

VYUŽÍVÁNIE SLNEČNEJ ENERGIE PROSTRIEDKAMI ARCHITEKTÚRY A STAVEBNÍCTVA

ING. JURAJ KALAŠ, CSc.

Stavebná fakulta VŠT, Košice

V práci sú uvedené výsledky analýzy sklenených výplňových konštrukcií a plných stavebných konštrukcií z hľadiska vplyvu tepelných ziskov od slnečného sálania na bilanciu výmeny tepla v jednotlivých mesiacoch vykurovacieho obdobia.

Výsledky vykonanej analýzy jednoznačne dokazujú mimoriadný význam správnej voľby veľkosti a orientácie sklenených výplňových konštrukcií a stavebných konštrukcií z hľadiska pasívneho využívania slnečnej energie vo vykurovacom období.

Recenzoval: Doc. Ing. Dr. Jaromír Čihelka

1. ÚVOD

Slnko je významným a perspektívnym obnoviteľným zdrojom energie. Slnečná energia má v porovnaní s ostatnými druhmi energie tieto výhody:

- je všeobecne k dispozícii,
- prakticky je nevyčerpatelná,
- neznečisťuje životné prostredie.

Nevýhodou je, že intenzita slnečnej energie na zemskom povrchu má nestacionárny priebeh a sa mení tak v priestore ako aj v čase.

Slnečná energia na Zemi sa môže využívať:

- priamou premenou na elektrickú energiu,
- priamou premenou na tepelnú energiu.

V architektonických objektoch prichádza do úvahy najmä premena slnečnej energie na teplo. Systémy používané v súčasnosti je možné rozdeliť do dvoch skupín:

- priame systémy,
- nepriame systémy.

Nepriame systémy, tzv. aktívne solárne systémy, využívajú slnečnú energiu pomocou samostatného technického zariadenia. Limitujúcim činiteľom širšieho uplatňovania týchto systémov sú ich vysoké investičné náklady a dlhá návratnosť vložených investícií.

Priame systémy, tzv. pasívne solárne systémy, nevyžadujú samostatné technické zariadenia, ale využívajú kladné vplyvy situovania budovy, tvaru pôdorysu, veľkosti a orientácie okien, fyzikálnych vlastností obvodového a strešného plášťa.

Pasívne solárne systémy kladú požiadavky hlavne na duševnú prácu v štádiu projektovania. Požiadavky na investičné prostriedky sú minimálne.

2. ANALÝZA ORIENTÁCIE SKLENENÝCH VÝPLŇOVÝCH KONŠTRUKCIÍ A PLNÝCH STAVEBNÝCH KONŠTRUKCIÍ Z HĽADISKA EFEKTÍVNOSTI VYUŽÍVANIA SLNEČNEJ ENERGIE

Podstatné zníženie ročnej spotreby tepla na vykurovanie budov je možné dosiahnuť optimalizáciou veľkosti a orientácie sklenených výplňových konštrukcií a plných stavebných konštrukcií z hľadiska tepelných ziskov od slnečného sálania.

Výmenu tepla sprostredkovanú vonkajšími stavebnými konštrukciami vo vykurovacom období môžeme vyjadriť pomocou vzťahov:

— sklenenými výplňovými konštrukciami

$$Q_{CR} = \sum_{i=1}^{i=n} [Q_{op(\tau)} - Q_{or(\tau)}] \quad [\text{Wh} \cdot \text{rok}^{-1}] \quad (1)$$

— plnými stavebnými konštrukciami

$$Q_{CR} = \sum_{i=1}^{i=n} [Q_{sp(\tau)} - Q_{sr(\tau)}] \quad [\text{Wh} \cdot \text{rok}^{-1}] \quad (2)$$

kde: $Q_{op(\tau)}$ — tepelné straty prechodom sklenenou konštrukciou v čase τ [W],
 $Q_{or(\tau)}$ — tepelné zisky od slnečného sálania sklenenou konštrukciou v čase τ [W],
 $Q_{sp(\tau)}$ — tepelné straty prechodom plnou konštrukciou v čase τ [W],
 $Q_{sr(\tau)}$ — tepelné zisky od slnečného sálania plnou konštrukciou v čase τ [W],
 n — dĺžka vykurovacieho obdobia [h].

Pre potreby analýzy vplyvu orientácie sklenených výplňových konštrukcií a plných stavebných konštrukcií na tepelné zisky od slnečného sálania vo vykurovacom období bol použitý program odladený na samočinnom počítači EC 1033 [2].

Pre určenie intenzity slnečného sálania priameho $I_{p(\tau)}$ a difúzneho $I_{d(\tau)}$ dopadajúceho na ľubovoľne orientovanú plochu v priebehu roka a dňa boli použité vzťahy uvedené v ČSN 73 0548 [4].

Pri určovaní denného priebehu teplôt sa vychádzalo z predpokladu harmonického kolísania teplôt $t_{e(\tau)}$ [ČSN 73 0548].

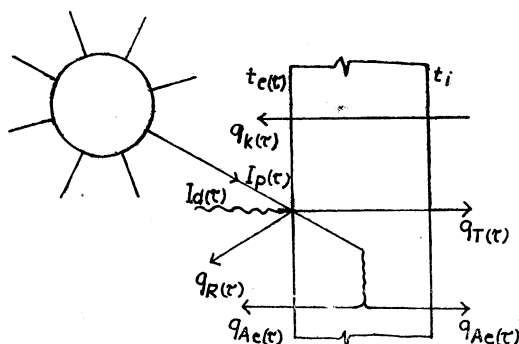
2.1. Analýza sklenených výplňových konštrukcií z hľadiska tepelných strát a tepelných ziskov vo vykurovacom období

Mechanismus výmeny tepla sprostredkovanej sklenenými konštrukciami je znázornený na obr. 1.

Tepelné straty prechodom v čase τ je možné vyjadriť pomocou vzťahu:

$$Q_{op(\tau)} = S_o \cdot k_o \cdot (t_{e(\tau)} - t_i) \quad [\text{W}] \quad (3)$$

kde: S_o — plocha skla [m^2],
 k_o — súčiniteľ prechodu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
 $t_{e(\tau)}$ — teplota vonkajšieho vzduchu [$^{\circ}\text{C}$],
 t_i — teplota vzduchu v miestnosti [$^{\circ}\text{C}$].



Obr. 1. Mechanizmus prechodu tepla sklenenou konštrukciou.

Slniečná energia dopadajúca vplyvom slnečného sálania na povrch sklenenej konštrukcie sa sčasti odrazí, sčasti pohltí a sčasti prechádza do vnútorného prostredia. Množstvo tepla, ktoré bolo sklom pohltené, je odvádzané sčasti do vonkajšieho a sčasti do vnútorného prostredia.

Podľa [3] prestup tepla do miestnosti spôsobený pohltením časti tepelnej energie od slnečného sálania je možné vyjadriť:

$$q_{Ai}(\tau) = T_{Ai} \cdot (I_p(\tau) + I_d(\tau)) \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (4)$$

kde: T_{Ai} — pomerná priepustnosť pre pohltené slnečné sálanie [—].

Hodnota T_{Ai} pre jednoduché a dvojité zasklenie sa môže určiť zo vzťahov:
— jednoduché zasklenie:

$$T_{Ai} = A \cdot \frac{\alpha_i}{\alpha_i + \alpha_e} \quad [—] \quad (5)$$

— dvojité zasklenie:

$$T_{Ai} = A_e \cdot \frac{k_o}{\alpha_i} + T_e \cdot A_i \cdot \left(1 - \frac{k_o}{\alpha_e}\right) \quad [—] \quad (6)$$

kde: A — pomerná pohltivosť skla pre slnečné sálanie, (e — vonkajšieho, i — vnútorného) [—],
 T_e — pomerná priepustnosť vonkajšieho skla [—],
 α_i, α_e — súčiniteľ prestupu tepla na vnútornom a vonkajšom povrchu konštrukcie [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$].

Tok tepla cez konštrukciu vplyvom slnečného sálania sa môže vyjadriť:

$$q_{\tau}(\tau) = I_p(\tau) \cdot T_p + I_d(\tau) \cdot T_d \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (7)$$

Súčiniteľ priepustnosti pre priame T_p a difúzne T_d slnečné sálanie sa môže stanoviť pomocou vzťahu:

— priame sálanie

$$T_p = T_o \cdot \Gamma \cdot s \quad [—] \quad (8)$$

— difúzne sálanie

$$T_d = 0,9 \cdot T_o \cdot s \quad [—] \quad (10)$$

kde: T_o — pomerná priepustnosť skla pri kolmom dopade slnečných lúčov [—],
 Γ — súčiniteľ smerovej priepustnosti [—],
 ϵ — cloniaci súčiniteľ [—].

Intenzita priameho slnečného sálania prechádzajúceho sklenenou konštrukciou včítane časti pohlteneho slnečného sálania sa môže vyjadriť:

— pre jednoduché zasklenie

$$I_{op}(\tau) = I_p(\tau) \cdot T_p + I_p(\tau) \cdot A \cdot \frac{\alpha_i}{\alpha_i + \alpha_e} \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (11)$$

— pre dvojité zasklenie

$$I_{op}(\tau) = I_p(\tau) \cdot T_p + I_p(\tau) \cdot \left[A_e \cdot \frac{k_o}{\alpha_e} + T_e \cdot A_i \cdot \left(1 - \frac{k_o}{\alpha_i} \right) \right] \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (12)$$

Intenzita difúzneho slnečného sálania prechádzajúceho sklenenou konštrukciou, včítane časti pohlteneho slnečného sálania sa môže určiť pomocou vzťahu:

— pre jednoduché zasklenie

$$I_{od}(\tau) = I_d(\tau) \cdot T_d + I_d(\tau) \cdot A \cdot \frac{\alpha_i}{\alpha_i + \alpha_e} \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (13)$$

— pre dvojité zasklievanie

$$I_{od}(\tau) = I_d(\tau) \cdot T_d + I_d(\tau) \cdot \left[A_e \cdot \frac{k_o}{\alpha_e} + T_e \cdot A_i \cdot \left(1 - \frac{k_o}{\alpha_i} \right) \right] \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (14)$$

Teplné zisky od slnečného sálania

$$Q_{or}(\tau) = S_o \cdot (I_{op}(\tau) + I_{od}(\tau)) \quad (15)$$

2.2. Analýza plných stavebných konštrukcií z hľadiska tepelných strát a tepelných ziskov vo vykurovacom období

Bilanciu výmeny tepla u plných stavebných konštrukcií pri zohľadnení tepelných ziskov od slnečného sálania je možné vyjadriť pomocou vzťahu:

$$Q_{S(\tau)} - Q_{sp}(\tau) - Q_{sr}(\tau) = S \cdot \alpha_i \cdot (t_{ip}(\tau) - t_i) \quad [W] \quad (16)$$

kde: S — plocha konštrukcie [m^2],

$t_{ip}(\tau)$ — teplota vnútorného povrchu konštrukcie [$^{\circ}C$],

$Q_{sp}(\tau)$ — tepelné straty prechodom v čase τ [W],

$Q_{sr}(\tau)$ — tepelné zisky od slnečného sálania v čase τ [W].

Teplotu vnútorného povrchu pri jednostranne pôsobiacich teplotných vlnách môžeme určiť pomocou vzťahu [1]:

$$t_{ip}(\tau) = t_{ip} + \frac{t_{r\psi}(\tau) - t_r}{\psi} \quad [^{\circ}C] \quad (17)$$

kde: t_{ip} — stredná teplota vnútorného povrchu [$^{\circ}C$],

t_r — stredná rovnocenná slnečná teplota za 24 hodín [$^{\circ}C$],

$t_{r\psi}(\tau)$ — rovnocenná slnečná teplota o ψ hodín skôr [$^{\circ}C$],

ψ — teplotný útlm konštrukcie [—],

ϕ — fázové posunutie teplotného kmitu [h].

Rovnocennú snečnú teplotu (pri zanedbaní dlhovlnného sálania) je možné určiť pomocou vzťahu:

$$t_{r(\tau)} = t_{e(\tau)} + \frac{A \cdot (I_{p(\tau)} + I_{d(\tau)})}{\alpha_e} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (18)$$

3. OKRAJOVÉ PODMIENKY ANALÝZY

Analýza bola vykonaná pre mesiace október, november, december, január, február, marec a apríl.

Vonkajšie klimatické podmienky:

Mesiace:	10	11	12	1	2	3	4
Priemerná teplota vonkajšieho vzduchu:	8,7	3,4	—0,9	—3,4	—1,7	3,3	8,8
Amplitúda kolísania teplôt vonkajšieho vzduchu:	5,20	3,25	2,65	3,35	3,80	4,90	5,60
Pomerná dĺžka snečného svitu:	0,44	0,25	0,22	0,25	0,31	0,42	0,46
Nadmorská výška: <i>H</i>	200 m						
Severná zemepisná šírka:	49°						
Súčiniteľ znečistenia atmosféry:	3						

Tepelnotechnické vlastnosti sklenených výplňových konštrukcií:

- Druh sklenenej konštrukcie: dvojité sklo.
- Súčiniteľ prechodu tepla: $k = 2,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.
- Druh použitého skla: $2 \times$ číre sklo, hr. 3 mm (čisté).
- Pomerná priepustnosť skiel: $T_o = 0,80$.

Tepelnotechnické vlastnosti plných stavebných konštrukcií:

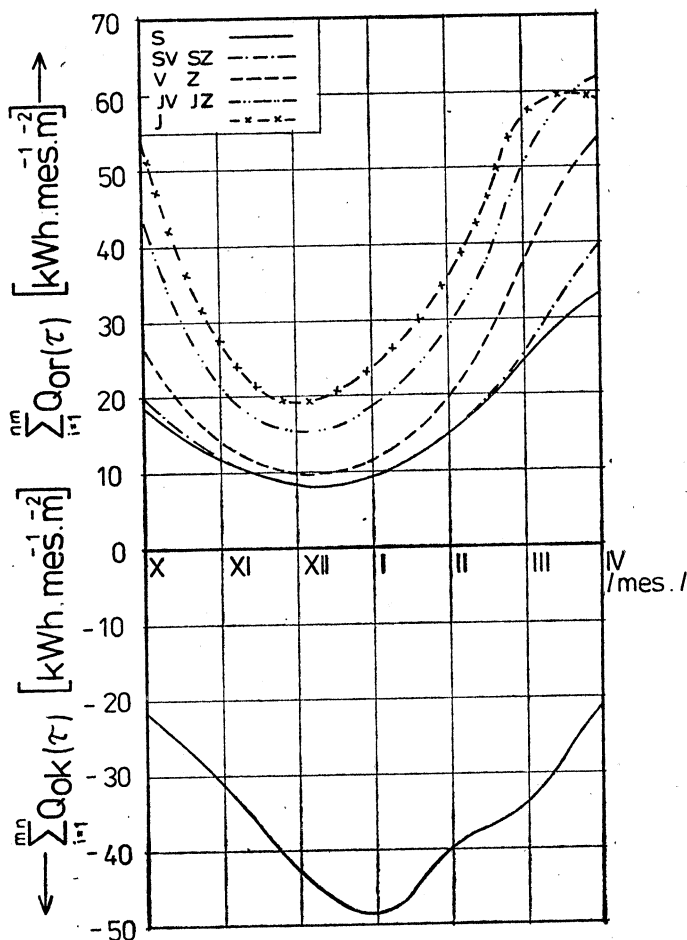
- Druh stavebnej konštrukcie: pórobetónový panel.
- Súčiniteľ prechodu tepla: $k = 0,70 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.
- Teplotný útlm konštrukcie: $\nu = 15$,
- Fázové posunutie teplotného kmitu: $\psi = 8$ hodín.
- Súčiniteľ pohltivosti konštrukcie pre snečné sálanie: $A = 0,6$; $A = 0,9$.

4. VÝSLEDKY ANALÝZY

4.1. Sklenené výplňkové konštrukcie (2x číre sklo hr. 3mm - čisté):

Mesačné súčty tepelných ziskov od snečného sálania a tepelných strát konvekciou pripadajúce na jednotkovú plochu rôzne orientovaných sklenených konštrukcií

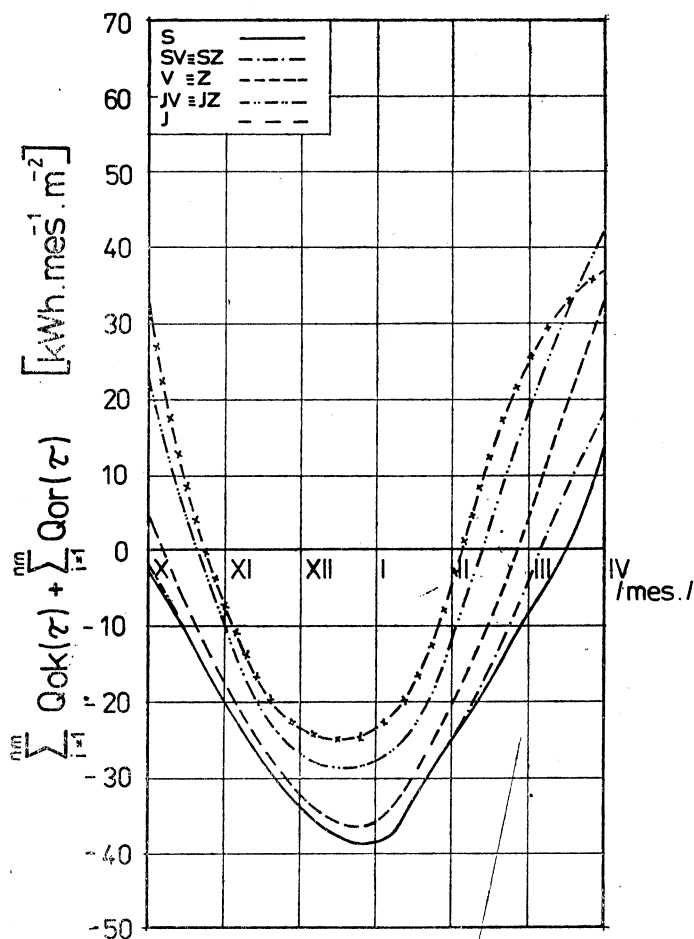
sú znázornené na obr. 2. Mesačné bilancie výmeny tepla sprostredkovanej sklennými konštrukciami sú na obr. 3.



Obr. 2. Priebeh tepelných strát konvekciou a tepelných ziskov od slnečného sálania v jednotlivých mesiacoch vykurovacieho obdobia pre sklenené výplňové konštrukcie s dvojitém zasklením.

Z bilancii vyplýva:

- Tepelné zisky od slnečného sálania znižujú bilanciu výmeny tepla vo vykurovacom období o asi 43 % (orientácia S) až 113 % (orientácia J).
- Optimalizáciou orientácie sklenených konštrukcií je možné znížiť ročnú spotrebu tepla na vykurovanie asi o 140 kWh na 1 m² sklenenej konštrukcie.
- Sklenené konštrukcie orientované na J, JV, JZ vykazujú v mesiacoch X, XII, IV — kladnú bilanciu (tepelné zisky).



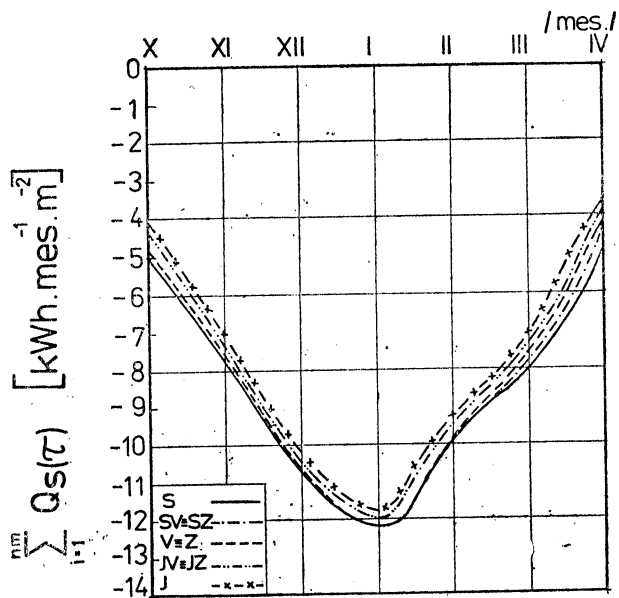
Obr. 3. Bilancia výmeny tepla sprostredkovanej sklenenou výplňovou konštrukciou s dvojitým zasklením v jednotlivých mesiacoch vykurovacieho obdobia.

4.2. Plné stavebné konštrukcie

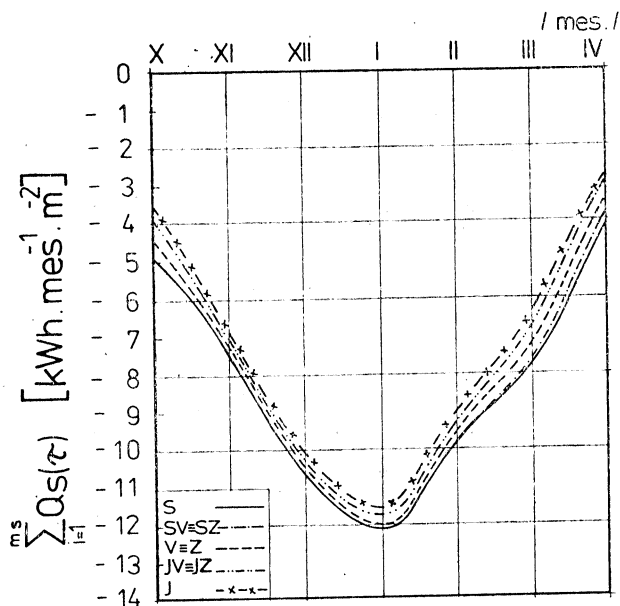
Mesačné súčty tepelných strát posudzovanou plnou konštrukciou vo vykurovacom období sú znázornené na obr. 4 pre $A = 0,6$ (svetlá omietka príp. svetlý náter) a na obr. 5 pre $A = 0,9$ (tmavá omietka príp. tmavý náter).

Z bilancii vyplýva:

- Orientácie plných stavebných konštrukcií na svetové strany ovplyvňuje bilanciu výmeny tepla vo vykurovacom období asi o 10 % (pre $A = 0,6$) až 15 % (pre $A = 0,9$).
- Kvalita a farba povrchu vyjadrená súčiniteľom pomernej pohltivosti pre slnečné sálanie A ovplyvňuje bilanciu výmeny tepla vo vykurovacom období asi o 3 % (orientácia S) až o 8 % (orientácia J).



Obr. 4. Bilancia výmeny tepla plnou stavebnou konštrukciou v jednotlivých mesiacoch vykurovacieho obdobia pri $A = 0,6$.



Obr. 5. Bilancia výmeny tepla plnou stavebnou konštrukciou v jednotlivých mesiacoch vykurovacieho obdobia pri $A = 0,9$.

POUŽITÁ LITERATÚRA:

- [1] *Bogoslavskij, V. N.*: Strojitel'naja teplofizika, Vyššaja škola, Moskva, 1952.
- [2] *Kalaš, J.*: Vplyv nestacionárnej tepelnej záťaže na energetickú náročnosť vetracích zariadení jednopodlažných priemyselných hál, KDP, Bratislava, 1986.
- [3] *Petzold, K.*: Wärmelast, VEB Verlag Technik, Berlin, 1976.
- [4] ČSN 73 0548: Výpočet tepelné záťaže klimatizovaných priestorů, ÚNM Praha, 1986.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ СРЕДСТВАМИ АРХИТЕКТУРЫ И СТРОИТЕЛЬСТВА

Инж. Юрай Калаш, к. т. н.

В статье приводятся результаты анализа стеклянных наполнительных конструкций и полных строительных конструкций из точки зрения влияния тепловых прибылей от солнечной радиации на баланс теплообмена в отдельных месяцах отопительного сезона. Результаты выполненного анализа однозначно доказывают необыкновенное значение правильного выбора размера и ориентации стеклянных наполнительных конструкций и строительных конструкций из точки зрения пассивного использования солнечной энергии в относительном сезоне.

SOLAR ENERGY UTILIZATION BY ARCHITECTURE AND BUILDING INDUSTRY

Ing. Juraj Kalaš, CSc.

Results of an analysis of glass panel structures and full engineering structures from the view-point of the influence of thermal gains from solar radiation on heat exchange balance in single months of the heating season are presented there. Results of the analysis are explicit concerning importance of the correct choice of size and the glass panel structures and engineering orientation from the view-point of passive solar energy utilization during the heating season.

AUSNUTZUNG DER SONNENENERGIE MIT HILFE DER ARCHITEKTUR- UND BAUWIRTSCHAFTSMASSNAHMEN

Ing. Juraj Kalaš, CSc.

Im Artikel werden die Ergebnisse einer Analyse der Glasfüllkonstruktionen und der vollen Baukonstruktionen aus dem Gesichtspunkt des Einflusses der Sonnenstrahlungswärmegewinne auf die Wärmeaustauschbilanz in den Einzelmonaten einer Heizungsperiode eingeführt. Die Ergebnisse der durchgeführten Analyse zeigen die ausserordentliche Bedeutung einer richtigen Wahl der Grösse und der Orientierung der Glasfüllkonstruktionen und der Baukonstruktionen aus dem Gesichtspunkt der Passivausnutzung der Sonnenenergie im Laufe einer Heizungsperiode.

UTILISATION DE L'ÉNERGIE SOLAIRE À L'AIDE DES MOYENS D'ARCHITECTURE ET D'INDUSTRIE DU BÂTIMENT

Ing. Juraj Kalaš, CSc.

L'article présenté comprend les résultats d'une analyse des constructions avec les remplissages de verre et des constructions pleines à bâtir au point de vue de l'influence des gains thermiques de la radiation solaire sur le bilan de l'échange calorique dans les mois particuliers d'une période de chauffage. Les résultats de l'analyse réalisée démontrent l'importance extraordinaire d'un choix juste de la grandeur et de l'orientation des constructions avec les remplissages de verre et des constructions à bâtir au point de vue de l'utilisation passive de l'énergie solaire pendant une période de chauffage.

METODA ZRCADLOVÝCH ZDROJŮ ZVUKU — PŘEDPOKLADY

ING. PAVEL JANEČEK, CSc.

Výzkumný ústav bezpečnosti práce, Praha

Metoda zrcadlových zdrojů zvuku je objasněna na příkladě zdroje zvuku umístěného nad rovinou s nekonečnou akustickou impedancí. Jako zobecnění metody je příklad n zdrojů a je určováno rozložení zrcadlových zdrojů pro obvyklé případy geometrické situace „zdroj zvuku — rovina odrážející zvuk“.

Recenzovala: Doc. Ing. Věra Chalupová, CSc.

Článek je první ze série příspěvků zabývajících se metodou zrcadlových zdrojů zvuku a její aplikace pro stanovení stacionární nebo přechodové přenosové funkce prostoru.

Uvádí základní předpoklady a principy aplikované v teorii geometrické akustiky. Na případu zdroje zvuku umístěného nad polonekonečnou vrstvou materiálu s nekonečnou akustickou impedancí je objasňována metoda zrcadlových zdrojů zvuku. Ke zobecnění této metody je odvozena rovnice pro výpočet akustického tlaku od n zdrojů vyzařujících buď tonální nebo širokopásmový zvuk. Dále je ukázáno rozložení zrcadlových zdrojů zvuku pro některé často řešené geometrické situace zdroj zvuku — roviny odrážející zvuk.

1. ÚVOD

V akustice často potřebujeme znát stacionární nebo přechodovou přenosovou funkci otevřeného, polouzavřeného nebo uzavřeného prostoru. Tato přenosová funkce se využívá např. k určení rozložení zvukového pole v prostoru, akustického výkonu zdroje zvuku, vyzářovacích charakteristik zdroje atd. K teoretickému stanovení přenosové funkce se používá řady metod, v poslední době však — především v důsledku širokých aplikací výpočetní techniky — výrazně převažují metody založené na teorii geometrické akustiky.

Existuje několik odlišných metod vycházejících z teorie geometrické akustiky, které se dělí na deterministické a stochastické podle toho, zda dráha zvukového paprsku je předem jednoznačně určena a zda opakovaným výpočtem docházíme ke zcela totožným výsledkům, či nikoliv. Nejjednodušší, nejnázornější a z hlediska spotřeby strojového času počítače nejméně náročná je metoda zrcadlových zdrojů zvuku, která náleží do třídy metod deterministických. Uvedené výhody této metody jsou však využitelné především pro prostory vymezené kombinací kolmých a rovnoběžných stěn, jejichž akustické vlastnosti se lokálně příliš nemění. V ostatních případech je vhodnější použít jiné metody.

V prostorové akustice pracovních prostorů je metoda zrcadlových zdrojů zvuku navrhována [1] jako jeden z prostředků k překonání problémů, které jsou spojeny s aplikací modelu kombinujícího přímé a difúzní zvukové pole pro výpočet stacionárního rozložení zvuku v uzavřených prostorech [2], [3].

Cílem série příspěvků je na základě analýzy předpokladů metody zrcadlových zdrojů zvuku a výsledků experimentů vymezit její praktickou aplikovatelnost. Impulsem pro zpracování příspěvků byly některé nejasnosti a nepřesnosti při užívání diskutované metody, které lze nalézt v řadě publikací, např. [4], [5].

Prvé dva příspěvky budou převážně teoretického charakteru. V tomto jsou shrnuty základy teorie geometrické akustiky a uvedeny předpoklady metody zrcadlových zdrojů zvuku včetně odvození hlavních rovnic. V dalším příspěvku [6] budou předpoklady metody analyzovány vzhledem k jejímu použití v reálných prostorech. Navazující příspěvky pak budou věnovány možnostem řešení konkrétních problémů pomocí metody zrcadlových zdrojů a budou ukázány výsledky experimentů.

2. TEORIE GEOMETRICKÉ AKUSTIKY

V homogenním, izotropním a bezztrátovém prostředí bez přítomnosti zdroje zvuku jsou všechny, lineární akustické veličiny pole dány řešením vlnové rovnice, která má pro akustický tlak tvar

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

kde: p — akustický tlak [Pa],

c — rychlost šíření zvuku [m . s⁻¹],

t — čas [s].

Obecně existují různé typy řešení rovnice (1). Pro určitý problém může být formulováno jedno nebo několik z nich tak, aby vyhovovalo prostředí, hraničním podmínkám a bylo jednoznačné. Zvláště důležité v přenosu zvuku jsou dva typy řešení vlnové rovnice. První je transformace vlnové rovnice na rovnici eikonálu a řešení pole pomocí vlnoploch a zvukových paprsků. Druhý typ spočívá ve využití hraničních podmínek a řešení pole pomocí normálových módů. V některých případech je v důsledku daných fyzikálních podmínek jednodušší řešení prvé, v jiných řešení druhé. V této práci se budeme zabývat pouze řešením pole pomocí vlnoploch a zvukových paprsků.

Rovnice eikonálu, která přímo vede k pojmu zvukový paprsek, má tvar

$$\left(\frac{\partial \eta}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial z}\right)^2 = n^2(x, y, z), \quad (2)$$

kde: η — eikonál,

x, y, z — souřadnice kartézské souřadné soustavy,

n — index lomu (—), $n = \frac{c}{c_0}$

c_0 — vztahná rychlost šíření zvuku [m . s⁻¹].

Řešením rovnice (2) jsou plochy dané podmínkou

$$\eta(x, y, z) = \text{konst.} \quad (3)$$

Plochy splňující rovnici (3) představují vlnoplochy, neboť zvuková vlna má na těchto plochách stejnou fázi. Normály k vlnoplochám definují směry dalšího postupu vlnění a tedy i směry šíření zvukové energie a nazývají se zvukovými paprsky.

Řešení rovnice eikonálu není vždy řešením vlnové rovnice. Zabývejme se otázkou, za jakých podmínek můžeme považovat rovnici eikonálu (2) za dobrou

aproximaci vlnové rovnice (1). Uvažujme jednoduchý harmonický děj s kruhovou frekvencí ω . Amplituda kmitání není obecně konstantou, ale neurčitou funkcí souřadnic x, y, z . Pro akustický tlak platí

$$p = A(x, y, z) \cdot e^{i\omega \left[t - \frac{\eta(x, y, z)}{c_0} \right]}, \quad (4)$$

kde: A — amplituda kmitání [Pa],
 x — kruhová frekvence [s^{-1}].

Provedením prvních a druhých derivací rovnice (4) podle x, y, z, t a jejich dosazením do (1) dostaneme podmínku pro přijatelnou aproximaci vlnové rovnice (1) rovnicí eikonálu (2) ve tvaru

$$\lambda_0^2 \cdot \frac{\nabla^2 A \nabla^2 \eta}{\nabla A \nabla \eta} \ll 8\pi^2, \quad (5)$$

kde: λ_0 — vlnová délka zvukové vlny šířící se rychlostí c_0 [m].

Při šíření zvukové vlny v izotropním a homogenním prostředí je poměr A a η konstantní, tudíž druhý součinitel levé strany nerovnosti (5) je nulový.

Pojem zvukový paprsek je v geometrické akustice základním pojmem. Má definovaný směr šíření a podléhá stejným zákonům jako světelný paprsek v teorii geometrické optiky s výjimkou odlišné rychlosti šíření. Dráhy zvukových paprsků jsou podle Fermatova principu takové, pro jejichž překonání spotřebuje zvuk nejkratší čas ve srovnání s libovolnou jinou dráhou spojující zdroj zvuku a příjemce. Při šíření zvuku v homogenním a izotropním prostředí je rychlost šíření zvuku konstantní, tj. $n = 1$ v rovnici (2). Pak dráha paprsku je rovna nejkratší dráze, neboli je přímočará.

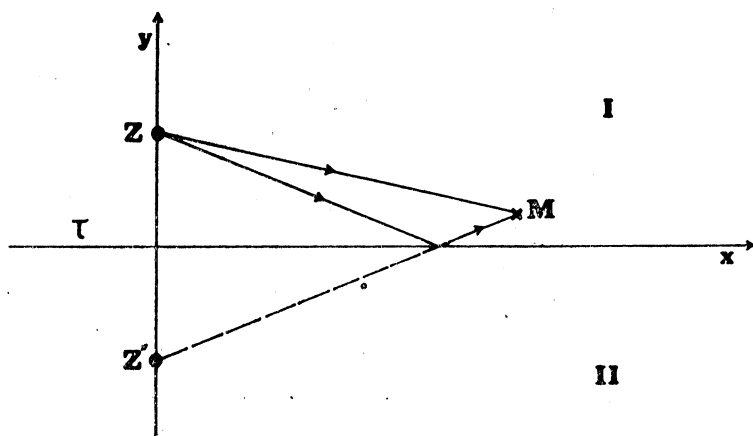
V případě dopadu zvukového paprsku na hladké rozhraní dvou rozlehlých prostředí s rozměry většími, než je vlnová délka zvukové vlny a s rozdílnými akustickými impedancemi, se opět z Fermatova principu odvozuje další dráha paprsku. Důsledkem je známý Snellův zákon odrazu. Nejsou-li splněny výše uvedené předpoklady týkající se rozhraní, realizuje se odraz zvuku podle jiných složitějších zákonů.

Při dopadu zvukového paprsku na rozhraní oddělující dvě prostředí, dochází kromě odrazu též k přenosu zvuku do druhého prostředí, který se označuje jako lom paprsku. Nový směr zvukového paprsku v tomto prostředí lze rovněž určit s využitím Fermatova principu. Zde se nejedná o jediné homogenní a izotropní prostředí, a proto dráhy zvukových paprsků představují takové dráhy, k jejichž překonání potřebuje zvuk nejkratší čas.

3. METODA ZRCADLOVÝCH ZDROJŮ ZVUKU

Mějme dvě prostředí: vzduch (označíme I) s měrnou akustickou impedancí $Z_{SI} = \rho c$ a polonekonečnou vrstvu materiálu (označíme II) s měrnou akustickou impedancí Z_{SII} . Necht tato prostředí jsou oddělena rovinou τ a necht jsou homogenní a izotropní s výjimkou hranice obou prostředí. Prostor I necht je navíc bezetrátový. Necht v prostředí I se nalézá bodový monopólní zdroj zvuku. Zajímá nás zvukové pole v tomto prostředí za předpokladu, že platí $Z_{SII} \rightarrow \infty$.

Proložíme-li zdrojem zvuku Z a příjemcem M rovinu kolmou k rovině τ , pak lze řešení převést na dvojrozměrný případ (obr. 1).



Obr. 1. Řešená situace a konstrukce zrcadlového zdroje zvuku

Pro uvedené předpoklady a geometrickou situaci musí být na hranici τ splněná podmínka daná rovnicí [8]

$$\frac{1}{\rho\omega} \frac{\partial p_v}{\partial z} = 0 \text{ pro } z = 0, \quad (6)$$

kde: ρ — hustota vzduchu [kgm^{-3}],
 p_v — výsledný akustický tlak [Pa],
 z — souřadnice kartézské souřadné soustavy.

Zvukové pole v bodě $M(x, z)$ pro $z > 0$ je dáno součtem akustického tlaku přímé zvukové vlny a vlny odražené. Odražená vlna může být podle metody zrcadlových zdrojů zvuku z hlediska působení v místě přijímače nahrazena vlnou šířící se ze zrcadlového zdroje Z' . Zrcadlový zdroj zvuku získáme geometrickým zrcadlením reálného zdroje Z v rovině rozhraní τ (obr. 1). Zvukové pole je pak ve všech bodech $M(x, z)$ pro $z > 0$ identické s polem vytvářeným reálným a zrcadlovým zdrojem zvuku, které mají totožný akustický výkon a shodnou fázi emitované zvukové vlny. Prostředí II a rozhraní může být tedy tímto způsobem nahrazeno. Pojednáváme nyní o jediném prostředí I v neomezeném prostoru, ve kterém jsou umístěny dva zdroje zvuku Z a Z' . Podle teorie geometrické akustiky (viz kap. 2) pak substituujeme zvukové vlny vycházející ze zdrojů zvukovými paprsky.

Zobecněme naznačený problém a zabývejme se skládáním zvukových polí od n zdrojů zvuku. Předpokládejme opět homogení, izotropní a bezztrátové prostředí, které je nekonečně rozlehlé. Nechť v tomto prostředí je umístěno n bodových monopólních zdrojů zvuku, které v čase $t > 0$ generují konstantní zvuk s kruhovou frekvencí ω a s akustickým výkonem W . Všechny zdroje nechť pracují se stejnou fází. Akustický tlak zvukové vlny šířící se od zdroje i je dán rovnicí [9]

$$p_i = \frac{(W\rho c)^{1/2}}{2\pi r_i} \cdot \frac{e^{j(\omega t - kr_i)}}{r_i}, \quad (7)$$

kde: p_i — akustický tlak generovaný i -tým zdrojem zvuku ve vzdálenosti r_i [Pa],
 W — střední hodnota akustického výkonu jednoho zdroje zvuku [W],
 k — vlnové číslo [m^{-1}],
 r_i — vzdálenost přijímače od i -tého zdroje zvuku [m].

Pro n zdrojů zvuku je pak výsledná okamžitá hodnota akustického tlaku rovna součtu okamžitých hodnot akustických tlaků od jednotlivých zdrojů. Neboli platí

$$p_{v0} = \frac{(W_{qc})^{1/2}}{2\pi} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{e^{j(\omega t - kr_i)}}{r_i}, \quad (8)$$

kde: p_{v0} — výsledná okamžitá hodnota akustického tlaku [Pa].

Provedme důkaz správnosti aplikace vztahu (8) pro metodu zrcadlových zdrojů zvuku. Rovnice (8) vyhovuje vlnové rovnici (1), neboť — jak zjistíme dosazením — vyhovuje této každý z členů (8). Z toho vyplývá, že rovnice (8) vyhovuje i rovnici eikonálu (2). Ověřme dále splnění podmínky (6) pro případ zdroje zvuku umístěného nad rovinou totálně odrazující zvuk (*obr. 1*). Dosazením (8) pro $n = 2$ do rovnice (6) a úpravou dostaneme pro podmínku $z = 0$ identickou rovnost nule. Splnění podmínky (6) vyplývá bezprostředně ze skutečnosti, že systém zdrojů Z , Z' je symetrický (akusticky i geometricky) vzhledem k rovině τ . Analogicky lze postupovat při důkazu aplikovatelnosti rovnice (8) v jiných složitějších geometrických konfiguracích i v případech většího počtu zdrojů zvuku, než bylo uvedeno. Zavedením efektivní hodnoty akustického tlaku dostaneme z rovnice (8)

$$p_{ve}^2 = \frac{W_{qc}}{4\pi} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \frac{\cos k(r_i - r_j)}{r_i r_j} \quad (9)$$

kde: p_{ve}^2 — kvadrát efektivní hodnoty výsledného akustického tlaku [Pa],
 i, j — sčítací indexy [—].

Při odvozování (9) byl užit goniometrický tvar rovnice (8), což bylo vyvoláno dále prováděnými matematickými operacemi.

Reálné zdroje zvuku však vyzařují spíše širokopásmový zvuk náhodného charakteru, než dosud uvažovaný tonální zvuk. Pak kvadrát efektivní hodnoty výsledného akustického tlaku je dán rovnicí (10), která byla získána z (9). Přitom bylo předpokládáno, že zdroj zvuku vyzařuje s konstantní spektrální výkonovou hustotou ve frekvenčním pásmu $B = f_2 - f_1$. Platí

$$p_{ve}^2 = \frac{W_{qc}}{4\pi} \cdot \frac{1}{k_2 - k_1} \int_{k_1}^{k_2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \frac{\cos k(r_i - r_j)}{r_i r_j} dk, \quad (10)$$

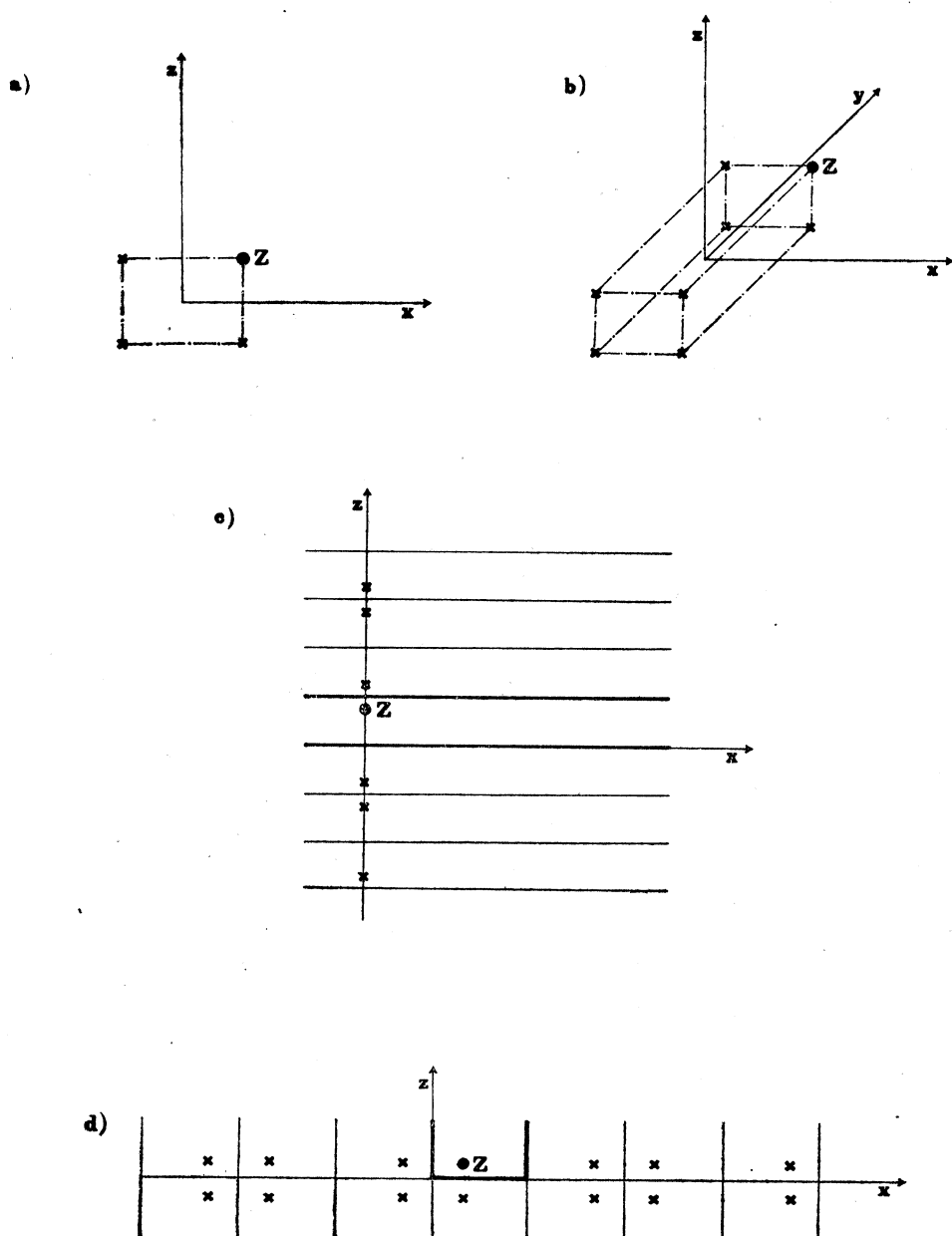
kde: k_1 — vlnové číslo pro dolní frekvenci pásma f_1 [m^{-1}],
 k_2 — vlnové číslo pro horní frekvenci pásma f_2 [m^{-1}].

Provedením naznačené integrace dostaneme (odděleně je nutno řešit případ $i = j$ a $i \neq j$)

$$p_{ve}^2 = \frac{W_{qc}}{4\pi} \cdot \frac{1}{k_2 - k_1} \left[\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \frac{\sin k_2(r_i - r_j) - \sin k_1(r_i - r_j)}{r_i r_j (r_i - r_j)} + (k_2 - k_1) \sum_{i=1}^n \frac{1}{r_i r_j} \right]. \quad (11)$$

Rovnici (11) lze využít ke stanovení zvukového pole podle metody zrcadlových zdrojů zvuku s předpoklady uvedenými výše pro libovolný počet reálných a jim odpovídajících zrcadlových zdrojů zvuku.

Princip konstrukce zrcadlových zdrojů, který byl naznačen na *obr. 1* pro zdroj zvuku umístěný nad rovinou totálně odrazující zvuk, lze zobecnit na libovolnou geometrickou konfiguraci zdroje (zdrojů) nalézajících se v prostoru vymezeném



Obr. 2. Zrcadlové zdroje zvuku pro geometrické konfigurace
(a — roh tvořený dvěma stěnami, b — roh tvořený třemi stěnami, c — dvě paralelní stěny,
d — zářez v terénu).
Legenda: • — reálný zdroj, x — zrcadlový zdroj

kombinací kolmých a rovnoběžných rovin. V uvedeném případě (obr. 1) dochází pouze k jedinému odrazu a byl tedy využit jediný zrcadlový zdroj zvuku. Toto však není obecným pravidlem. Ve složitějších situacích je počet odrazů větší než jeden a počet zrcadlových zdrojů vychází z nutnosti splnění hraniční podmínky na všech rovinách vymezujících prostor.

Příklady konstrukcí zrcadlových zdrojů zvuku pro další jednoduché konfigurace jsou uvedeny na obr. 2. V případě c) a d) je přirozeně počet zrcadlových zdrojů zvuku nekonečný. Na obrázku nejsou rozlišeny zrcadlové zdroje podle počtu odrazů zvukové vlny, které reprezentují, neboť při splnění předpokladů uvedených výše, mají všechny zdroje totožné charakteristiky.

4. ZÁVĚR

Z uvedených předpokladů teorie geometrické akustiky a zvláště pak metody zrcadlových zdrojů zvuku vyplývá, že podmínky pro jejich splnění jsou velmi striktní. Proto hlavním cílem druhého ze série příspěvků bude provedení podrobné analýzy předpokladů vzhledem k reálným poměrům v řešených prostorech.

LITERATURA

- [1] Doak, P. E.: The Acoustics of Factories and Others Non-Sabine Spaces. FASE/DAGA 1982.
- [2] Janeček, P.: Model založený na kombinaci přímého a difuzního zvukového pole. Zdravotní technika a vzduchotechnika, 32, 1989, č. 3, s. 147—157.
- [3] Janeček, P.: A Model for Sound Energy Distribution in Work Spaces Based on the Combination of Direct and Diffuse Sound Fields. Acustica [v tisku].
- [4] West, M.: The Sound Attenuation in an Open — Plan Office. Applied Acoustics, 6, 1973, č. 1, s. 35—56.
- [5] Harris, C. M.: Handbook of Noise Control. 2. ed. New York, McGraw — Hill 1979.
- [6] Janeček, P.: Metoda zrcadlových zdrojů zvuku — analýza předpokladů. Zdravotní technika a vzduchotechnika [v přípravě k publikaci].
- [7] Officer, C. B.: Introduction to the Theory of Sound Transmission. 1. ed. New York, McGraw — Hill 1958.
- [8] Butov, P. A.: Oтражение сферической волны от импедансной границы. Акустический журнал, 27, 1981, č. 3, s. 346—350.
- [9] Merhaut, J.: Teoretické základy elektroakustiky. 3. ed. Praha, Academia 1976.
- [10] Janeček, P.: Comments on Acoustical Behaviour of „Low“ Rooms. Acustica, 52, 1983, č. 3, s. 191—192.

МЕТОД ЗЕРКАЛЬНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЗВУКА

Инж. П. Янечек

Метод зеркальных источников звука объяснен на примере источника звука помещенного над плоскостью с бесконечным акустическим импедансом. Приводится в статье пример обобщения и источников и определяется расположение зеркальных источников для обыкновенных случаев геометрической ситуации „источник звука - плоскость отражения звука“.

METHOD OF THE IMAGE SOUND SOURCES

Ing. P. Janeček, CSc.

Method of the image sound sources is on an example of the sound source located above the plane with the infinite acoustic impedance expounded there. As an example of generalization of the method an example of the n sources is presented in the article and the layout of the reflected sources for the standard cases of the geometric situation „sound source — sound reflecting plane“ is discussed there.

DYNAMICKÝ MODEL ČISTÉHO PROSTORU

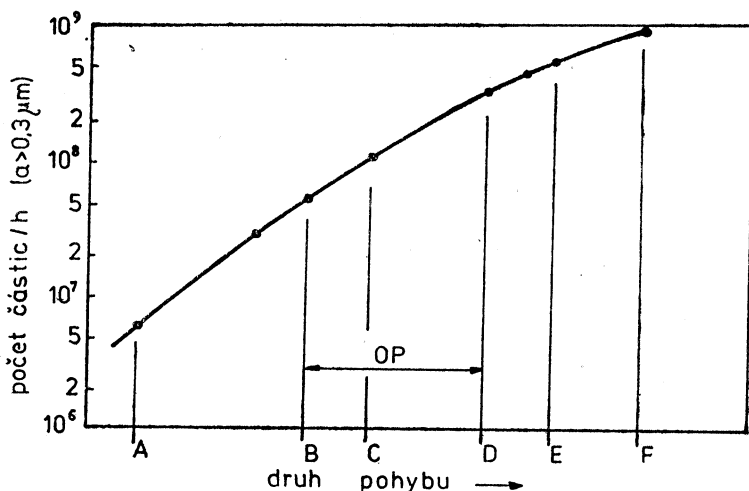
ING. RUDOLF PTÁČEK

Katedra techniky prostředí Strojní fakulty ČVUT

Autor matematickými metodami analyzuje distribúciu častíc v čistom priestore v modelových situáciách abstrahovaných z praxe, pričom javy nepopisuje ako ustálené, ale premenné v čase.

Recenzoval: Doc. Ing. Ján Valent, CSc.

Při návrhu a projektování čistých prostorů je třeba znát kromě jiných důležitých informací (struktura technologie, zdroje tepla a statické elektřiny atd.) i změny počtu částic v pracovním prostoru při změně technických a klimatických parametrů (např. změny počtu pracovníků), či předpokládané počty částic pro kontrolu počtu částic v pracovním prostoru při provozu. Tyto změny lze sledovat z hlediska časově ustáleného a neustáleného stavu. Zároveň je nutné rozlišovat, při jakých druzích proudění v prostoru nastávají. Vliv pracovníků na počet částic v pracovním prostoru a na intenzitu výměny vzduchu ukazují *obr. 1* a *obr. 2*.

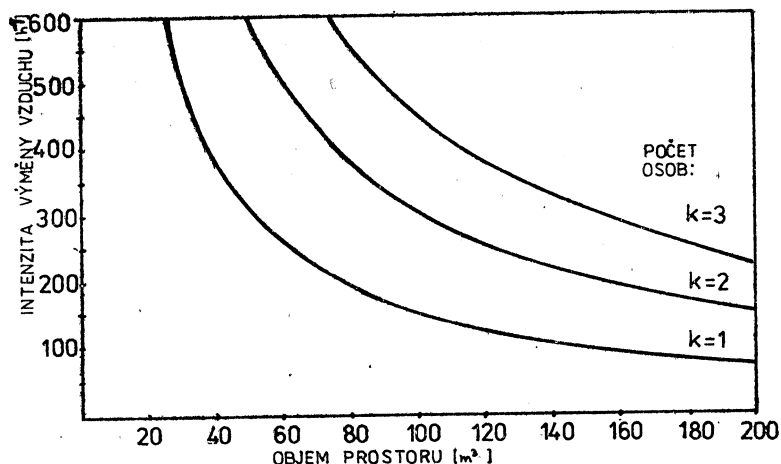


Obr. 1. Produkce částic člověkem při různých druzích pohybu

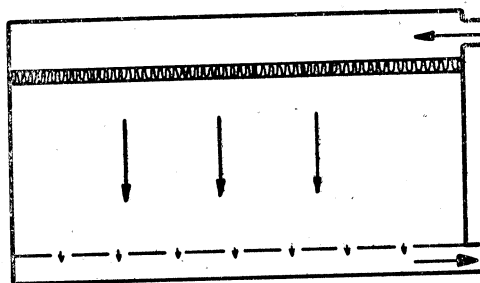
Druh pohybu:

A — stání nebo sezení bez pohybu, B — sezení s malým pohybem horní části těla, hlavy, rukou a nohou, C — stání s plnými pohyby celého těla, D — pomalá chůze asi 3,5 km/h, E — chůze asi 9 km/h, F — sportovní cvičení a hry, OP — oblast druhů pohybu využitelná pro práci člověka v čistých prostorech

Pro třídy čistoty 1, 10, 100 (podle US FS 209 D) je charakteristické uspořádané proudění (kvazilaminární bez turbulencí) v celé oblasti proudu vzduchu v objemu čistého prostoru (*obr. 3*). Proud vzduchu přichází teplotně a vlhkostně upraven z přírodních filtračních koncových elementů do pracovního prostoru, kde dosahuje rychlosti 0,45 až 0,5 m/s (intenzita výměny vzduchu dosahuje hodnot 500 až



Obr. 2. Intenzita výměny vzduchu v čistém prostoru s neuspořádaným (turbulentním) prouděním. Třída čistoty 1000 podle US FS 209 D

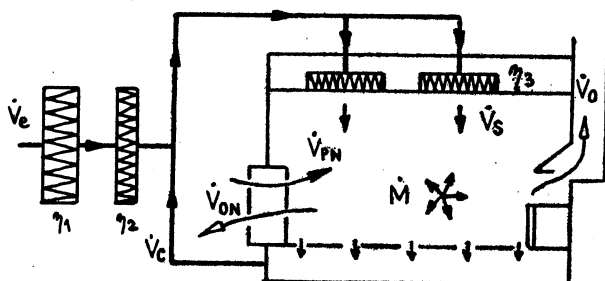


Obr. 3. Uspořádané vertikální proudění v prostorech s třídami čistoty 100 a lepších (podle US FS 209 d)

600 za hodinu). Rychlosti proudění vzduchu jsou limitovány požadavkem, aby nedošlo k narušení proudu a aby byly vytvořeny aerodynamické podmínky pro odvězení částic z tohoto prostoru. Vzduch se z těchto důvodů odvádí děrovanou dvojitou podlahou.

Vzhledem k uvedeným skutečnostem nemůže dojít k návratu částic do prostoru bezprostředně pod přívodní filtrační stropní elementy. Pro výpočet počtu částic v m³ vzduchu v daném místě, kde je produkce částic $\dot{M}$, lze užít rovnice, která vyjadřuje časově ustálený stav daného prostoru pro dané parametry (obr. 4).

Prostory s částečně neuspořádaným nebo neuspořádaným prouděním (tj. třídy čistoty (1 000, 10 000 a 100 000), kde existují turbulentní oblasti a víry, jsou z hlediska řešení počtu částic v pracovním prostoru složitější. Působí zde již zmíněná turbulence, ale i konvekční proudy od zdrojů tepla. Může tedy snadno dojít k cirkulaci částic, popřípadě k přivedení částic do prostoru pod stropní elementy. Schéma prostoru s neuspořádaným prouděním je na obr. 5. Vliv konvekčních



Obr. 4. Výpočet počtu částic v čistém prostoru za ustáleného stavu. Platí:

$$\dot{V}_s = \dot{V}_e + \dot{V}_c$$

$$(\dot{V}_o + \dot{V}_{ON} + \eta_3 \cdot \dot{V}_c) \cdot C_1 = C_e \cdot (\dot{V}_e \cdot (1 - \eta_1) (1 - \eta_2) (1 - \eta_3) + \dot{V}_{FN}) + \dot{M}$$

z čehož:

$$C_1 = \frac{C_e \cdot (\dot{V}_e (1 - \eta_1) (1 - \eta_2) (1 - \eta_3) + \dot{V}_{FN}) + \dot{M}}{\dot{V}_o + \dot{V}_{ON} + \eta_3 \dot{V}_c}$$

kde $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \sim [-]$ účinnosti jednotlivých typů filtrů (1 a 2 = předfiltry, 3 = koncový filtr

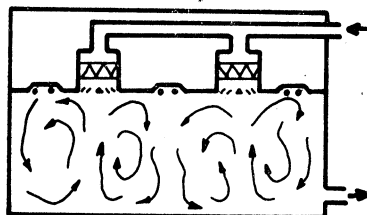
$C_1, C_e \sim [\text{částic}/\text{m}^3]$ počty částic

$\dot{M} \sim [\text{částic}/\text{h}]$ celková (dílčí) produkce částic uvnitř prostoru

$\dot{V}_e \sim [\text{m}^3/\text{h}]$ objemový průtok čerstvého vzduchu

$\dot{V}_c, \dot{V}_o \sim [\text{m}^3/\text{h}]$ objemové průtoky cirkulačního a odváděného vzduchu

$\dot{V}_{FN}, \dot{V}_{ON} \sim [\text{m}^3/\text{h}]$ objemové průtoky vzduchu přiváděného a odváděného netěsnostmi



Obr. 5. Čistý prostor s neuspořádaným prouděním vzduchu

proudů na proudění v prostoru je zřejmé z obr. 6. Intenzita výměny vzduchu pro tyto prostory má hodnoty 30 až 300 za hodinu, při rychlostech proudění mezi 0,1 až 0,25 m/s.

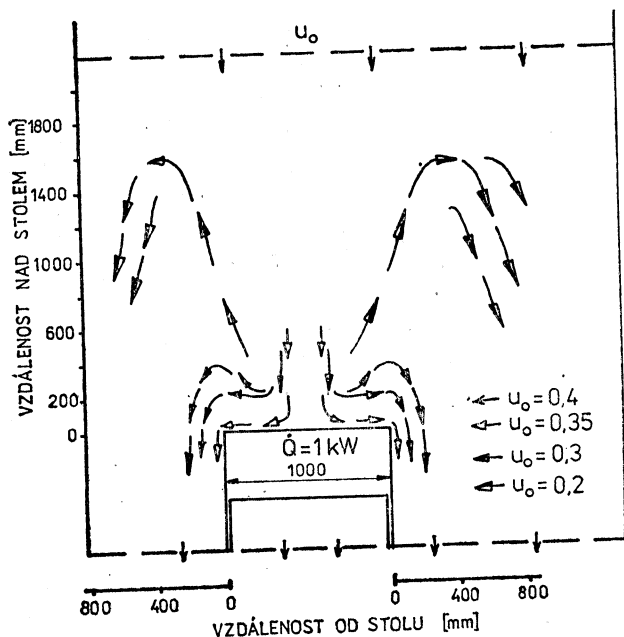
Pro modelování a následně tedy i pro výpočet čistých prostor s neuspořádaným prouděním, lze původní objem prostoru rozdělit na dvě oblasti (obr. 7):

1. Pracovní oblast čistého prostoru.

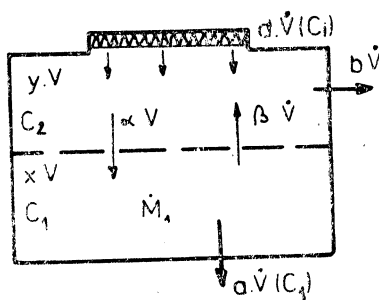
2. Přívodní oblast čistého prostoru.

Pro tyto oblasti pak definujeme tyto podmínky:

ad 1.; zde dochází ke kontaminaci vzduchu částicemi a k průniku částic (částec-nému) vlivem vstupování a vystupování pracovníků a materiálu do a z prostoru ($\dot{M}_1$); počet částic C_1 ; je žádoucí, aby vzduch byl z této oblasti odváděn nejkratší cestou, a to otvory v podlaze nebo v obvodových stěnách místnosti.



Obr. 6. Rozložení rychlostí vzduchu v čistém prostoru v bezprostřední blízkosti pracovního stolu, je-li stůl s tepelnou zátěží $\dot{Q}$ (vliv konvekčních teplých proudů)



Obr. 7. Schéma čistého prostoru s neuspořádaným prouděním vzduchu — model,
 C_1, C_2 [částic/m³] počty částic v m³ vzduchu
 $\dot{M}_1$ [částic/h; částic/s] produkce částic v pracovní oblasti čistého prostoru
 $\dot{V}$ [m³/h; m³/s] objemový průtok vzduchu
 V [m³] objem čistého prostoru

ad 2.; zde nedochází k přímé kontaminaci vzduchu částicemi, část vzduchu odchází vlivem přetlaku, počet částic je zde C_2 a je poněkud vyšší než u přívodního vzduchu (počet částic ve vzduchu těsně pod filtračními přívodními stropními elementy); část vzduchu sem přichází z pracovní oblasti, což zvyšuje hodnotu počtu částic.

Na základě uvedených podmínek lze za pomoci obr. 7 definovat geometrické a hmotnostní podmínky a zapsat základní diferenciální rovnici.

Platí:

$$\begin{aligned}x + y &= 1 \\a + b &= d \\d + \beta &= b + \alpha\end{aligned}$$

Základní rovnice

$$\begin{aligned}\dot{M}_1 + \alpha \cdot \dot{V} \cdot C_2 &= a \cdot \dot{V} \cdot C_1 + \beta \cdot \dot{V} \cdot C_1 + x \cdot V \cdot \frac{dC_1}{d\tau} \\ \beta \cdot \dot{V} \cdot C_1 + d \cdot \dot{V} \cdot C_1 &= b \cdot \dot{V} \cdot C_2 + \alpha \cdot \dot{V} \cdot C_2 + y \cdot V \cdot \frac{dC_2}{d\tau}\end{aligned} \quad (1)$$

úpravou a substitucí

$$\begin{aligned}\frac{1}{x} \cdot \frac{\dot{M}_1}{V} \cdot \frac{\dot{V}}{\dot{V}} + \frac{\alpha}{x} \cdot \frac{\dot{V}}{V} \cdot C_2 &= \frac{a + \beta}{x \cdot V} \cdot \dot{V} \cdot C_1 + \frac{dC_1}{d\tau} \\ \frac{d}{y \cdot V} \cdot \dot{V} \cdot C_1 + \frac{\beta}{y \cdot V} \cdot \dot{V} \cdot C_1 &= \frac{b + \alpha}{y \cdot V} \cdot \dot{V} \cdot C_2 + \frac{dC_2}{d\tau}\end{aligned} \quad (2)$$

kde lze nahradit

$$\begin{aligned}n = \frac{V}{\dot{V}} \quad Z_1 = \frac{\alpha}{x} \quad K_1 = \frac{1}{x} \cdot \frac{\dot{M}_1}{\dot{V}} \quad v_1 = \frac{a + \beta}{x} \\ z_2 = \frac{\beta}{y} \quad K_2 = \frac{1}{y} \cdot C_1 \cdot d \quad v_2 = \frac{b + \alpha}{y}\end{aligned} \quad (3)$$

Po dosazení

$$\begin{aligned}n \cdot K_1 + z_1 \cdot n \cdot C_2 &= v_1 \cdot n \cdot C_1 + \frac{dC_1}{d\tau} \\ n \cdot K_2 + z_2 \cdot n \cdot C_1 &= v_2 \cdot n \cdot C_2 + \frac{dC_2}{d\tau}\end{aligned} \quad (4)$$

nazveme-li $\frac{d}{d\tau} = D$, pak

$$n \cdot K_1 + z_1 \cdot n \cdot C_2 = (v_1 \cdot n + D) \cdot C_1 \quad (5)$$

$$n \cdot K_2 + z_2 \cdot n \cdot C_1 = (v_2 \cdot n + D) \cdot C_2 \quad (6)$$

z rovnice (6):

$$C_1 = \frac{1}{z_2 \cdot n} (v_2 \cdot n + D) C_2 + \frac{K_2}{z_2} \quad (6a)$$

dosadíme do (5)

$$n \cdot K_1 + z_1 \cdot n \cdot C_2 = (v_1 \cdot n + D) \left[\frac{1}{z_2 \cdot n} \cdot (v_2 \cdot n + D) C_2 - \frac{K_2}{z_2} \right] \quad (7)$$

Předpokládejme, že počet částic těsně za filtry není funkcí času, i když víme, že ve skutečnosti tomu tak doslova není. S nárůstem počtu provozních hodin stoupá

poněkud účinnost filtrů (snižuje se propustnost filtračních vložek) a roste i tlaková ztráta na filtrech. Zároveň předpokládejme, že kontaminace částicemi, včetně přenosu částic vlivem vstupů pracovníků a materiálu do čistého prostoru v čase nekolísá. I když dochází k časové proměně počtu pracovníků v čistém prostoru, lze s jistou pravděpodobností v daném časovém intervalu (interval řešení) brát střední hodnotu kontaminace částicemi. Na základě těchto předpokladů:

$$C_1 \neq f(\tau), \quad \dot{M}_1 \neq f(\tau)$$

další úpravou rovnice (7)

$$C_2[D^2 + D \cdot n \cdot (v_1 + v_2) + n^2(v_1 \cdot v_2 - z_1 \cdot z_2)] = n^2(K_1 z_2 + K_2 \cdot v_1) \quad (8)$$

$$C_2(D + \lambda_1)(D + \lambda_2) = n^2(K_1 \cdot z_2 + K_2 \cdot v_1)$$

kde (řešením kvadratické rovnice) získáme

$$\lambda_1 = \frac{n}{2} \left(v_1 + v_2 + \sqrt{(v_1 + v_2)^2 - 4(v_1 \cdot v_2 - z_1 \cdot z_2)} \right)$$

$$\lambda_2 = \frac{n}{2} \left(v_1 + v_2 - \sqrt{(v_1 + v_2)^2 - 4(v_1 \cdot v_2 - z_1 \cdot z_2)} \right)$$

Úprava rovnice (8) tak, aby na pravé straně zůstaly výrazy s λ_1 a λ_2

$$\frac{C_2}{n^2 \cdot [K_1 \cdot z_2 + K_2 \cdot v_1]} = \frac{1}{(D + \lambda_1)} \cdot \frac{1}{(D + \lambda_2)} = \frac{1}{\lambda_1 - \lambda_2} \left[\frac{1}{D + \lambda_2} - \frac{1}{D + \lambda_1} \right] \quad (9)$$

SUBSTITUTE:

$$u = \frac{1}{D + \lambda_2} \Rightarrow Du + \lambda_2 u = 1$$

$$\frac{du}{d\tau} + \lambda_2 u = 1$$

$$v = \frac{1}{D + \lambda_1} \Rightarrow \frac{dv}{d\tau} + \lambda_1 v = 1$$

dalším řešením pro u a v dostaneme

$$u = e^{-\lambda_2 \cdot \tau} \int e^{-\lambda_2 \cdot \tau} d\tau = e^{-\lambda_2 \cdot \tau} \cdot \frac{1}{\lambda_2} e^{\lambda_2 \cdot \tau} = \frac{1}{\lambda_2}$$

$$v = \frac{1}{\lambda_1}$$

dosazením do rovnice (9)

$$\frac{C_2}{n^2 [K_1 \cdot z_2 + K_2 \cdot v_1]} = \frac{1}{\lambda_1 \cdot \lambda_2} \quad (10)$$

Obecné řešení homogenní diferenciální rovnice má tvar:

$$C_2 = A_1 e^{-\lambda_1 \cdot \tau} + A_2 \cdot e^{-\lambda_2 \cdot \tau} \quad (\text{pravá strana rovna nule})$$

jestliže za C_2 dosadím (nehomogenní rovnice):

$$C_2 = A_1 e^{-\lambda_1 \cdot \tau} + A_1 \cdot e^{-\lambda_2 \cdot \tau} + \frac{n^2 [K_1 \cdot z_2 + K_2 \cdot v_1]}{\lambda_1 \cdot \lambda_2} \quad (11)$$

a zavedeme-li

$$\sigma_1 = \frac{1}{n} \cdot \lambda_1; \quad \sigma_2 = \frac{1}{n} \cdot \lambda_2$$

upravíme a dostaneme:

$$C_2 = A_1 \cdot e^{-n \sigma_1 \cdot \tau} + A_2 \cdot e^{-n \sigma_2 \cdot \tau} + \frac{K_1 \cdot z_2 + K_2 \cdot v_2}{\sigma_1 \cdot \sigma_2} \quad (12)$$

takto vyjádřenou hodnotu C_2 upravíme (tvary DC_2) a posléze dosadíme do rovnice pro výpočet C_1 (6a). Konstanty A_1 a A_2 se určí z okrajových podmínek:

$$\text{pro } \tau = 0, \quad C_1 = C_2 = 0$$

a dále je nutno do získaných výrazů dosadit konstanty K_1 a K_2 v upraveném tvaru

$$\left(K_2 = \frac{1}{y} [C_1 d] \sim \frac{d}{y} = v_2 - z_2 \right)$$

posléze obdržíme rovnice pro A_1 a A_2 ; upravíme rovnici pro K_1 a K_2 v původním tvaru (11), za konstanty dosadíme a dostaneme:

$$C_1 - C_1 = \frac{v_2 - \sigma_1}{z_2} \cdot A_1 \cdot e^{-n \cdot \sigma_1 \cdot \tau} + \frac{v_2 - \sigma_2}{z_2} A_2 \cdot e^{-n \cdot \sigma_2 \cdot \tau} + \frac{1}{\sigma_1 \cdot \sigma_2} \left[\frac{v_2}{x} \cdot \frac{\dot{M}}{\dot{V}} \right]$$

obdobně pro $C_2 - C_1$.

Výsledné řešení názorně ukazuje *obr. 8*.

Rozbor řešení

- Řešení na *obr. 8* platí pro neuspořádané proudění s možností změny počtu částic jak v prostoru (1), tak (2). Změna počtu částic v prostoru (1) je dána zvýšenou kontaminací vzduchu částicemi (změna počtu pracovníků atd.). Změna počtu částic v prostoru (2) je způsobena neuspořádaností proudu, turbulencí a možností průniku částic z prostoru (1) do prostoru (2).
- Jestliže pro neuspořádané proudění zjistíme, že návrat částic z prostoru (1) do prostoru (2) nebude existovat (část proudu bude kvazilaminární, přívod vzduchu bude celým stropem (provedení takové konstrukce čistého prostoru je vidět na *obr. 9*) pak:

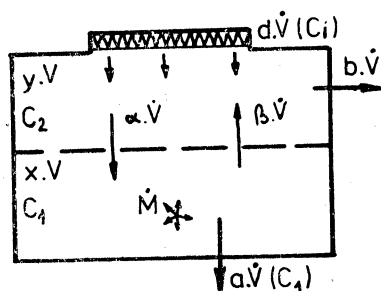
$$\beta \cdot \dot{V} = 0, \quad z_2 = 0 = \frac{\beta}{y}$$

a počet částic v prostoru (1) není funkcí času:

$$C_1 - C_1 = \frac{1}{\sigma_1 \cdot \sigma_2} \cdot \left[\frac{v_2}{x} \cdot \frac{\dot{M}}{\dot{V}} \right]$$

počet částic C_2 je pouze funkcí konstant A_1 a A_2 :

$$C_2 - C_1 = A_1 \cdot e^{-n \cdot \sigma_1 \cdot \tau} + A_2 \cdot e^{-n \sigma_2 \cdot \tau}$$



Obr. 8. Řešení čistého prostoru s neuspořádaným prouděním

Platí:

$$\dot{M}_1 = \dot{M}; \quad C_1 > C_2 > C; \quad \text{pro } \tau = 0, \quad C_1 = C_2 = C_0$$

Řešení:

$$C_1 - C_1 = \frac{v_2 - \sigma_1}{z_2} \cdot A_1 e^{-n \cdot \sigma_1 \cdot \tau} + \frac{v_2 - \sigma_2}{z_2} \cdot A_2 e^{-n \cdot \sigma_1 \cdot \tau} + \frac{1}{\sigma_1 \cdot \sigma_2} \left[\frac{v_2}{s} \cdot \frac{\dot{M}}{\dot{V}} \right]$$

$$C_2 - C_1 = A_1 \cdot e^{-n \cdot \sigma_1 \cdot \tau} + A_2 e^{-n \cdot \sigma_2 \cdot \tau} + \frac{1}{\sigma_1 \cdot \sigma_2} \left[\frac{z_2}{s} \cdot \frac{\dot{M}}{\dot{V}} \right]$$

kde:

$$A_1 = \frac{1}{\sigma_1 - \sigma_2} \left\{ \frac{1}{\sigma_1} \left[\frac{z_2}{x} \cdot \frac{\dot{M}}{\dot{V}} \right] + (C_0 - C_1) (v_2 - z_2 - \sigma_2) \right\}$$

$$A_2 = \frac{1}{\sigma_2 - \sigma_1} \left\{ \frac{1}{\sigma_2} \left[\frac{z_2}{x} \cdot \frac{\dot{M}}{\dot{V}} \right] + (C_0 - C_1) (v_2 - z_2 - \sigma_1) \right\}$$

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} \left[v_1 + v_2 \sqrt{(v_1 + v_2)^2 - 4(v_1 \cdot v_2 - z_1 \cdot z_2)} \right]$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{2} \left[v_1 + v_2 - \sqrt{(v_1 + v_2)^2 - 4(v_1 \cdot v_2 - z_1 \cdot z_2)} \right]$$

$$z_1 = \frac{\alpha}{x} \quad v_1 = \frac{\alpha + \beta}{x}$$

$$z_2 = \frac{\beta}{y} \quad v_2 = \frac{b + \alpha}{y}$$

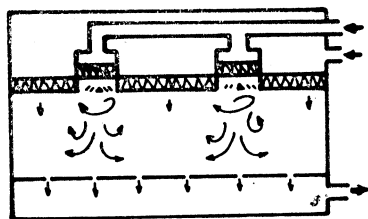
o) Pokud bychom aplikovali celý případ řešení na uspořádané proudění v čistém prostoru, pak bude platit:

$$C_1 = C_2 \quad \text{a} \quad \beta \cdot \dot{V} = 0$$

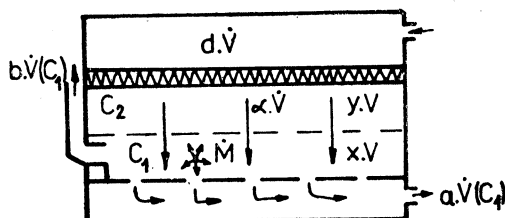
Odvod vzduchu z čistého prostoru bude z pracovní oblasti, tj. z prostoru (1).
Blíže ukazuje řešení tohoto případu obr. 10.

Závěry

Získané řešení je příspěvkem k výpočtu počtu částic v čistém prostoru za určitý časový interval. Počet částic, které kontaminují vzduchový proud se může lišit pro různé části pracovní oblasti čistého prostoru. Detailní rozbor je nutno učinit



Obr. 9. Čistý prostor s kombinací uspořádaného a neuspořádaného proudění



Obr. 10. Čistý prostor s uspořádaným prouděním — výpočet počtu částic za čas τ :

Okrajové podmínky:

$$\begin{aligned} d &= \alpha \\ d &= a + b & n &= \frac{\dot{V}}{V} \\ C_1 &= C_2, & \beta \cdot \dot{V} &= 0 \end{aligned}$$

základní rovnice:

$$\begin{aligned} M + d \cdot \dot{V} \cdot C_2 &= a \cdot \dot{V} \cdot C_1 + b \cdot \dot{V} \cdot C_1 + x \cdot V \cdot \frac{dC_1}{d\tau} \\ 0 &= y \cdot V \cdot \frac{dC_2}{d\tau} \end{aligned}$$

po dosazení a úpravě:

$$K_1 = \frac{M}{x \cdot \dot{V}} \quad z_1 = \frac{d}{x} \quad v_1 = \frac{a + b}{x}$$

dostaneme pak počet částic v čase τ , je-li v čase $\tau = 0$ $C_1 = C_i$:

$$C_1 = (K_1 + z_1 \cdot C_i) \cdot (1 - e^{-n \cdot v_1 \cdot \tau}) + v_1 \cdot C_i \cdot e^{-n \cdot v_1 \cdot \tau}$$

pro dílčí objemy v pracovní oblasti tak, aby výsledný návrh respektoval všechny zdroje částic, pohyby pracovníků mimo prostor atd. Místa výpočtu je třeba volit tak, aby následná kontrola vyprojektovaného čistého prostoru počítacem částic při provozu nebo při uvádění do chodu byla ve stejných bodech. Tudíž, aby výsledky výpočtu a měření byly porovnatelné. Zároveň je třeba zvolit vhodné časové intervaly (zejména při uvádění do chodu), za které se bude počet částic v daném místě zjišťovat. V případě, že odchylky od střední hodnoty počtu částic jsou v pracovní oblasti pro různá místa malé, lze použít přímo uvedené řešení pro celý objem prostoru.

Přehled použitého označení:

a [μm] ..	velikost částice
a [—]	poměrná hodnota
b [—]	poměrná hodnota
C [částic/ m^3]	počet částic
d [—]	poměrná hodnota
k [—]	počet osob
$\dot{M}$ [částic/h; částic/s]	produkce částic
n [h^{-1}]	intenzita výměny vzduchu
Q [kW]	tepelný výkon (tepelná zátěž)
u [m/s]	rychlost proudění
$\dot{V}$ [m^3/s ; m^3/h]	objemový průtok vzduchu
V [m^3]	objem prostoru
w [m/s]	rychlost proudění
x [—]	poměrná hodnota
y [—]	poměrná hodnota
α [—]	poměrná hodnota
β [—]	poměrná hodnota
η [—]	účinnost filtru
τ [s; h]	čas, časový interval

Indexy:

c	— cirkulační
e	— vnější
i	— vnitřní
o	— odváděný
ON	— odváděný netěsností
PN	— přiváděný netěsností
s	— smíšený

- [1] Malmström, T.-G., Öström, J.: Något om lokal ventilationseffektivitet, A4 — series No 47, Div. for Heating and Ventilating Royal Inst. of Techn., Stockholm 1980.
- [2] Chyský, J., Oppl, L.: Větrání a klimatizace, SNTL, Praha 1971.
- [3] Čipera, S., Jirásek, F., Poláček, J., Vacek, M.: Matematika IV, skripta ČVUT, Praha 1981.
- [4] Rektorys, K.: Přehled užití matematiky, SNTL, Praha 1981.
- [5] Arbeitskreis der Dozenten für Klimatechnik: Lehrbuch der Klimatechnik (Band 2: Berechnung und Regelung), Verlag C. F. Müller, Karlsruhe 1976.
- [6] Sodec, F.: Laboruntersuchungen über die Luftströmung in Reinen Räumen, Krantz Unterlagen, Aachen 1987.
- [7] Hortig, H. P.: Reinraumtechnik heute — Übersicht und Trends, HLH č. 9 (1988), 431 až 446.
- [8] Metzner, B.: Produktion von Plattenspeichern im Reinen Raum, HLH č. 10 (1989), 532 až 536.
- [9] Meissner + Wurst GmbH.: Reinraumtechnik Unterlagen.
- [10] Weiss Technik GmbH.: Ultraclean Unterlagen.
- [11] Luwa AG.: Reine Räumen Unterlagen.
- [12] US FS 209 d.
- [13] VDI 2083.

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЧИСТОГО ПОМЕЩЕНИЯ

Инж. Рудолф Птачек

Автор анализирует при помощи математических методов распределение частиц в чистом помещении в модельных ситуациях на основе практики и процессы не описывает как стабильные но во время переменные.

DYNAMIC MODEL OF A CLEAN ROOM

Ing. Rudolf Ptáček

The author analyses by mathematical methods particles distribution in a clean room in model situations based on practical examples and the effects aren't described there as steady effects but as in time varying effects.

URČOVANIE TEPELNEJ STABILITY MIESTNOSTÍ V LETNOM OBDOBÍ METÓDOU NESTACIONÁRNEJ TEPELNEJ BILANCIE

ING. A. STADLMANN, CSc., ING. P. PAVLÍK

Štátny výskumný projektový a typizačný ústav š. p., Bratislava

V článku je popsán výpočetní program pro řešení rovnic k vyjádření tepelné stability místností v letním období podle požadavků ČSN 73 0540.

Recenzoval: Doc. Ing. Dr. Jaromír Čihelka

Jedným z aspektov „zdravých budov“ je tepelná pohoda, ktorá je závislá od mnohých fyzikálnych veličín, pričom určujúcimi sú: teplota vnútorného vzduchu a teplota povrchov ohraničujúcich konštrukcií.

Na určenie denného priebehu — vzostupu teploty (v letnom období) vnútorného vzduchu a teploty povrchov ohraničujúcich konštrukcií predkladám metódu nestacionárnej tepelnej bilancie. Výsledky, získané touto metódou sa porovnávajú s hodnotami získanými výpočtom podľa platnej ČSN 73 0540 čl. 10 a 11 — Tepelná stabilita miestností.

Výpočet je spracovaný s použitím osobného mikropočítača PC-IBM-XT/AT.

1. ÚVOD

V roku 1988 sa uskutočnilo sympóziu „Zdravé budovy '88“ pod záštitou CIB, ktoré konštatovalo, že pri riešení predmetných úloh je potrebné zabezpečiť zhodu medzi stavebným a lekárskeým výskumom. Sympóziu poverilo svoju Pracovnú komisiu — skupinu W 77 — Vnútna klíma — riešiť predmetnú problematiku. Pracovná komisia zvolala následne do Gävle vo Švédsku svoje pracovné zasadnutie. Účastníci z Holandska, Dánska, Anglicka, Francúzska ako i NSR, USA, Kanady, Japonska, Švédska a ďalší predkladali vo svojich príspevkoch celý rad výsledkov z výskumu danej problematiky, nakoľko človek je v priemere 70% svojho života vo vnútornom prostredí.

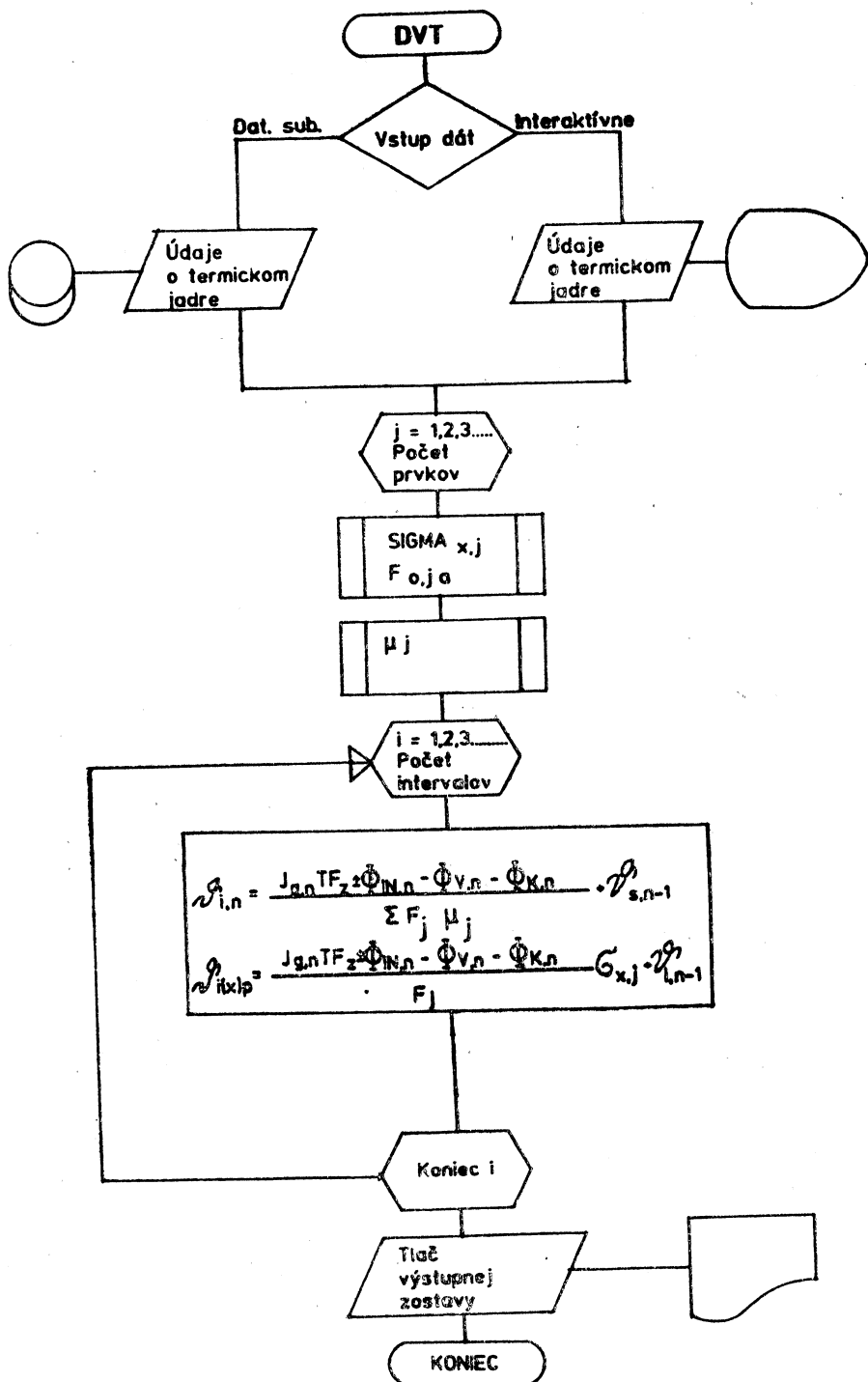
Jedným zo syndrémov „zdravých budov“ je tepelná pohoda, ktorá je charakterizovaná základnými fyzikálnymi veličinami, ktoré sú:

- teplota (vnútorného vzduchu a povrchov),
- vlhkosť,
- rýchlosť (prievan).

Tieto určujú individuálne, podľa prostredia a činnosti človeka pocit pohody.

2. NESTACIONÁRNA TEPELNÁ BILANCIA

Pre teoretické určenie priebehu vnútornej teploty vzduchu a priebehu povrchových teplôt ohraničujúcich konštrukcií platí metóda nestacionárnej tepelnej bilancie.



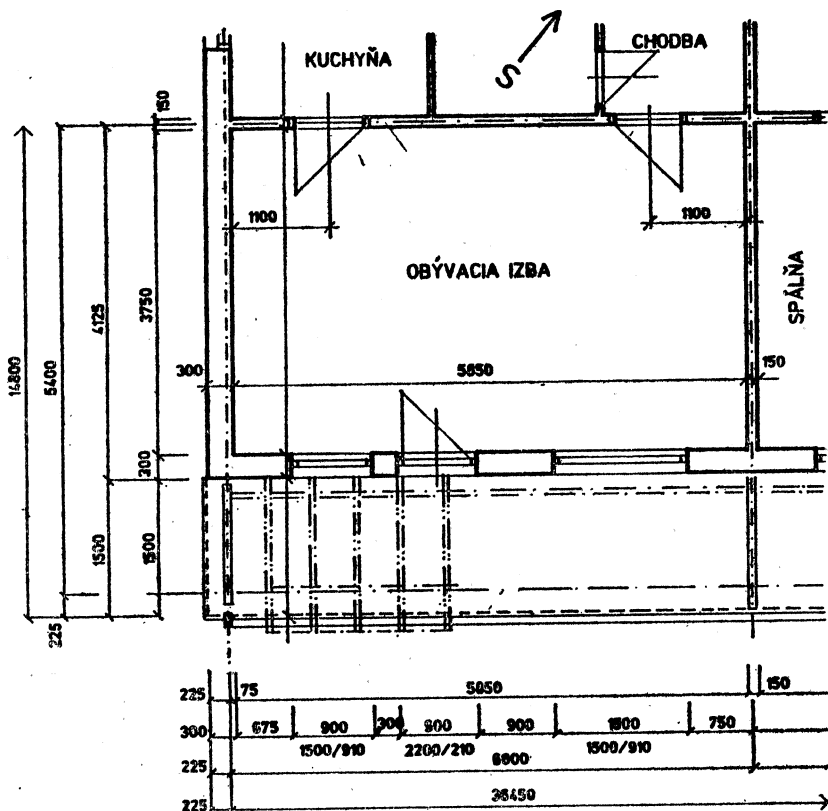
Obr. 1


```

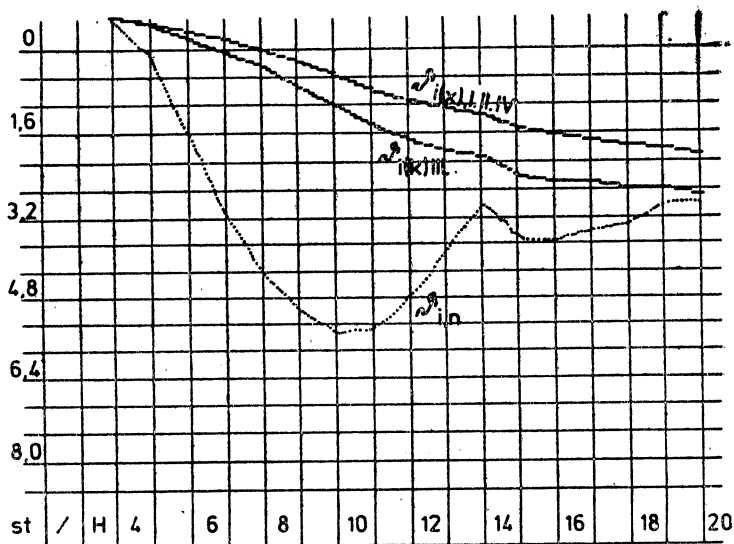
WRITE ($,100)
100  IUPMAI (' Vstup dat bude : (con),(xxx.dat) ')
    read ($,110) vsf
110  FORMAT (A)
    WRITE ($,120)
120  FORMAT (' Zariadenie pre vysledky bude : (con),(lpt1),(lst)')
    read ($,110) vyfi
    open (2,file=VSF,status='old')
    open (3,file=VYFI,status='new')
    open (1,file='datadvf',status='new')

C
102  write ($,150)
150  format (' Pocet prvkov termickeho systemu : \')
    READ (2,*,END=9999) NO
    write ($,150)
160  format (' Pocet casovych intervalov vypoctu : \')
    1  read (2,*) n1
    write ($,165)
165  format (' Zaciatok vypoctu (hodina) : \')
    read (2,*) cas11
    do 20 j=2,n1
20  cas(j)=cas(j-1)+1
    write ($,170)
170  format (' Zasklena plocha so slnecnym ziskom : \')
    write ($,180)
    read (2,*) k1
    write ($,175)
175  format (' Sucinitel priepustnosti slnec.ziar. : \')
    read (2,*) t
    k1=k1*t
180  format (' Vymena vzduchu vetranim [w/h] : \')
    read (2,*) k2
    write ($,185)
185  format (' Od [hod] do [hod]')
    read (2,*) kcas21,kcas22
    write ($,190)
C 190  format (' Teplota vetracieho vzduchu : \')
C  read (2,*) tvz
    write ($,200)
200  format (' Teplota na zaciatku vypoctu : \')
    read (2,*) k3
    write ($,210)
210  format (' Obsadenie miestnosti [w/h] : \')
    read (2,*) k4
    write ($,214)
214  format (' Od [hod] do [hod]')
    read (2,*) kcas41,kcas42
    write ($,220) n0
220  format (' 15, ' (-pocet prvkov) X zadajte ' ,
    1  /, ' Plocha prvku Hrubka X Lambda Ro c',
    2  /, ' [m2] [m] [Wm-1K-1] [kgm-3]',
    3  /, ' [kg-1K-1]')
    do 10 i=1,n0
10  read (2,*) f(i),hv(i),clam(i),ro(i),c(i)
    write ($,230) n1
230  format (' Pre ',i3,' intervalov zadajte hodnoty : ',
    1  /, ' Globalne slnečne Vonkajsie teplota',/,
    2  /, ' ziarenie [stup.]')
    do 30 j=t,n1
30  read (2,*) gi(j),teta(j)
C  *****

```



Obr. 2



Obr. 3

Tepelná bilancia je vyjadrená vzťahom:

$$J_{g(t)}TF_z \pm \Phi_{IN(t)} = F_k q_k(t) + \Phi_{V(t)} + \Phi_{K(t)}$$

kde $J_{g(t)}TF_z$ — je tepelný príkon globálnym slnečným žiarením cez okná

T — hodnota zasklenia

$\Phi_{IN(t)}$ — tepelný príkon alebo úbytok v interiéri

$F_k q_k$ — tepelný tok cez ohraničujúce konštrukcie

$\Phi_{V(t)}$ — tepelný úbytok vetraním

$\Phi_{K(t)}$ — tepelný úbytok klimatizáciou

Pomocou matematicko-fyzikálnych vzťahov z prác *Krischer—Kast* [6] a *Car-slaw—Jaeger* [1] zostavil *Gertis* [2] vzťahy pre posudzovanie stavebných konštrukcií (termického systému) z pohľadu letného obdobia.

Riešením nestacionárnej bilancie pomocou parciálnej diferenciálnej rovnice dostaneme vzťahy pre výpočet vnútornej teploty vzduchu $\vartheta_{i,n}$ a teplotu povrchov ohraničujúcich konštrukcií $\vartheta_{i(x)p}$:

$$\vartheta_{i,n} = \frac{J_{g,n}TF_z \pm \Phi_{IN,n} - \Phi_{V,n} - \Phi_{K,n}}{\sum F_{jj}} + \vartheta_{s,n-1}$$

$$\vartheta_{i(x)p} = \frac{J_{g,n}TF_z \pm \Phi_{IN,n} - \Phi_{V,n} - \Phi_{K,n}}{F_j} \sigma_{(x)j} + \vartheta_{i,n-1}$$

$$\text{kde: } \sigma_{(x)j} = \frac{1}{\lambda} \left(F_{0,j} + \left[\frac{3x^2x^2}{6x^2} - \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1}^{n=\infty} \frac{(-1)^n}{n^2} \exp(-n^2\pi^2 F_{0,j}) \cos \frac{n\pi x}{x} \right] \right)$$

Nakoľko výpočet je zdĺhavý, bol na ŠPTÚ Bratislava spracovaný užívateľský program (použitím osobného mikropočítača PC-IBM-XT/AT) podľa pracovného diagramu (obr. 1).

Pre výpočet teplôt $\vartheta_{i,n}$ $\vartheta_{i(x)p}$ je potrebné určiť okrajové podmienky:

- globálne slnečné žiarenie,
- denný priebeh vonkajších teplôt,
- hodnotu zasklenia, priepustnosť slnečného žiarenia.

Tieto hodnoty spolu s hodnotami termického jadra (ohraničujúce konštrukcie) zadáme dialógovou formou.

Zadanie vstupných dát (tab. 1)

PRÍKLAD RIEŠENIA

Ako príklad riešime obývaciu izbu (obr. 2) v experimentálnom obytnom dome — P 1.24 Bratislava, Starohorská ul., 7. poschodie.

Plochy:

Plocha obvodovej steny JV	$F_I = 10,1 \text{ m}^2$
Plocha obvodovej steny JZ	$F_{II} = 9,9 \text{ m}^2$
Plocha priečok	$F_{III} = 22,2 \text{ m}^2$
Plocha stropu	$F_{IV} = 22,0 \text{ m}^2$
Plocha zasklenia	$F_z = 5,4 \text{ m}^2$

Vstupné dáta — termického jadra (tab. 2)

Zloženie obvodovej steny — trojvrstvový panel				
Materiál	x m	λ $\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$	ρ kgm^{-3}	c $\text{Jkg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Želbet. (vonk.)	0,075	1,57	2 400	840
PPS	0,080	0,07	35	1 550
Želbet. (vnút.)	0,150	1,57	2 400	840
Zloženie priečky				
Materiál	x m	λ $\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$	ρ kgm^{-3}	c $\text{Jkg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Želbet.	0,150	1,48	2 400	840
Zloženie stropu (podlahy)				
Materiál	x m	λ $\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$	ρ kgm^{-3}	c $\text{Jkg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Želbet.	0,150	1,48	2 400	840
Esterolit super			450	920
Netkaná textília	0,025	0,81		
PVC	0,001	0,16	1 320	960

Na podklade zadaných vstupných dát programu DVT rieši priebeh denného vzostupu vnútornej teploty vzduchu a povrchových teplot ohraničujúcich konštrukcií.

Výstupná zostava — priebeh vzostupu teplôt vnútorného vzduchu a povrchov ohraničujúcich konštrukcií (tab. 3)

Na obr. 3 je znázornený priebeh vzostupu teplôt vnútorného vzduchu a povrchov:

Podľa ČSN 73 0540 čl. 10 a 11 — Tepelná stabilita miestností, v letnom období v teplotnej oblasti A platí:

$$\vartheta_{i,n} < \Delta t_{i,\max}^N = 5,0 \text{ K}$$

v našom príklade podľa výpočtu:

$$\vartheta_{i,n} = 5,62 \approx 5,0 \text{ K} \quad (\text{o } 10,00 \text{ hodin})$$

pričom sme uvažovali $T = 0,59$ (s medziokennou hliníkovou žalúziou), tj. budova vyhovuje letnému obdobiu.

Tab. 3

CAS	I(G)	GF(Z)I(E)	TE(E)	TE(I, k-1) + TE(I, 0) - TE(E)	FI(V)	FI(C)	FI(C) SUMA FI(I)NI(I)	TE(I, N)	TETA(R, P) (R = I, II, ..., VI)					
									I	II	III	IV	V	VI
4	20.0	54.4	14.3	6.10	.0	54.4	.12	.12	.01	.01	.02	.01	.00	.00
5	125.0	340.2	14.8	5.72	.0	340.2	.77	.78	.09	.09	.14	.09	.00	.00
6	333.0	906.2	16.1	5.08	.0	906.3	2.04	2.14	.24	.24	.37	.24	.00	.00
7	529.0	1439.7	18.4	4.14	.0	1439.7	3.24	3.54	.41	.41	.64	.41	.00	.00
8	657.0	1788.3	20.2	3.74	.0	1789.1	4.02	4.60	.60	.60	.92	.60	.00	.00
9	710.0	1932.3	21.8	3.20	.0	1932.3	4.35	5.25	.82	.82	1.25	.52	.00	.00
10	716.0	1948.7	23.1	2.55	.0	1948.7	4.39	5.62	1.06	1.06	1.60	1.06	.00	.00
11	639.0	1739.3	24.2	1.82	.0	1739.1	3.91	5.48	1.29	1.29	1.93	1.29	.00	.00
12	505.0	1374.4	24.9	.98	.0	1374.4	3.09	4.93	1.49	1.49	2.18	1.49	.00	.00
13	332.0	903.3	25.3	.03	.0	903.6	2.03	4.09	1.65	1.65	2.39	1.65	.00	.00
14	184.0	500.5	25.7	-1.21	.0	500.8	1.13	3.29	1.77	1.77	2.52	1.77	.00	.00
15	167.0	454.5	25.7	-2.01	76.0	762.5	1.72	3.95	2.02	2.02	2.84	2.02	.00	.00
16	148.0	402.8	25.9	-1.55	58.5	693.3	1.56	3.96	2.12	2.12	2.93	2.12	.00	.00
17	121.0	329.3	25.0	-.64	24.1	585.4	1.32	3.78	2.17	2.17	2.95	2.17	.00	.00
18	89.0	242.2	24.1	.08	-3.1	471.1	1.06	3.66	2.31	2.31	3.07	2.31	.00	.00
19	46.0	125.2	22.5	1.56	-56.9	298.3	.67	3.29	2.33	2.33	3.04	2.33	.00	.00
20	17.0	46.3	21.5	2.19	.0	278.3	.63	3.32	2.45	2.45	3.16	2.45	.00	.00

3. ZÁVER

Program DVT na určenie priebehu denného vzostupu teplôt vnútorného vzduchu a povrchov ohraničujúcich konštrukcií (termického jadra) urýchľuje výpočet predmetných hodnôt metódou nestacionárnej tepelnej bilancie. Výsledné hodnoty teplôt umožňujú posúdiť navrhovaný objekt z hľadiska tepelnej stability miestností v letnom období.

LITERATÚRA

- [1] *Carlsaw, H. S. — Jaeger, J. S.*: Conduction of heat in solids. 2. vydanie. Oxford University Press 1959.
- [2] *Gertis, K.*: Die Sommerliche Raumerwärmung Ges. Ing. 7/8 1970.
- [3] *Gröber, G. — Erk, C.*: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Springer Verlag 1955.
- [4] *Halahyja, M.*: Základné klimatické údaje pre teplotncké hodnotenie budov z ľahkých hmôt. Stav. časopis SAV — VII. Bratislava 1959.
- [5] *Kunzel, H. — Gertis, K.*: Fenster und Sonnenschutz Sonderdruck aus DAI No. 9. 1970.
- [6] *Krischer a Kast*: „Zur Frage des Wärmebedarfs beim Anheizenselten beheizten Gebäude. Ges. Ing. 1957.
- [7] *Stadlmann, A.*: Adaptácia budov s ľahkým obvodovým plášťom. Číslo úlohy 12/71/03. Ministerstvo výstavby a techniky SSR, Bratislava 1971.
- [8] *Stadlmann, A.*: Preteplenie miestností v dôsledku slnečného žiarenia. (Kandidátska dizertačná práca). Slovenská akadémia vied, ÚSTARCH, Bratislava 1974.
- [9] *Stadlmann, A.*: Increasing the internal temperature of the rooms in the buildings with the light metal-plastic envelope in the summer period. Contribution to the CIB W 77 — Meeting in Gävle, Sweden, 1988.
- [10] *Stadlmann, A. — Macháliková, M.*: „Užití vlastností stavebných súborev a ich prostredia“, Štátny výskumný projektový a typizačný ústav Bratislava, marec 1989. Výskumná úloha: II-8-4/03 „Vytváranie priaznivého prostredia objektov ich tepelnou ochranou“.
- [11] *Stadlmann, A.*: Increasing the internal temperature of the rooms in the buildings with the light metal-plastic envelope in the summer period. Sick Building Syndrome — Assessment Methods. CIB Proceedings, Publication 99, W 77 Indoor Climate.
- [12] *Stadlmann, A. — Pavlík, P.*: Utilization of Computer technique to Determine thermal stability of rooms (Room comfort) in summer period. Contribution for Meeting of CIB Working W 77 — Indoor Climate. Garston at London, Great Britain, 1989.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМОСТОЙКОСТИ ПОМЕЩЕНИЙ В ЛЕТНЕЕ ВРЕМЯ МЕТОДОМ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА

Инж. А. Стадлманн, к. т. н.,
Инж. П. Павлик

В статье описывается расчетная программа для решения уравнений к определению термостойкости помещений в летнее время по требованиям стандарта ЧСН 73 0540.

DETERMINATION OF THERMAL STABILITY OF ROOMS IN A SUMMER SEASON BY THE NON-STATIONARY THERMAL BALANCE METHOD

Ing. A. Stadlmann, CSc., Ing. P. Pavlík

The calculation program for solving of equations for an expression of thermal stability of rooms in a summer season in accordance with the standard ČSN 73 0540 is described in the article there.

HLUK TRAMVAJÍ

ING. JAN KOZÁK, CSc., ING. OLDŘICH KRAMÁŘ, CSc.

Státní výzkumný ústav pro stavbu strojů, Praha 9-Běchovice

Tramvaje jsou souborem řady dílčích zdrojů hluku. Jejich aktuální podíl je ovlivňován především typem vozidla, druhem a stavem kolejíště a rychlostí jízdy. Článek se zabývá analýzou dílčích zdrojů a výsledky technických úprav, kterými bylo dosaženo dílčího snížení vnějšího i vnitřního hluku jedoucích tramvají.

Recenzovala: Doc. Ing. Věra Chalupová, CSc.

V současné době představuje doprava nejzávažnější zdroj hluku ve městech na celém světě. Ve většině velkých měst proto dochází k regulaci individuální osobní motorové dopravy a k preferenci dopravy hromadné, řešené obvykle třemi cestami. Buduje se podpovrchová doprava (metro, podpovrchová tramvaj), jsou posilovány a rozšiřovány tramvajové sítě, rozšiřovány linky autobusů a dochází k renesanci dopravy trolejbusové. Na hluk v životním prostředí města má zřejmě největší vliv doprava na povrchu a zde se tramvaje neprojevují zvlášť příznivě, ne zřídka zjišťujeme v okolí nekvalitních či poškozených tratí, u výhybek a křižovatek hladiny zvuku A překračující 90 dB. Zlepšení situace vyžaduje zkvalitnění tratí i jejich údržby a samozřejmě snížení hluku tramvají jako vlastního zdroje hluku.

Československo je v evropském měřítku významným výrobcem tramvají. V závodě ČKD Tatra Smíchov se již několik desetiletí vyrábí ročně několik typů v sériích překračujících stovky vozidel; celková výroba řady T překročila 18 000 kusů. Vyznačují se vysokou životností a značnou provozní spolehlivostí. V jedné oblasti však rozhodně nespĺňují požadavky provozovatelů — je to nadměrný hluk, který vyzařují do okolí a který je značný i v interiéru vozidla. Vnitřní i vnější hluk je ovlivňován dvěma základními faktory: vlastní vozidlo — trať. Ve spolupráci s konstrukčním oddělením ČKD Tatra byly jednotlivé vlivy sledovány, hodnocen jejich podíl a připravovány dílčí změny v konstrukci vedoucí k zlepšení akustických vlastností vozidel.

V souladu s ČSN 28 1304 byla provedena měření různých typů tramvají ve vzdálenosti 7 m od vozidla jedoucího rychlostí 40 km/h na různých typech kolejíšť; dále byla sledována kvalita tratí (viz tabulka 1).

Tab. 1

Typ tramvaje	Hladiny zvuku A ve vzdálenosti 7 m (dB)			
	rovná trať			kolejový spoj
	šterkové lože	asfalt	BKV panely	šterkové lože
T3	81—85	78—79	87	84—87
T5A5M	85—86	82		87
KT4D	80			83
KT4Dt	79—86		86—87	84—89
KT8	78			82
KT8Dt	84—88	85		88—91

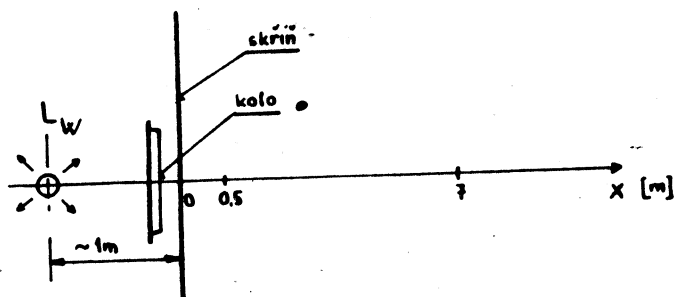
Z tab. 1 je patrné, že z hlediska hlučnosti jsou nejvhodnější kolejiště zalitá asfaltem. Přejezd nerovností byl sledován na kolejišti se šterkovým ložem a lze konstatovat, že vlivem nerovností na trati se venkovní hluk zvyšuje o 4 až 10 dB. Z výsledků rozsáhlého souboru měření [1], [2], [5] vyplývá, že hlavní příčiny venkovního hluku tramvají čs. výroby jsou v podvozku, a to v hnacím ústrojí (motor, převodovka) a dále pak v silovém působení mezi kolem a kolejnicí. Dalším možným zdrojem je vyzařování skříň tramvaje. Na tramvajích typu KT4D a KT4Dt byly tyto předpoklady ověřeny experimentálně, výsledky měření jsou detailně uvedeny v [5].

Na těchto tramvajích byla pozornost zaměřena na identifikaci dominantního zdroje hluku. Hladiny zvuku A a hladiny akustického výkonu A , L_{WA} (vypočtené z měření ve vzdálenosti $d = 7$ m) jsou uvedeny v tab. 2.

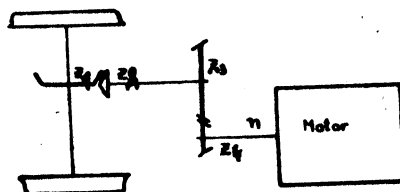
Tab. 2

Rychlost tramvaje [km · h ⁻¹]	Hladiny zvuku A ve vzdálenosti d		Rozdíl $L_{0,5} - L_7$	Hladiny výkonu L_{WA} (dB)
	$d = 0,5$ m	$d = 7$ m		
20	84	71	13	93
30	90	76	14	98
40	93	80	13	102
50	95	81	14	103

Z rozdílu hladin ($L_{0,5} - L_7$) vyplývá, že dominantním zdrojem hluku není ani kolo, ani skříň tramvaje, ale pohonná jednotka umístěná v podvozku, schematicky naznačená na obr. 1.



Obr. 1. Schéma měřicích míst v okolí podvozku



Obr. 2. Schéma pohánecího systému tramvaje

Zdroj hluku o výkonu L_w je přibližně v ose tramvaje. Z kmitočtové analýzy hluku ve vzdálenosti 0,05 a 0,5 m vyplývá, že spektrum obsahuje výrazné diskrétní složky. Nejvýznamnější jsou uvedeny v *tab. 3*; souvisí s otáčkami motoru a převodovky, soustava je schematicky naznačena na *obr. 2*. V *tab. 4* jsou uvedeny zubové frekvence f_1, f_2 a otáčky motoru n odpovídající rychlostem jízdy tramvají.

Tab. 3

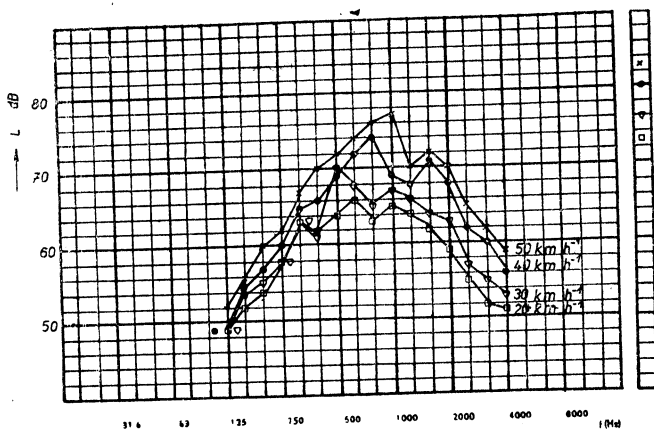
d [m]	Rychlost [km . h ⁻¹]	Kmitočet [Hz]	L [dB]	Kmitočet [Hz]	L [dB]	Poznámka
0,05	20	425	88	1 700	78	polepená kola
	30	525	91	1 650	88	
	40	700	91	1 650	86	
	50	900	97	1 650	84	
0,05	20	425	86	1 650	76	holá kola
	30	550	92	1 650	81	
	40	725	94	1 650	83	
	50	900	91	1 650	82	
0,5	20	425	82			polepená kola
	30	500	84			
	40	725	87			
	50	925	88			
0,5	20	425	82			holá kola
	30	550	84			
	40	700	87			
	50	900	90			

Z *tab. 3* a *tab. 4* je vidět, že maximální složky ve spektru působí převod $z_3 : z_4$ (frekvence f_2). To je patrné i z *obr. 3*, v němž jsou uvedeny hladiny akustického tlaku v třetinooktávových pásmech, korigované váhovým filtrem A .

Tab. 4

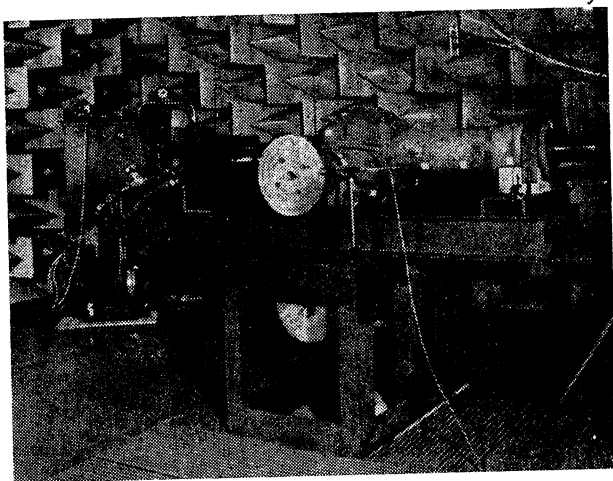
Rychlost [km . h ⁻¹]	n [1 . s ⁻¹]	$f_1 = \frac{z_1}{z_2}$ [Hz]	$f_2 = \frac{z_3}{z_4}$ [Hz]
20	20	106	360
30	30	159	540
40	40	212	720
50	50	265	900

Po eliminaci zubové frekvence f_2 by při rychlosti tramvaje 40 km/h klesl venkovní hluk o 2 dB. V případě, že hladiny akustického tlaku v pásmu 1 000 Hz závisí na druhé harmonické frekvenci f_2 , lze očekávat snížení venkovního hluku o 4 dB a více.



Obr. 3. Vážená spektra hladin akustického tlaku převodovky

Detailnější vyšetření vlastností převodovek zabudovaných ve vozidle se ukázalo nereálné, a proto byly dva základní užívané typy zkoušeny v laboratoři. Na obr. 4 je vidět způsob uložení převodovky na pomocném rámu, poháněcí a zatěžovací agregáty i umístění v bezdovukové laboratoři.

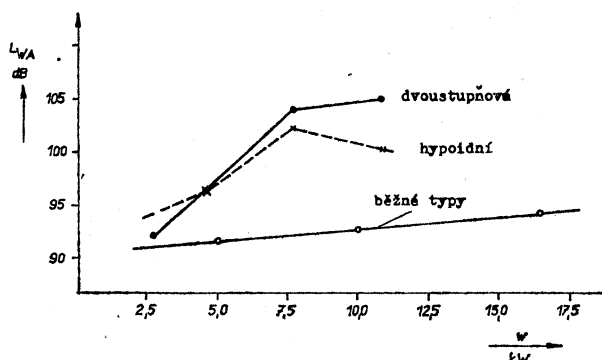


Obr. 4. Pohled na převodovku při laboratorním vyšetřování akustických a vibračních charakteristik

Dvoustupňová převodovka s převodem $p = 7,36$ a hypoidní převodovka s převodem $p = 7,43$ byly zatěžovány tak, aby přenášený výkon a otáčky odpovídaly jízdě tramvaje ustálenými rychlostmi v rozsahu 30 až 60 km/h, to odpovídá přenášenému výkonu 2,9 až 11 kW. U obou převodovek byla metodou analýzy inten-

zity zvuku určována hladina akustického výkonu a rovněž vyšetřováno chvění na jejich povrchu. Podrobnosti o metodě měření a způsobu zpracování výsledků i zjištěných hodnotách jsou obsaženy v [6].

U obou převodovek je ve spektru hladin akustického výkonu celá řada diskrétních složek, které odpovídají zubovým frekvencím ozubených kol a jejich harmonických. S rostoucím přenášeným výkonem a otáčkami roste u obou typů hladina akustického výkonu A , jak je zřejmé z obr. 5. Odtud je patrné, že převodovka



Obr. 5. Závislost hladin akustického tlaku vyzařovaného převodovkami na přenášeném výkonu

dvoustupňová je poněkud hlučnější než-li hypoidní. Přitom je však nutno konstatovat, že obě převodovky jsou výrazně hlučnější (o 10 až 15 dB) než-li převodovky jiných konstrukcí při přenosu stejného výkonu.

Při měření chvění bylo zjištěno, že skříňové převodovky jsou buzeny ozubenými převody, ve spektru hladin rychlosti chvění se objevují diskrétní složky s kmitočty shodnými s diskrétními složkami spektra hluku. Rozdíly v hladinách chvění na různých místech povrchu jsou však malé a lze proto jen těžko očekávat zlepšení změnou struktury skříní.

Podle těchto měření lze konstatovat, že závažným a podstatným zdrojem hluku v podvozku převodovky jsou a jejich nadměrná hlučnost je vyvolávána ozubenými koly. Z toho lze odvodit, že příčinou neúměrného hluku je nepřesná výroba, resp. nevhodná konstrukce převodů, tvaru zubů a špatné možnosti vymezení vůlí v ložiskách.

Při provozních zkouškách tramvají byl sledován vliv snížení činitele vyzařování disků kol, která byla polepena vrstvou technické pryže. Ukázalo se, že při jízdě po rovné trati tato úprava nemá výrazný vliv na celkový venkovní hluk (viz tab. 5). Tato skutečnost opět potvrzuje domněnku, že dominantním zdrojem hluku je hnací soustrojí.

Na tramvaji KT4Dt byl dále sledován i vliv vyzařování skříňové tramvaje a účinek dílčích úprav na podvozku na venkovní hluk, takže byly ověřovány následující úpravy:

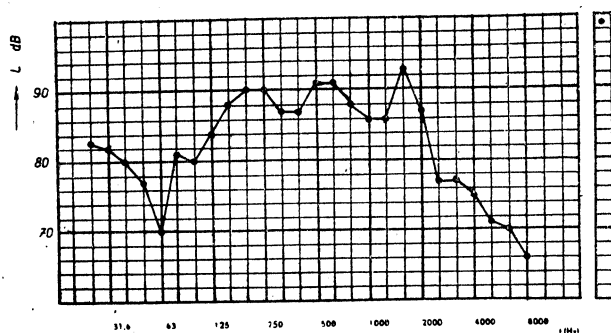
- A — disky kol polepeny technikou pryží,
- B — úprava A + stěny skříně opatřeny samolepící fólií VÚGPT,
- C — úprava B + podvozek zastíněn do roviny zásten fólií VÚGPT.

Tab. 5

d m	Hladiny zvuku <i>A</i> při rychlosti [km/h]				Úprava
	20	30	40	50	
7	71	78	80	83	bez úprav
7	73	75	80	83	<i>A</i>
7	71	77	79	82	<i>B</i>
7	68	76	78	82	<i>C</i>
0,5	84	89	93	96	bez úprav
0,5	83	89	94	96	<i>A</i>
0,5	85	90	93	96	<i>B</i>
0,5	82	87	89	91	<i>C</i>

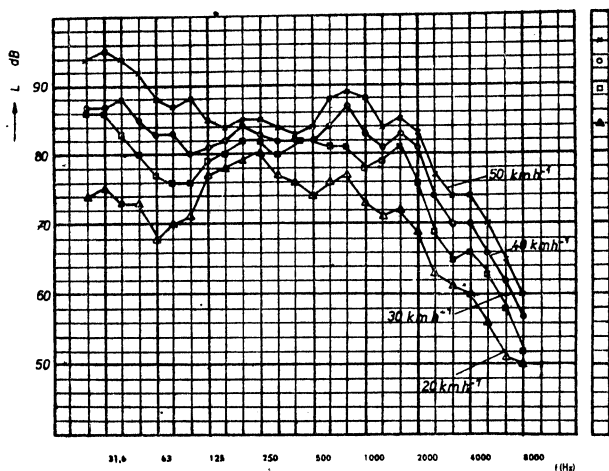
Jak je patrné z tab. 5, ověřované úpravy nemají podstatný vliv na hladiny hluku *A* ve vzdálenosti 7 m od tramvaje. Naproti tomu ve vzdálenosti 0,5 m od podvozku se překrytím jeho části (úprava *C*) dosáhlo výrazného snížení hluku. V kmitočtovém rozsahu 200 až 8 000 Hz je zcela jednoznačné snížení hladin o 2 až 6 dB, snížení *L_A* činí 4 dB. A to i přesto, že podvozek byl zakryt jen zčásti a zůstala otevřená plocha s výškou cca 300 mm mezi patou kolejnice a zakrytím.

Vyzařování skříně bylo sledováno ve vzdálenosti 0,3 m od obrysu. Z rozložení hluku v okolí skříně vyplynulo, že hluk se šíří z prostoru podvozku a určuje hlučnost v okolí skříně. Polepením skříně a zástěn těžkou tlumící fólií VÚGPT výrazně klesly hladiny chvění těchto ploch, ale hladiny hluku ve větší vzdálenosti se změnily jen nepatrně, protože stále převládal hluk podvozku. Tato skutečnost byla ověřena měřením chvění na skříní upravené a při úpravě *B*. Vliv zdroje — styk kola a kolejnice byl sledován dvěma způsoby. Mikrofon se pohyboval s vozidlem ve vzdálenosti 50 mm od místa styku a při rychlosti 40 km/h byly zjištěny hladiny akustického tlaku uvedené v obr. 6. Z průběhu spektra je patrné výrazné vyzařo-



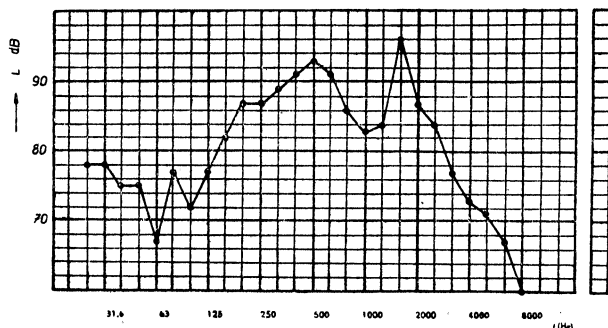
Obr. 6. Průběh spektra akustického tlaku v místě styku kola s kolejnicí při rychlosti 40 km/h

vání v pásmech 500, 630 a 1 600 Hz podobně jako ve spektru hluku kola viz obr. 7, kde jsou uvedeny hodnoty pro celý rozsah sledovaných rychlostí jízdy. V obou případech se objevuje výrazné vyzařování v pásmu 630 Hz a především



Obr. 7. Hladiny akustického tlaku vyzařované kolem při obvyklých jízdních rychlostech tramvaje

pak 1 600 Hz. Obdobný charakter má i hluk zjišťovaný při přejezdu. Mikrofon byl umístěn 0,1 m od paty kolejnice. Průběh spektra akustického tlaku je patrný z obr. 8.

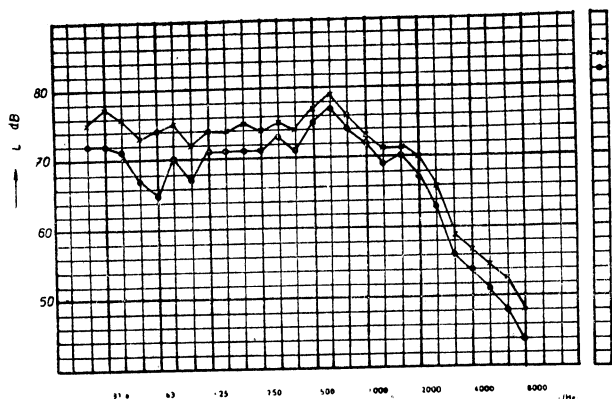


Obr. 8. Spektrum akustického tlaku vyvolané přejezdem ve vzdálenosti 0,1 m od místa styku kola s kolejnicí

Na obr. 9 je uveden hluk vyzařovaný kolejnicí. Spektrum má zcela odlišný průběh, neobjevuje se složka 1 600 Hz a hladiny akustického tlaku vyšší frekvence než 100 Hz jsou podstatně nižší v porovnání s hlukem kola.

Na základě těchto měření lze usoudit, že kolejnice není dominantním zdrojem hluku. Ze spekter hluku samotného kola a kolejnice lze kolu přisoudit vyzařování ve vyšších kmitočtových oblastech, přičemž zdrojem budících sil jsou převodovky.

Cílem všech provedených měření a rozborů bylo získat informace o způsobech a místech generace resp. vyzařování hluku tak, aby bylo možné postupně realizovat opatření, jež povedou k jeho snížení jak uvnitř vozidla, tak v jeho okolí.



Obr. 9. Průběh akustického tlaku, který vyzařuje kolejnice

V interiéru vozidla je rovněž hluk podvozku dominantním zdrojem. Z rozboru matematického modelu uložení agregátů i experimentálních dat vyplynulo, že hluk je přenášen jak konstrukcí, tak vzduchem. S ohledem na dynamické síly působící mezi podvozkem a skříní vozidla není v současné době možné měnit způsob uložení podvozku v tramvaji.

Bylo proto změněno uložení podlahy ve vozidle; z ověřovaných variant se ukázala jako optimální „plovoucí podlaha“, i když ji nebylo možno realizovat zcela důsledně. V současné době je tato úprava běžná v sériové výrobě vozů KT8. K omezení hluku, který se šíří do vnitřního prostoru vozu od podvozku, je nad ním, ke spodní části podlahy připevněn zvuk pohlcující materiál Izomat. Těmito opatřeními se dosáhlo poklesu hladiny zvuku A v prostoru pro cestující o 4 až 5 dB a jsou tak v podstatě plněny podmínky současně platné čs. normy.

Příznivě se rovněž projevuje vyplnění prostoru mezi vnějším pláštěm vozidla a vnitřním obložení minerální plstí tl. 40 mm. Minerální plst zde plní funkci tepelněizolační i akustickou, jak se prokázalo např. u tramvaje T 6. Ve vozidlech, u nichž minerální plst nebyla namontována, byly hladiny zvuku A v interiéru o cca 5 dB vyšší.

Výsledky dílčích úprav ukázaly, že výraznějšího snížení vnějšího hluku jedoucí tramvaje lze dosáhnout jen důsledným zakrytím jejího podvozku. Proto byl navržen a vyroben funkční vzorek, který byl na některých typech tramvají ověřován. Bylo zjištěno, že hladina zvuku A při rychlosti 40 km/h klesá ve vzdálenosti 7 m o 2 až 4 dB a ve vzdálenosti 0,3 m o 5 až 7 dB. Odtud plyne, že se počítají výrazněji projevoval i další dílčí zdroje, např. vyzařování skříně vozidla.

Přestože problematika hluku tramvají je řešena již poměrně dlouhou dobu, nelze ji považovat za uzavřenou přes jisté dosažené výsledky, které se projeví např. i tím, že tramvaj KT8Dt byla na MBV v roce 1989 oceněna zlatou medailí. Je to dáno jak složitostí vozidla a jeho dílčích agregátů, tak vnějšími provozními podmínkami. Nezanedbatelné nejsou ani podmínky a možnosti výrobce při konstrukčních a technologických změnách.

Komplikovaná je přitom i otázka objektivního hodnocení hluku, který tramvaje vyzařují. U sériové výroby nelze zjišťovat hlučnost každého vyrobeného kusu, je však možno stanovit takovou hodnotu hluku, kterou je výrobce v daných podmín-

kách s vysokou pravděpodobností schopen garantovat; přirozeně za definovaných provozních podmínek. Tuto hodnotu lze stanovit z hodnot naměřených pro několik náhodně vybraných kusů postupem, který uvádí ČSN 01 1614, což je norma odvozená z mezinárodní normy ISO 7574.

Při aplikaci metod obsažených v těchto normách na problematiku tramvají se ukazuje značný přínos v tom, že jsou odděleny povinnosti výrobce, který garantuje hlučnost vozidel za normativních podmínek od povinností uživatele udržovat vozidla v dobrém technickém stavu a provozovat je na kvalitních tratích. Kvalita tratě hluk jedoucí tramvaje podstatným způsobem ovlivňuje a přitom na ni výrobce tramvaje nemá žádný vliv.

LITERATURA

- [1] Kozák J., Horák S.: Studie možností snížení vnějšího hluku jedoucí tramvaje. Výzkumná zpráva SVÚSS 85-03040.
- [2] Kozák J., Kramář O.: Možnosti snížení hluku tramvají. Výzkumná zpráva SVÚSS 87-03030.
- [3] Kramář O.: Hlučnost tramvají T3, KT8Dt, T5A5M. Technický záznam SVÚSS 87-03153.
- [4] Kozák J., Kramář O.: Hlučnost tramvaje KT8D5. Technický záznam SVÚSS 88-03151.
- [5] Kramář O.: Měření hluku a chvění na tramvajích KT4Dt. Technický záznam SVÚSS 86-03133.
- [6] Kramář O.: Hluk tramvajových převodovek. Výzkumná zpráva SVÚSS 89-03002.
- [7] Kramář O.: Hlučnost tramvají T3 a KT8. Technický záznam SVÚSS 88-03119.
- [8] Kozák J.: Metody snižování hluku tramvají a některé dosažené výsledky. Sborník konference NOISE and QUALITY 86. MLR, Budapešť, 1986.
- [9] Kozák J.: Hluk tramvají a metody jeho snižování. Sborník 6. mezinárodní konference KBS BLR, Varna, 1987.
- [10] Kramář O.: Venkovní hluk tramvají. Sborník konference „Technika prostředí v dopravních prostředcích“ ČSSR, Tatry, 1988.
- [11] Kramář O., Kozák J.: Hluk tramvají KT6. Výzkumná zpráva SVÚSS, 89-030.

ШУМ ТРАМВАЕВ

*Инж. Ян Козак, к. т. н.,
Инж. Олдржих Крамарж, к. т. н.*

Трамваи комплексом ряда отдельных источников шума. Их актуальное участие поддается влиянию прежде всего типа транспортного средства, сорта и состояния линии и скорости езды. Статья занимается анализом частичных источников и результатами технических переделок с помощью которых было достигнуто частичного понижения внешнего и внутреннего шумов идущих трамваев.

NOISE OF TRAMWAY CARS

Ing. Jan Kozák, CSc., Ing. Oldřich Kramář, CSc.

Tramway cars represent a set of single noise sources. Their relevant contribution is affected above all by the car type, by the kind and the state of the trackage and by the running speed too. The article deals with an analysis of the single sources and with results of technical improvement ensuring the partial reduction of outer and inner noise of the running tramway cars.

LÄRM DER STRASSENBAHNEN

Ing. Jan Kozák, CSc., Ing. Oldřich Kramář, CSc.

Die Strassenbahnen bilden den Komplex einer Reihe der Lärmteilquellen, ihr Aktuellanteil wird besonders durch den Fahrzeugtyp, durch die Schienenart und -stand und durch die Fahrgeschwindigkeit beeinflusst. Der Artikel befasst sich mit der Analyse der Teilquellen und mit den Ergebnissen der technischen Zubereitungen, durch die die Teilherabsetzung des Aussen- und Innenlärms der fahrenden Strassenbahnen erzielt worden ist.

NUMERICKÉ MODELOVÁNÍ TEPLOTNÍHO REŽIMU BUDOVY PŘI PŘERUŠOVANÉM VYTÁPĚNÍ

PROF. ING. STANČO D. STAMOV, DrSc., ING. IVAJLO BANOV, ODB. AS.

Katedra techniky sdílení tepla a hmoty, VMEI Sofia

V článku se uvádí metoda výpočtu průběhu teploty s časem v budově, v níž bylo přerušeno vytápění. Výpočty jsou založeny na zjednodušujících předpokladech, zejména na vyrovnané teplotě v místnosti — v celém objemu vzduchu v daném čase, dále na neměnných fyzikálních vlastnostech stavební konstrukce budovy s časem a na lineárních okrajových podmínkách ochlazení. V závěru se srovnávají vypočtené hodnoty se skutečností a konstatuje se širší použitelnost zvolené metody.

Recenze a překlad: Ing. Karel Brož, ČSe.

Faktory, které podmiňují tepelný režim budovy, jsou:

- venkovní klimatické podmínky,
- tepelné fyzikální vlastnosti obvodových konstrukcí,
- setrvačné vlastnosti otopných soustav,
- režim dodávky tepla do otopných soustav,
- vnitřní zdroje tepla v budově apod.

Za skutečného provozu je proces sdílení tepla přes obvodové konstrukce vždy nestacionární. Teplota venkovního vzduchu, intenzita slunečního záření, rychlost a směr větru se neustále mění. Teplota uvnitř místností se také mění a kolísá okolo středních hodnot, charakteristických pro každou část sezóny. Proto nehledě na složitost procesu prostupu tepla přes obvodové stěny je nutno na něj pohlížet jako na nestacionární [1], [2].

Po podrobném rozboru tepelně technických vlastností budov a faktorů počasí byla pro sestavení matematického modelu tepelného režimu budovy přijata následující zjednodušení:

- teplota vzduchu v místnosti je stejná v celém jejím objemu a mění se jenom s časem,
- obvodové konstrukce jsou vícevrstvé, každá vrstva je z jiného materiálu s izotropními vlastnostmi,
- tepelné fyzikální vlastnosti materiálů nezávisí na teplotě,
- teplota ve stavební konstrukci se mění jen ve směru toku tepla a v čase.

Rovnici pro vedení tepla při respektování uvedených podmínek je možné zapsat ve tvaru

$$c_i \rho_i \frac{\partial T_i(x, \tau)}{\partial \tau} = \lambda_i \frac{\partial^2 T_i(x, \tau)}{\partial x^2} + \dot{Q}_{Tv}(\tau) \quad (1)$$

kde c_i [J/kgK] je měrná tepelná kapacita vrstvy i ,
 ρ_i [kg/m³] — hustota,
 λ_i [W/mK] — součinitel tepelné vodivosti,
 $\dot{Q}_{Tv}$ [W] — výkon vnitřního zdroje tepla,
 i — index, pořadové číslo vrstvy.

Uvnitř místnosti probíhá proces sdílení tepla konvekci a sáláním, což se zjednodušeně vyjadřuje pomocí jediného součinitele α_{ks} , který je vztažen k teplotě vzduchu $T_v(\tau)$ v místnosti. Okrajové podmínky na vnitřním povrchu obvodové konstrukce se zapisují ve tvaru:

$$\alpha_{ks}[T_v(\tau) - T_j(x, \tau)] = -\lambda_j \frac{\partial T_j(x, \tau)}{\partial x} \quad (2)$$

kde $j = 1$ až n je index vnitřních povrchů v místnosti.

Na vnějším povrchu je vhodné zaměnit smíšené okrajové podmínky 2. a 3. druhu za podmínky 3. druhu:

$$\alpha_v[T_q(\tau) - T_x(x, \tau)] = -\lambda_k \frac{\partial T_x(x, \tau)}{\partial x} \quad (3)$$

$$T_q(\tau) = T_n(\tau) + \frac{\varphi_n \cdot I_s}{\alpha_v} \quad (4)$$

kde $T_n(\tau)$ [K] – venkovní teplota,
 φ_n [–] – součinitel poměrného zasklení vnějšího povrchu (fasády),
 I_s [W/m²] – intenzita slunečního záření,
 $k = 1$ až m – index vnějších povrchů příslušejících zkoumané místnosti.

Na rozhraní mezi dvěma sousedními vrstvami je zadána okrajová podmínka 4. druhu (tepelný tok vystupující z jedné vrstvy je stejný jako tepelný tok vstupující do další vrstvy):

$$\lambda_i \frac{\partial T_i(x, \tau)}{\partial x} = \frac{\partial T_{i+1}(x, \tau)}{\partial x} \cdot \lambda_{i+1} \quad (5)$$

$$T_i(x, \tau) = T_{i+1}(x, \tau) \quad (6)$$

Počáteční teploty jsou zadány ve tvaru

$$T_i(x, 0) = T_{i,0} = \text{konst.} \quad (7)$$

Rovnice tepelné rovnováhy vzduchu v uzavřeném prostoru je:

$$c_v \rho_v V_v \frac{\partial T_v(\tau)}{\partial \tau} = \sum_{i=1}^n \alpha_{ksi} A_i [T_i(x, \tau) - T_v(\tau)] \pm m_i c_v [T_v(\tau) - T_n(\tau)] \quad (8)$$

kde c_v , ρ_v a V_v – se vztahují ke vzduchu v místnosti,
 A_i [m²] – plocha i -té vnitřní stěny,
 m_i [kg/s] – průtočné množství infiltrovaného vzduchu.

Pro řešení soustavy diferenciálních rovnic (1) při zadání okrajových podmínek (2), (3), (4), (5) a (6), počátečních podmínkách (7) současně s rovnicí tepelné bilance (8), které popisují procesy sdílení tepla z uzavřené místnosti, byla vybrána metoda konečných prvků.

Z variantního hlediska [3], [4] je řešení vpředu uvedené soustavy ekvivalentní vyhledání minima funkcionálu:

$$X = \int_V 1/2 \left\{ \lambda_x \left[\frac{\partial T(x, \tau)}{\partial x} \right]^2 - 2 \left[\dot{Q}_v - c_v \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} \right] \cdot T(x, \tau) \right\} dV +$$

$$+ \int_{S_1} I_s \cdot T(x, \tau) dS + \int_{S_2} \frac{\alpha}{2} [T^2(x, \tau) - 2T(x, \tau) \cdot T_\infty + T_\infty^2] dS \quad (9)$$

kde $V [m^3]$ je objem místnosti,
 S_1, S_2 — ohraničující plochy,
 $T_\infty [K]$ — vnější teplota ve velké vzdálenosti.

Minimum funkcionálu (9) musí být hledáno v množině kořenů teploty $\{T\}$.
 Proces minimalizace s použitím vztahu

$$\frac{\partial X}{\partial \{T\}} = \frac{\partial}{\partial \{T\}} \sum_{\epsilon=1}^E X^{(\epsilon)} = \sum_{\epsilon=1}^E \frac{\partial X^{(\epsilon)}}{\partial \{T\}} \quad (10)$$

(kde $\epsilon = 1$ až E je celkový počet elementů,
 $X^{(\epsilon)}$ — podíl jednotlivého elementu na celkové hodnotě X).

vede k následující soustavě diferenciálních rovnic:

$$[C] \cdot \frac{\partial \{T\}}{\partial \tau} + [K] \cdot \{T\} + \{F\} = 0 \quad (11)$$

Príspevek každého elementu do matice $[C]$, $[K]$ a $\{F\}$ se vyjadřuje vztahy, popsanými v [3].

Lokální matice $[C^{(\epsilon)}]$, $[K^{(\epsilon)}]$ a $\{F^{(\epsilon)}\}$ pro element „vzduch“ se získají z rovnice tepelné bilance vzduchu (8). Abychom získali hodnoty $\{T\}$ v každém bodu časového intervalu, je nutno řešit vztah (11). Ve vypracovaném programovém bloku POMES je to provedeno pomocí centrálního schématu rozdílů po záměně partiální derivace podle času jejím analogem konečného rozdílu.

Cílem této práce je číselné vyšetření tepelného režimu budovy (z hromadné výstavby v Bulharsku) při vypnutí otopné soustavy a experimentální shromáždění hodnověrné statistické informace k popsání systému

meteorologické podmínky — budova — přerušované zásobování teplem,

dále ověření správnosti matematického modelu, vybrané výpočtové metody a vypracovaného programového bloku.

V klimatických podmínkách Sofie byla v průběhu 45 hodin provedena měření na jednopodlažním domě se čtyřmi místnostmi, postaveném z unifikovaných železobetonových panelů [5]. Experimentální místnost o rozměrech $6,3 \times 3,6 \times 2,6$ m má objem $V = 47,9 m^3$. Na severovýchodní straně je zdvojené okno a balkónové dveře o celkové ploše $S_{ok} = 5,92 m^2$. Vzdálenost mezi skly je 0,024 m. Tloušťka obvodových panelů je 0,1 m. Panely jsou na lící straně obezděny plochými cihlami o tloušťce 0,06 m. Vnitřní příčky jsou rovněž železobetonové (tl. 0,06 m), podlaha betonová (tl. 0,14 m), položená na zemi, strop železobetonový (tl. 0,14 m) s izolací proti vodě.

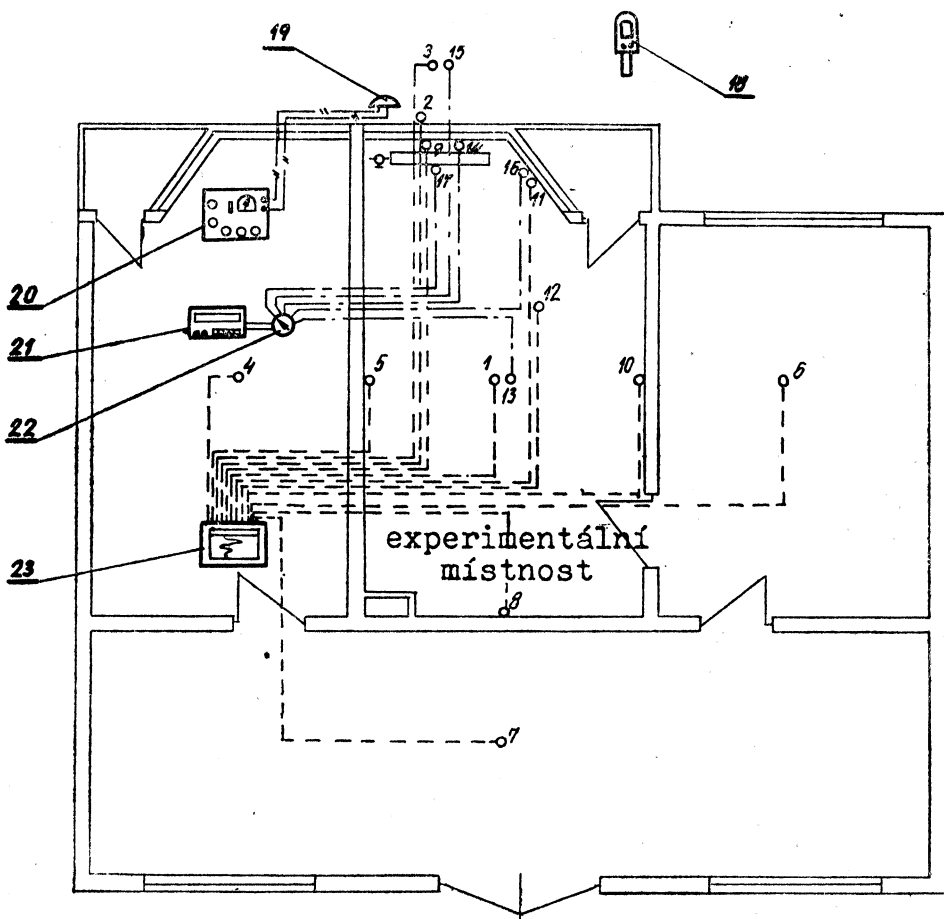
Při měření bylo vytápění vypnuto a cílem bylo sledování:

- teploty vzduchu $T_v(\tau)$ ve výšce 1,5 m nad podlahou;
- teploty povrchu vnitřní příčky T_{st}^{vn} ve výšce 1,5 m nad podlahou;
- teploty povrchu vnější stěny T_{st}^n ve výšce 1,0 m nad podlahou;
- teploty vzduchu v sousední místnosti $T_{v,1}$ 1,5 m nad podlahou.

Vně experimentálního objektu se měřila a registrovala teplota vzduchu $T_N(\tau)$, rychlost větru $w_v(\tau)$ a jeho směr a intenzita slunečního záření $I_s(\tau)$.

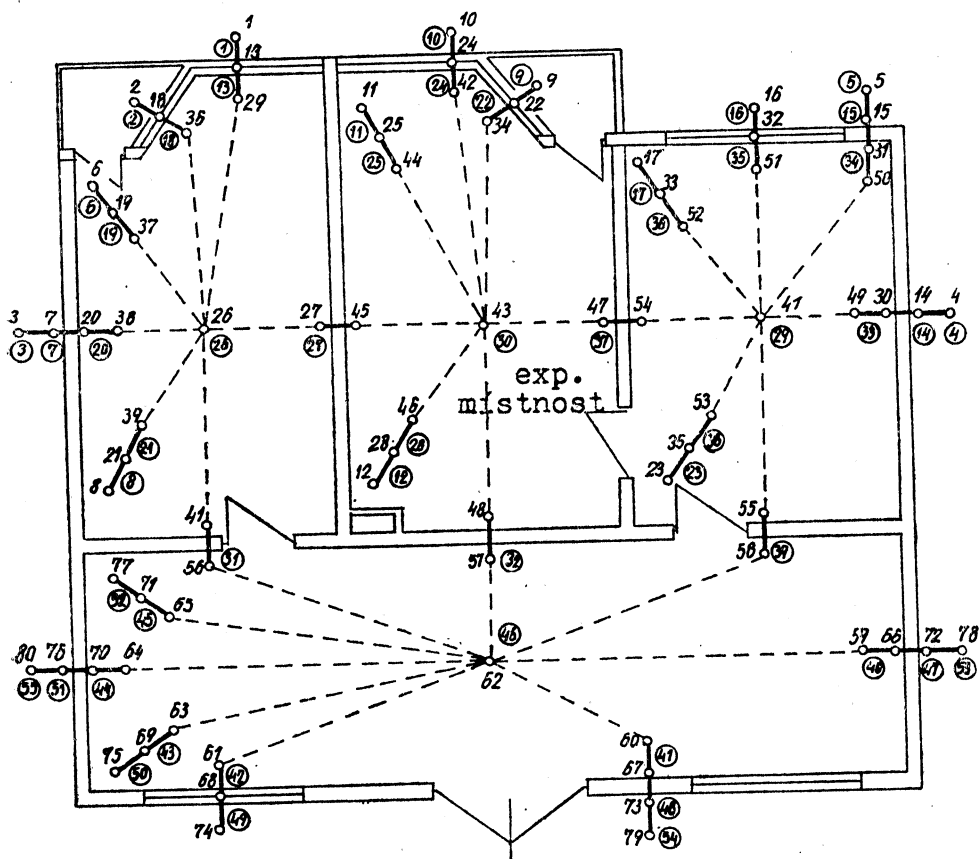
Teploty byly snímány termočlánky Cu-ko a registrovány zapisovacím přístrojem KVI-12. Pro kontrolu byly některé termočlánky zdvojené. Sluneční záření a rychlost větru byly zapisovány od 8 do 20 hodin v intervalu 30 minut, ostatní hodnoty byly registrovány plynule.

Schéma experimentálního domu, umístění termočlánků a měřicích přístrojů je uvedeno na obr. 1.



Obr. 1. Schéma experimentální budovy a umístění termočlánků (1–12 termočlánky Cu–Ko, 13–17 duplicitní kontrolní termočlánky Cu–ko; 18 – termocouple; 19 – solarimetr; 20 – potenciometr s univerzálním Wheatstonovým můstkem; 21 – číslicový voltmetr; 22 – ruční komutátor; 23 – kompenzační zapisovač KVI-12)

Poměry v budově byly sledovány počítačem pomocí programového bloku POMES. Znázornění zkoumaného objektu pomocí metody konečných prvků je na obr. 2. Konstrukce budovy se aproximativně znázorňuje pomocí 55 prvků



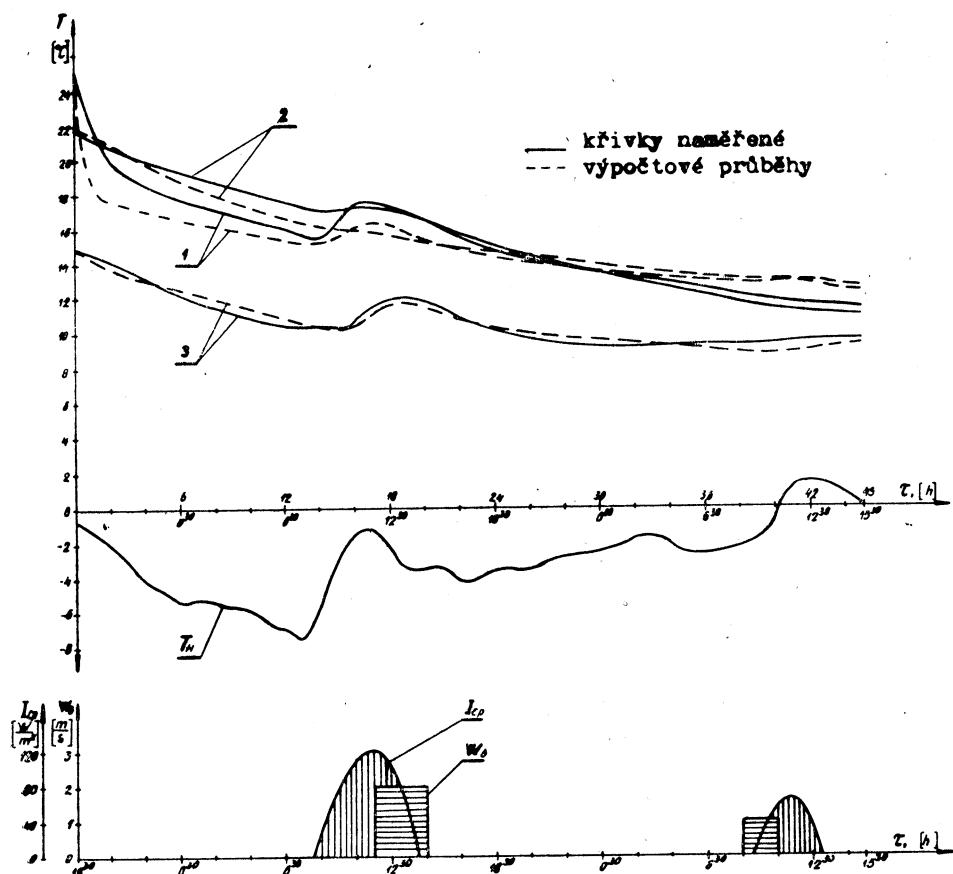
Obr. 2. Podmíněné zobrazení budovy metodou konečných prvků

a 80 uzlů. Každá vrstva složené vícevrstvé konstrukce odpovídá jednotlivému prvku, ve kterém jsou vyjádřeny jak tepelně fyzikální vlastnosti, tak geometrické rozměry (c , ρ , λ , V , δ). Údaje o počasí, zejména $w_v(\tau)$, $I_s(\tau)$ v každém směru a teplota $T_N(\tau)$ jsou zadány diskretním číslem s časovým krokem $\Delta\tau = 60$ minut podle hodnot získaných v přímém experimentu. Počáteční teploty v uzlech byly zadány jako skutečné teploty naměřené při $\tau = 0$.

Tab. 1. Porovnání vypočtených a naměřených teplot

Velikost	$T_{\text{exp}} - T_{\text{vyp}} [^{\circ}\text{C}]$		$\bar{\varepsilon} [\%]$
	min	max	
T_p	0,05	3,64	6,5
T_{vn}	-0,088	-1,662	6,149
T_{st}	-0,04	0,917	3,195

Na obr. 3 jsou znázorněny změny teploty v některých charakteristických místech experimentální místnosti, teploty venkovní, rychlosti větru a intenzity slunečního záření na severozápadní fasádě. Z obr. 3 je patrné, že experimentální i vypočtené změny teploty s časem mají stejný charakter. V tab. 1 jsou uvedeny výsledky hodnocení minimálních a maximálních odchylek výpočtových teplot od teplot skutečně naměřených v příslušných místech. Jsou uvedeny též relativní odchylky v závislosti na čase.



Obr. 3. Průběh teploty vnitřního vzduchu (1), teploty povrchu vnitřní stěny (2), teploty vnitřního povrchu vnější stěny (3) v intervalu měření po ukončení vytápění

Největší gradient teploty $[T_1(\tau) - T_1(\tau + \Delta\tau)]$ byl registrován po dobu 1 až 2 hodin po vypnutí vytápění u teploty vzduchu $-\Delta T_v = 4,5 \text{ K/h}$ v důsledku vyšších tepelných ztrát při počátku chladnutí. Nejmenší gradient na počátku chladnutí se projevil (opět v souladu s fyzikálními zákony) na vnitřním povrchu vnitřní stěny $\Delta T_{st}^{vn} = 1,0 \text{ K/h}$.

Velký vliv na změnu teploty vzduchu v místnosti vykazuje sluneční záření. V době experimentu se vlivem záření zvýšila teplota $T_v(\tau)$ o 1,8 K. Maximum vnitřní teploty se prakticky shodovalo s maximem slunečního záření, což svědčí o bezkapacitní přeměně slunečního spektra na infračervené. Teplota na vnitřním povrchu obvodové stěny se zvýšila o 3,1 K, ale její maximum se zpožďuje za maximem slunečního záření podle tepelné jímavosti hmotné obvodové stěny.

Získané výsledky naznačují, že:

- matematický model teplotních změn v systému: meteorologické podmínky — budova — přerušované vytápění je hodnověrný,
- volba numerické metody pro řešení modelu je správná,
- vytvořený programový blok POMES je schopný širšího použití.

LITERATURA

- [1] Bogoslovskij, V. N.: Strojitel'naja teplofizika. Vyssaja škola, Moskva 1982.
- [2] Stamov, S. D., Banov, I. P. a Pavlov, D. K.: Sledování vlivu tepelně izolačních vrstev na akumulaci charakteristik uzavřených místností. Referát na konferenci „Ekonomika energetiky — metody, technologie, výrobky a modernizace“. Varna 1985 (bulharsky).
- [3] Segerlind, L.: Priměnění metody konečných elementov. Mir, Moskva 1981.
- [4] Norri, D.: Vvědeníje v metod konečných elementov. Moskva, Mir 1979.
- [5] Normy OS-G1-68, doplněk OS-G1-78. KNIPIAT Glavprojekt, Sofia 1978 (bulharsky).

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ЗДАНИЯ ПРИ ПРЕРЫВИСТОМ ОТОПЛЕНИИ

Проф. Инж. Станчо Д. Стамов, д-р наук,
Инж. Ивайло Банов

В статье приводится метод расчета течения температуры в здании с прекращенным отоплением. Расчеты основаны на упрощающих предположениях, главным образом на выравненной температуре в помещении — в целом объеме воздуха в определенной времени, дальше на неизменных физических свойствах строительной конструкции здания с временем и на линейных краевых условиях охлаждения. В заключение сравниваются вычисленные значения с действительностью и констатируется высшая возможность применения избранного метода.

NUMERICAL MODELLING OF TEMPERATURE REGIME OF A BUILDING DURING ITS INTERMITTENT HEATING

Prof. Ing. Stančo D. Stamov, DrSc., Ing. Ivajlo Banov

The calculation method of the temperature course during time in a building with intermittent heating is presented in the article there. The calculations are based on the simplifying hypotheses above all on the equalized temperature in the room — in the all air volume in the given time besides on unchanging physical properties of the engineering structure of the building in time and on linear boundary conditions of cooling. The calculated values are compared in the conclusion of the article with reality and the possibility to use the choosen method is presented there.

ENERGETICKÁ EFEKTIVNOST ZNIŽOVANIA ENTALPIE VZDUCHU TEPELNÝM ČERPADLOM

ING. MOHAMMAD JOUSSEF DIB

Katedra technických zariadení budov, Stavebná fakulta SVŠT Bratislava

Článok sa zaoberá problematikou odvlhčovania vzduchu vo výparníku chladičho zariadení (nebo tepelného čerpadla) a jeho dohrievaním blízke k požadovanej teplote v kondenzátore téhož zariadení. Tento postup podľa provedených úvah a experimentů umožňuje ušetriť asi 50 % energie ve srovnání s případem, kdy se ohřev odvlhčeného vzduchu děje pomocí jiného zdroje tepla. V článku je dále uveden statistický způsob vyhodnocení experimentálních údajů.

Recenzoval: Ing. Vojtěch Hlavačka, DrSc.

Klimatizácia budov v podmienkach vysokej entalpie vzduchu sa vo všeobecnosti robí známym klasickým spôsobom odvlhčovania vzduchu chladením a následným dohrievaním. Tento spôsob odvlhčovania vzduchu, v ktorom prebieha chladenie a následne dohrievanie, je z energetického hľadiska značne neekonomický, keď treba dodať elektrickú energiu pre každú úpravu či je chladenie, kde

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad [W] \quad (1)$$

alebo dohrievanie, kde

$$\dot{Q}_{doh.} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad [W], \quad \text{pozri obr. 1} \quad (2)$$

kde $\dot{m}$ – hmotnostný prietok vzduchu $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$,
 h_1 – entalpia vzduchu na vstupe do chladiča $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$,
 h_2 – entalpia vzduchu na výstupe z chladiča $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$,
 h_3 – entalpia vzduchu po jeho dohreve $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$.

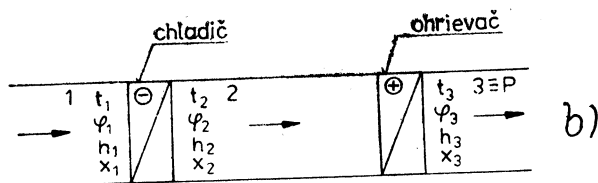
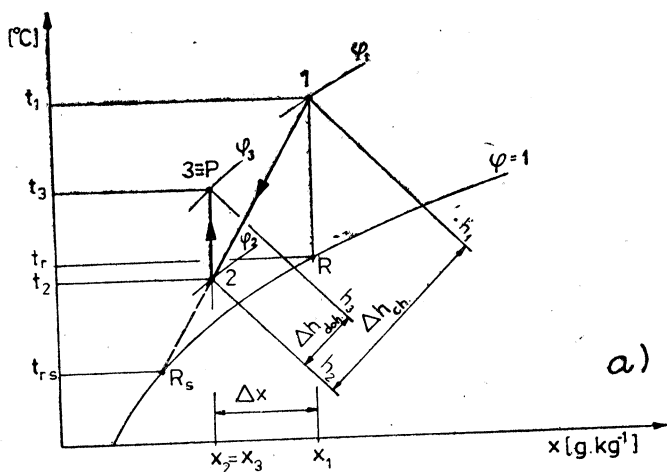
Keď predpokladáme, že P_1 [W] je potrebný elektrický príkon na chladenie a P_2 [W] je potrebný elektrický príkon na dohrievanie, potom celkový elektrický príkon bude:

$$P_{cel.} = P_1 + P_2 \quad [W] \quad (3)$$

Z dôvodov zníženia jeho energetickej náročnosti sme navrhli experimentálne zariadenie, v ktorom je na dohrev vzduchu po odvlhčení použité kondenzačné teplo chladiča v kompresorovom chladiacom okruhu. V podstate sa jedná o využitie tepelného čerpadla na vyššie uvedený účel.

Ako je známe, tepelné čerpadlo je vlastne chladiaci stroj. Rozdiel je len v ponímaní jeho funkcie. Pri chladiacom stroji je preferovanou funkciou znižovanie teploty, pri jeho využití ako tepelného čerpadla je to ohrev či zvyšovanie teploty daného prostredia, média či materiálu.

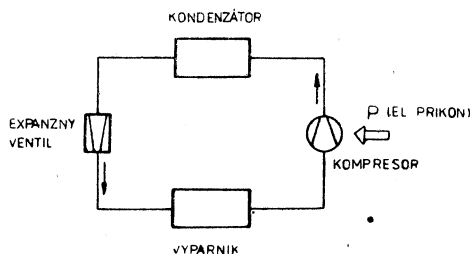
Pri použití tepelného čerpadla v danom technologickom procese odvlhčovania vzduchu chladením a jeho následným zohriatím na požadovanú teplotu, dochádza vlastne k spojeniu funkcie chladiaceho stroja a tepelného čerpadla. Keď zariadenie nazveme chladiaci stroj, užitočné využívanie bude tzv. odpadové teplo, keď hovoríme o tepelnom čerpadle, v našom prípade bude užitočné využívanie tzv. odpadový chlad. Čiže zariadenie ako celok a pri použití v tomto konkrétnom technolo-



Obr. 1. Chladenie vzduchu s dohrievaním; *a* — znázornenie priebehu úpravy v *h*—*x* diagrame, *b* — schematické znázornenie úpravy vzduchu vo výmenníkoch; 1 — stav vzduchu vstupujúceho do chladiča, 2 — stav vzduchu vystupujúceho z chladiča, 3 $\equiv$ P — stav vzduchu za dohrievačom (privádzaný vzduch), $t_1; t_2; t_3$ — teplota vzduchu vstupujúceho do chladiča, vystupujúceho z chladiča a za dohrievačom [°C], $t_r; t_{rs}$ — teplota rosného bodu a teplota rosného bodu chladiča [°C], $R; R_s$ — rosný bod vzduchu a rosný bod chladiča, $\varphi_1; \varphi_2; \varphi_3$ — relatívna vlhkosť vzduchu vstupujúceho do chladiča, vystupujúceho z chladiča a za dohrievačom [%], $h_1; h_2; h_3$ — entalpia vzduchu vstupujúceho do chladiča, vystupujúceho z chladiča a za dohrievačom [kJ . kg⁻¹], $x_1; x_2; x_3$ — špecifická vlhkosť vzduchu vstupujúceho do chladiča, vystupujúceho z chladiča a za dohrievačom [g . kg⁻¹], Δx — rozdiel špecifickej vlhkosti [g . kg⁻¹], Δh_{ch} — rozdiel entalpií vstupujúceho do chladiča a vystupujúceho z neho [kJ . kg⁻¹], Δh_{doh} — rozdiel entalpií vstupujúceho do dohrievača a vystupujúceho z neho [kJ . kg⁻¹]

gickom postupe úpravy vzduchu v klimatizácii, pracuje s využitím prakticky všetkej energie potrebnej na kontinuálny priebeh termodynamických zmien v ňom prebiehajúcich. Rozdiely súvisiace s prevádzkou chladiaceho zariadenia a tepelných čerpadel pri rôznych teplotných rozpätiach a úrovniach, prinášajú celý rad technických odlišností, ale termodynamické princípy zostávajú nezmenené.

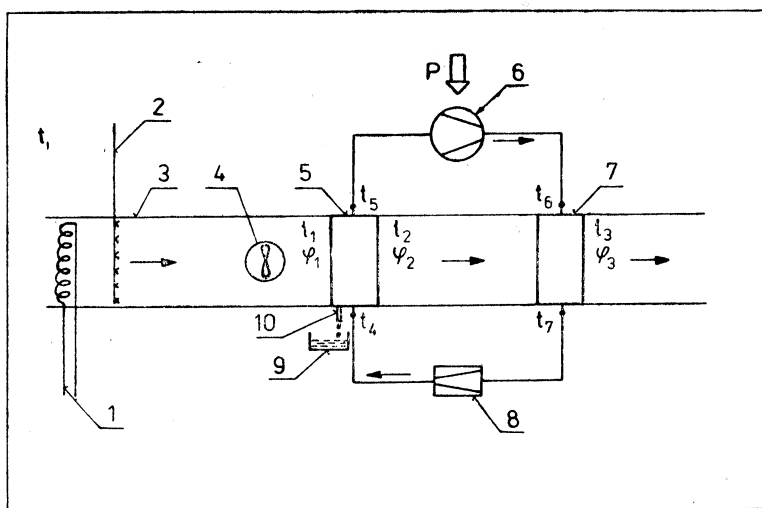
Princíp kompresorového tepelného čerpadla je znázornený na obr. 2. Je to príklad uzavretého parného kompresorového obehu, kde prebiehajú termodynamické zmeny, pri ktorých sa pracovná látka vracia do pôvodného východiskového stavu.



Obr. 2. Obeh kompresorového tepelného čerpadla

Experimentálne meranie

Cieľom merania je získanie poznatkov, do akej miery môžeme dosiahnuť pomocou navrhovaného zariadenia zlepšenie energetickej i ekonomickej bilancie voči klasickému systému. Schematické znázornenie tohoto zariadenia je na obr. 3. Meranie sa uskutočnilo na zariadení inštalovanom v laboratóriu Katedry technických zariadení budov Stavebnej fakulty SVŠT Bratislava.



Obr. 3. Schéma experimentálneho zariadenia

Na sledovanie parametrov bola použitá meracia ústredňa MIT 350, METRA BLANSKO:

1 — elektrický ohrievač regulovateľný, 2 — parný zvlhčovač, 3 — potrubie, 4 — ventilátor, 5 — výparník, 6 — kompresor, 7 — kondenzátor, 8 — škrtiaci ventil, 9 — zber kondenzátu, 10 — odtok kondenzátu, t_1 — teplota vzduchu v miestnosti $^{\circ}\text{C}$, t_1 — teplota upravovaného vzduchu na vstupe do výparníka (chladiča) $^{\circ}\text{C}$, t_2 — teplota vzduchu za výparníkom (chladičom) $^{\circ}\text{C}$, t_3 — teplota vzduchu za kondenzátorom (ohrievačom) $^{\circ}\text{C}$, t_4 — teplota freónu na vstupe do výparníka $^{\circ}\text{C}$, t_5 — teplota freónu na výstupe z výparníka $^{\circ}\text{C}$, t_6 — teplota freónu na vstupe do kondenzátora $^{\circ}\text{C}$, t_7 — teplota freónu na výstupe z kondenzátora $^{\circ}\text{C}$.

Teplotné a vlhkostné parametre vzduchu pri rôznych alternatívach merania udáva nasledujúca *tab. 1*.

Tab. 1

t_1 [°C]	φ_1 [%]				
24	40	50	60	70	—
25	40	50	60	70	80
26	40	50	60	70	—
27	40	50	60	70	80
28	40	50	60	70	80
29	40	50	60	70	—
30	40	50	60	70	—
32	40	50	60	70	—

Teplotné parametre sme dosiahli elektrickým odporovým telesom s regulovateľným výkonom, umiestneným v prírodnom potrubí. Vlhkostné parametre vzduchu sme nastavili pomocou zmeny prietoku sytej vodnej pary privádzanej do nasávacieho potrubia. Merala sa relatívna vlhkosť vzduchu digitálnym psychrometrom pred výparníkom φ_1 a za ním po odvlhčovaní φ_2 ako aj za ohrievačom φ_3 . Okrem relatívnej vlhkosti sa na týchto miestach merala aj teplota suchého a mokrého teplomeru. Pri každej alternatíve bol tiež meraný elektrický príkon kompresora. Meranie uvedených veličín bolo pri každej alternatíve uskutočňované opakovane v desaťminutových intervaloch.

Ďalej sa pri jednotlivých alternatívach snímal barometrický tlak vzduchu v mieste experimentu.

Hmotnostný prietok vzduchu bol pri všetkých alternatívach merania konštantný, nameraný metódou rýchlostného profilu vo vstupnom i výstupnom potrubí.

Výsledky merania

Po vyhodnotení nameraných veličín a ich štatistickom spracovaní sme výsledky merania zostavili grafickým spôsobom. V jednotlivých alternatívach je vyhodnocovaný elektrický príkon kompresora P [W], v závislosti na dosiahnutej zmene špecifickej vlhkosti Δx [g · kg⁻¹], aj zmene entalpie vzduchu Δh [kJ · kg⁻¹], je tento príkon pri každej alternatíve.

Konštrukcia odhadových regresných funkcií, vyjadrujúcich závislosť stredných hodnôt príkonov tepelného čerpadla od zmien špecifických vlhkostí a entalpií vzduchu

Na základe nameraných hodnôt $[\Delta x_i, P_i]$, pre $i = 1, \dots, n$, sme najprv testovali významnosť sily korelačnej závislosti veličín Δx [g . kg⁻¹] a P [W], prostredníctvom ich korelačného koeficienta

$$R_{\Delta x, P} = \frac{n \sum_{i=1}^n \Delta x_i P_i - (\sum_{i=1}^n \Delta x_i) (\sum_{i=1}^n P_i)}{\sqrt{n \sum_{i=1}^n \Delta x_i^2 - (\sum_{i=1}^n \Delta x_i)^2} \cdot \sqrt{n \sum_{i=1}^n P_i^2 - (\sum_{i=1}^n P_i)^2}} \quad (4)$$

Pri prvej z uvažovaných alternatív bolo $n = 18$.

Jeho hodnotu sme pre tento prípad dostali rovnú $R_{\Delta x, P} = 0,8158$. Tabuľkovaná kritická hodnota je pre zvolenú hladinu významnosti $\alpha = 0,05$ a pre $n - 1 = 17$ stupňov voľnosti rovná $r_{\text{tab.}} = 0,4555$ (pozri napr. tab. IX) [9]. Teda naša vypočítaná hodnota na základe uvedených meraní prekračuje túto tabuľkovanú kritickú hodnotu a tak môžeme aspoň s pravdepodobnosťou $1 - \alpha = 0,95$ tvrdiť, že vyšetrovaná korelačná závislosť je na uvedenej hladine štatisticky vysoko významná. Na základe tohoto výsledku treba pomocou nameraných hodnôt $[\Delta x_i, P_i]$, $i = 1, \dots, n$, nájsť funkciu, ktorá by túto závislosť vyjadrovala. Metódou najmenších štvorcov sme našli nasledovnú odhadovú regresnú funkciu

$$\hat{P} = 1\,197,715\,1 + 11,776\,5 \cdot \Delta x \quad (5.1)$$

Funkčné hodnoty tejto funkcie vyjadrujú odhady stredných hodnôt očakávaných príkonov tepelného čerpadla $\hat{P}$, pri daných zmenách špecifických vlhkostí Δx , pri prvej alternatíve vstupov ($t \in \langle 24, 27^\circ \text{C} \rangle$, $\varphi \in \langle 40, 80\% \rangle$, $\bar{\Delta x} = 3,64$ [g . kg⁻¹], $\bar{P} = 1\,240,55$ [W]).

Ďalej sme vypočítali hodnotu reziduálneho rozptylu

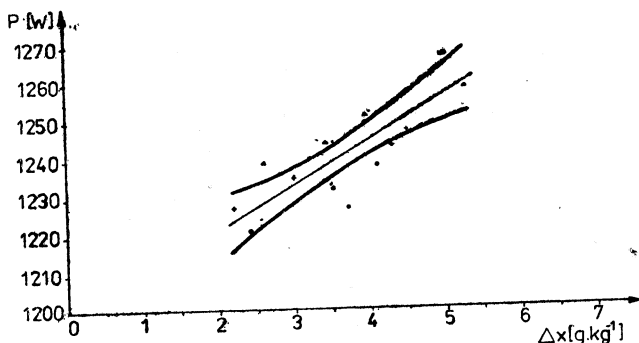
$$S_0^2 = \frac{1}{n - 2} \sum_{i=1}^n (P_i - \hat{P}_i)^2 \quad (6)$$

ktorý sme dostali pri prvej alternatíve rovný $S_0^2 = 45,3014$. Hranice 100 $(1 - \alpha)\%$ oblasti spoľahlivosti skutočnej regresnej funkcie môžeme podľa (2.14) na str. 82 v [9] určiť v našom prípade podľa vzorca

$$\hat{P}_i \pm t_{\alpha, n-2} = S_0 \sqrt{\frac{1}{n} + \frac{(\Delta x_i - \bar{\Delta x})^2}{\sum_{i=1}^n (\Delta x_i - \bar{\Delta x})^2}} \quad (7)$$

kde $t_{\alpha, n-2}$ je tabuľkovaná kritická hodnota Studentovho rozdelenia (pozri napr. tab. III, str. 143, v [9]).

Tieto dolné a horné odhady pre strednú hodnotu $E(P)$ náhodnej premennej P sme vypočítali pre jednotlivé namerané zmeny špecifickej vlhkosti Δx_i , $i = 1, \dots, n$. Ich spojením sme na obr. 4 dostali krivky v tvare hyperboly, ktoré vymedzujú pre zvolené $\alpha = 0,05$ príslušnú 95% oblasť spoľahlivosti skutočnej regresnej funkcie regresie príkonov tepelného čerpadla P od zmien špecifických vlhkostí Δx .



Obr. 4. Závislosť spotreby energie na zníženie špecifickej vlhkosti vzduchu v rozsahu teplôt od $t_1 = 24$ až 27°C a relatívna vlhkosť vzduchu od $\varphi_1 = 40$ až 80%

— Pri I. *alternative* vyšetřovania vzťahu P od Δx sme pre $t \in \langle 24, 27^\circ\text{C} \rangle$ a $\varphi \in \langle 40, 80\% \rangle$, na základe hodnôt $[\Delta x_i, P_i]$, $i = 1, \dots, n$, použili nasledovné hodnoty vstupov do vyššie uvedených vzorcov (4) až (7):

1. priemerné hodnoty:

$$\bar{\Delta x} = 3,64 \quad [\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$\bar{P} = 1\,240,55 \quad [\text{W}]$$

2. smerodajné odchýlky:

$$S_{\Delta x} = 0,856 \quad [\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$S_P = 12,358\,5 \quad [\text{W}]$$

nájdená odhadová regresná funkcia je (5.1).

— Pri II. *alternative* vyšetřovania vzťahu P od Δx sme pre $t \in \langle 28, 32^\circ\text{C} \rangle$ a $\varphi \in \langle 40, 80\% \rangle$, na základe hodnôt $[\Delta x_i, P_i]$, $i = 1, \dots, n$, použili nasledovné hodnoty vstupov do vyššie uvedených vzorcov (4) až (7).

1. priemerné hodnoty:

$$\bar{\Delta x} = 4,78 \quad [\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$\bar{P} = 1\,346,8 \quad [\text{W}]$$

2. smerodajné odchýlky:

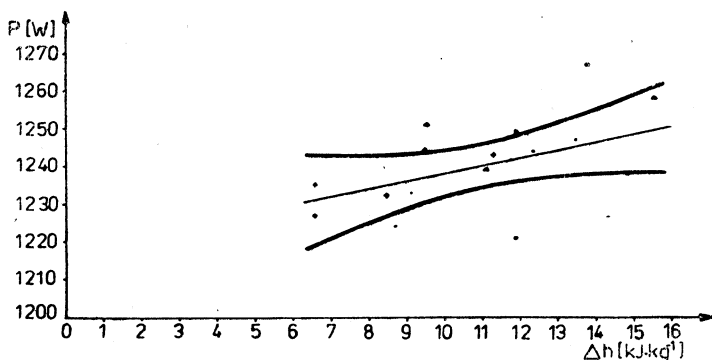
$$S_{\Delta x} = 1,361\,5 \quad [\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$S_P = 26,053\,4 \quad [\text{W}]$$

nájdená odhadová regresná funkcia je v tomto prípade v tvare

$$\hat{P} = 1\,283,774\,8 + 13,178\,7 \cdot \Delta x \quad (5.2)$$

Príslušná oblasť spoľahlivosti je pri tejto *alternative* daná tiež vzorcom (7) a hodnoty dolných (minimálnych) a horných (maximálnych) odhadov $\hat{P}_i$, min. a $\hat{P}_i$, max., využijeme pri celkovej energetickej bilancii.



Obr. 5. Závislosť spotreby energie na zníženie entalpie vzduchu v rozsahu teplôt od $t_1 = 24$ až 27°C a relatívna vlhkosť vzduchu od $\varphi_1 = 40$ až 80%

— Pri I. alternatíve vyšetrovania vzťahu P ad sme pre $t \in \langle 24, 27^\circ\text{C} \rangle$ a $\varphi \in \langle 40, 80\% \rangle$, na základe hodnôt $[\Delta h_i, P_i]$, $i = 1, \dots, n$, použili nasledovné hodnoty vstupov do vyšších uvedených vzorcov (4) až (7):

1. Priemerné hodnoty:

$$\bar{\Delta h} = 11,1217 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$\bar{P} = 1240,55 \quad [\text{W}]$$

2. Smerodajné odchýlky:

$$S_{\Delta h} = 2,6826 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$S_P = 12,3585 \quad [\text{W}]$$

nájdená odhadová regresná funkcia je v tomto prípade v tvare

$$\hat{P} = 1217,7882 + 2,0471 \cdot \Delta h \quad (5.3)$$

príslušná oblasť spoľahlivosti je pri tejto alternatíve daná tiež vzorcom (7) a hodnoty dolných (minimálnych) a horných (maximálnych) odhadov $\hat{P}_{i, \min.}$ a $\hat{P}_{i, \max.}$, využijeme tiež na záver pri celkovej energetickej bilancii. Graf funkcie (5.3) ako aj jej 95% oblasť spoľahlivosti je znázornená na obr. 5

— Pri II. alternatíve vyšetrovania vzťahu P od Δh sme pre $t \in \langle 28, 32^\circ\text{C} \rangle$ a $\varphi \in \langle 40, 80\% \rangle$, na základe hodnôt $[\Delta h_i, P_i]$, $i = 1, \dots, n$, použili nasledovné hodnoty vstupov do vyšších uvedených vzorcov (4) až (7)

1. priemerné hodnoty:

$$\bar{\Delta h} = 17,72 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$\bar{P} = 1346,82 \quad [\text{W}]$$

2. smerodajné odchýlky:

$$S_{\Delta h} = 4,1018 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$S_P = 26,0534 \quad [\text{W}]$$

nájdená odhadová regresná funkcia je v tomto prípade v tvare

$$\hat{P} = 1251,6393 + 5,3707 \cdot \Delta h \quad (5.4)$$

Tab. 2

Č. alt.	$\sum_i \hat{P}_{i, \text{str}} [\text{W}]$	$\sum_i \hat{P}_{i, \text{min}} [\text{W}]$	$\sum_i \hat{P}_{i, \text{max}} [\text{W}]$	$\sum_i P_{i, \text{kl.}} [\text{W}]$	$\sum_i P_{i, \text{kl.}} - \hat{P}_{i, \text{str.}} [\text{W}]$	$\sum_i P_{i, \text{kl.}} - \hat{P}_{i, \text{min}} [\text{W}]$	$\sum_i P_{i, \text{kl.}} - \hat{P}_{i, \text{max}} [\text{W}]$
I Δx	22 330,0 vz. (5.1)	22 239,0	22 420,0	41 129,0	24 798,0	24 889,0	24 709,0
II Δx	22 894,0 vz. (5.2)	22 566,0	23 025,0	42 083,0	19 188,0	19 517,0	19 058,0
I Δh	22 329,0 vz. (5.3)	22 188,0	22 469,0	47 129,0	24 800,0	24 941,0	24 660,0
II Δh	22 896,0 vz. (5.4)	22 756,0	23 066,0	42 083,0	19 187,0	19 327,0	19 017,0
Σ	90 450,0	89 750,0	90 980,0	178 424,0	87 974,0	88 674,0	87 443,0
príemer	22 612,0	22 437,0	22 745,0	44 606,0	21 993,0	22 168,0	21 860,0

príslušná oblasť spoľahlivosti je pri tejto alternatíve daná tiež vzorcom (7) a hodnoty dolných (minimálnych) a horných (maximálnych) odhadov $\dot{P}_{i, \min.}$ a $\dot{P}_{i, \max.}$ využijeme tiež na záver pri celkovej energetickej bilancii.

Záver

V tomto článku je popísaná metóda možnosti klimatizácie budov za účelom znižovania entalpie vzduchu pomocou tepelných čerpadel, s poukázaním na znižovanie energetickej náročnosti tohoto zariadenia.

Pre každú uvažovanú alternatívu je odvodená aj odhadová regresná funkcia, vyjadrujúca závislosť očakávaných stredných hodnôt príkonov $\dot{P}$ [W] od Δx [g · kg⁻¹], resp. od Δh [kJ · kg⁻¹], pozri vzorec (5.1), (5.2), (5.3) a (5.4).

Na obr. 4 a 5 sú znázornené priebehy funkcií (5.1) a (5.3) ako aj ich 95% oblasti spoľahlivosti.

Z výsledkov vyhodnotenia experimentov je zrejmé, že pri ľubovoľnej alternatíve merania je spotreba energie (elektrický príkon) na úpravu vzduchu s odvlhčovaním vždy menšia pri použití tepelného čerpadla v porovnaní s klasickým spôsobom a predstavuje v rozsahu zvolených parametrov okolo 50% úspor, čo vidieť z hodnôt uvedených v tab. 2, kde sú pri jednotlivých alternatívach uvedené súčty všetkých očakávaných príkonov $\dot{P}_i$, ich dolných $\dot{P}_{i, \min.}$ a horných $\dot{P}_{i, \max.}$ hraníc príslušných hodnotám daným 95% oblasťami spoľahlivosti a súčty požadovaných príkonov $\dot{P}_{i, kl.}$ pri klasickom spôsobe úpravy.

POUŽITÁ LITERATÚRA

- [1] Chyský, J.—Oppl, L. a kol.: Větrání a klimatizace, SNTL Praha 1973.
- [2] Chyský, J.: Vlhký vzduch, SNTL, Praha 1977.
- [3] Chyský, J.: Klimatizace. ČVUT Praha 1987.
- [4] Dvořák, Z.—Červenka, O.: Průmyslová chladicí zařízení, SNTL Praha 1962.
- [5] Dvořák, Z.—Klazar, L.—Petrák, J.: Tepelná čerpadla SNTL, Praha 1987.
- [6] Mečárik, K.—Havelský, V.—Füri, B.: Tepelné čerpadlá. ALFA, Bratislava a SNTL Praha 1988.
- [7] Dvořák, Z.: Základy chladicí techniky. SNTL/ALFA Praha 1986.
- [8] Sedláček, J.: Termomechanika, technická termodynamika ALFA Bratislava 1987.
- [9] Křišťák, M.: Matematická statistika II. ALFA Bratislava 1984.
- [10] Philipe Javoult et Guy Largier: Le choix et l'installation d'une pompe à chaleur, Paris, 1982.
- [11] Daniel Gouillard Ingenieur CNAM et René Bouige Ingenieur CNAM: Chauffage-Ventilation climatisation, par Cinquième édition, mise à jour 61, boulevard Saint-Germain, 75005 Paris, 1984.
- [12] Progrès dans conception et la construction des systèmes frigorifiques, Institut International du Froid, commissions B₁, B₂, E₁, E₂, 1986.
- [13] Pompes à chaleur et circulation de l'air dans les locaux climatisés, Institut International du Froid, commissions B₁—B₂—E₁—E₂, 1981.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОНИЖЕНИЯ ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ

Инж. Могаммад Йоусеф Диб

Статья занимается проблематикой удаления влаги из воздуха в испарителе холодильного оборудования (или теплового насоса) и его подогревом на требуемую температуру в конденсаторе этого оборудования. С помощью этого процесса возможно по проведенных расчетах и экспериментах сэкономить прибл. 50 % энергии в сравнении с случаем обогрева воздуха с удаленной влагой при помощи другого источника тепла. В статье приводится дальше статистический способ оценки экспериментальных данных.

VYUŽITÍ TERMOKOMPRESY V CENTRÁLNÍM ZÁSOBOVÁNÍ TEPEM

ING. Z. HAVELKA, ING. J. ŠÍPEK, CSc.

SVÚSS, Praha 9-Běchovice

V článku jsou uvedeny dílčí výsledky řešení výroby páry z tepelných zdrojů o teplotě 60 až 200 °C pomocí vysokopotenciálních tepelných čerpadel — termokompresorů. Technické využití tohoto principu se týká dálkového zásobování teplem z velkých energetických systémů a využívání odpadního tepla z některých průmyslových výrobníků.

Recenzoval: Ing. Karel Brož, CSc.

1. ÚVOD

Rozvoj československého národního hospodářství je dosud spojen se stálým nárůstem spotřeby energie, jak v průmyslu, tak i v komunální sféře, což má značný vliv na zhoršování životního prostředí.

Aby bylo dosaženo žádoucího obrátu, je nutné výrazněji omezit celkovou energetickou spotřebu, zejména hospodárněji využít odpadní teplo z vynucených výrobníků energie k vytlačení rozptýlených, ekologicky závadných, lokálních zařízení. Za největší současné zdroje odpadního tepla v ČSFR lze považovat především výrobu elektřiny a dále celý komplex hutnictví. Jejich využití je však často komplikováno značnou vzdáleností od místa spotřeby, požadavky na dodávku tepla ve formě horké vody nebo vodní páry o různé kvalitě a nejednotných parametrech ve stávajících místních soustavách centrálního zásobování teplem. Dodávka tepla ve formě vodní páry pro potřeby centrálního zásobování teplem (dále SCZT) a pro průmyslové technologie není z energetického hlediska ideálním technickým řešením, avšak využití páry je v současné době v těchto oborech nezastupitelné. Souvisí to jednak s historickým vývojem způsobu dodávky tepla v některých technologiích a některých lokalitách, jednak s výhodnými technickými vlastnostmi vodní páry.

Při řešení dodávky tepla do SCZT z vybraných elektráren v ČSFR se jeví jako nejvýhodnější využití dálkových horkovodů.

Spotřebitelé tepla se na systém připojují prostřednictvím výměňkových stanic, ve kterých je ohřívána voda horkovodních vytápěcích soustav, nebo vyvíjena pára pro parní soustavu. Zatím co horkovodní předávací stanice jsou běžně používané, předávací stanice, zajišťující dodávku páry i horké vody, jsou novým řešením. Jejich požadované charakteristiky a tím i technické řešení jsou podmíněny vlastnostmi SCZT, kterou zásobují, délkou i vlastnostmi napaječe (horkovodu) a parametry a charakteristikou tepelného zdroje. V řadě případů se jeví vhodným technickým prostředkem pro řešení těchto problémů použití vysokopotencionálních tepelných čerpadel na vodní páru (termokompresorů), která jsou schopna zajistit potřebné parametry páry v místě spotřeby a výrazně zvýšit podíl parní spotřeby na přepravním výkonu napaječe. Toto řešení umožňuje též úsporné napojení stávajících parních soustav centralizovaného zásobování teplem a jednorázovou akcí umožní výrazné oddálení plošných rekonstrukcí parních rozvodů, které jsou finančně i časově značně náročné.

Další reálnou oblastí využití termokompresce je využití tepla z hutních provozů, např. z odparného chlazení vysokých pecí k dodávce páry do parních rozvodů závodu. Ukazují se též další nadějně aplikace, jejichž realizace je vázána na nabídku vhodných kompresorů na páru.

2. DÁLKOVÉ ZÁSOBOVÁNÍ TEPLEM Z KLASICKÝCH A JADERNÝCH ELEKTRÁREN

Vysokopotenciální tepelná čerpadla v této oblasti nebyla zatím ve světě použita, což je svázáno převážně s dosavadním přístupem k budování tepelných napaječů v teplárensky vyspělých zemích [1] až [4].

S postupujícím využíváním jaderných elektráren a velkých fosilních elektráren s odběrem tepla narůstají přepravní vzdálenosti a výkony tepelných napaječů a v souvislosti s tím i optimální parametry přepravované horké vody. V současné době je v ČSFR ve stavbě nebo v projektové přípravě několik napaječů s teplotou vody 150 až 180 °C, která ekonomickou výrobu páry z horké vody umožňuje [4].

První připravovanou akcí je dodávka tepla z jaderné elektrárny Temelín na jihu Čech do města České Budějovice, ve kterém je rozsáhlá parní síť, několik průmyslových závodů se spotřebou páry a nově se rozvíjející horkovodní teplárenský konzum. Přebudování parních sítí na horkovodní není v dohledné době reálné. První studie této soustavy s tepelnými čerpadly byly zpracovány v [5], návrh reálného provedení v [6] a optimalizace technického řešení v [7]. Rozvoj spotřeby tepla v této lokalitě je uveden v *tab. 1*.

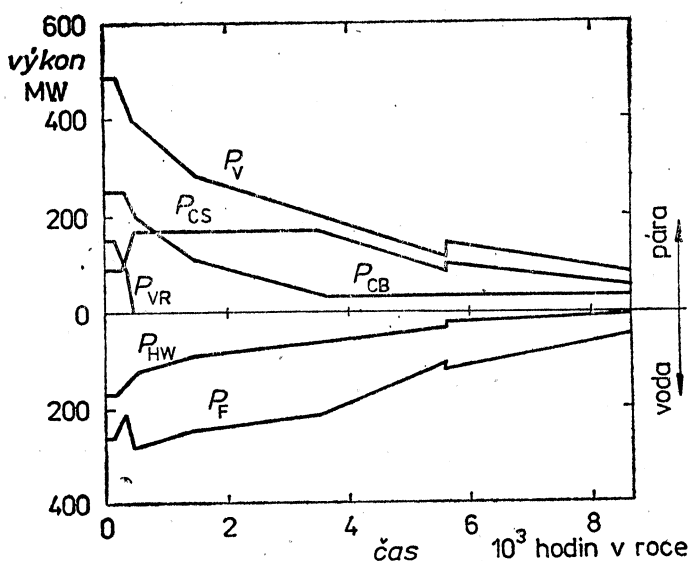
Tab. 1. Předpoklad zásobování teplem pro České Budějovice

Rok	2000		2010		2020	
Dodávka tepla	MW	TJ/r	MW	TJ/r	MW	TJ/r
v páře	490	6 112	384	4 920	387	4 982
v horké vodě	168	1 719	307	3 233	328	3 476
celkem	658	7 831	691	8 153	715	8 458

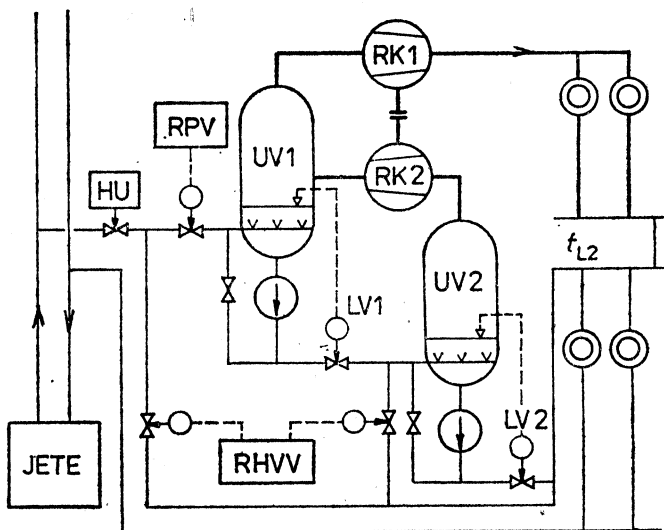
Podle zpracované studie bude teplárenský systém Českých Budějovic zásobován souběžně nejen z JE Temelín, ale i dalšími záložními špičkovými zdroji na fosilní paliva — teplárna České Budějovice a výtopna Vráto. Pokrytí diagramu trvání výkonů těmito zdroji je uvedeno na *obr. 1*. Termokompresorová stanice pro České Budějovice má být tvořena třemi shodnými agregáty, dvoutělesovými radiálními kompresory ČKD, doplněnými dvěma parními generátory (kontaktního nebo povrchového provedení), které umožní stupňovité zchlazení vody z horkovodního napaječe a páry mezi tělesy turbokompresorů a tím i úsporu kompresní práce.

Schéma zapojení jednoho soustrojí o tepelném výkonu 57 MW (s kontaktními parogenerátory) je znázorněno na *obr. 2*.

Výstupní tlak je 1,2 MPa, tlak mezi stupni komprese je volen v návrhovém režimu tak, aby nasávané objemy do obou těles kompresoru byly přibližně shodné,



Obr. 1. Diagram trvání výkonu místních zdrojů tepla v SCZT České Budějovice (ČB) (P_V – parní tepelný výkon SCTZ ČB; P_{CS} – parní tepelný výkon kompresní stanice, P_{CB} – parní tepelný výkon teplárny ČB; P_{VR} – tepelný výkon výtopny Vráto; P_{HW} – horkovodní výkon SCZT ČB; P_F – tepelný výkon horkovodního napaječe)

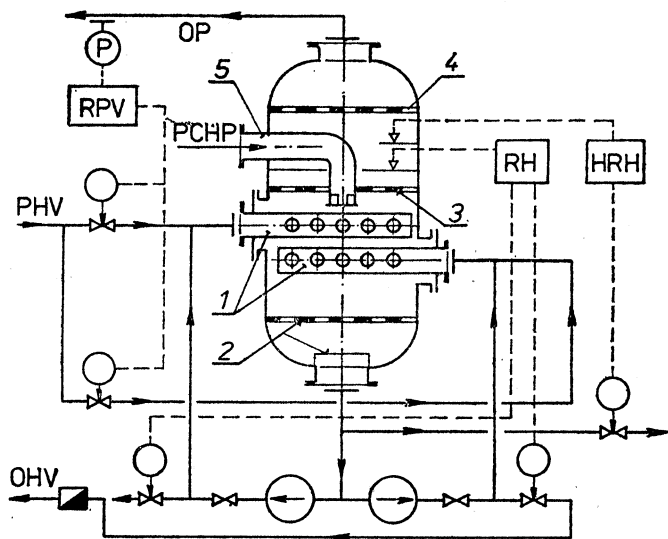


Obr. 2. Schéma jednotky 57 MW pro termokompresní stanici Č. Budějovice (*JETE* – jaderná elektrárna Temelín, *UV1* – uvolňovač prvního stupně, *UV2* – uvolňovač druhého stupně, *RK1* – vysokotlaký díl kompresoru, *RK2* – nízkotlaký díl kompresoru, *LV1* – ventil regulace hladiny pro *UV1*, *LV2* – ventil regulace hladiny *UV2*, *RPV* – systém regulace parního výkonu, *RHVV* – systém regulace horkovodního výkonu, *HU* – rychločinný havarijní uzavírací ventil)

což u uvedeného schématu vede na stejné rozměry těles kompresoru i parogenerátorů. Vzhledem k tomu, že soustrojí musí být regulovatelné v rozsahu dodávaného množství páry $30 \div 110\%$ a požadavky na odběr tepla v horké vodě a páře si v průběhu trvání dodávky neodpovídají, musí být zařízení vybaveno systémem nezávislé regulace parního a horkovodního výkonu.

Výběr uspořádání a způsobu řízení provozu je možné optimalizovat nejjednodušeji na základě výpočtu ztrát mechanické energie, které se skládají z úbytku elektrického výkonu elektrárny, vyvolaného teplárenským provozem, ze ztrát potenciálu dopravovaného tepla v napaječi a v dalších zařízeních (které je nutné nahradit prací kompresoru), příkonu čerpadel, nutných k dopravě tepla a k provozu kompresní stanice a z příkonů kompresorů. Z tohoto hlediska nejlépe vycházejí vícestupňová tepelná čerpadla s kontaktními parogenerátory, jejichž realizace však naráží na určité technické potíže. Proto také probíhá modelový experiment na zkušebním zařízení o výkonu 3 MW ve SVÚSS Běchovice, na kterém jsou ověřovány statické a dynamické charakteristiky modelových povrchových i kontaktních parogenerátorů a kompresorů při práci v podmínkách, odpovídajících návrhovým i mezním nárokům na sledované systémy. Je připravován poloproduční experiment na jednotce TKS o tepelném výkonu 10 MW, odpovídající požadavku elektrárny Mydlovary. TKS Mydlovary je navržena s dvoustupňovým zchlazením horké vody (tj. postupně na 150 a 120 °C) v kontaktních parogenerátorech a pára z agregátu s nižším tlakem bude stlačována na parametry páry vysokotlakého parogenerátoru radiálním turbokompresorem ČKD-5 RKA-28,5 vybraným z řady parních kompresorů, navržených v ČKD Praha [9].

Na obr. 3 je znázorněn kontaktní parogenerátor — uvolňovač pro TKS Mydlo-



Obr. 3. Zapojení uvolňovače pro výrobu páry z horké vody (PHV — přívod horké vody, OHV — odvod horké vody, OP — odvod páry, PCHP — přívod chlazené přehřáté páry, RPV — regulace parního výkonu, RH — regulace hladiny, HRH — havarijní regulace hladiny, 1 — vtokové zařízení s tryskami, 2 — vestavby pro stabilizaci výtoku vody, 3 — barbotážní list, 4 — uklidňovací separační štít, 5 — potrubí přívodu chlazené páry)

vary s navrženým systémem řízení výkonu, který spočívá v tom, že škrticí orgány uvolňovače pracují s konstantním průtokem vody a kvantitativní regulace výkonu TKS (změna průtoku topné vody o konstantní teplotě) je převáděna na kvantitativní regulaci výkonu uvolňovače. Aparát zajišťuje seškrvení horké vody na tlak generované páry, gravitační separaci kapek z vyráběné páry a případné zchlazování páry, přehřáté při kompresi, v barbotážním systému. Tlak syté vody před uvolňovačem je nutné udržovat na hodnotě

$$p_{1 \min} = \frac{p_1 - \mu^2 p_e}{1 - \mu^2}$$

kde $p_{1 \min}$ je minimální nutný tlak vody před uvolňovačem,
 p_1 — tlak sytosti při teplotě vody před uvolňovačem,
 p_e — tlak generované páry,
 μ — korekční součinitel výtokového otvoru.

Vzhledem k tomu, že uvolňovač dodává páru do lopatkového stroje, je nutné zdvojit systém řízení hladiny tak, aby při poruše jeho funkce (např. při výpadku elektrického proudu) havarijní systém uzavírání přívodu a odpouštění vody zajistil ochranu kompresorů a připojené technologie.

Z těchto hledisek je volba kontaktních parogenerátorů určitou komplikací. Pro jejich použití však hovoří vyšší termická účinnost vlastního aparátu i vyšší exergetická účinnost celého systému a vyloučení možnosti zanášení a koroze teplosměnných ploch.

3. VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA Z PRŮMYSLOVÝCH VÝROB

V rámci provedeného výzkumu byly vyhodnoceny též možnosti využití odpadního tepla z chemických, potravinářských a hutních výrobní. Problematika nasazení kompresorů v soustavách odparek a kolon je ve světě zvládnuta a jednostupňové kompresory na brýdové páry jsou v těchto zařízeních vyspělými firmami (Sulzer, Linde, atd.) běžně dodávány. V ČSFR dosud není vyvinut vhodný typ kompresoru páry pro tyto aplikace. Jejich využití je mimo to omezeno relacemi mezi cenami energií. Lepších výsledků při realizaci vývojových prací nabízí použití vysokopotenciálních čerpadel k využití páry z odparného chlazení vysokých pecí [8]. Napojení dvoutělesového turbokompresoru s mezichlazením na sběrač odfukované syté páry o tlaku 0,11 MPa, které umožňuje dodávku 8 t/h páry do parního rozvodu hutního závodu, má výpočtovou dobu ekonomické návratnosti kratší než 3 roky.

4. ZÁVĚR

V uvedené stati byly pouze naznačeny výsledky prací, směřujících k nasazení vysokopotenciálních čerpadel v ČSFR. Celkový obraz o šíři problematiky je možné získat kontaktem se zúčastněnými pracovišti. Přehled o těchto pracích podává zpráva [10].

LITERATURA

- [1] Makala, T.: Fernwärme in Finland. VII. Int. District Heating Conf., Volume of Papers, pp. 15—23, Prague 1988.
- [2] Triboulet, A.: Situation du Chauffage Urbain en France. VII Int. District Heating Conf., Vol. of papers, pp. 25—34, Prague 1988.

- [3] *Reichl, A.*: Entwicklungsstand der Fernwärme in Österreich — energiewirtschaftlicher, ökologischer und volkswirtschaftlicher Stellenwert. VII. Int. District Heating Conf., Vol. of Papers, pp. 61—72, Prague 1988.
- [4] *Bouška, J.*: Nástin vývoje centralizovaného zásobování teplem v ČSSR. VII. Int. Distr. Heating Conference, Vol. of papers, pp. 128—153, Prague 1988.
- [5] *Čunderlík, V.*: Zásobovanie SCZT České Budějovice z JE Temelín v horúcej vode a para pomocou vysokopotenciálneho tepelného čerpadla s turbokompresorom. Zpráva EGÚ Bratislava, 1985.
- [6] *Bürger, P.*: Návrh soustavy provozu CZT České Budějovice při dodávkách tepla z JE Temelín se stlačováním páry. Dipl. práce postgraduálního studia VŠSE, Plzeň, září 1987.
- [7] *Havelka, Z.—Kohel, J.*: Zásobování Českých Budějovic teplem z jaderné elektrárny Temelín. Zpráva SVÚSS 88-05P12E, Praha, 1988.
- [8] *Fiala, B.—Bém, V.—Buršík, M.*: Aplikace generátorů páry s turbokompresory v hutnictví železa, III. část. Zpráva HP-6-0 0412 — Hutní projekt, Praha 1988.
- [9] *Petrovský, I.*: kompresorové agregáty pro stlačování páry. Zpráva č. KKS-TK 2.7-286, ČKD Kompresory, Praha 1987.
- [10] *Šípek, J.*: Generátory páry s turbokompresory — aplikace a stav technického vývoje. Zpráva SVÚSS 88-05106, Praha, listopad 1988.

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОКОМПРЕССИЙ В ЦЕНТРАЛЬНОМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИИ

*Инж. Зденек Гавелка,
Инж. Й. Шипек, к. т. н.*

В статье приводятся отдельные результаты решения производства пара из источников тепла с температурой 60—200 °C с помощью высокопотенциальных тепловых насосов — термокомпрессоров. Техническое использование этого принципа касается дистанционного теплоснабжения из больших энергетических систем и использования отработанного тепла из некоторых промышленных производств.

UTILIZATION OF THERMOCOMPRESSSION IN THE CENTRAL HEAT SUPPLY SYSTEM

Ing. Zdeněk Havelka, Ing. J. Šípek, CSc.

Partial results of the steam production by heat sources with temperature 60—200 °C by means of high-potential heat pumps — thermocompressors are presented there. Technical utilization of the principle concerns of the long-distance heat supply from great energetical systems and waste heat utilization in some industrial productions too.

ANWENDUNG DER THERMOKOMPRESSSION IN DER ZENTRALWÄRMEVERSORGUNG

Ing. Zdeněk Havelka, Ing. J. Šípek, CSc.

Im Artikel werden die Teilergebnisse der Lösung einer Dampfproduktion aus den Wärmequellen bei der Temperatur 60 bis 200 °C mit Hilfe der Hochpotentialwärmepumpen — der Thermokompressoren, eingeführt. Technische Anwendung dieses Prinzips bezieht sich auf die Fernwärmeversorgung aus den grossen energetischen Systemen und auf die Abwärmeausnützung aus manchen Industrieproduktionen.

APPLICATION DE LA THERMOCOMPRESSSION DANS LA FOURNITURE DE CHALEUR CENTRALE

Ing. Zdeněk Havelka, Ing. J. Šípek, CSc.

Dans l'article présenté, on fait savoir les résultats partiels de la solution d'une production de la vapeur des sources thermiques à la température 60 jusqu'à 200 °C à l'aide des pompes thermiques avec le potentiel haut — des thermocompresseurs. L'application technique de ce principe se rapporte à la fourniture de chaleur à distance des systèmes énergétiques grands et à l'utilisation de la chaleur perdue de quelques productions industrielles.

POUŽITÍ ZAŘÍZENÍ NA ZUŽITKOVÁNÍ ODPADNÍHO TEPLA V PODNICÍCH AUTOMOBILOVÉHO PRŮMYSLU SSSR

ING. D. A. CHUDOLEJ, ING. V. A. BRESLAVSKIJ

Autorempromprojekt, Minsk SSSR

V podnicích automobilového a zemědělského strojírenství SSSR se rozšiřuje použití různých typů zařízení na zužitkování odpadního tepla. Sériově vyráběný soubor zařízení zabezpečuje volbu nejvhodnějších pro každý konkrétní projektovaný případ. Ústav „Autorempromprojekt“ nabízí spolupráci při projektování a dodávky zařízení k zužitkování odpadního tepla podnikům a organizacím v ČSFR.

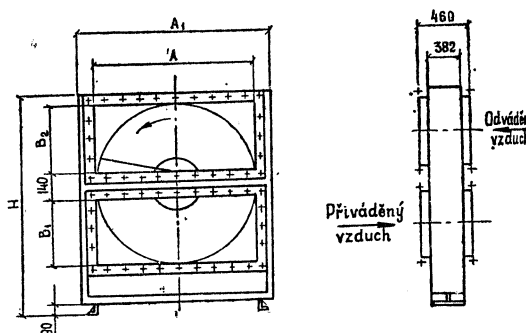
*Recenzoval: Doc. Ing. Dr. Jaromír Cihelka
Přeložil: Ing. Petr Morávek*

V průmyslových podnicích je nevyhnutelné vytváření druhotných energetických zdrojů (DEZ), jejichž využití přispívá k řešení otázek energetického zabezpečení. V podnicích automobilového a zemědělského strojírenství více než 70 % DEZ jsou druhotnými energetickými zdroji v plynném prostředí. Jsou to odpadní kouřové plyny vysoko a středněteplotních ohřívacích pecí a pecí na tepelné zpracování, odpadní sušící prostředí sušáren ve slévárnách a lakovnách. Kromě toho značné množství tepla se ztrácí vzduchem při přirozeném a nuceném podtlakovém větrání výrobních prostorů. Teplo odpadního vzduchu ventilačních soustav je nízkopotenciální.

Možnými spotřebiči druhotného tepla ve strojírenských podnicích jsou soustavy přetlakové ventilace a zásobování horkou vodou. V některých případech je možné využití DEZ k zabezpečení technologických potřeb. Prakticky ve všech případech stavby zužitkovacích soustav se vyžaduje využití speciálních zařízení na zužitkování odpadního tepla. V těchto zařízeních probíhá sdílení tepla od proudu plynů druhotného energetického zdroje k pomocné teplonosné látce o standardních parametrech. Ve většině případů opatření, zaměřená na zužitkování druhotných energetických zdrojů, se osvědčují a jsou účelná dokonce i při nízkých cenách energetických zdrojů v SSSR.

Zužitkování druhotných energetických zdrojů s plynným médiem v podnicích automobilového a zemědělského strojírenství SSSR se v současné době zajišťuje využitím řady sériově vyráběných zužitkovacích zařízení.

Rotační regenerativní výměník tepla (TVR) (Obr. 1) jsou určeny k ohřátí přiváděného vzduchu teplem odsávaného vzduchu. Jsou vhodné pro větrací soustavy a teplovzdušné vytápění pracovních a pomocných prostorů.



Typ výměníku tepla	Rozměry, mm				
	A	A ₁	B ₁	B ₂	H
TVR 2A	2130	2308	950	1050	2200
TVR 3.5	3620	3830	1730	1730	3800

Obr. 1. Rotační regenerativní výměník tepla

Výměník tepla TVR je vytvořen tělesem, rotorem s akumulátorem tepla a pohonem. Těleso výměníku tepla se skládá ze svařovaného kovového rámu, snímatelných bočních stěn a soustavy těsnění. Těleso má příruby pro napojení vzduchovodů. Rotor výměníku tepla je tvořen akumulátorem tepla a nábojem s ložiskovou skupinou. Akumulátor tepla je vyroben z hliníkové fólie o tloušťce 0,15 mm

navrhnutí dvou strukturních seřazených se sasu, jeden z nichž je hladký a druhý — vlnitý.

Otáčení rotoru zajišťuje pohon tvořený elektromotorem s šnekovým a řetězovým převodem. Počet otáček rotoru je 10 ot/min.

Sdílení tepla mezi odváděným a přiváděným vzduchem zajišťuje akumulátor tepla, jenž se za stálého otáčení střídavě dostává do proudu odsávaného a přiváděného vzduchu. V proudu odsávaného vzduchu akumulátor se ohřívá a v proudu přiváděného vzduchu se ochlazuje.

Lamelové výměníky tepla TPa jsou určeny k ohřátí přiváděného vzduchu teplem plynů o střední teplotě. Jsou vhodné pro soustavy ventilace, vzduchového vytápění a tepelných clon vrat a také pro technologická zařízení, využívající ohřátý vzduch. Lamelový rekuperativní výměník tepla TPa (obr. 2) je tvořen sadou hliníkových lamel, oddělených distančními vložkami. Rekuperátor má orámování, tvořené stojany a závrtnými šrouby, přičemž stojany jsou zároveň přírubami pro napojení vzduchovodů. Lamelový výměník tepla TPa je jednotahový, s příčnými proudy. Uspořádání přírub v kombinaci s různými typy připojovacích hrdel umožňuje velký výběr variant. Výkonnost zúžitkovací soustavy může být zvětšena paralelním zapojením. Rozměry a malá hmotnost modulu zabezpečují snadnou přepravu všemi druhy dopravních prostředků a usnadňují montážní práce. Sdílení tepla od odváděných plynů k přiváděnému vzduchu probíhá v rekuperátoru. Odváděné plyny při proudění kanály mezi hliníkovými lamelami sdílejí teplo vzduchu, jenž proudí pomezními kanály. Ohřátí vzduchu probíhá bez přímého styku s odváděnými plyny.

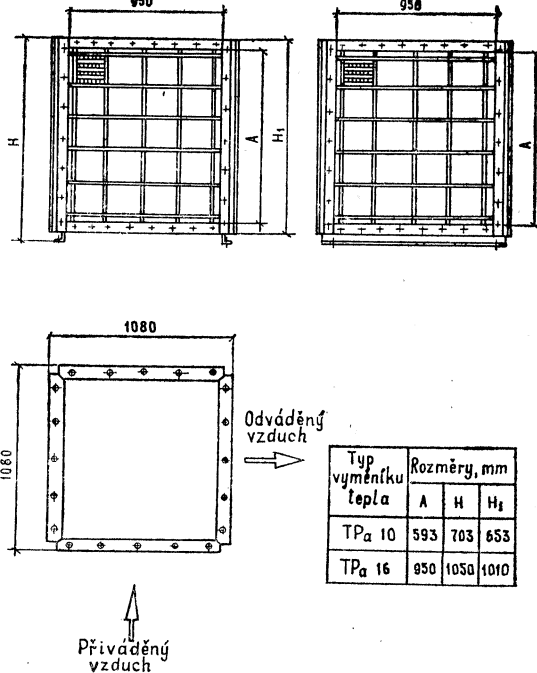
Lamelové výměníky tepla TP jsou určeny k ohřátí přiváděného vzduchu teplem odváděných plynů (vzduchu). Jsou vhodné pro větrací soustavy, teplovzdušné vytápění a sušící zařízení. Lamelový výměník tepla TP (obr. 3) je tvořen sadou lamel z hliníkové fólie, oddělených vlnitými lamelami. Rekuperátor má orámování ze stojanů a závrtných šroubů, přičemž stojany jsou zároveň přírubami pro napojení vzduchovodů (obr. 4). Lamelový výměník tepla TP je jednotahový s příčnými proudy.

Uspořádání přírub v kombinaci s různými typy připojovacích hrdel zabezpečuje velký výběr variant.

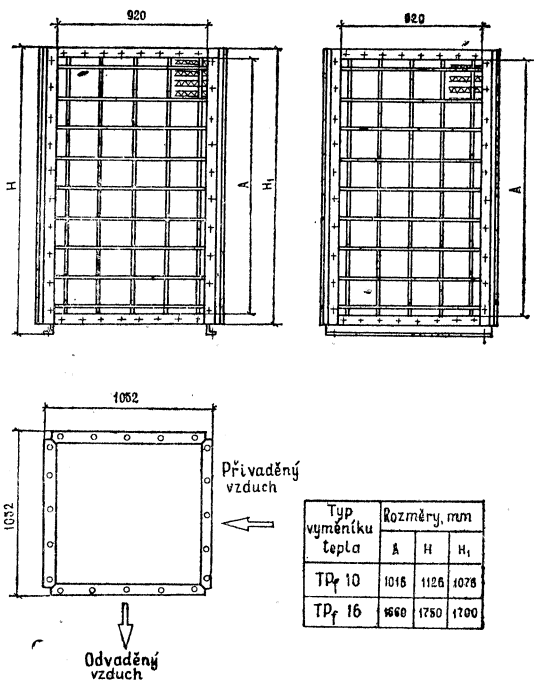
Výkonnost zúžitkovací soustavy může být zvětšena paralelním zapojením.

Sdílení tepla od odváděných plynů k přiváděnému vzduchu probíhá v rekuperátoru. Při proudění kanály mezi hliníkovými listy odváděné plyny sdílejí teplo vzduchu, jenž proudí pomezními kanály. Vzduch se ohřívá bez přímého styku s odváděnými plyny přes tenkou hliníkovou lamelu.

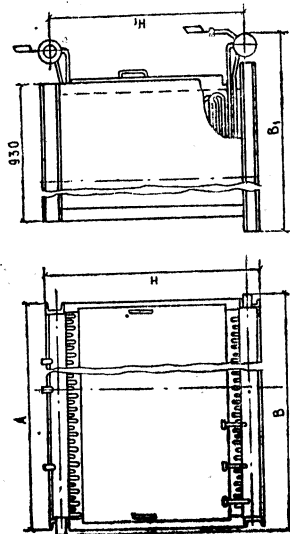
Keramické rekuperativní výměníky tepla TPK jsou určeny k ohřátí vzduchu dodávaného do hořáků teplem odváděných kouřových plynů. Montují se na ohřívacích pecích a pecích na tepelné zpracování strojírenských podniků, pražicích a tavicích pecích na výrobu stavebních materiálů a pecích v jiných průmyslových



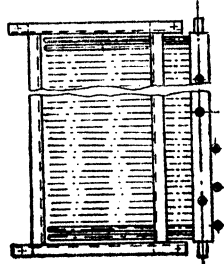
Obr. 2. Lamelový výměník tepla TPa



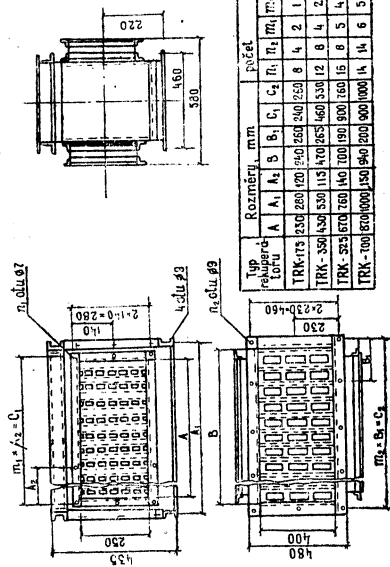
Obr. 3. Lamelový výměník tepla TP



Typ výměníku tepla	Rozměry, mm			
	A	B	B ₁	H
TUV 3300	640	750	1460	1800
TUV 6000	850	850	1460	1900
TUV 10000	1380	1350	1460	1800

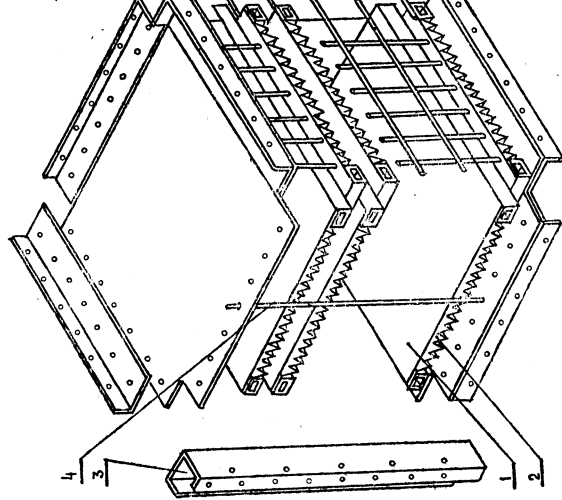


Obr.6. Zuzítkevož odpáního tepla



Typ rekupera- toru	Rozměry, mm												počet		
	A	A ₁	A ₂	B	B ₁	C	C ₁	C ₂	D	D ₁	D ₂	D ₃			
TRK-175	1300	1200	1200	940	940	250	250	250	8	4	2	1			
TRK-350	1500	1300	1300	1130	1130	250	250	250	12	8	4	2			
TRK-525	1700	1500	1500	1400	1400	250	250	250	16	12	8	4			
TRK-675	2000	1800	1800	1600	1600	250	250	250	20	16	12	8			
TRK-1000	2500	2300	2300	2000	2000	250	250	250	24	20	16	12			

Obr.5. Rekuperativní keramický výměník tepla



Obr.4. Konstrukce lamelového výměníku tepla TP;
1- hladký list fólie; 2- vlnitý list fólie;
3- stojan; 4- závrtný šroub

oborech. Výměník tepla zabezpečuje zuziková-
ní tepla spalin plyného a kapalného paliva
v rozsahu teplot 500 až 1 300 °C. Výměník tepla
(obr. 5) je tvořen kovovým tělesem a modulo-
vanými keramickými rekuperátory. Těleso je
opatřeno hrdly pro napojení vzduchovodů ohří-
vaného vzduchu, přívod a odvod plynů. Sousta-
va pružných těsnění kompenzuje tepelnou roz-
tažnost keramických rekuperátorů.

Keramické rekuperátory, vyráběné z žáru-
vzdorné keramiky, mají tvar kvádry s vnitřní-

mí krizemi se kanály pro průtok kouřových
plynů a ohříváního vzduchu. Výměníky tepla
mohou mít jeden až čtyři rekuperátory.

Vzduch se teplem kouřových plynů ohřívá
přes tenkou keramickou stěnu mezi pomezními
kanály.

Výměník tepla je rekuperativní, s příčnými
proudy.

Výměníky tepla na ohřívání vody TUV
jsou určeny k ohřívání vody teplem odpadních
kouřových plynů technologických zařízení.

Technická data

	TVR 2A	TVR 3,5
Jmenovitý průtok [tis. m ³ /h] přiváděného vzduchu	16	63
vysáváného vzduchu	16	63
Přípustný pracovní rozsah [tis. m ³ /h]	5 až 25	18 až 80
Teplotní účinnost	0,6 až 0,85	
Mezní teplota použití [°C]	90	
Hydraulický odpor [Pa]	max. 250	
Instalovaný elektrický výkon [kW]	0,55	1,1
Obrysové rozměry [m]	2,3 × 0,46 × 2,56	3,83 × 0,46 × 4,02
Hmotnost [kg]	790	1 500

Technická data

	TPa 10	TPa 16
Jmenovitý průtok [tis. m ³ /h] přiváděného vzduchu	10	16
odváděných plynů	3,5	5,5
Přípustný pracovní rozsah [tis. m ³ /h]	5 až 15	10 až 20
Teplotní účinnost	0,4 až 0,7	
Mezní teplota použití podle odváděných plynů [°C]	450	
Hydraulický odpor [Pa]	max. 250	
Obrysové rozměry [m]	1,1 × 0,65 × 1,1	1,1 × 1,01 × 1,1
Hmotnost [kg]	218	350

Technická data

	TP 10	TP 16
Jmenovitý průtok [tis. m ³ /h] přiváděného vzduchu	10	16
odváděných plynů	10	16
Přípustný pracovní rozsah [tis. m ³ /h]	5 až 15	10 až 20
Teplotní účinnost	0,4 až 0,7	
Mezní teplota použití podle odváděných plynů, °C	250	
Hydraulický odpor [Pa]	max. 250	
Obrysové rozměry [m]	1,1 × 1,1 × 1,1	1,1 × 1,7 × 1,1
Hmotnost [kg]	400	600

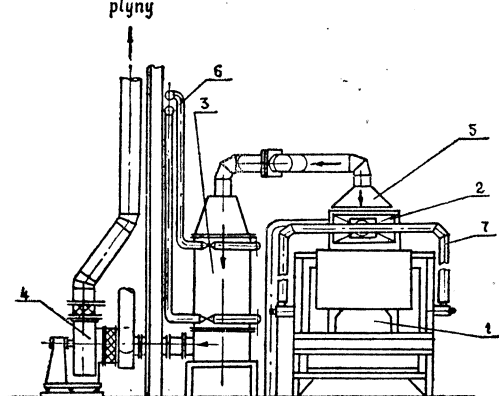
	TRK 175	TRK 350 TRK 525		TRK 700
Průtok vzduchu [m³/h]	220	420	660	880
Průtok kouřových plynů [m³/h]	260	460	780	880
Teplota ohřátí vzduchu [°C]		350 až 450		
Hydraulický odpor [Pa] vzduchových kanálů		80		
kanálů kouřových plynů		8		
Obrysové rozměry, mm	340×370×560	550×580 ×435	780×580 ×435	1 020×580×435
Hmotnost, kg	58	116	145	200

Technická data

	TUV 1000	TUV 1800	TUV 3300	TUV 6000	TUV 10000
Průtok kouřových plynů [m³/h]	1 000	1 800	3 300	6 000	10 000
Průtok ohříváné vody [kg/h]	1 000	1 200	2 400	3 960	6 700
Sdílený tepelný výkon [kW]	46	85	170	280	400
Jmenovitá pracovní teplota [°C]:					
— kouřových plynů na vstupu			300		
— kouřových plynů na výstupu			160		
— ohříváné vody na vstupu			70		
— ohříváné vody na výstupu			130		
Hydraulický odpor [Pa]	340	160	2 324	9350	22 400
Aerodynamický odpor [Pa]	36	24	150	260	270
Hmotnost [kg]	435	805	1 310	1 460	1 880

Technická data uživatelské soustavy

Tepelný výkon [kW]	530
z toho: do dmýchacího vzduchu	180
do vody	230
do vzduchu soustavy vzduchového vytápění	120
Celková tepelná účinnost	0,8
Výstupní parametry médií:	
dmýchací vzduch	
— průtok [m³/h]	4 000
— teplota [°C]	120
teplárenská voda:	
— průtok [t/h]	10
— teplota [°C]	90 až 150
vzduch soustavy vzduchového vytápění:	
— průtok [m³/h]	25
— teplota [°C]	50



obr. 7. Varianta uspořádání užitkovací soustavy

- 1-pec; 2-rekuperátor; 3-zužitkovač odpadního tepla;
4-ventilátor; 5-kouřové plyny; 6-voda; 7-vzduch

Jsou vhodné pro soustavy vytápění, komunálního a technologického zásobování průmyslových podniků horkou vodou.

Základním prvkem je výměník tepla (obr. 6) tvořený tělesem a trubkovými hady. Těleso má svařovaný rám, obložený teploizolačními stěnami. Jedna stěna je snímatelná pro zpřístupnění vnitřního prostoru při údržbě a opravách. Trubky výměníku tepla jsou provedeny ve tvaru hadů, jež dobře kompenzují tepelnou roztažnost. Konce trubek jsou napojeny na vstupní a výstupní kolektory. Těleso zužitkovače tepla je vybaveno horním a spodním přípojemním hrdlem. V hrdlech jsou smontována dodatečná zařízení: explozní klapka a přepínací klapka.

Kouřové plyny se zavádějí do prostoru mezi trubkami. Voda se přivádí do vstupního kolektoru a trubkovými hady proudí do výstupního kolektoru. Schéma proudění média je příčné protiproudé. Výměna tepla probíhá při vnějším příčném ofukování trubek výměníku tepla kouřovými plyny.

Návrhy využití popsaných zařízení na zužitkování tepla jsou různé. Základním principem stavby soustav na zužitkování tepla vysoko a nízkoteplotních odpadních plynů technologických pecí a sušáren je stupňovité využití jejich teplotního potenciálu.

V automobilovém závodě Lichačeva v Moskvě je zavedena soustava zužitkování tepla odpadních plynů tří pecí na tepelné zpracování. V prvním stupni zužitkování jsou použity rekuperátory. V nich ohřátý vzduch se přivádí do hořáků pece. Tím se zabezpečuje úspora 15 % zemního plynu.

Ve druhém stupni, po výstupu z rekuperátorů, kouřové plyny o teplotě 300 až 340 °C se dymníky, smontovanými nad výstupními kanály pecí, zavádějí do trubkových výměníků tepla TYB na ohřívání vody. Teplárenská voda ze „zpětného“ síťového vodovodu o teplotě kolem 70 °C se elektrickým čerpadlem

teplem kourových plynů ohřívá na teplotu 130 °C „primární“ síťové vody.

Ve třetím stupni zužitkovací soustavy se ohřívá vzduch soustavy vzduchového vytápění provozu. Kouřové plyny o teplotě 150 °C se po výstupu z výměníku tepla na ohřívání vody zavádějí do paralelně zařazených lamelových výměníků tepla TPa10. Atmosférický vzduch se ohřívá na teplotu 50 °C a využívá se v soustavě vzduchového vytápění. Po průchodu zužitkovací soustavou kouřové plyny o teplotě 40 °C se vyfukují radiálními ventilátorem do okolního prostředí.

Druhý a třetí stupeň zužitkovací soustavy jsou v provozu během topného období, avšak je možné i celoroční využití ohřáté vody k zabezpečení horkou vodou nebo pro technologické účely. Zužitkovací soustava je vybavena přístroji automatické regulace teploty ohřívání vody a bezpečnostní automatikou.

Zužitkovací soustava je postavena v kovárně za plněného provozu. Zužitkovací zařízení je smontováno na speciální plošině nad třemi pecemi a zužitkovává teplo jejich kouřových plynů.

Úspora zemního plynu po instalaci čtyř rekuperátorů činí 181,4 tis. m³ za rok.

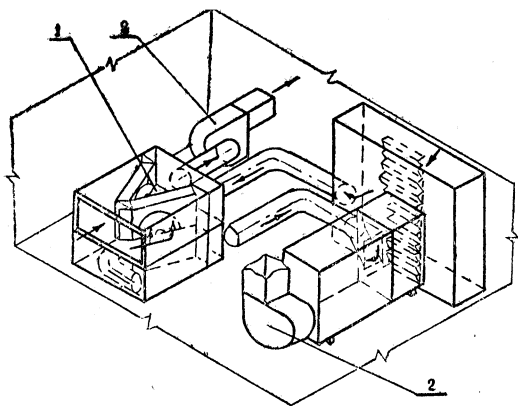
Však takové dosti složité zužitkovací soustavy jsou zatím ojedinělé. Jednodušší, ale také méně účinné jedno a dvoustupňové soustavy se montují v podnicích automobilového a zemědělského strojírenství s využitím různých typů rekuperátorů a výměníků tepla. Na obr. 7 je uvedeno uspořádání jedné z takových soustav. V soustavách větší výkonnosti se používá blokové uspořádání několika zařízení na zužitkování tepla.

K zužitkování tepla nízkoteplotního vzduchu, vysávaného soustavou podtlakové ventilace, se zpravidla používají rotační regenerativní výměníky tepla TBP. Tyto výměníky tepla se vyznačují nízkou cenou a malým hydraulickým odporem při vysoké účinnosti. Různé varianty uspořádání umožňují jejich použití jak při projektování nových, tak i při rekonstrukci působilých soustav větrání s přetlakem a podtlakem. Jedna z variant uspořádání dvou paralelně zařazených výměníků tepla TBP a blokového kondicionéru o velké výkonnosti je uvedena na obr. 8. Výkonnost soustavy činí 120 tis. m³ přiváděného vzduchu za hodinu. Deset soustav tohoto typu je smontováno v automobilovém závodě Leninského komsomolu v Moskvě.

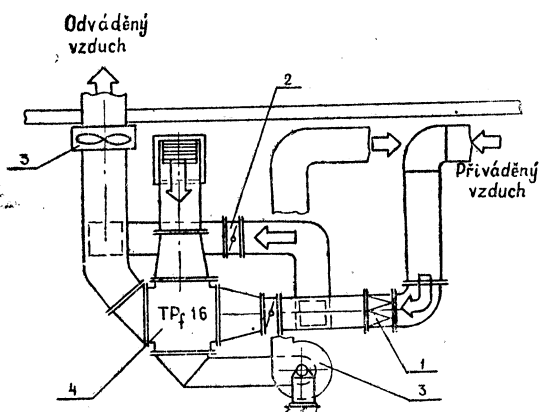
Ve větracích soustavách o malé výkonnosti se používají výměníky tepla T. Příklad uspořádání takového zařízení je uveden na obr. 9.

Různé typy výměníků tepla zabezpečují volbu nejúčinnější varianty uspořádání při návrhu zužitkovací soustavy.

Všechna popsaná zařízení na zužitkování odpadního tepla jsou vyvinuta ústavem „Avtorempromprojekt“, jenž zaručuje vykonání projektčních a dodavatelských prací, spojených se stavbou zužitkovacích soustav pro průmyslové podniky. Do vykonávacích prací může patřit revize a vypracování technické-



Obr. 8. Varianta montáže dvou výměníku tepla.
1- výměník TVR; 2-ventilátor



Obr. 9. Zužtkovací soustava s výměníkem tepla TP 16
1- filtr; 2- klapka; 3- ventilátor; 4- výměník

ho návrhu, technicko-ekonomické odůvodnění. Na stadiu realizace se zajišťuje projektování, dodávka zužtkovacích zařízení, šefmontáž a předávací zkoušky. Objednávky na vykonání prací mohou být zaslány na adresu: SSSR, 220600, Minsk, ul. Černyševského, 10.

Závěr

V podnicích automobilového a zemědělského strojírenství SSSR se rozšiřuje použití různých typů zařízení na zužtkování odpadního tepla. Sériově vyráběný soubor zařízení zabezpeču-

je vzhledem k nejvyššímu možnému využití konkrétní případ projektování zužtkovacích soustav.

Ústav „Avtorempromprojekt“ nabízí svou pomoc při projektování a dodávce zařízení na zužtkování odpadního tepla podnikům a organizacím ČSFR.

Применение оборудования для использования отходящего тепла на заводах автомобильной промышленности СССР

Инж. Д. А. Худoley,
Инж. В. А. Бреславский

На заводах автомобильного и сельскохозяйственного строительства СССР расширяется применение различных типов оборудования для использования отходящего тепла. Серийный комплекс оборудования гарантирует выбор самого удобного оборудования для каждого проектированного случая. Институт „Аvtorempromprojekt“ предлагает сотрудничество при проектировании и поставке оборудования для использования отходящего тепла заводам и организациям в ЧСФР.

Application of the waste heat utilization equipment in the automobile industry works in the USSR

Ing. A. Chudoley, Ing. V. A. Breslavskij

In the automobile and agricultural engineering works in the USSR waste heat utilization equipment of many types is adopted there. Series manufactured complex of plants provides the best choice for every projected case. The Avtorempromprojekt Institute offers co-operation for projection and delivery of the waste heat utilization equipment for Czechoslovak works and organisations.

Anwendung der Wärmerückgewinnungsanlagen in den Betrieben der Automobilindustrie der UdSSR

Ing. D. A. Chudoley
Ing. V. A. Breslavskij

Die Anwendung der verschiedenen Typen der Wärmerückgewinnungsanlagen verbreitet sich in den Betrieben des Automobil- und Landwirtschaftsmaschinenwesens der UdSSR. Der serienhergestellte Anlagenkomplex sichert die Wahl der zweckmäßigsten Anlagen für jeden konkreten projektierten Fall. Das Institut „Avtorempromprojekt“ bietet die Zusammenarbeit bei der Projektion und die Lieferung der Wärmerückgewinnungsanlagen den Betrieben und Organisationen in der Tschechoslowakischen Federativrepublik an.

LABORATORNÍ ZKOUŠKY PROUDĚNÍ V ČISTÝCH PROSTORECH

Zpracoval podle materiálů firmy KRANTZ

Ing. Rudolf Ptáček, Katedra techniky prostředí ČVUT, fakulta strojní, Praha

Náklady na chod vzduchotechnických a klimatizačních zařízení pro čisté prostory představují výraznou finanční položku v celkových provozních nákladech. Jsou závislé na třídě čistoty daného prostoru a na velikosti jeho plochy (např. jen pro třídu čistoty 1 000 (podle US FS 209 D) jsou průměrné provozní náklady na elektrickou energii 1 080 Kčs/m² při 8 750 provozních hodinách za rok). Aby bylo možno uspořít tyto finanční prostředky, je snaha projektantů optimálně vyřešit obrazy proudění v čistém prostoru. Běžné hodnoty rychlostí proudění vzduchu v čistých prostorech tříd lepších než 1 000 se pohybují okolo 0,4 až 0,45 m/s. Nabízí se tedy možnost snížit tuto rychlost. Pokud by se ale úspora orientovala tímto směrem, mohlo by to vést k okamžité nestabilitě odvodu částic, která by způsobila následný transport nežádoucích částic do přírodní oblasti čistého prostoru pod stropem. Vedlo by to k horentnímu nárůstu počtu částic v oblasti kritické pro technologický proces (pracovní oblast, pracovní stoly atd.). Nestabilitu ovlivňují následující faktory:

1. Provedení a uspořádání stropu.
2. Zdroje tepla a osvětlení.

3. Inventář.

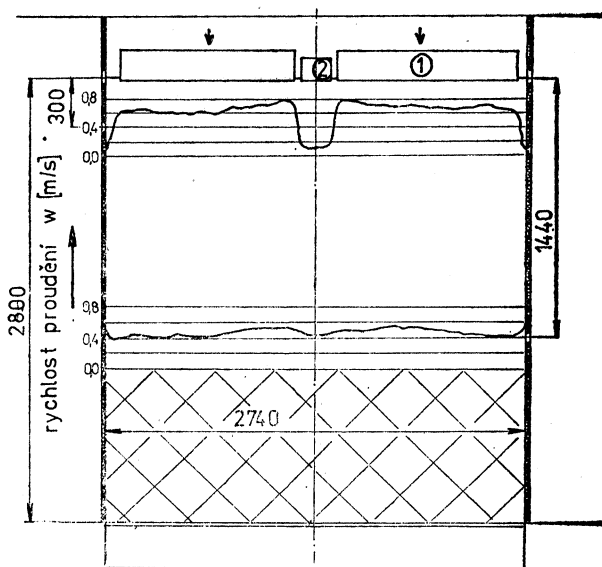
4. Uspořádání odsávacích otvorů.

Aby se v projektech předešlo nestabilitě, byly uskutečněny proudové zkoušky v prostoru s třídou čistoty 100 v měřítku 1 : 1.

K měření bylo použito termoanemometru s rozsahem 0,1 až 1,0 m/s a časovou konstantou 0,1 s, a dále teploměry s platinovými sondami s měřicí tolerancí 1/5 — DIN. Zviditelnování proudění bylo uskutečněno kouřem. Laboratorní zkoušky byly rozvrženy do několika etap podle faktorů, které ovlivňují nestabilitu proudění v čistém prostoru.

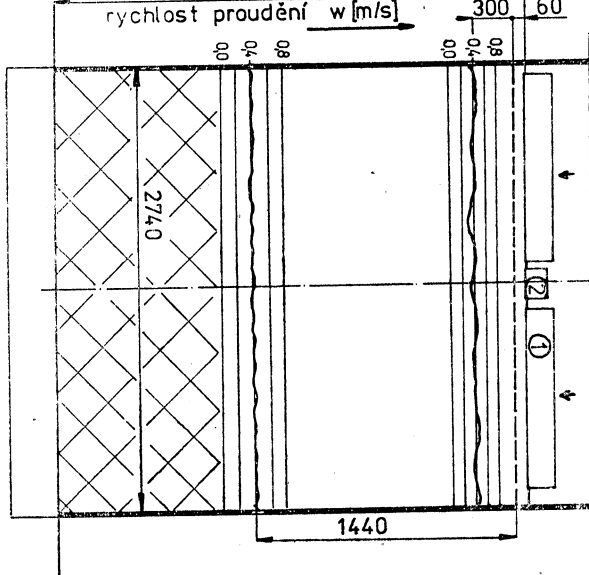
1. Provedení stropu

Uskutečnily se dva pokusy s provedením stropu bez a s děrovanými podstropními plechovými nástavci. Při zkoušce bez děrování (rychlost 0,4 m/s, prostor bez zdrojů tepla, součásti s filtry zaujímaly 75 % plochy stropu) vykazovala rychlost v oblasti těsně za filtry značný rozptýl kolem hodnoty 0,4 m/s v pásmu do 500 mm od povrchu stropu. Největší změny v hodnotách rychlosti byly v oblasti upevnění



Obr. 1. Rozložení rychlostí v čistém prostoru (strop bez děrování)

šrafovaná plocha — oblast vyrovnané rychlosti $\bar{w} = 0,4$ m/s, (1) — vysoceúčinný filtr, (2) — kanál pro vedlejší vedení (elektřina apod.).



Obr. 2. Rozložení rychlostí v čistém prostoru s děrovaným stropem
šrafovaná plocha — oblast vyrovnané rychlosti $\bar{w} = 0,4 \text{ m/s}$, (1) — vysoceúčinný filtr, (2) — kanál pro vedlejší vedení (elektrina apod.).

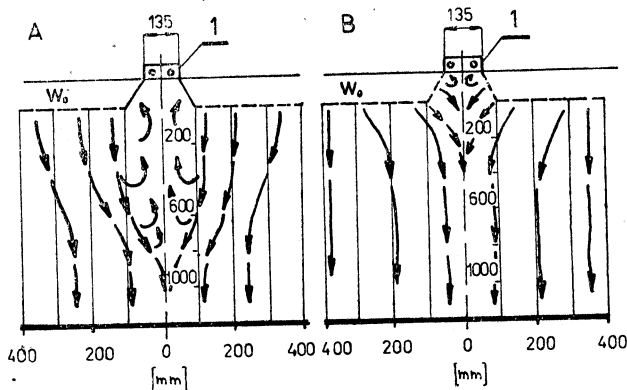
filtrů. V oblasti vzdálené od povrchu stropu 1 440 mm došlo k částečnému vyrovnání rychlostního profilu.

Při zkoušce s děrovanými plechovými nástavci (volná plocha tvořila 18–22 % celkové plochy stropu; $\varnothing$ otvorů $\leq 1,5 \text{ mm}$) byly výsledky značně uspokojivější, proud vzduchu byl rychlostně stabilnější, hodnoty rychlosti vzduchu nevykazovaly velké výchylky především v oblasti do 500 mm od povrchu stropu. Optimální vzdálenost děrovaných plechů od povrchu filtrů byla zjištěna — 60 mm. Obrazy proudění jsou zřejmé z obr. 1 a obr. 2.

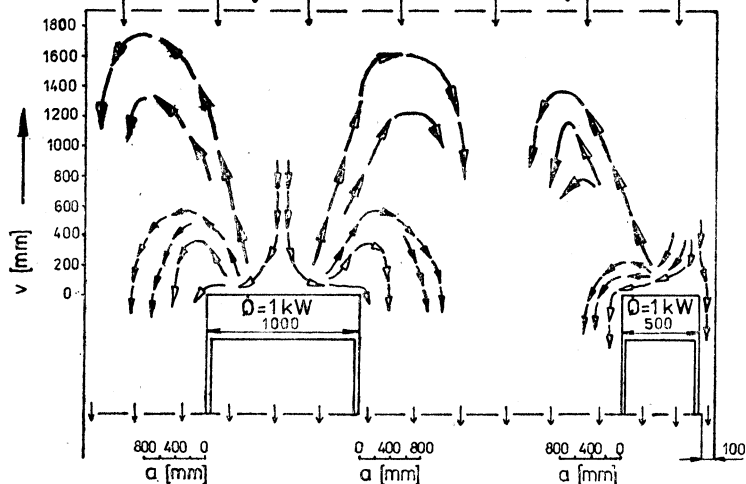
2. Zdroje tepla a osvětlení

Osvětlení — je jedním z faktorů způsobujících narušení uspořádaného výtoků vzduchu do čistého prostoru. Jeho vliv lze do jisté míry eliminovat vhodným erodynamickým provedením stropu.

Pod vestavěné osvětlení ve stropě vniká při použití neperforovaných šikmých bočnic kanálu osvětlení rozsáhlé pole turbulentních proudů vzduchu. Toto pole má délku až 0,7 m (obr. 3a). Vznik této oblasti vede k tomu, že se částice vrací do přívodní oblasti, a tak



Obr. 3. Proudění vzduchu pod osvětlením v čistém prostoru
A — bez děrování kanálu u osvětlení, B — s děrováním kanálu u osvětlení, 1 — osvětlení — $w_0 = 0,4 \text{ m/s}$



Obr. 4. Vliv zdrojů tepla na proudění v čistém prostoru

a [mm] – vzdálenost od boků stolu, v [mm] – výška nad stolem, $\leftarrow$ – $w = 0,4$ m/s, $\dashleftarrow$ – $w = 0,3$ m/s, $\cdashleftarrow$ – $w = 0,2$ m/s

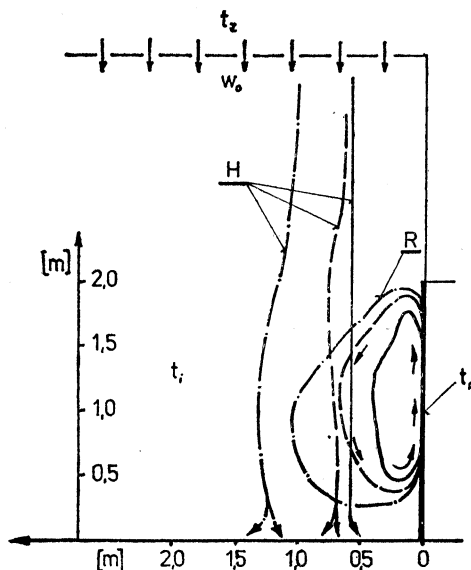
způsobují zvýšení počtu částic v ostatních součástech prostoru.

V druhém případě (obr. 3b) byl plech v okolí osvětlení děrovaný, čímž bylo dosaženo potlačení turbulentních proudů pod osvětlením a také zkrácení délky zpětných proudů. V tomto případě má oblast s turbulentními proudy délku 0,2 m.

Zdroje tepla – vytvářejí v čistém prostoru konvekční vzestupné proudy, které mohou podstatně narušit výtok vzduchu ze stropních elementů a přivést do podstropní oblasti částice emitované do proudu vzduchu v pracovní oblasti.

Na obr. 4 je ukázáno, že proudění je stabilní pouze pro rychlosti vzduchu větší jak 0,4 m/s, pro které nedochází k vzestupnému proudění. Teplý předmět ($Q = 1$ kW) je obtékán proudem vzduchu. Pro hodnoty menších rychlostí vzduchu dojde k nežádoucímu vlivu vzestupných proudů, což naruší uspořádané proudění v prostoru (jedná se například o rychlosti vzduchu 0,2 m/s). Pokud je zdroj tepla uprostřed prostoru, lze ze zkoušek stanovit menší určitější hodnotu rychlosti proudění, a to 0,35 m/s (podmínka pro stabilitu je tedy $w \geq 0,35$ m/s).

Na obr. 5 je zobrazeno proudění v případě „teplé“ stěny v čistém prostoru. Tato stěna má teplotu mezi 30 a 50 °C (např. autokláva). Před stěnou se vytvoří rotující válec z ohřívajícího vzduchu, oblast turbulentního proudu vzduchu je široká 0,6 m při teplotě 30 °C a 1,2 m při teplotě 50 °C. V případě zvýšení odsávací rychlosti se turbulentní oblast nezmenší, pouze rotující válec teplého vzduchu je více přitlačen k podlaze. V tomto případě nedochází k citelným narušením pracovních technologií.



Obr. 5. Vliv teplé stěny na čistý prostor

— $t = 30$ °C, $t_A = 50$ °C, - - - $t = 40$ °C, $t_z = t_1 = 22$ °C, - . - . $t = 50$ °C, $w_0 = 0,5$ m/s, H – hranice nepromíseného vzduchu, R – rotující vzduchový válec

3. Inventář v čistém prostoru

a) Uzavřený pracovní stůl byl umístěn do čistého prostoru. Účelem bylo zjistit průběh proudnic a celkový obraz proudění. Uspořádání je patrné z obr. 6. Nad deskou stolu ve výšce 100 mm dochází k dělení proudu a obtékání desky. To znamená, že částice, které jsou volné

Ing. Václav Berounský, CSc.

V rámci dvacetileté spolupráce KTH Royal Institut of Technology, Department of Heating and Ventil. Stockholm s katedrou techniky prostředí ČVUT Praha dochází k pravidelným setkáním; jedno z nich se uskutečnilo ve dnech 21. 8 až 1. 9. 1989.

Během pobytu jsme se seznámili v technické oblasti s pracemi prováděnými přímo na katedře vytápění a větrání:

— Kolektory pro využívání sluneční energie jsou neustále vylepšovány z hlediska úspor materiálů, zejména konstrukce s děleným zasklením (horní část se zdvojeným zasklením a další kolmou absorpční plochou, spodní část s jednoduchým zasklením). Vzduchové kolektory ze skla jsou používány na svislé stěny budov (tím se vytváří izolační vrstva) a tvoří fasádu odolávající povětrnostním vlivům.

— Výzkum snižování spotřeby energie (řízené větrání, komfortní problémy), větrání z hlediska hygienického (přenos chorob a pachů), pronikání vlhkosti do budov z okolí a ze základů.

— Sledování vlivu druhu oblečení člověka v prostředí s variabilní vlhkostí na jeho tepelnou pohodu experimentálním šetřením, vliv rychlosti proudění vzduchu s lokálním snímáním teplot na různých částech modelu lidského těla.

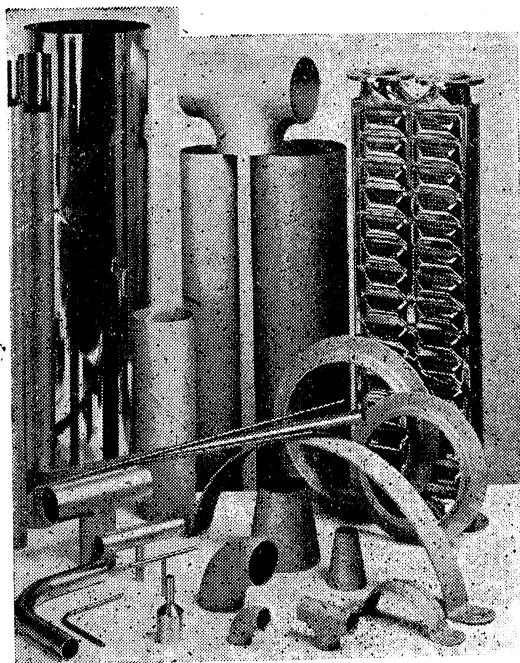
Ve všech případech jsou experimentální výsledky konfrontovány s modelovým řešením výpočetní technikou, jejíž využívání je na vysokém stupni. Většina řešených úloh je zpracována do programů s grafickými výstupy na tiskárnu, případně na obrazovku s možností tisku podle průběhu řešení. Některé programy zpracované pro fyzikální procesy, např. pohybu částic v elektrostatickém poli, jsou zobrazeny v axonometrii.

Na katedře chlazení ověřují tepelné čerpadlo voda—voda v dlouhodobém provozu (je demonstrováno i ve výuce studentů), provádí zkoušky nového chladiva bez škodlivých účinků. Pro zpřesňování výpočtových podkladů výparníků ověřují hodnoty součinitelů přestupu tepla různých chladiv; měřené veličiny jsou prostřednictvím analogových převodníků připojeny na stolní počítač, kde se zobrazují nejen měřené hodnoty, ale i ustálení stavu.

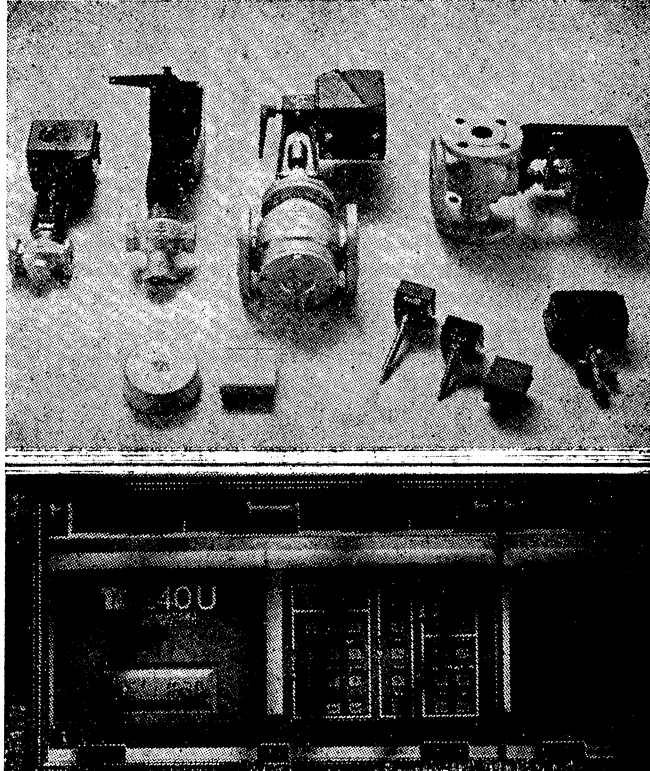
V městečku Kristinehamn, kde se léta věnují úsporám energií, jsme shlédli ve středisku nových energií sluneční panely pro přímou přeměnu energie na elektrický proud s aplikací pro ohřev vzduchu a vody, popřípadě pro pohon elektromotorů (rybářské lodě, automobil — živě předveden).

V okolí městečka jsou další novinky:

a) bivalentní zdroj — kotle s olejovými hořáky a dvě tepelná čerpadla vzduch—voda



Obr. 1



Obr. 2

po 40 kW pro vytápění obytného objektu; úspory jsou až 30 %;

b) akumulační kotelná s elektrokotlem ve škole se zpětným získáváním tepla;

c) spalování rákosu pro vytápění skleníku.

Součástí studijního pobytu byly i exkurze do výrobních podniků:

STRATOS, Enköping

vyrábí komponenty klimatizačních zařízení včetně prvků na zpětné získávání tepla, kompletuje je do jednotek včetně regulace a provádí odzkoušení. Zaručuje provoz s dodržáním teplot $\pm 1^\circ\text{C}$. Provádí projekci, kdy nabídku pro požadované teplotní poměry i množství vzduchu s vymezením prostorového uspořádání řeší počítač (je v něm uložen soubor podkladů včetně cenových údajů).

CALAMO, Molkom (obr. 1)

je specializovaný podnik na výroby z ne-rezavějící oceli s tímto sortimentem:

- trubky klasického provedení;
- trubky spirálně vinuté z plechů a plazmové svařované s tloušťkami stěn I až 4,5 mm,

průměrů 80 až 400 mm, s přesností $\pm 0,5\%$ standardní délka 6 m. Použití zejména na komínová tělesa, ale i na ostatní vzducho-a teplovody;

— T kusy, kolena, oblouky, difuzory, příruby, objímky pro kompletaci potrubních celků;

— výměníky tepla pro vytápění i chlazení v chemickém i potravinářském průmyslu, případně otopných soustavách;

— specializací je i elektroleštění povrchů dodávaných výrobků.

TOUR et ANDERSSON, Västerhaninge (obr. 2)

vyrábí regulační a řídicí prvky; základním požadavkem pro ekonomii provozu větracích i vytápěcích zařízení je správná regulace.

Vlastní výrobu regulačních prvků doplňují ovládacím systémem pro otopné soustavy (hořáky ve zdroji plyn, olej) s teplotnosnou látkou pára, horká voda v této sestavě:

1. Základní řídicí křivky jsou pro zevnější teploty $+10, \pm 0, -20$ a -10°C . Tyto křivky lze ještě dále doladit.

2. Mikroprocesor může pracovat podle jedné z devíti uložených křivek. V systémech

• prostorovým snímačem mikroprocesor volí automaticky správnou křivku.

3. Digitální hodiny jsou programovatelné pro celoroční provoz.

4. Omezení maximálních a minimálních teplot v soustavě.

5. Provoz výměníků tepla je možný podle dvou programů.

Soubor dovezené literatury i prospektů je uložen na katedře techniky prostředí FS, ČVUT Praha.

Redakční rada a redakce ZTV

se po třiceti čtyřech letech loučí se svými čtenáři.

K lepšímu se změnila doba a my věříme, že v blízké době vznikne i nový, modernější časopis, který této době bude více vyhovovat.

Přejeme novému časopisu a zejména Vám, vážení čtenáři, hodně svěžích nápadů, spokojenosti a prosperitu.

Za redakci ZTV

Ing. Vladimír Bašus

Praha 8. 8. 1991

Omlouváme se váženým čtenářům za chyby v dvojčísle 1—2/91, kde byla uvedena chybná cena. Toto dvojčíslo bylo za Kčs 30,—.

Academia

ztv 3-4

Zdravotní technika a vdchotechnika. Ročník 34, číslo 3—4, 1991. Vydává český výbor komitétu pro životní prostředí ČSVTS v Akademii, nakladatelství Československé akademie věd, Vodičkova 40, 112 29 Praha 1. Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4. — Tiskne Tisk, knižní výroba, s. p., 656 01 Brno, závod 1. — Vychází šestkrát ročně. Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS-ÚED Praha, ACT Káfkova 19, 160 00 Praha 6, PNS-ÚED Praha, závod 02, Joštova č. 2, 656 07 Brno, PNS-ÚED Praha, závod 03, 28. října 206, 709 90 Ostrava 9. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS-ústřední expedice a dovoz tisku Praha, administrace vývozu tisku, H. Píky 26, 160 00 Praha 6. Návštěvní dny: středa 7.00—15.00 hodin, pátek 7.00—13.00 hodin

Cena jednoho čísla Kčs 15,—, roční předplatné Kčs 90,—. (Tyto ceny jsou platné pouze pro Československo.)

Distribution rights in the western countries: Kubon & Sagner, P.O. Box 340 108, D-8000 München 34, GFR.

Annual subscription: Vol. 33, 1991 (6 issues) DM 124,— excl. postage. Toto číslo vyšlo v říjnu 1991.

© Academia, Praha 1991.