékající vody 15, nejvýše 20 mm. Popsané uspořádání plováku zabraňuje pronikání západu z kanalizace do lapače a ropných výparů z lapače do kanalizace tak, že odtokové potrubí nemusí být opatřeno žádnou další vodní uzávěrkou.



Obr. 6. Válcový gravitační lapač ropy s dvěma využívacími prostory; označení jako v obr. 3.

osadí do správné polohy a lapač je opět připraven k normálnímu provozu.

Cely lapač je zhotoven z ocelových plechů a válcovaných profilů běžné, svařitelné jakosti. Zapuštěn je do země tak, aby jej nemohla zaplavit povrchová voda. Poklopy pro vstup do lapače mají být vodotěsné a prostor nad hladinou ropy náležitě odvětrán. Vnitřní plochy, přicházející do styku s ropou, vodou a vlhkým vzduchem, jsou opatřeny kovovým povlakem zinku nebo hliníku. Venkovní plochy jsou chráněny proti zemní vlhkosti izolačními jutovými pásky s asfaltovými nátěry a proti vlivům povětrnosti vhodným rezuvzdorným nátěrem.

Řešení lapače je od r. 1960 chráněno čs. patentem č. 100 716 ze dne 28. 6. 1961.

### ГРАВИТАЦИОННЫЙ НЕФТЕУЛОВИТЕЛЬ

Серийновыпускаемые уловители не пригодны для улавливания остатков нефти, вымываемых из железнодорожных цистерн струей теплой воды. Бетонные уловители открытого типа имеют некоторые невыгоды в эксплуатации. Автор подробно описывает свое решение стального гравитационного уловителя, находящегося под охраной чехословацкого патента № 100 716 от 28. 6. 1961 г.

## ODLUČOVÁNÍ PRACHU V ÚPLAVU

Inž. JAN SMOLÍK C. Sc.

*ČVUT, Praha*

Článek pojednává o odlučování prachu v úplavu obtékaných těles. Pro případ náhlého rozšíření proudu jsou předloženy výsledky experimentů, které jsou teoreticky objasňovány a na jejich podkladě formulovány obecné závěry k odlučovacímu pochodu v úplavu.

*Lektoroval: inž. dr. Vilém Pražák*

### 1. ÚVOD

V aeromechanických odlučovačích je odlučovací pochod charakterisován dvěma je-  
ho základními fázemi, odlučováním v hlavní části proudu a odlučováním v mezní  
vrstvě, vznikající při průtoku nosného plynu na stěnách odlučovacího zařízení.  
Odlučování, nebo lépe řečeno pohyb prachu v této mezní vrstvě je velmi důležitou  
součástí odlučovacího pochodu všeobecně. Na jeho význam poukázalo mimo jiné  
např. kolokvium VDI [1], na kterém byla přednesena řada přednášek a diskusních  
poznámek týkajících se tohoto tématu.

Pohyb prachu v mezní vrstvě, kromě vlastního odlučovacího pochodu, je mimo  
jiné významný též z hlediska dalšího důležitého jevu v prašné technice, a to tvorby  
nánosu. V pracovních strojích může tvorba nánosu podstatně ovlivňovat aerodynamické  
charakteristiky těchto strojů, konkrétně např. měnit kvalitu profilů lopatkových  
mříží, měnit průřezy proudových přístrojů, anebo mohou nánosy způsobit  
též mechanické poruchy těchto strojů při náhlém uvolnění, nebo postupném narůstání  
vrstvy prachu.

Z hlediska zachycování částic prachu na obtékaných plochách vlivem aerodynamických sil, můžeme rozlišovat dva základní případy pohybu částic v mezní vrstvě:

1. na přivrácené ploše (vůči směru pohybu částic vně mezní vrstvy) a
2. na odvrácené ploše.

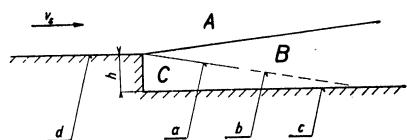
První případ je charakterisován tím, že mezní proudnice zpravidla splývají s obtékanou plochou a nedochází k jejich odtržení ani v případě turbulentního obtékání. Na přivrácené straně bývá též celá přetlaková část obtékané plochy. V druhém případě dochází při turbulentním obtékání k odtržení mezních proudnic a dále bývá odvrácená strana zpravidla podtlaková.

Teoretické řešení odlučovacího pochodu v prvém případu lze provést na základě poznatků o pohybu částic prachu v laminárním proudu. Pro případy obtékání těles jednoduchých geometrických tvarů byla taková řešení provedena a též experimentálně ověřována celou řadou autorů, např. [2], [3], [4].

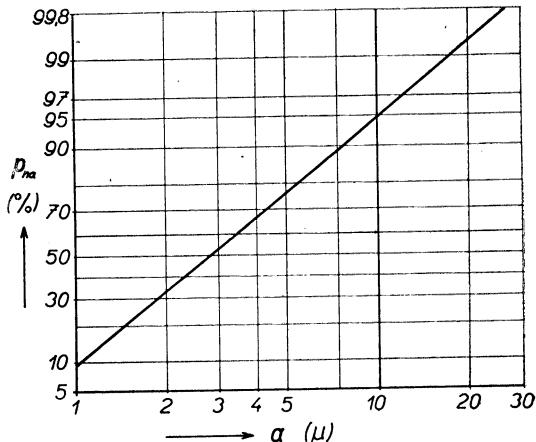
Druhý případ odlučování v mezní vrstvě, i když jeho existence byla známa již dříve, a upozorňuje na něj např. Fuks [5], nebyl dosud v literatuře objasňován.

Účelem tohoto pojednání je předložit výklad druhého případu odlučování prachu na plochách ležících v úplavu proudu nosného plynu.

Vznos odloučených částic prachu závisí na přídržných silách, dále na dispersnosti a koncentraci prachu a hlavně rychlostním gradientu v laminární podvrstvě. Tento gradient bývá na přivrácených plochách zpravidla vyšší, což vede k relativně většímu vznosu zdě odloučených částic než na plochách odvrácených — v úplavu, kde rychlostní gradient je nižší. Proto nebude věnovat vznosu prachu v úplavu věnovat zvláštní pozornost, i když se někdy může, zejména v případě nedostatečných přídržných sil, podstatněji projevit.



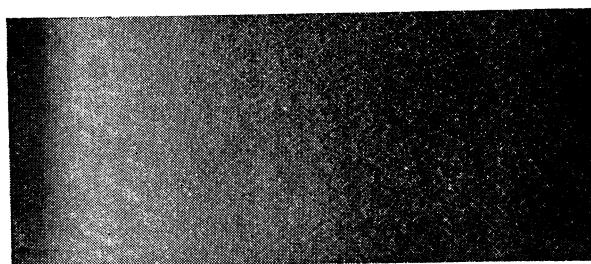
Obr. 1.



Obr. 2.

## 2. ZKOUŠKY ODLUČOVÁNÍ PRACHU V ÚPLAVU

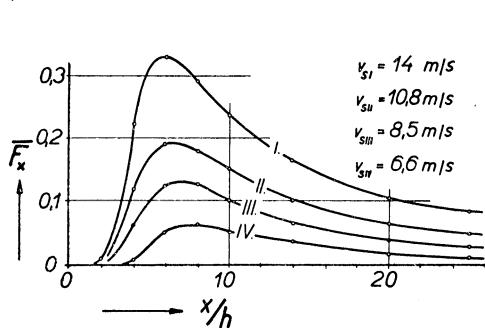
Pro sledování odlučování prachu v úplavu byl zvolen případ proudění při náhlém rozšíření proudu za prahem, obr. 1. Proudění je zde analogické zatopenému proudu. Oblast  $A$  tvoří jádro proudu a  $B$  směšovací zónu. Přes oblast  $C$  proudí plyn přisávaný do směšovací zóny na úseku  $a$ , který se vrací ze směšovací zóny na úseku  $b$  (vyznačeno čárkovaně). V oblasti  $C$  s jistou částí oblasti  $B$  jsou tedy proudnice uzavřené. Nejvíce prachu je odlučováno na ploše  $c$ , kterou budeme v dalším nazývat odlučovací plochou. Proto také byly na tento úsek zaměřeny následující zkoušky.



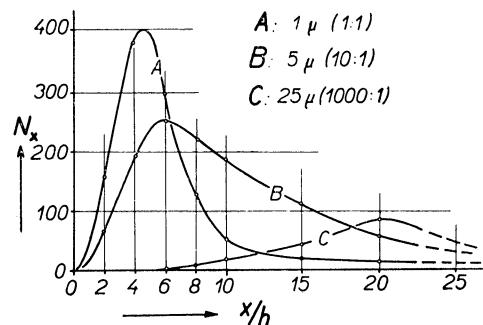
Obr. 3.

Dimentační metodou s fotometrickou registrací a je znázorněna na obr. 2., kde  $p_{na}$  je poměrný počet částic menších než  $a$ . Měrná váha prachu byla  $\gamma_o = 1355 \text{ kg/m}^3$  a rozptyl parametrů distribuce pro sérii deseti měření je dán hodnotami: střední geometrický průměr částic  $a_g = 1,46 \pm 0,08 (\mu)$ , strmost distribuční křivky  $b = 0,77 \pm 0,02$ . Obr. 3. ukazuje negativní otisk prachu zachyceného na odlučovací ploše.

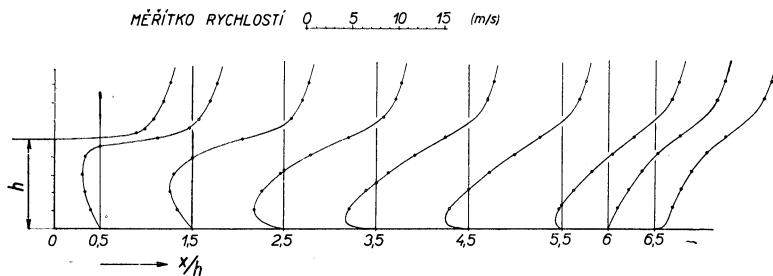
Při prvních zkouškách bylo prováděno fotometrické hodnocení množství prachu zachyceného na odlučovací ploše, které nerespektuje jeho zrnění. Poměrný průměr částic  $\bar{F}_x$ , takto změřený, je znázorněn na obr. 4. v závislosti na poměrné odlehlosti  $x/h$ , kde  $x$  je vzdálenost od prahu, pro uvedené střední rychlosti  $v_s$  před prahem. Vyznačené body jsou výsledkem přepočtu experimentálně zjištěných hodnot, respektujícího stejnou koncentraci prachu v nosném plynu i stejnou dobu odlučování. Z průběhu je patrné maximální odloučení prachu ve vzdálenosti zhruba šesti- až



Obr. 4.



Obr. 5.



Obr. 6.

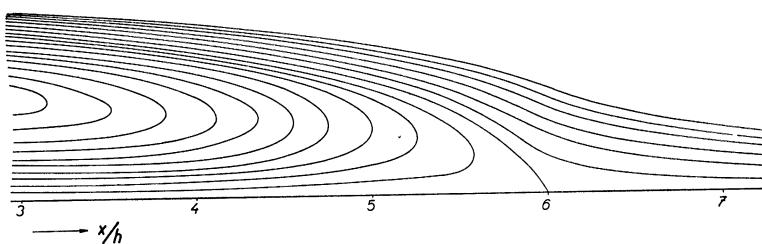
osminásobné výšky prahu. Délka přímé části  $d$  (obr. 1) byla dostatečná pro ustálení rychlostního i koncentračního profilu před prahem, což bylo kontrolováno měřením v užitém rozsahu rychlostí. Koncentrace prachu v přívodu se pohybovala okolo  $1 \text{ [g/m}^3]$ . K potlačení vlivu vznosu na výsledky zkoušek byla odlučovací plocha opatřena tenkým povlakem redestilovaného glycerinu.

Pro určení rozložení prachu podle jeho velikosti byla doba podávání prachu zkrácena, aby hustota prachu na odlučovací ploše byla malá a bylo tak možno snadněji provést mikroskopické vyhodnocení zachycených částic. Současně s tím bylo zjištěno, že zachycené částice leží od sebe oddělené a tedy, že během odlučování nedochází k jejich koagulaci. Mikroskopický rozbor umožnil vyjádřit rozložení monodispersního prachu, které pro velikosti 1, 5 a 25 ( $\mu$ ) je znázorněno na obr. 5. Na pořadnici je vynášeno množství častic  $N_x$  v intervalu velikosti  $\pm 0,5$  ( $\mu$ ), připadajících na jeden čtvereční milimetr odlučovací plochy jako funkce poměrné odlehlosti od prahu. Měřítko pořadnic v obr. 5. bylo pro prach velikosti 5 ( $\mu$ ) zvětšeno 10-krát a pro prach velikosti 25 ( $\mu$ ) 1000-krát. Uvedené hodnoty byly získány při rychlosti proudu před prahem  $v_s = 15,45 \text{ [m/s]}$ . Z obrázku 5. při uvážení dispersního složení podle obr. 2.

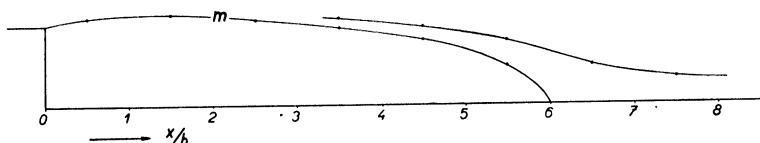
je patrné, že podíl odlučovaných větších částic klesá a že množství odloučených částic má maximum, které se pro větší částice posouvá ve směru hlavního proudu.

### 3. OBRAZ PROUDU A POHYB PRACHU V ÚPLAVU

K teoretickému řešení pohybu prachu je nutna znalost obrazu proudění, který pro případ náhlého rozšíření byl sledován Fidmanem [6]. Rekonstrukcí rychlostních profilů podle tohoto autora pro náš případ dostáváme průběhy, které jsou patrné



Obr. 7.



Obr. 8.

z obr. 6. a pomocí nich konstruované proudnice v oblasti tří- až sedminásobku výšky prahu jsou na obr. 7. Rychlostní profily i proudnice představují jejich časově střední hodnoty, vzhledem k tomu, že v této oblasti je proudění turbulentní a tedy doprovázené fluktuacemi rychlostí. Mezní křivka  $m$  obr. 8. uzavírá prostor za prahem, ve kterém jsou proudnice uzavřené a tuto oblast nazýváme válcem.

Válec svéj částí těsně pod mezní křivkou  $m$  zasahuje do směšovací zóny  $B$  (obr. 1). Ve směšovací zóně vnikají částice prachu vlivem turbulentní difuze do válce, ze kterého jsou odlučovány převážně účinkem setrvávacích sil. Difusní proces v této oblasti vzhledem k anisotropnímu charakteru turbulence je krajně složitý. Přibližné úvahy [5] vedou k výrazu pro součinitel turbulentní difuse částic  $D_{to}$

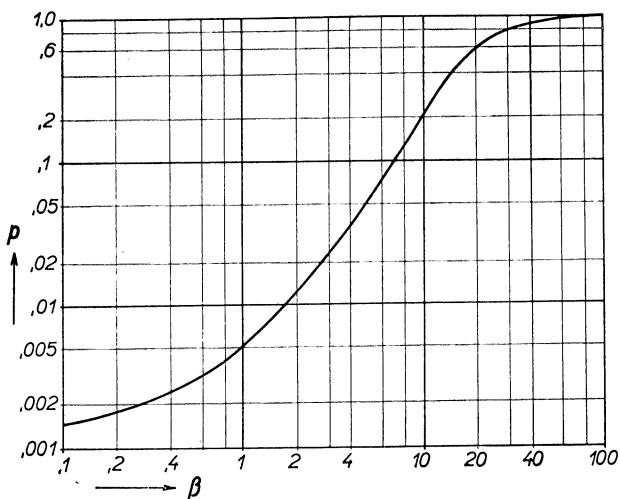
$$D_{to} = p^2 \cdot D_t, \quad (1)$$

kde  $D_t$  je součinitel turbulentní difuse prostředí a  $p$  poměrná amplituda fluktuací částic, vztažená k fluktuacím unášejícího prostředí. Pro případ zkušebního prachu a měrnou váhu vzduchu  $\gamma = 1,17 [\text{kg/m}^3]$  je na obr. 9. znázorněna závislost poměrné amplitudy  $p$  na parametru  $\beta$

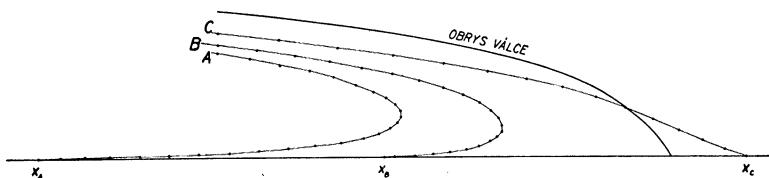
$$\beta = \frac{1}{a} \sqrt{\frac{8\nu}{\omega}},$$

kde  $a$  je průměr prašné částice,  $\nu$  kinematická vazkost prostředí,  $\omega$  úhlová rychlosť fluktuací v pohybujícím se prostředí. Tak při známém  $D_t$  a  $\omega$  lze určit přibližnou

hodnotu součinitele turbulentní difuse částic na rozhraní válce a vnějšího proudu a stanovit řádově za předpokladu dalších zjednodušení tloušťku difusní mezní vrstvy prachu, nebo množství částic prachu difundujících do válce [9]. Jak je patrné z obr. 9, při rostoucí velikosti částic, tj. při poklesu  $\beta$ , klesá také  $p$  a podle [1] se  $D_{to}$  zmenšuje. Částice v tomto případě difundují nepatrně a tloušťka difusní mezní



Obr. 9.



Obr. 10.

vrstvy je slabá. Naopak pro menší částice prachu jejich difusní mezní vrstva roste a při plném unášení částic turbulentními pulsacemi (prakticky pro  $\beta > 60$ ) splývá s mezní vrstvou proudu a celá směšovací zóna je nasycena na koncentraci částic této velikosti v jádru proudu. Při plném unášení částic pulsacemi prostředí můžeme potom pohyb částic prachu sledovat v jeho časově střední hodnotě a aplikovat na něj řešení trajektorií částic v laminárním proudu, protože difusní účinky vzhledem k výrovnání koncentrace se v časovém průměru neprojevují.

Válec představuje v podstatě stacionární vír a proto byla nejprve hledána analogie s Wenkovým řešením trajektorií částic prachu v idealisovaném vírovém útvaru [7]. Wenkovo řešení má však určitá omezení [8], pro která jeho závěry není možné v sledovaném případě použít. Pro náš případ je nevhodnější grafický způsob řešení diferenciálních rovnic pohybu prachu v laminárním proudu [9]. Na obr. 10 je znázorněno takové řešení trajektorií pro prach velikosti  $a = 5 (\mu)$ , provedené na základě obrazu proudění z obr. 7, při rychlosti proudu nad prahem  $v_s = 15,45 [\text{m/s}]$ . Výchozí

body  $A$ ,  $B$ ,  $C$ , byly zvoleny tak, že množství nosného plynu protékající mezi  $B$  a  $C$  je dvojnásobkem množství protékajícího mezi  $A$  a  $B$ . Trajektorie svými koncovými body vymezují na odlučovací ploše úseky  $x_A$ ,  $x_B$ ,  $x_C$ . Výpočet tloušťky difusní mezní vrstvy [9] pro částice  $a = 5 \mu$  vede k předpokladu o plném zasycení směšovací zóny částicemi této velikosti. Z tohoto a předcházejících řešení trajektorií plyne,

že na úseku  $x_C - x_B$  je odlučováno dvojnásobné množství častic prachu velikosti  $a = 5 \mu$  než na úseku  $x_B - x_A$ . Tento závěr lze srovnat s výsledkem měření uvedeným v předcházející kapitole. Vykreslíme-li si část rozložení monodispersního prachu (obr. 11.) velikosti  $a = 5 \mu$ , představuje při lineárním zobrazení šrafováná plocha množství častic odloučených na příslušném úseku a poměr  $F_B/F_A$  podle předpokladu by měl být roven dvěma. Skutečně zjištěný poměr je 2,07, což představuje nepatrnu odchylku.

Množství častic prachu  $N_a$  difundujících do válce [9] je úměrné koncentraci v jádru proudu  $n_a$  a odmocnině ze součinu rychlosti proudu  $v_s$  a součinitele turbulentní difuse častic

$$N_a \sim n_a / \sqrt{v_s \cdot D_{to}}, \quad (2)$$

za předpokladu, že difundující částice jsou ve válci plně odlučovány. Uvážíme-li vztah (1) a dále přibližnou automodelnost [6] obrazu proudění, kdy součinitel turbulentní difuse prostředí  $D_t$  je přibližně úměrný rychlosti  $v_s$ , potom výraz (2) přechází na

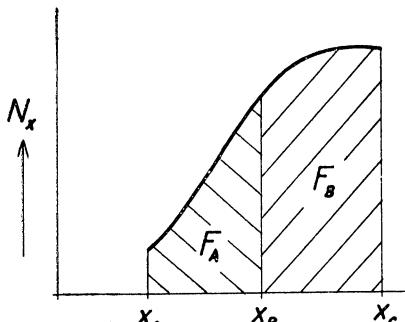
$$N_a \sim n_a \cdot p \cdot v_s. \quad (3)$$

Vliv setrvačních sil na odlučovací proces se projevuje nejintensivněji v oblasti velkých zakřivení proudnic a pro případ úplavu tedy, jak je patrné z obr. 7, v největší míře ve válci. Z toho můžeme usuzovat na to, že množství častic odlučovaných v úplavu při náhlém rozšíření bude převážně určováno úměrností [3]. Výsledky měření, znázorněné v obr. 4., ze kterých je patrná přímá závislost množství odloučeného prachu na rychlosti, potvrzují oprávněnost této úvahy. Podobně vliv parametru  $p$  v rovnici (3) vyjadřuje závislost na velikosti odlučovaných častic, což je opět patrné z obr. 5. Z křivosti proudnic na konci válce můžeme usoudit též na maximální odlučování v této oblasti, jak toto plně potvrzuje obr. 4. Posun maxima pro větší částice v obr. 5. lze vysvětlit na základě řešení trajektorií častic, kdy pro větší částice dostáváme jejich odlučování ve větších odlehlostech od prahu.

#### 4. ZÁVĚR

Z výsledku měření odlučování prachu v úplavu, sledovaného na schematickém případu proudění při náhlém rozšíření proudu, vyplývá, že řešení trajektorií častic prachu lze provést z časově středního obrazu proudění pro prach, který je turbulentními pulsacemi ve směšovací zóně plně unášen. Množství odlučeného prachu je kromě jeho koncentrace úměrné zhruba rychlosti proudu. Maximální odlučení prachu pozorované na konci válce plně odpovídá uvedeným představám o setrvačném odlučování a objevuje se za prahem ve vzdálenosti šesti- až osminásobku výšky prahu. Pro hrubší prach posouvá se toto maximum ve směru hlavního proudu.

Z hlediska uvedeného je možno diskutovat některé Rumpfovy závěry [10]. Srov-



Obr. 11.

nání tloušťky laminární podvrstvy s délkou setrvačného doběhu částice vedlo Rumpfa k doměnce, že usazování na stěnách se děje ve shlučích — „Schneeballeffekt“. Jak bylo dříve poznamenáno, nebylo při krátké době odlučování shlukování pozorováno. Z druhé strany na fotografii (obr. 3.), která je otiskem odloučeného prachu na odlučovací ploše při delší době odlučování, jsou zřetelné shluky. Tyto shluky vznikají až při delší době, kdy odloučené částice jsou zdrojem rozruchu v mezní vrstvě a ovlivňují tak odlučování dalších částic. Rozrušení mezní vrstvy může být způsobeno i nerovností odlučovací plochy, jak toto bylo pozorováno v případech, kdy na zkušební ploše zůstalo při méně pečlivém vyčištění textilní vlákno. Tento výklad plně odpovídá i pozorování Rumpfa [10], který sledoval tvorbu nánosu v potrubí na vyleštěném zkušebním plechu. Podle jeho popisu i vyobrazení vzniká nános zpočátku na náběžnou hraně, tj. v místě, kde odtékáním čela plechu vzniká malý vír a potom se postupně tvorba rozšířuje ve směru hlavního proudu.

Odlučování prachu v úplavu vlivem setrvačných sil je tedy způsobeno účinkem válce, který vzniká při náhlém rozšíření proudu. I při relativně menších rychlostech nabíhajícího proudu je odlučování v této oblasti výrazné a je převážně určeno větším zakřivením proudnic na konci válce. Odlučování v úplavu je významné nejen z hlediska odlučovacího pochodu, ale také z hlediska tvorby nánosu. Vzhledem k menšímu gradientu rychlostí v laminární podvrstvě v oblasti úplavu je totiž vznos odloučených částic obtížný a vrstva odloučeného prachu je poměrně stabilní.

## LITERATURA

- [1] VDI Berichte, Staubbewegungen in Grenzschichten, VDI Verlag Düsseldorf, Bd 6, 1955.
- [2] Sell W.: Forschungsheft, 347, VDI (1931).
- [3] Davies C.: Proc. of the Roy. Soc., Ser A, No. 1197, 269 (1956).
- [4] Wong, Ranz, Johnstone: Jour. of Appl. Phys., 27, No. 2, 161 (1956).
- [5] Fuks N. A.: Mechanika aerosolej, Izd. AN SSSR, Moskva, 1955.
- [6] Fidman B. A.: Izvestija AN SSSR, OTN, No. 11, 1630 (1953).
- [7] Wenk F.: ZAMP, IX. b., No. 5/6, 710 (1958).
- [8] Smolík J.: Pohyb prašných částic v laminárním proudu, Fakulta strojní, 1960.
- [9] Smolík J.: Odlučování částic prachu z plynu vlivem lokálního víru, Kandidátská disertační práce, Fakulta strojní, Praha, 1960.
- [10] Rumpf H.: VDI Berichte, No. 6, 17/28 (1955).

## ПЫЛЕУЛАВЛИВАНИЕ В СЛЕДУ

*Канд. техн. наук, инж. Й. Смолик*

В статье излагается проблема пылеулавливания в следу обтекаемых тел. На случай неожиданного расширения струи представляются результаты экспериментов, которые теоретически разъясняются и на их основе формулируются общие выводы о уловительном процессе в следу.

## STAUBABSCHIEDUNG IM STROMSCHATTEN

*Ing. J. Smolík, C. Sc.*

Der Artikel behandelt die Staubabscheidung im Stromschatzen der umströmten Körper. Für den Fall einer plötzlichen Stromverbreitung liegen die Ergebnisse der Experimente vor; diese werden theoretisch erklärt und auf Grund derselben sind allgemeine Beschlüsse für den Abscheidungsvorgang im Stromschatzen formuliert.

## LITERATURA

### **Gesundheits-Ingenieur 82 (1961), č. 9**

Heizwärmeverbrauch bei Hochhäusern (Spotřeba tepla ve vysokých budovách) — *Schüle W.*  
Schulheizung mit Gaseinzelöfen unter Verwendung elektrischer Fernsteuerungseinrichtungen  
(Školní vytápění s plynovými jednotkovými kamny s použitím dálkového řídícího zařízení) —  
*Dau H. W.*

Untersuchung über die Voraussetzungen übereinstimmender Prüfapparaturen für die Wärme-  
ableitung von Fussböden bei verschiedenen Instituten (Zkoumání předpokladů souhlasných  
zkušebních přístrojů pro odvod tepla podlahami v různých ústavech) — *Cammerer J. S.*  
Widerstandsgesetze der turbulenten Strömungen in geraden Stahlröhren (Zákony odporu turbu-  
lentního proudění v přímých ocelových potrubích) — *Lehmann J.*  
Fluorgehalt in Trinkwässern (Obsah fluoru v pitných vodách) — *Aermann E., Borris W.*

### **Gesundheits-Ingenieur 82 (1961), č. 10**

Anleitung zur Bestimmung des Reglertyps in Heizungs- und Klimaanlagen (Úvod k určování  
typu regulátoru ve vytápěcích a klimatizačních zařízeních) — *Wolsey W. H.*  
Das Problem des Dachüberstandes beim Wärmeschutz massiver Dachdecken (Problém pevnosti  
střechy při tepelné ochraně masivních střech) — *Cammerer W.*  
Erfahrungen bei der Prüfung von Schachtdeckungen aus Stahlblech (Zkušenosti s vyložením  
šachet ocelovým plechem) — *Obenauer K., Herres H.*

### **Gigiena i sanitarija 26 (1961), č. 9**

Zagrijaznenie atmosféry vybrosami zavoda sintetičeskogo spirta i vlijanie ich na zabolovaemosť  
i sanitarno-bytovye uslovija žizni naselenija (Znečištění atmosféry výmety lihovaru a jejich vliv  
na nemocnosť a na zdravotní a životní podmínky obyvatelstva) — *V. A. Konova, V. B. Aksanova.*  
Uslovia truda i sostajaniya zdrovorja rabočich na proizvodstve DDT (Pracovní podmínky a zdra-  
votní stav pracujících ve výrobě DDT) — *E. N. Burkackaja, G. A. Vojtenko, E. P. Krasnjuk.*  
Optyz odorovaniija uslovij truda v proizvodstve naftalina na koksochimičeskikh zavodach  
(Zkušenosti se zlepšením pracovních podmínek ve výrobě naftalinu v koksárnách) — *L. M.*

*Bramson*

Metody profilaktiki zabolovanija silikozom rabotajuščich v karjerach, rudnikach i šachtach  
(Profilaktické metody onemocnění silikózou v lomech, rudných dolech a dolech) — *A. Prokaj.*

### **Gigiena i sanitarija 26 (1961), č. 10**

Vlijanie vysokich temperatur i vlažnosti vozducha na skorost peregrevanija organizma čeloveka  
(Vliv vysokých teplot a vlhkosti vzduchu na rychlosť přehřátí organizmu člověka) — *Smirnov*  
*A. A.*

Sravnitelnaja toksičnost okislov kobalta (Srovnatelná toksičnosť kysličníků kobaltu) — *Levina*  
*E. N., Loži A. O.*

Opredelenie okisi etilena v atmosfernem vozduche (Stanovení kysličníku etylénu v atmosférickém  
vzduchu) — *Krylova N. A.*

Opredelenie 3,4 benzpirena v atmosfernem vozduche Kiev'a (Stanovení 3,4 benzypyrenu v atmo-  
sfére Kyjeva) — *Veselaja I. V.*

### **Heating, Piping and Air Conditioning 33 (1961), č. 9**

Use these tables to estimate man hour requirements for installing welded piping (Použití tabulek  
pro stanovení potřeby pracovních hodin při instalaci svařovaného potrubí) — *Mark E. J.*  
How to provide freeze-up protection for heating and cooling coils (Jak provést ochranu proti  
zamrzání vytápěcích a chladičích hadů).

Hood ventilation in Argonne's plutonium fuel fabrication facility (Odsávání v zařízení na výrobu  
plutonia) — *Mayfield R. M., Bairiot H.*

University has expansion flexibility in HTHW heating and cooling system (Universita má mož-  
nost rozšíření vysokoteplotního vytápění a chlazení) — *Johnson E. M.*

Air conditioning a foundry (Klimatizace ve slévárnách).

How to calculate friction factor and density for non-standard air flow (Výpočet součinitele tření  
a hustoty pro nerovnoměrné proudění vzduchu) — *Turecamo V. J.*

Tests reveal moisture migration rates through variously-constructed walls (Testovací panel  
umožňuje stanovit průchod vlhkosti pro různě konstruované stěny) — *Zablodil R. J.*

Direct-reading chart gives pressure losses through various fittings (Diagram pro přímé odečítání udává ztráty tlaku pro různé fitinky) — Constance J. D.  
When, how, and why to consider the use of electric heating (Kde, jak a kdy použít elektrické vytápění).

### **Heating, Piping and Air Conditioning 33 (1961), č. 10**

Induction and low pressure systems modernize an existing office building (Indukční a nízkotlaký systém modernizují stávající kancelářskou budovu) — Graef R. P.

How about HTW for industrial process work? (Teplovodní vytápěcí systém pro knihtiskárny) — Krapek A.

Air conditioning for cargo vessels (Klimatizace pro nákladní lodě) — Marke J. W.

Low volume, high velocity system controls dust "at source" (Vysokotlaký systém s malým objemem vzduchu řídí prašnost u zdroje) — Burgess J. L.

How to construct high altitude psychrometric charts (Konstrukce psychrometrického diagramu pro nadmořskou výšku) — Haines R. W.

How to select an air treatment-distribution system (Volba větracího rozdělovacího systému) — Stevenson F. F.

Tables for calculating weights of sheet metal ducts (Tabulky pro výpočet vah plechových potrubí) — Hammer W.

### **Heizung, Lüftung, Haustechnik 12 (1961), č. 9**

Heiztechnische und raumklimatische Untersuchungen in Wohnungen mit verschiedenen Heizeinrichtungen (Tepelné technické a klimatické výzkumy v bytech s různými vytápěcími zařízeními) — Schüle W., Fauth U.

Kleinrohrheizung in England (Vytápění s trubkami o malém průřezu v Anglii) — Fischer L. J.

Mechanische Beschickung von Zentralheizungs-Kesselanlagen für feste Brennstoffe (Mechanické zavážení kotelních jednotek pro ústřední vytápění na pevná paliva) — Neutschel F.

Wärmeleistung der deutschen Normradiatoren (Tepelné výkony německých normalizovaných radiátorů) — Raiss W.

Sicherheitstechnische Ausrüstung von Warmwasserheizungen mit Vorlauftemperaturen bis 110°C (Technické bezpečnostní vybavení teplovodného vytápění s předběžnými teplotami do 110°C) — Wöhner W.

### **Heizung, Lüftung, Haustechnik 12 (1961), č. 10**

Planung und rationelle Ausstattung der technischen Räume in Fertighäusern (Plánování a racionalní vybavení technických prostor v hotových domech) — Schelowsky H.

Erfahrungen mit Muffendichtungen (Zkušenosti s těsněním hrdel) — Schultz K.

Wasseraufbereitung auf elektrochemischer Basis (Příprava vody elektrochemickým způsobem) — Heinzelmann U., Koch W.

Arbeitsvorbereitung in der Hausinstallation (Příprava práce pro domovní instalace) — Faber A.

Ein Architekt zum Thema „Einbauten“ (Architekt k tématu „vestavby“) — Albinus G.

Gebäudeheizung durch Nachtstrom (Vytápění budov nočním proudem) — Fischer L. J.

### **Internationale Licht Rundschau 12 (1961), č. 5**

Neue Entwicklungen auf dem Gebiete der Beleuchtung in Japan (Nové vývojové směry v osvětlování v Japonsku) — Kalff I. C.

Seehafen, Hamburg (Přístav v Hamburku) — Krause W. A.

Farsta Einkaufszentrum (Nákupní středisko Farsta ve Stockholmu) — Molander. H. H.

Supermärkte und Selbstbedienungsgeschäfte (Velkoprodejny a prodejny se samoobsluhou v Německu) — von Malotki H. T.

Die neuen Beleuchtungsleitsätze der Illuminating Engineering Society of Great Britain (Nové směrnice pro osvětlování britské IES — Společnost pro osvětlování) — Hopkinson R. G.

Modezentrum „Berkertex“, London (Módní středisko B. v Londýně) — Steward J. L.

Beleuchtungsfotos (Fotografie s tématem „Světlo“).

Öffentliche Beleuchtung in Budapest (Veřejné osvětlení v Budapešti) — Maróti G.

### **Sanitäre Technik 24 (1961), č. 9**

Untersuchungen über Ablaufleitungen von Wannen- und Brausebädern (Průzkum odpadních potrubí od van a sprch).

Aus der Arbeit der Abteilung Gas-, Wasser-, Heizungs- und Lüftungstechnik an der Staatlichen Ingenieurschule für Maschinenwesen Köln-Nikolaus-August-Otto Ingenieurschule (Z prací

oddělení pro rozvody plynu, vody, vytápění a větrání při Státní inženýrské škole strojnické v Kolíně n. R. — Inženýrské školy N.-A.O.) — *Hinze E.*

Zentrale Versorgungsanlagen für medizinische Gase, Druckluft und Vakuum in Krankenhäusern (Ústřední zásobování léčebnými plyny, tlakovým vzduchem a vakuem v nemocnicích) — *Feurich H.*

Ist das Klappenklosett noch zeitgemäß? (Je klapková klozetová mísa ještě nutná?) — *Thummer nicht W.*

Aussparung (Drážkování) — *Bösch K.*

Ein neues Wohnhochhaus in Chicago (Nový výškový obytný dům v Ch.) — *Schuster G.*

Strahlungsheizung mit Kunststoffrohren (Sálavé vytápění provedené z trubek z umělých hmot) — *Beusten T.*

Die Wärmebedarfsberechnung bei Gaseinzelöfen (Výpočet potřeby tepla při vytápění plynovými lokálními topidly) — *Dau H.*

Sind in unseren Breiten Klimaanlagen erforderlich? (Je klimatizace v našich zeměpisných šířkách nutná?) — *Schüller.*

### **Sanitäre Technik 26 (1961), č. 10**

Grundwasserschutz und Heizöllagerung (Ochrana spodní vody a skladování topného oleje) — *Böhme F. J.*

Entrostern von Gasleitungen (Odstraňování rzi s plynovodních potrubí) — *Feurich H.*

Das Paracelsus-Bad in Berlin-Reinickendorf (Halové lázně v B.) — *Feurich H.*

Europas grösste künstliche Freibadanlage (Největší umělé koupaliště v přírodě v Evropě) — *Garber W.*

Spülkasten für Unterputzmontage (Splachovací nádržky pro montáž pod omítkou).

Haustechnik und Vorfertigung (Zdravotní technika a prefabrikace) — *Sebestyén G.*

Farbliche Fliesenverlegung und Raumart (Barevné obklady pro místnosti různých druhů) — *Bonsels H. G.*

### **Staub 21 (1961), č. 9**

Entwicklungslien der Entstaubungstechnik (Vývojové směry odprašovací techniky) — *Barth W.*  
Der Entwicklungsstand der elektrostatischen Staubbabscheider unter besonderer Berücksichtigung der Abreinigungsprobleme (Stav vývoje elektrostatických odlučovačů prachu se zřetelem na problémy jejich čištění) — *Brandt H.*

Bedeutung und Einsatz der elektrostatischen Staubbabscheider im Eisenhüttenwesen (Význam a použití elektrostatických odlučovačů prachu v hutnictví) — *Guthmann K.*

Entwicklungsstand der mechanischen Entstauber und Klassifizierungsfragen (Stav vývoje mechanických odlučovačů a otázky klasifikace) — *Nagel R.*

Über die Gas- und Staubbewegung in Drallabscheidern (Pohyb plynu a prachu ve vírových odlučovačích) — *Solbach W.*

Die Nassentstaubung in der Hüttenindustrie (Mokré odlučování v hutním průmyslu) — *Hausberg G.*

Arbeitsweise und Einsatz von Nassabscheidern (Činnost a použití mokrých odlučovačů) — *Blankenburg R.*

Venturi-Scrubber.zur Abscheidung von Rauch, Nebeln und Aerosolen (Venturiho skrubr pro odlučování kouče, mlhy a aerosolů) — *Güntheroth H.*

Theorie und Praxis von Staubbabscheidung durch Gewebefilter (Teorie a praxe odlučování prachu tkaninovými filtry) — *Kohn H.*

Einsatz von Siebfiltern unter verschiedenen Betriebsbedingungen (Použití upravených filtrů pro různé provozní podmínky) — *Schlegel H.*

Technischer Stand der Gewebeentstauber in Zementwerken (Technický stav tkaninových filtrů v cementárnách) — *Ihlefeldt H.*

---

Zdravotní technika a vzduchotechnika. Ročník 5. Číslo 2, 1962. Vydává Čs. vědecko-technická společnost, sekce pro zdravotní techniku a vzduchotechniku v Nakladatelství ČSAV, Vodičkova 40, Praha 1. Adresa redakce: Praha 4, Dvorecká 3. — Rozšířuje Poštovní novinová služba. Administrace: Poštovní novinový úřad, Jindřišská 14, Praha 1. Objednávky přijímá každý poštovní novinový úřad a doručovatel. Vychází 6 čísel ročně. Cena jednotlivého čísla Kčs 6,—.

Předplatné Kčs 36,—, \$ 3,80, £ 1,7,—. — Tiskne Knihtisk, n. p., závod 5, Praha-Libeň,  
tř. Rudé armády 171. — Toto číslo vyšlo v dubnu 1962. — A-14\*21215