

Redakční rada, nositelka ceny ČSAV 1986 za vynikající výsledky v popularizaci vědy a československého základního výzkumu

Prof. Ing. K. Hemzal, CSc. (vedoucí redaktor) — Ing. V. Bašus (výkonný redaktor) — Doc. Ing. Dr. J. Cihelka — V. Fridrich, dipl. tech. — Ing. V. Hlavačka, CSc. — Doc. Ing. V. Chalupová, CSc. — Ing. arch. L. Chalupský — Doc. Ing. J. Chyský, CSc. — Ing. B. Jelen — Ing. L. Kubíček — Ing. Dr. M. Lázňovský — Ing. P. Leimberger — Ing. L. Strach, CSc. — Doc. Ing. J. Valchář, CSc.

Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4

### OBSAH

Ing. I. Chmúrny, CSc., Ing. L. Piršel, CSc.:	Návrh nové metody výpočtu spotřeby energie na vykurovanie budov . . . . .	1
Ing. V. Nastran, doc. Ing. J. Petrák, CSc.:	Energetické úspory dosažitelné úpravou klimatizačních zařízení . . . . .	11
Ing. Le van Trinh:	Stanovení parametrů venkovního vzduchu pro optimální dimenzování klimatizačních zařízení v podmínkách tropického klimatu . . . . .	19
RNDr. B. Madejewski, CSc.:	Použití metody konečných prvků při vyšetřování dynamiky konstrukčních částí elektrických strojů . . . . .	31
Ing. J. Zítek, CSc.:	Předběžný výpočet vyzařování akustické energie u jednoduchých strojních částí . . . . .	43
Ing. M. Stranofská:	Měření účinnosti rotačního regeneračního výměníku tepla	49
Ing. R. D. Straka:	Otopné období 1988/1989 v Praze z hlediska klimatických veličin . . . . .	53

### CONTENTS

Ing. I. Chmúrny, CSc., Ing. L. Piršel, CSc.:	Proposal of a new calculating method for power consumption required for heating of buildings . . . . .	1
Ing. V. Nastran, Doc. Ing. J. Petrák, CSc.:	Attainable energy savings by adjustment of the air conditioning equipment . . . . .	11
Ing. Le van Trinh:	Determination of the outdoor air parameters for optimum dimensioning of an air conditioning equipment in the tropical climate conditions . . . . .	19
RNDr. B. Madejewski, CSc.:	The finite elements method application for the investigation of the dynamics of constructional parts of the electric machine . . . . .	31
Ing. J. Zítek, CSc.:	The preliminary calculation of the acoustic energy emission of the simple machine parts . . . . .	43
Ing. M. Stranofská:	Measurement of the efficiency of the rotary regenerative heat exchanger . . . . .	49
Ing. R. D. Straka:	The climatic parameters during the heating season 1988/1989 in Prague . . . . .	53

## СОДЕРЖАНИЕ

Инж. И. Хмурны, к. т. н., Инж. Л. Пиршел, к. т. н.:	Предложение нового метода расчета расхода энергии для отопления зданий . . . . .	1
Инж. В. Настран, Доц. Инж. Й. Петрак, к. т. н.:	Достижимая экономия энергии преобразованием оборудования для кондиционирования воздуха . . . . .	11
Инж. Ле ван Тринг:	Определение параметров наружного воздуха для оптимального определения размеров оборудования для кондиционирования воздуха в условиях тропического климата . . . . .	19
Д. п. н. Б. Мадейевски, к. т. н.:	Применение метода конечных элементов при исследовании динамики конструкционных частей электрической машины . . . . .	31
Инж. Й. Зитек, к. т. н.:	Предварительный расчет излучения акустической энергии простых машинных частей . . . . .	43
Инж. М. Странофска:	Измерение ротационного регенеративного теплообменника . . . . .	49
Инж. Р. Д. Страка:	Отопительный период 1988/1999 г. в Праге с точки зрения климатических величин . . . . .	53



## SOMMAIRE

Ing. I. Chmúrny, CSc., Ing. L. Piřšel, CSc.:	Projet d'une méthode de calcul nouvelle de la consommation d'énergie pour le chauffage d'un bâtiment . . . . .	1
Ing. V. Nastran, Doc. Ing. J. Petrák, CSc.:	Économies énergétiques obtenables par l'aménagement des installations de conditionnement . . . . .	11
Ing. Le van Trinh:	Détermination des paramètres de l'air extérieur pour le dimensionnement optimal des installations de conditionnement dans les conditions l'un climat tropical . . . . .	19
RNDr. B. Madejewski, CSc.:	Application de la méthode des éléments finals pour l'étude de la dynamique des parties de construction d'une machine électrique . . . . .	31
Ing. J. Zitek, CSc.:	Calcul préliminaire d'un rayonnement de l'énergie acoustique dans les parties mécaniques simples . . . . .	43
Ing. M. Stranofská:	Mesurage de l'efficience d'un échangeur de chaleur régénératif rotatif . . . . .	49
Ing. R. D. Straka:	Valeurs climatiques au cours de la période de chauffe 1988/1989 à Prague . . . . .	53



## INHALT

Ing. I. Chmúrny, CSc., Ing. L. Piřšel, CSc.:	Entwurf einer neuen Berechnungsmethode des Energieverbrauchs für die Heizung der Gebäude . . . . .	1
Ing. V. Nastran, Doc. Ing. J. Petrák, CSc.:	Erreichbare Energieersparnisse durch die Ausrüstung der Klimaanlage . . . . .	11
Ing. Le van Trinh:	Bestimmung der Parameter der Aussenluft für die Optimaldimensionierung der Klimaanlage in den Bedingungen eines Tropenklimas . . . . .	19
RNDr. B. Madejewski, CSc.:	Anwendung der Methode der Finalelemente bei der Untersuchung der Konstruktionsteildynamik einer Elektromaschine . . . . .	31
Ing. J. Zitek, CSc.:	Vorberechnung einer Ausstrahlung der Akustikenergie bei den einfachen Maschinenteilen . . . . .	43
Ing. M. Stranofská:	Wirkungsgradmessung eines Rotationsregenerationswärmeaustauschers . . . . .	49
Ing. R. D. Straka:	Die klimatischen Daten während der Heizungsperiode 1988/1989 in Prag . . . . .	53

# NÁVRH NOVEJ METÓDY VÝPOČTU SPOTREBY ENERGIE NA VYKUROVANIE BUDOV

ING. IVAN CHMÚRNÝ, CSc.

*Katedra stavebnej fyziky, Stavebná fakulta SVŠT, Bratislava*

ING. LADISLAV PIRŠEL, CSc.

*Ústav stavebníctva a architektúry SAV, Bratislava*

Uvedený je výpočet spotreby energie na vykurovanie budovy metódou z mesiaca na mesiac. V tepelnej bilancii sa uvažuje s vplyvom energie slnečného žiarenia. Súčiniteľ využitia energie slnečného žiarenia je odvodený ako funkcia pomeru tepelných ziskov a tepelných strát budovy.

*Recenzoval: Doc. Ing. Jaromír Čihelka*

## 1.0 ÚVOD

V súčasnom období, keď je základnou požiadavkou znižovanie energetickej spotreby stavebníctva, a to najmä pri vykurovaní budov, je dôležitým faktorom výpočtové predurčovanie a bilancovanie spotreby energie na vykurovanie. Pre posudzovanie nových konštrukčných riešení energetickejšieho budov sa žiada aplikovať revidované výpočtové metódy, ktoré zohľadňujú faktory napomáhajúce zníženiu energetickej spotreby budov.

Zjednodušené (korelačné) výpočtové metódy stanovujú spotrebu energie na vykurovanie na základe tepelnej straty budovy a priemerných hodnôt klimatických veličín za určité špecifikované obdobie [1, 2]. Používa sa veľa zjednodušujúcich predpokladov s cieľom priblížiť sa jednoduchými výpočtovými prostriedkami k výslednej hodnote spotreby energie na vykurovanie. Vplyv klimatických faktorov sa najčastejšie popisuje pomocou dennostupňov za sledované obdobie. Zjednodušené výpočtové metódy [1, 2] možno rozdeliť na:

- a) metódy vychádzajúce z ustáleného teplotného stavu,
- b) dennostupňové, alebo korigované dennostupňové metódy,
- c) iné korelačné metódy.

Prívlastok korelačné vznikol v poslednom období na základe vývoja zjednodušených metód pomocou simulačných modelov. Hľadajú sa korelačné koeficienty (prezentované ako rôzne súčinitele) medzi spotrebou energie stanovenou dynamickými simulačnými metódami a zjednodušenými metódami za ustáleného teplotného stavu [8].

## 2.0 SÚČASNÝ STAV V ČSSR A ZAHRANIČÍ

Pri hodnotení bytových domov z hľadiska spotreby energie na vykurovanie podľa ČSN 73 0549 [3] sa vychádza z:

- tepelných strát budov stanovených podľa ČSN 06 0210 [4],
- početnosti trvania teploty vonkajšieho vzduchu,
- merného bytu o obostavanom priestore 200 m<sup>3</sup>.

S ohľadom na spôsob výpočtu tepelných strát budov [4] možno vyšpecifikovať tieto vlastnosti výpočtovej metódy spotreb energie na vykurovanie podľa ČSN 73 0549 [3]:

- a) vychádza zo stacionárneho teplotného stavu pri výpočte tepelných strát,
- b) časový úsek pri výpočte je celá vykurovacia sezóna,
- c) slúži na preukázanie splnenia normatívnych kritérií,
- d) neuvažuje s vplyvom vnútorných zdrojov tepla na tepelnú bilanciu budovy,
- e) neuvažuje s vplyvom slnečného žiarenia na tepelnú bilanciu. V dôsledku toho sú rovnako hodnotené objekty orientované k rôznym svetovým stranám, napríklad na sever a juh. |

Občianske budovy sa doporučuje hodnotiť [3] na základe tepelnej charakteristiky budovy. Pretože obostavaný priestor budovy nie je jediným parametrom na jej určovanie, je výpočtová metóda značne zjednodušená.

Možno konštatovať, že existujúca výpočtová základňa v normatívnych predpisoch nedostatočne postihuje nové vplyvy, ktoré sa uplatňujú pri projektovaní energeticky úsporných riešení budov. Je nespornou prednosťou tepelnotechnických noriem, že zaviedli kritériá a výpočtové metódy, ktoré sú ojedinelé v európskom meradle. V tomto predstihli mnohé legislatívne materiály používané vo vyspelých krajinách. Výpočtové metódy predikcie spotreby tepla na vykurovanie budov však dnes už nie sú dostatočne efektívnym nástrojom na hodnotenie budov:

- so zníženou spotrebou energie,
- pasívne využívajúce energiu slnečného žiarenia.

V poslednom období boli v zahraničí zostavené nové, alebo korigované pôvodné zjednodušené výpočtové metódy. Líšia sa medzi sebou dĺžkou časového kroku (mesiac resp. celá vykurovacia sezóna), spôsobom započítavania vplyvu slnečného žiarenia (korigované hodnoty súčiniteľov prechodu tepla resp. súčinitele využitia a iné), zohľadňovaním vplyvu tepelnej zotrvačnosti stavebných konštrukcií a prevádzky technických zariadení (vykurovacej sústavy a pod.). Ich spoločným rysom je, že sú určené ako prostriedok na zhodnotenie konkrétneho návrhu v štádiu projektovania a neslúžia na preukázanie splnenia normatívnych požiadaviek.

V zahraničí sa používajú tieto korelačné metódy:

- vo Švajčiarsku metódy LESO-A [9], LESO-SAI [1], SIA 180/3 [11],
- v NSR metóda  $k_{eff}$  [5, 6],
- v Škandinávii metóda EFB1 [10],
- v Belgicku metóda TWH [12],
- v Kanade metóda DBR, NRC [13, 14, 15],
- v USA metóda SLR [20].

### 3.0 NAVRHOVANÁ METÓDA PREDIKCIE SPOTREBY ENERGIE NA VYKUROVANIE

Na základe analýz jestvujúcich metód u nás a v zahraničí sme sa pokúsili vypracovať metódu výpočtu spotreby energie navrhovanú pre podmienky ČSSR. S ohľadom na požiadavku vystihnúť meniace sa klimatické podmienky v priebehu vykurovacieho obdobia, pri súčasnom zachovaní jednoduchosti výpočtovej metódy predurčovania tepelnej bilancie budovy, je zvolený časový krok jeden mesiac. Tento časový interval umožňuje postihnúť nestacionaritu vonkajších okrajových

podmienok relatívne malým počtom tabuľkových hodnôt (teplota vonkajšieho vzduchu, energia dostupného slnečného žiarenia).

Nestacionárna tepelná bilancia vykurovaného priestoru je daná rovnicou:

$$Q = Q_t + Q_v + Q_{in} - Q_s \quad [W], \quad (1)$$

kde  $Q$  — je vykurovací výkon v danom čase [W],

$Q_t$  tepelné straty transmisíou cez obvodové konštrukcie budovy [W],

$Q_v$  tepelné straty infiltráciou a núteným vetraním [W],

$Q_{in}$  tepelné zisky od vnútorných zdrojov tepla [W],

$Q_s$  tepelné zisky za zasklením miestnosti od slnečného žiarenia [W].

Jednotlivé členy tejto rovnice sa dajú určiť riešením sústavy diferenciálnych a lineárnych rovníc simulačného modelu tepelnej bilancie vykurovaného priestoru. Integráciou v čase sa získavajú výsledné bilančné hodnoty za určité sledované obdobie simulačnou metódou.

Bilančná rovnica vykurovaného priestoru pre mesačnú periódu určená korelačnou metódou sa dá napísať pomocou súčiniteľa využitia interných tepelných ziskov a súčiniteľa využitia tepelných ziskov od slnečného žiarenia v tvare:

$$E = E_t + E_v - \mu_{in} \cdot E_{in} - \mu_s E_s \quad [MJ] \quad (2)$$

kde  $E$  je spotreba energie na vykurovanie za mesiac [MJ],

$E_t$  spotreba energie na krytie tepelných strát transmisíou cez obvodové konštrukcie za mesiac [MJ],

$E_v$  spotreba energie v dôsledku infiltrácie a núteného vetrania za mesiac [MJ],

$\mu_{in}$  súčiniteľ využitia vnútorných zdrojov [—],

$E_{in}$  tepelné zisky od vnútorných zdrojov tepla [MJ],

$\mu_s$  súčiniteľ využitia tepelných ziskov od slnečného žiarenia [—],

$E_s$  energia prepusteného slnečného žiarenia zasklením za mesiac [MJ].

### *Vnútorné zdroje tepla*

Vo väčšine situácií vnútorné zdroje tepla od osvetlenia, technických zariadení a podobne predstavujú malé hodnoty v porovnaní s tepelnými stratami budov a súčiniteľ využitia vnútorných zdrojov tepla možno potom uvažovať s hodnotou:

$$\mu_{in} = 1. \quad (3)$$

Odlíšné hodnoty sa odporúča používať len v prípade veľmi dobre tepelne izolovaných objektov [15] ak platí:

$$E_{in} > 0,25 \cdot (E_t + E_v + E_s). \quad [MJ] \quad (4)$$

Energetické zisky od vnútorných zdrojov za mesiac sa určia zo vzťahu:

$$E_{in} = Pn0,0864 \quad [MJ], \quad (5)$$

kde  $P$  je priemerný tepelný výkon vnútorných zdrojov tepla [W],

$n$  počet dní v mesiaci s daným tepelným výkonom.

Príkladom je tepelný výkon na jednu osobu  $P = 65 \text{ W}$ . Táto hodnota predstavuje  $E_{in} = 5,67 \text{ MJ}$  na jeden deň, resp.  $1,6 \text{ kWh/deň}$ .

### *Súčiniteľ využitia energie slnečného žiarenia*

Súčiniteľ využitia energie slnečného žiarenia je definovaný výrazom:

$$\mu_s = \frac{\text{využiteľné tepelné zisky}}{\text{celkové tepelné zisky}}. \quad (6)$$

Využitelné tepelné zisky okien od slnečného žiarenia predstavujú tú časť celkových tepelných ziskov, ktorá znižuje nároky na potrebný vykurovací výkon. Nie sú v nich zahrnuté tepelné zisky okien od slnečného žiarenia, ktoré spôsobujú vzostup teploty vnútorného vzduchu nad hodnotu nastavenú na termostate.

Prepustené slnečné žiarenie za zasklením miestnosti spôsobuje zvýšenie teplôt vnútorných povrchov konštrukcií a teploty vnútorného vzduchu v miestnosti. Za energeticky efektívne (využitelné) tepelné zisky okien možno považovať iba časť z prepustených slnečných ziskov zasklením miestnosti, a to tú, ktorá môže znižovať nároky na potrebný vykurovací výkon pri dodržaní definovaných teplotných podmienok stavu vnútorného prostredia.

Na vyjadrenie súčiniteľa využitia energie slnečného žiarenia treba zaviesť ako pomocnú veličinu pomer energie tepelných ziskov okien od slnečného žiarenia ku vykurovacej energii definovaný výrazom:

$$GLR = \frac{E_s}{E_t + E_v - \mu_{in} \cdot E_{in}} = \frac{E_s}{E_{vyk}} \quad (7)$$

Pomer energie tepelných ziskov slnečným žiarením a tepelných strát budovy je pomer energie tepelných ziskov slnečným žiarením ku vykurovacej energii. Množstvo vykurovacej energie vo výraze (7) sa uvažuje bez tepelných ziskov okien. Je to množstvo vykurovacej energie potrebné na udržanie teploty vnútorného vzduchu na požadovanej hodnote nastavenej na termostate.

Rovnica (2) môže byť prepísaná do tvaru:

$$E = E_{vyk} - \mu_s E_s \quad [MJ]. \quad (8)$$

Hodnoty súčiniteľa využitia energie slnečného žiarenia sa pohybujú v rozsahu od 1 do  $1/GLR$ . V prípade, keď sú veľké tepelné straty budovy v porovnaní s tepelnými ziskami okien, môžeme očakávať, že nikdy nedôjde k prekúreniu v dôsledku energie slnečného žiarenia prepusteného zasklením budovy. Potom pre malé hodnoty  $GLR$  platí:

$$\mu_s = 1. \quad (9)$$

V prípade veľkých hodnôt tepelných ziskov od slnečného žiarenia a nízkych tepelných strát (napríklad na začiatku a konci vykurovacej sezóny), je  $E_{vyk} = 0$  a hodnota súčiniteľa využitia  $\mu_s$  bude pre veľké hodnoty  $GLR$ :

$$\mu_s = \frac{1}{GLR}. \quad (10)$$

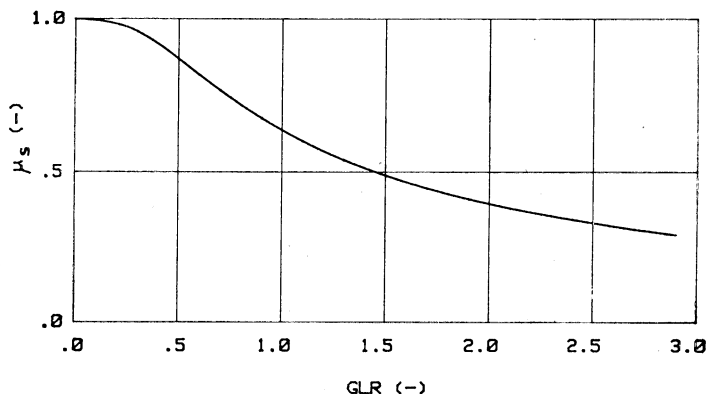
Hodnoty súčiniteľa využitia energie slnečného žiarenia sa získavajú zo súborov výpočtov simulačnými metódami na počítači. Cieľom korelačného procesu je získať funkčné závislosti  $\mu_s = f(GLR)$  pre celé spektrum teplotných situácií vo vykurovacom období. Parametrami sú typy vykurovani a kategórie budov podľa tepel-technických vlastností (ľahké, ťažké, administratívne, obytné a pod.)

Hodnoty súčiniteľa využitia energie slnečného žiarenia uvádza *van Dijk* [8], kde porovnáva rôzne prístupy odvodené v rôznych prácach [1, 9, 10, 11, 13]. Pre naše podmienky doporučujeme využiť vzťah, ktorý vyjadruje túto závislosť v tvare:

$$\mu_s = 1 - e^{-\frac{1}{GLR}}. \quad (11)$$

Tento vzťah možno použiť pre obytné budovy a konvektívny typ vykurovania.

Uvádza ho aj návrh ISO normy [16]. Tento vzťah je veľmi jednoduchý, hoci nevyjadruje explicitne všetky parametre, ktoré sa uplatňujú pri využití energie slnečného žiarenia. Grafické znázornenie vzťahu (11) je na obr. 1. Vzťah bol získaný



Obr. 1. Závislosť súčiniteľa využitia energie slnečného žiarenia od pomeru tepelných ziskov a tepelných strát  $\mu_s = f(GLR)$ .

regresiou zo súboru výpočtov spotreby energie na vykurovanie simulačnou metódou. Zo štruktúry tepelných strát a ziskov sa pre dvojice hodnôt  $\mu_s$  a  $GLR$  získa aproximačný priebeh tejto funkčnej závislosti.

Van Dijk [8] uvádza aj iné regresie tejto závislosti. Zavádza ešte parameter charakterizujúci tepelnú zotrvačnosť budovy, typ vykurovacej sústavy a spôsob jej prevádzky (budova ľahká drevostavba, ťažká administratívna a pod.), a potom používa regresné vzťahy typu:

$$\mu_s = 1 - e^{-K/(GLR-D)}, \quad (12)$$

kde  $K$ ,  $D$  sú regresné koeficienty pre zodpovedajúci parameter.

#### 4.0 VÝPOČET SPOTREBY ENERGIE NA VYKUROVANIE

Výpočet spotreby energie na vykurovanie sa vykoná podľa rovnice (2), kde vyjadríme jednotlivé členy:

$$E_t = \sum_{j=1}^m k_j S_j D \cdot 0,0864 \quad [\text{MJ}] \quad (13)$$

$$E_v = 0,336 V D \cdot 0,0864 \quad [\text{MJ}] \quad (14a)$$

alebo

$$E_v = 1 \, 300 \sum_{k=1}^n (i \, l)_k BMD \cdot 0,0864 \quad [\text{MJ}] \quad (14b)$$

$$\mu_{in} = 1, \quad (15)$$

$$\mu_s = f(GLR) = 1 - e^{-1/GLR} \quad (16)$$

$$E_s = \sum_{i=1}^{ok} S_i T_i E_i, \quad (17)$$

$$D = d (t_i - t_{e,pr}), \quad (18)$$

kde  $k_j$  je súčiniteľ prechodu tepla  $j$ -tej konštrukcie [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ],

$S_j$  plocha  $j$ -tej konštrukcie [ $m^{-2}$ ],

$V$  objemový tok infiltrovaného a vetracieho vzduchu [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ],

$D$  počet dennostupňov v danom mesiaci,

$t_i$  priemerná teplota vnútorného vzduchu [ $^{\circ}C$ ],

$t_{e,pr}$  priemerná mesačná teplota vonkajšieho vzduchu [ $^{\circ}C$ ],

$d$  počet dní v danom mesiaci,

$B$  charakteristické číslo budovy [ $Pa^{0,67}$ ],

$M$  charakteristické číslo miestnosti [—],

$i$  súčiniteľ prievzdušnosti škár okien a dverí [ $m^3 \cdot s^{-1} \cdot Pa^{-0,67}$ ],

$l$  dĺžka škár [m],

$T_i$  priepustnosť slnečného žiarenia  $i$ -tou priesvitnou konštrukciou [—],

$E_i$  plošná hustota dopadajúcej slnečnej energie na  $i$ -tu priesvitnú konštrukciu [ $MJ \cdot m^{-2}$ ].

Tepelná bilancia sa získa zo súčtov spotrieb energie na vykurovanie v jednotlivých mesiacoch vykurovacej sezóny:

$$E = \sum_{j=okt}^{apr} E_j. \quad (19)$$

Nevýhodou použitia vzťahu (14b) je fakt, že sa nemôžu mechanicky použiť hodnoty  $B$  a  $M$  z ČSN 06 0210 [4], lebo tieto hodnoty musia byť zadávané pre každý mesiac vykurovacej sezóny zvlášť.

## 5.0 VONKAJŠIE KLIMATICKÉ PODMIENKY

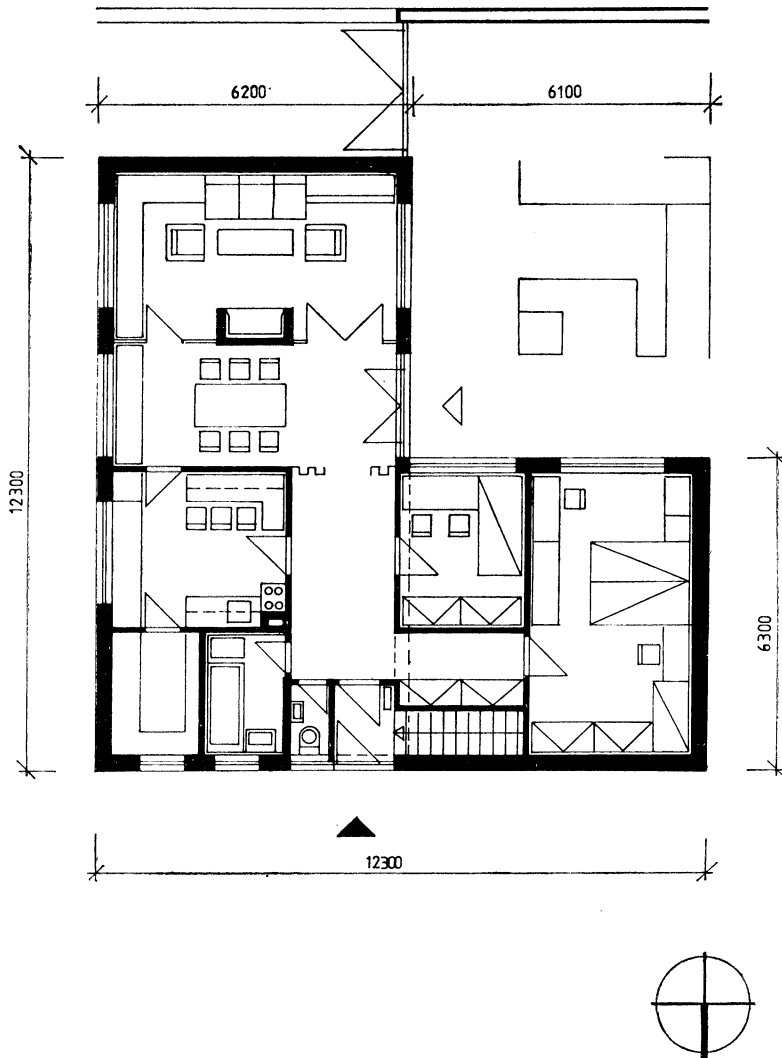
Navrhovaná výpočtová metóda tepelnej bilancie budovy potrebuje zadať vonkajšie klimatické podmienky pre jednotlivé mesiace vykurovacieho obdobia. Zadáva sa priemerná mesačná teplota a plošná hustota dopadajúcej slnečnej energie na zasklenie v danom mesiaci. Tu sa využívajú údaje zo štatistického spracovania teploty vonkajšieho vzduchu v celoročnom priebehu podľa *Halahyju*

Tab. 1. Priemerné mesačné teploty a plošná hustota dopadajúcej slnečnej energie pre Prahu

E [ $MJ \cdot m^{-2}$ ]							
Orientácia,	Mesiac						
	OKT	NOV	DEC	JAN	FEB	MAR	APR
H	214,024	104,742	73,659	90,014	150,815	304,898	443,401
J	235,235	119,956	85,759	115,942	173,806	308,394	321,145
V, Z	125,420	65,509	41,929	53,251	87,878	183,798	253,026
S	63,743	41,062	30,445	35,014	52,459	89,147	127,951
JV, JZ	194,699	110,736	70,013	93,013	141,749	264,144	308,473
SV, SZ	77,346	42,296	31,046	35,924	56,009	109,444	171,061
$t_{e,pr}$ [ $^{\circ}C$ ]	8,3	2,7	-1,5	-2,8	-1,8	2,0	8,4
$D$	362,7	519,0	665,5	706,8	610,4	558,0	348,0



[17]. Dostupná energia slnečného žiarenia v jednotlivých mesiacoch vykurovacieho obdobia podľa *Kittlera a Miklera* [18] určovaná metódou SOLEN sa udáva plošnou hustotou dopadajúcej energie na zasklenie v danom mesiaci. V *tab. 1* sú uvedené výpočtové hodnoty vonkajších klimatických podmienok pre lokalitu Prahy. Je to súbor údajov potrebných k výpočtu tepelnej bilancie budovy korelačnou metódou z mesiaca na mesiac. Pre iné lokality v ČSSR treba použiť zodpovedajúce údaje podľa [17, 18]. Súčiniteľ využitia energie slnečného žiarenia nezávisí na lokalite v ktorej ho určujeme. Vzhľadom na definovaný pomer energie tepelných ziskov a vykurovacej energie, zavedený rovnicou (7), jednotlivé lokality sa líšia



Obr. 2. Pôdorys rodinného domu.

iba polohou na osi  $GLR$ . Takže rozdiely medzi jednotlivými lokalitami sú v dostupnosti energie slnečného žiarenia a v hodnotách teploty vonkajšieho vzduchu, to však znamená iba posun na osi  $GLR$ .

## 6.0 PRÍKLAD VÝPOČTU

Vypočítame spotrebu energie na vykurovanie jednopodlažného átriového rodinného domu podľa obr. 2. Základné tepelnotechnické vlastnosti obvodových konštrukcií sú uvedené v tab. 2. Uvažujeme priemernú teplotu vnútorného vzduchu

Tab. 2. Tepelnotechnické vlastnosti konštrukcií rodinného domu

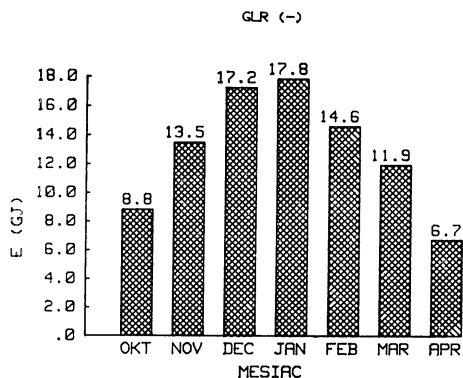
Konštrukcia	Plocha [m <sup>2</sup> ]	$k$ [W . m <sup>-2</sup> . K <sup>-1</sup> ]	$k \cdot S$ [W . K <sup>-1</sup> ]
Strop	97,0	0,455	44,135
Obvodové steny	108,9	0,833	90,967
Vonkajšie dvere	3,9	1,8	7,092
Okná na sever	2,7	2,9	7,830
Okná na juh	6,0	2,9	17,400
Okná na východ	9,0	2,9	26,100
Okná na západ	6,9	2,9	20,126
Podlaha na teréne	97,0	1,2	116,400

Tab. 3. Tepelné straty a zisky po mesiacoch, spotreba energie

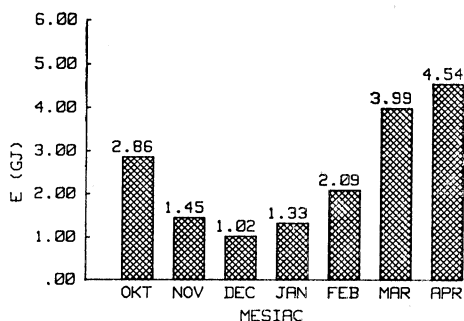
Mesiac —	$E_t$ [GJ]	$E_v$ [GJ]	$E_{in}$ [MJ]	$E_{vyk}$ [GJ]	$E_s$ [GJ]	$GLR$ [—]	$\mu_s$ [—]	$E$ [GJ]
Október	11,363	1,143	803,52	11,704	2,915	0,249	0,982	8,841
November	14,094	1,637	777,60	14,953	1,454	0,097	1,000	13,499
December	16,964	2,102	803,52	18,263	1,025	0,056	1,000	17,239
Január	17,707	2,229	803,52	19,133	1,327	0,069	1,000	17,805
Február	15,477	1,925	725,76	16,677	2,093	0,126	1,000	14,584
Marec	14,964	1,759	803,52	15,920	4,067	0,255	0,980	11,934
Apríl	10,941	1,097	777,60	11,261	5,108	0,454	0,890	6,717

$t_i = 20^\circ\text{C}$ . Pre zjednodušenie výpočtu sa uvažuje, že objekt nie je podpivničený. Pod podlahou na teréne sa uvažuje teplota zeminy  $+5^\circ\text{C}$ . Objekt je situovaný v Prahe v chránenej polohe. Priemerná intenzita výmeny vzduchu pri infiltrácii a nútenom vetraní sa uvažuje s hodnotou  $n = 0,4 \text{ h}^{-1}$ . Vnútorné zdroje tepla sa uvažujú s hodnotou  $P = 300 \text{ W}$ . Pripustnosť slnečného žiarenia zasklením sa uvažuje s hodnotou  $T = 0,81$ .

Výpočet spotreby energie na krytie tepelných strát transmisíou  $E_t$ , vetraním a infiltráciou  $E_v$  bol urobený pre jednotlivé mesiace vykurovacieho obdobia podľa vzťahov (13) a (14a). Údaje sú uvedené v tab. 3. Tepelné zisky slnečným žiarením podľa vzťahu (17) sú v tabuľke 3 spolu s hodnotami veličín  $GLR$  a  $\mu_s$ . Spotreba



Obr. 3. Histogram spotreby energie na vykurovanie po mesiacoch



Obr. 4. Histogram energeticky efektívnych tepelných ziskov po mesiacoch

energie na vykurovanie podľa jednotlivých mesiacov je znázornená histogramom na obr. 3. Energeticky efektívne tepelné zisky okien ako hodnota súčinu  $\mu_s \cdot E_s$  sú znázornené histogramom na obr. 4.

## 6. ZÁVER

Navrhovaná metóda „predurčovania“ spotreby energie na vykurovanie umožňuje relatívne jednoduchým spôsobom bilancovať spotrebu vykurovacej energie v mesiacoch sa klimatických podmienkach vykurovacej sezóny. Napriek niektorým zjednodušeniam táto výpočtová metóda bilancuje energetickú spotrebu vykurovania s uvážením vplyvu energie slnečného žiarenia. Metóda popísaná v príspevku využíva klimatické údaje z posledných klimatologických analýz výskytu teploty vonkajšieho vzduchu a dostupnosti energie slnečného žiarenia v rôznych lokalitách ČSSR. Bilancuje spotrebu energie s časovým krokom jedného mesiaca, a tým rešpektuje priebeh teplotnej vlny vo vykurovacom období. Súčiniteľ využitia energie slnečného žiarenia bol odvodený z rozsiahlych súborov simulačných výpočtov rešpektujúcich neustálený teplotný stav. Tento korelačný parameter umožnil vyjadriť vplyv energie slnečného žiarenia na tepelnú bilanciáciu budov vo vykurovacom období. Započítavanie vplyvu energie slnečného žiarenia je zvlášť potrebné u objektov so zníženou spotrebou energie, kedy sa tieto zisky viac uplatnia pri znížených tepelných stratách objektov.

## LITERATÚRA

- [1] IEA Annex XII: Calculation of Seasonal Heat Loss and Gain through Windows; a comparison of some simplified models. 1986.
- [2] Kallblad K.: Calculation Methods to predict Energy Savings in Residential Building, IEA report Annex III, Stockholm 1983.
- [3] ČSN 73 0549 Tepelné technické vlastnosti stavebných konštrukcií a budov. Výpočtové metódy.
- [4] ČSN 06 0210 Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění.
- [5] Gertis K.: Passive Solarenergienutzung, Umsetzung von Forschungserkenntnissen in den praktischen Gebäudeentwurf, Bauphysik No. 6, 1983.

- [6] *Hauser G.*: Naherungsformel zur einfachen Berechnung von Strahlungs- gewinnkoeffizienten. Bauphysik No. 2, 1988.
- [7] DIN 4108 Wärmeschutz im Hochbau (Aug. 1981)
- [8] *van Dijk, Arkestein C. A. K.*: Windows and Space Heating Requirements. Delft 1987.
- [9] Methode simplifiée de calcul des performances thermiques d'une habitation solaire passif (LESO-A), EPFL Lausanne 1983.
- [10] *Nielsen A. F.*: EFBI, Energy consumption calculation method. Proc. Conference Windows in Building Design and Maintenance. Gothenburg 1984.
- [11] SiA 180/3, Consommation annuelle d'énergie thermique dans le bâtiment. Zurich 1980.
- [12] CSTS Technical Note 155, Estimation of the net energy demand for the heating of buildings. Belgian Building Research Institute Brussels 1984.
- [13] *Barakat S. A., Sander D. K.*: A simple method for determining the heating requirements of direct-gain passive solar houses. DBR. NRC Ottawa 1982.
- [14] *Barakat S. A., Sander D. M.*: Utilization of solar gain through windows for heating houses. DBR NRC Ottawa 1982.
- [15] *Barakat S. A.*: NRCC Passive solar test facility description and data reduction. DBR, NRC Ottawa 1984.
- [16] ISO TC 163/SC 2. Draft: Thermal Insulation — Calculation of Space Heating Requirements — Residential Buildings. 1987.
- [17] *Halahyja K. a kol.*: Model klimatických faktorov pre jednotlivé lokality územia ČSSR. Správa pre prieb. op. II-8-5/06. SvF Bratislava 1987.
- [18] *Kittler R., Mikler J.*: Základy využívania snečného žiarenia. VEDA SAV Bratislava 1986..
- [19] *Balcomb J. D. a. o.*: Passive Solar Heating Analysis, A Design Manual Los Alamos/ASHRAE publication 1984.
- [20] *Piršel L., Chmúrny I.*: Korelačná metóda výpočtu spotreby energie na vykurovanie budov za nestacionárneho teplotného stavu. Stavebnícka ročenka 1990. Alfa Bratislava (v tlači).
- [21] *Chmúrny I., Piršel L.*: Návrh korelačnej metódy výpočtu spotreby energie na vykurovanie budov. Zborník vedeckých prác SvF 1988 Alfa Bratislava (v tlači).

## ПРЕДЛОЖЕНИЕ НОВОГО МЕТОДА РАСЧЕТА РАСХОДА ЭНЕРГИИ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ

*Инж. Иван Хмурны, к. т. н., Инж. Ладислав Пиршел, к. т. н.*

В статье приводится расчет расхода энергии для отопления зданий при помощи метода корреляции с месяца на месяц. В тепловом балансе считается с влиянием энергии солнечной радиации. Коэффициент использования энергии солнечной радиации выведенный как функция отношения тепловых прибылей и тепловых потерь здания.

## PROPOSAL OF A NEW CALCULATING METHOD FOR POWER CONSUMPTION REQUIRED FOR HEATING OF BUILDINGS

*Ing. Ivan Chmúrny, CSc., Ing. Ladislav Piršel, CSc.*

The calculating method for the power consumption required for heating of a building which is based on the correlation method between two months is presented in the article. The solar radiation energy effect is considered in the thermal balance there. The coefficient of the solar energy radiation utilization is derived there as a function of the proportion between the thermal gains and the thermal losses of the building.

## ENTWURF EINER NEUEN BERECHNUNGSMETHODE DES ENERGIEVERBRAUCHS FÜR DIE HEIZUNG DER GEBÄUDE

*Ing. Ivan Chmúrny, CSc., Ing. Ladislav Piršel, CSc.*

Man führt die Berechnung des Energieverbrauchs für die Heizung eines Gebäudes mit Hilfe der Korrelationsmethode von einem Monat zum anderen Monat ein. In der Wärmebilanz nimmt man in Betracht den Einfluss der Sonnenstrahlungsenergie. Der Nutzungskoeffizient der Sonnenstrahlungsenergie, ist als die Funktion eines Verhältnisses der Wärmegewinne und der Wärmeverluste eines Gebäudes abgeleitet.

# ENERGETICKÉ ÚSPORY DOSAŽITELNÉ ÚPRAVOU KLIMATIZAČNÍCH ZAŘÍZENÍ

DIPL. ING. MAG. VINKO NASTRAN

*Institut Zoran Rant, Škofja Loka, SFRJ*

DOC. ING. JIŘÍ PETRÁK, CSc.

*ČVUT — FS, Praha*

Některé objekty s většími zdroji tepla, např. výpočetní střediska, vyžadují odvádění tepla i při venkovních teplotách nižších, než jsou teploty požadované v těchto prostorách. V příspěvku je popsáno chladičí zařízení, pracující s výměníkem, který při nižších venkovních teplotách využívá chlad venkovního vzduchu pro chlazení oběhového vzduchu v klimatizovaném prostoru. V případě, že tento výkon není dostatečný, uvádí se postupně do chodu chladičí zařízení. Pro tento systém je provedena energetická bilance a vyhodnoceny úspory energie.

*Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.*

## 1. ÚVOD

Klimatizační zařízení patří dnes mezi nejrozšířenější výrobky oboru vzduchotechniky, nalézající uplatnění v široké oblasti. Výpočetní střediska, laboratoře, průmysl elektrotechnický, přesné mechaniky a další patří mezi pracoviště, u nichž je podmínkou provozu či výroby udržování parametrů vzduch v požadovaných mezích.

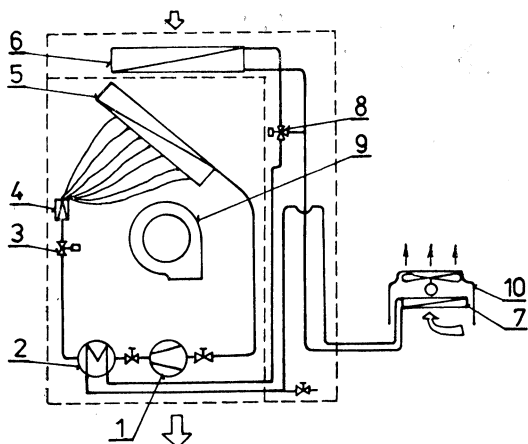
U těchto výrobků je pro chlazení vzduchu použito vždy strojní zařízení, které udržuje teplotu vzduchu v požadované teplotní toleranci bez ohledu na teplotu okolí, přičemž u klasické koncepce je chladičí zařízení v provozu i v těch případech, kdy je teplota okolí nižší než teplota v klimatizovaném prostoru.

Celosvětové trendy vedoucí k úsporám energií a nutnost konkurenceschopnosti výrobků, vedly pracovníky Institutu Zoran Rant k vývoji řady klimatizačních skříní typového označení KOD . . Ge vyznačujících se tím, že v období s teplotou nižší než je teplota v klimatizovaném prostoru je chladičí výkon zcela nebo alespoň z části kryt úsporným systémem bez provozu chladičového kompresoru. Tím je kromě úspory elektrické energie dosaženo prodloužení životnosti zařízení, neboť se sníží provozní doba elementu s nejnižší životností — kompresoru.

## 2. FUNKCE ZAŘÍZENÍ

Na obr. 1 je znázorněno schéma zařízení, z něhož je patrné, že v závislosti na teplotách v klimatizované místnosti a okolí jsou možné tři způsoby provozu:

a) Teplota okolí je podstatně nižší než v klimatizovaném prostoru. Potřebný chladičí výkon zajišťuje úsporný systém, složený ze dvou výměníků tepla (vnějšího a vnitřního) s ventilátory a oběhového čerpadla. Pomocí teplotně vodivých látek (zde směs glykol—voda) je teplo odváděno do okolí. Chladičí výkon tohoto systému závisí přímo na rozdílu teploty vnitřní a vnější. Vynaložená energie je součtem příkonu motorů ventilátorů a čerpadla.



Obr. 1

- 1 Kompresor
- 2 Kondenzátor
- 3 Elektromagnetický ventil
- 4 Termostatický expanzní ventil
- 5 Výparník
- 6 Vnitřní výměník tepla
- 7 Vnější výměník tepla
- 8 Trojcestný ventil
- 9 Ventilátor
- 10 Ventilátor

- b) Teplota okolí je o málo nižší, než teplota vnitřní. Výkon úsporného systému poklesne natolik, že není schopen sám odvést všechno teplo do okolí a proto je nutno alespoň po část dne provozovat navíc chladicí zařízení. Při provozu chladicího zařízení podle konkrétních podmínek může být úsporný systém v provozu, nebo může být odstaven.

V prvním případě je ochlazovaný vzduch předchlazen na vnitřním výměníku úsporného systému a na požadovanou teplotu je dochlazen výparníkem chladicího zařízení. Teplonosná látka, jejíž teplota stoupla průchodem vnitřním výměníkem je zaváděna do kotlového kondenzátoru chladicího zařízení, odnímá kondenzační teplo chladivu a celkové teplo odvádí do okolí prostřednictvím vnějšího výměníku tepla. Úsporný systém je tedy provozován nepřetržitě bez ohledu na chod chladivového kompresoru.

V druhém případě, kdy je úsporný systém mimo provoz při chodu kompresoru, proudí teplonosná látka z vnějšího výměníku přímo do kondenzátoru chladicího zařízení a veškeré teplo z klimatizačního prostoru je odváděno výparníkem chladicího zařízení. Úsporný systém pracující dle bodu a) je v provozu pouze v době klidu chladivového kompresoru.

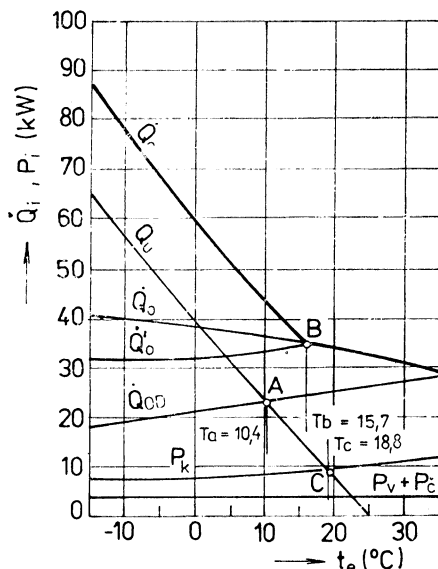
Při provozu zařízení v tomto režimu je chladicí výkon dán součtem výkonu úsporného systému a chladicího zařízení, vynaložená energie součtem příkonů motorů ventilátorů, čerpadla a kompresoru.

- c) Teplota okolí je rovna, resp. vyšší než teplota vnitřní. Za těchto podmínek je veškeré teplo z klimatizovaného prostoru odváděno výparníkem chladicího zařízení a prostřednictvím teplonosné látky jako teplo kondenzační do okolí. Vynaložená energie odpovídá běžnému provozu chladicího zařízení.

### 3. CHARAKTERISTIKA OBJEKTU A KLIMATIZAČNÍHO ZAŘÍZENÍ

Úspora energie dosažitelná takto upraveným klimatizačním zařízením závisí na charakteristice objektu, charakteristice klimatizačního zařízení a klimatických podmínkách.

Charakteristika objektu udává závislost mezi vnitřními tepelnými zisky zvětšenými či zmenšenými o teplo sdílené s okolím na teplotě okolí a představuje tedy množství tepla, jež je zapotřebí odvádět zařízením do okolí v daném období. Nejjednodušší případ nastává při klimatizaci prostoru s konstantním vnitřním tepelným ziskem odpovídajícím např. rovnoměrnému třísměnnému provozu výpočetního centra. Tento případ bude uvažován i v následujícím číselném příkladu, pro nějž je na obr. 2 charakteristika objektu představována křivkou  $\dot{Q}_{OD}$ .



Obr. 2

Charakteristika klimatizačního zařízení je závislost jeho chladicího výkonu a příkonu na teplotě vnitřní a vnější a bude v následujícím představována charakteristikou klimatizační skříně KOD 55 Ge (obr. 2). Charakteristika klimatizační skříně vyjádřená v grafické podobě představuje v souřadnicích  $\dot{Q}_o$  ( $P$ ),  $t_e$  soustavu křivek. Při zjednodušujícím předpokladu, který budeme i my v dalším uvažovat, když vnitřní teplota má být udržována na konstantní výši, přejde charakteristika do jedné křivky výkonové ( $\dot{Q}_c$ ) a jedné příkonové ( $P$ ), jež jsou snadno matematicky vyjádřitelné.

U klimatizačních zařízení opatřených úsporným systémem založeným na výměně tepla mezi klimatizovaným prostorem a okolím pomocí teplonosné látky, mají charakteristiky složitější průběh. Při nízkých okolních teplotách, kdy je v provozu úsporný systém, chladicí výkon roste s poklesem teploty okolí při konstantním příkonu. Při vnějších teplotách pouze o málo nižších než je teplota vnitřní, kdy spolupracuje úsporný systém s chladicím zařízením, je na jedné straně touto kombinací dosaženo většího chladicího výkonu (posuzováno zařízení jako celek), na straně druhé, protože teplonosná látka přichází do kondenzátoru s vyšší teplotou po průchodu vnitřním výměníkem, roste kondenzační teplota a tím klesá výkon

vlastního chladičho zařízení. Tento pochod je doprovázen poklesem hodnoty chladičho faktoru vlastního chladičho zařízení definovaného jako poměr chladičho výkonu ku příkonu. Přitom může poklesnout i příkon kompresoru, protože s růstem kondenzační teploty roste sice tlakový poměr a měrná kompresní práce, klesá ale dopravní účinnost kompresoru a tím i dopravované množství chladiva.

Charakteristiky klimatizační skříně typového označení KOD 55 Ge na obr. 2 platí pro teplotu v klimatizovaném prostoru 25 °C a byly získány pomocí simulačního programu, který byl otestován v širokém rozmezí provozních podmínek porovnaním mezi vypočtenými a naměřenými hodnotami [1, 3]. V obrázku představují:

- křivka  $\dot{Q}_u$  chladičho výkon samotného úsporného systému,
- křivka  $\dot{Q}_o$  chladičho výkon samotného kompresorového chladičho zařízení,
- křivka  $\dot{Q}_c$  chladičho výkon kombinovaného zařízení,
- křivka  $\dot{Q}'_o$  chladičho výkon samotného kompresorového chladičho zařízení při kombinovaném provozu (pokles proti křivce  $\dot{Q}_o$  způsoben vyšší kondenzační teplotou — viz předešlý popis),
- křivka  $P_k$  příkon chladivového kompresoru,
- křivka  $P_v + P_\epsilon$  příkon ventilátorů chladičů a oběhového čerpadla teplotnosné látky (v našem případě konstantní 3,8 kW).

Bod *A* jako průsečík charakteristiky objektu a chladičho výkonu samotného úsporného systému udává teplotu okolí, pod níž může být veškeré teplo z prostoru odváděno jen tímto systémem bez provozu chladičho zařízení.

Bod *B* je definován takovou vnější teplotou, kdy teplotnosná látka se vrací po vychlazení na vnějším výměníku s teplotou tak vysokou, že nemůže již sama přijmout žádné teplo z chlazeného vzduchu. Proto při teplotách okolí vyšších, než odpovídá bodu *B*, je trojcestný ventil při provozu kompresoru přepnut tak, že teplotnosná látka proudí přímo z vnějšího výměníku tepla do kondenzátoru chladičho zařízení. Během provozní přestávky kompresoru může být ale úsporný systém provozován, protože přenosem menšího tepelného výkonu poklesne teplota na výstupu z vnějšího výměníku.

S růstem teploty okolí klesá chladičho výkon úsporného systému a zhoršuje se poměr odváděného tepla k pohonné energii pro ventilátory a čerpadla až v bodě *C* je tento poměr stejný, jako je chladičho faktor strojního chladičho zařízení. Při vyšší teplotě okolí by tedy provozování úsporného systému představovalo ztrátu ve srovnání s klasickým chladičím zařízením a systém je vypnut.

Zrekapitulujeme-li chod klimatizačního zařízení pro případ znázorněný na obr. 2, platí:

Při teplotě okolí nižší než  $t_A$  je v provozu pouze úsporný systém. Mezi teplotami  $t_A$  a  $t_B$  je provoz úsporného systému nepřetržitý s občasným chodem chladičho zařízení. Mezi teplotami  $t_B$  a  $t_C$  je střídavý provoz chladičho zařízení a úsporného systému. Nad teplotou  $t_C$  je v provozu pouze chladičho zařízení. ■

#### 4. ÚSPORA ELEKTRICKÉ ENERGIE

Pro vyčíslení úspory elektrické energie je kromě dříve uvedených charakteristik objektu a zařízení nutno znát klimatické podmínky okolí, tedy celý sledovaný případ situovat na konkrétní geografické místo. Pro názornost o jaké úspory se jedná v našich podmínkách, byl celý další výpočet proveden pro klimatické poměry Prahy s hodnotami resp. metodou popsanou v [2], [5].



Aby mohl být dobře zachycen vliv kolísání teploty okolí během roku, byl výpočet proveden pro jednotlivé krátké časové úseky, přičemž četnost výskytu jednotlivých teplot byla uvažována podle [2], [5]. Charakteristika objektu a zařízení byla převedena z grafické do matematické podoby.

Při výše uvedených zjednodušeních lze charakteristiku objektu a tedy množství odváděného tepla z klimatizovaného prostoru znázorněnou křivkou  $Q_{oD}$  v obr. 2, vyjádřit vztahem

$$Q_{oD} = A + Bt_e \quad [\text{kW}] .$$

Přesto, že charakteristiky klimatizační skříně uvedené na obr. 2 byly získány obecným simulačním programem a jsou tedy k dispozici v matematické podobě, pro zrychlení celého výpočtu byly jednotlivé křivky z obr. 2 popsány jednoduchými polynomy, čímž se snížil čas zpracování na počítači. Pro ilustraci lze uvést, že výpočet jednoho provozního bodu pomocí obecného simulačního programu trvá přibližně 30 sekund, což pro výpočet celoročního provozu s jednodenním intervalem představuje asi 3 hodiny práce počítače. Jednotlivé charakteristiky byly proto popsány jednoduchým vztahem

$$Q_j = \sum_{i=1}^3 A_i t_e^{i-1} \quad [\text{kW}] .$$

Součinitelé  $A_i$  byly vyčísleny pro jednotlivé charakteristiky a uloženy jako prvky  $a_{i,j}$  v matici  $A$  (3, 6).

Dosažená úspora uvedeným zařízením s kombinovaným odvodem tepla z klimatizovaného prostoru závisí značně na době provozu celého zařízení a jeho jednotlivých provozních režimů, pro něž lze vyjádřit dobu provozu za den následujícím způsobem:

pro  $t_e \leq t_A$  (provoz 1 — viz tabulka)

$$\tau_u = \frac{24 \cdot \dot{Q}_{oD}}{\dot{Q}_u} \quad [\text{h den}^{-1}] \quad \tau_k = 0 \quad [\text{h den}^{-1}] ,$$

pro  $t_A < t_e \leq t_B$  (provoz 2)

$$\tau_u = 24 \quad [\text{h den}^{-1}] \quad \tau_k = \frac{24(\dot{Q}_{oD} - \dot{Q}_u)}{\dot{Q}'_o} \quad [\text{h den}^{-1}] ,$$

pro  $t_B < t_e \leq t_c$  (provoz 3)

$$\tau_u = 24 \frac{\dot{Q}_o - \dot{Q}_{oD}}{\dot{Q}_o - \dot{Q}_u} \quad [\text{h den}^{-1}] \quad \tau_k = 24 - \tau_u \quad [\text{h den}^{-1}] ,$$

pro  $t_e > t_c$  (provoz 4)

$$\tau_u = 0 \quad [\text{h den}^{-1}] \quad \tau_k = \frac{24\dot{Q}_{oD}}{\dot{Q}_o} \quad [\text{h den}^{-1}] ,$$

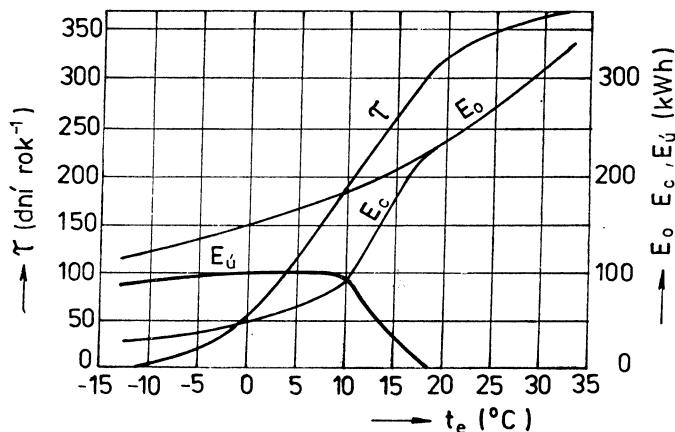
kde  $\tau_u$  [h den<sup>-1</sup>] je denní doba provozu úsporného systému,

$\tau_k$  [h den<sup>-1</sup>] je denní doba chodu chladivového kompresoru.

Na obr. 3 je znázorněn provoz zařízení v klimatických podmínkách Prahy. Křivka  $\tau$  ukazuje četnost výskytu vnějších teplot nižších než  $t_e$  během roku. Křivka  $E_o$  znázorňuje spotřebu elektrické energie pro chlazení objektu klasickým chladičím zařízením. Křivka  $E_c$  spotřebu energie pro chlazení klimatizační skříně KOD 55 Ge, tedy klimatizačním zařízením s úsporným systémem. Křivka  $E_u$  představuje dosažitelnou úsporu pohonné energie.

Tab. 1. Zkrácený výpis celoročního provozu

Den	Provoz	[kW]						[h den <sup>-1</sup> ]				$E_o$	$E_c$	$E_u$	$t_e$ [°C]
		$\dot{Q}_{oD}$	$\dot{Q}_a$	$\dot{Q}_o$	$\dot{Q}_b$	$P_k$	$P_{k'}$	$\tau_k$	$\tau_u$	$\tau_o$	$E_c$				
10	1	19,40	53,43	40,03	—	7,10	—	8,72	11,63	33,12	126,77	93,65	-7,98		
20	1	19,97	48,56	39,56	—	7,24	—	9,87	12,12	37,51	133,83	96,31	-5,13		
30	1	20,39	45,03	39,19	—	7,36	—	10,87	12,49	41,30	139,39	98,09	-3,04		
40	1	20,71	42,36	38,89	—	7,46	—	11,73	12,78	44,58	143,88	99,29	-1,46		
50	1	20,96	40,25	38,65	—	7,54	—	12,50	13,02	47,50	147,61	100,11	-0,19		
60	1	21,17	38,50	38,44	—	7,61	—	13,20	13,22	50,16	150,84	100,68	0,87		
70	1	21,36	36,97	38,25	—	7,67	—	13,86	13,40	52,68	153,74	101,06	1,79		
80	1	21,52	35,61	38,08	—	7,73	—	14,51	13,57	55,13	156,43	101,31	2,62		
90	1	21,68	34,34	37,92	—	7,79	—	15,15	13,72	57,58	159,00	101,43	3,39		
100	1	21,83	33,14	37,76	—	7,84	—	15,81	13,87	60,07	161,51	101,44	4,13		
110	1	21,97	31,98	37,60	—	7,90	—	16,49	14,02	62,66	163,99	101,33	4,84		
120	1	22,11	30,85	37,45	—	7,95	—	17,20	14,17	65,36	166,46	101,10	5,53		
130	1	22,24	29,74	37,29	—	8,00	—	17,95	14,32	68,22	168,96	100,74	6,22		
140	1	22,38	28,64	37,14	—	8,06	—	18,75	14,46	71,26	171,48	100,22	6,90		
150	1	22,51	27,56	36,98	—	8,11	—	19,61	14,61	74,52	174,05	99,53	7,57		
160	1	22,65	26,48	36,82	—	8,17	—	20,53	14,76	78,01	176,66	98,65	8,24		
170	1	22,78	25,41	36,66	—	8,22	—	21,52	14,91	81,78	179,32	97,53	8,91		
180	1	22,92	24,34	36,50	—	8,28	—	22,60	15,07	85,87	182,04	96,16	9,58		
190	1	23,05	23,27	36,33	—	8,34	—	23,77	15,23	90,32	184,81	94,49	10,25		
200	2	23,18	22,21	36,17	38,18	8,40	8,36	24,82	15,38	101,08	187,65	86,57	10,92		
210	2	23,32	21,15	36,00	38,26	8,46	8,43	26,63	15,55	113,33	190,56	77,23	11,59		
220	2	23,45	20,09	35,85	38,35	8,49	8,49	29,36	15,71	125,70	193,55	67,85	12,27		
230	2	23,59	19,03	35,65	38,44	8,58	8,56	33,44	15,88	138,21	196,62	58,41	12,94		
240	2	23,72	17,98	35,47	38,54	8,65	8,62	38,54	16,05	150,88	199,78	48,90	13,62		
250	2	23,86	16,88	35,29	38,63	8,71	8,69	45,15	16,23	163,79	203,06	39,28	14,32		
260	2	24,00	15,79	35,10	38,73	8,78	8,76	54,12	16,41	176,99	206,48	29,49	15,02		
270	3	24,15	14,66	34,90	—	8,85	—	65,42	16,61	190,77	210,09	19,32	15,74		
280	3	24,30	13,49	34,69	—	8,93	—	79,99	16,81	200,43	213,96	13,53	16,50		
290	3	24,46	12,25	34,47	—	9,01	—	97,99	17,03	210,04	218,19	8,15	17,31		
300	3	24,64	10,90	34,22	—	9,10	—	119,86	17,28	219,89	222,95	3,06	18,19		
310	4	24,84	—	33,93	—	9,21	—	147,57	17,57	228,51	228,51	—	19,19		
320	4	25,07	—	33,59	—	9,33	—	179,92	17,92	235,32	235,32	—	20,36		
330	4	25,36	—	33,15	—	9,49	—	214,11	18,36	244,11	244,11	—	21,81		
340	4	25,74	—	32,57	—	9,71	—	256,16	18,96	256,16	256,16	—	23,68		
350	4	26,24	—	31,77	—	10,01	—	273,72	19,82	273,72	273,72	—	26,20		
360	4	26,94	—	30,60	—	10,45	—	301,14	21,13	301,14	301,14	—	29,71		



Obr 3

Tab. 2. Souhrmné výsledky celoročního provozu

Roční spotřeba el. energie při provozu skříně KOD 55 Ge s úsporným systémem	45 186 kWh
Roční spotřeba el. energie klasického klimatizačního zařízení . . . . .	68 944 kWh
Roční úspora elektrické energie . . . . .	23 758 kWh
Roční provozní doba samotného úsporného systému . . . . .	4 851 hodin
Roční provozní doba kompresoru v zařízení KOD 55 Ge . . . . .	2 035 hodin
Roční provozní doba klasického klimatizačního zařízení . . . . .	5 603 hodin

V tab. 1 je uveden zkrácený výpis celoročního provozu. Ze souhrnných výsledků (tab. 2) je patrné, že systém umožňuje v přepokládaném případě roční úsporu asi 23,8 MWh elektrické energie a tedy jeho spotřeba činí pouze 65,5 % spotřeby klasického klimatizačního zařízení.

Kromě dříve uvedených a označených veličin se v tabulce vyskytují následující hodnoty:

- $P'_k$  [kW] příkon kompresoru spojení klasického a úsporného režimu (provoz 2),
- $\tau_o$  [h den<sup>-1</sup>] doba provozu klasického chladicího systému,
- $E_c$  [kWh] spotřeba energie při kombinovaném provozu,
- $E_o$  [kWh] spotřeba energie klasického chladicího zařízení,
- $E_u$  [kWh] úspora energie při kombinovaném provozu.

## 5. ZÁVĚR

Klimatizační zařízení vybavené popsaným úsporným systémem umožňuje úspory elektrické energie zejména v zimním a přechodovém období, tj. v období se zvýšenými nároky na elektrizační soustavu. Lze tedy provoz zařízení hodnotit kladně jak z hlediska uživatele, tak i celospolečenského. Výhodou uvedeného systému je i omezení chodu kompresoru a tím prodloužení životnosti celého zařízení.

V článku je naznačen praktický výpočet při provozu klimatizační skříně KOD 55 Ge, výrobce IMP Lublaň v klimatických podmínkách Prahy. Výpočty byly provedeny na základě teoretické simulace provozu zařízení [3], jež bylo proměřeno v laboratořích Institutu Zoran Rant[4].

## 6. LITERATURA

- [1] *Nastran V., Petrák J.*: Stanovení výkonových charakteristik chladicích zařízení. Průmysl potravin 11/1989.
- [2] *Dvořák Z., Klazar L., Petrák J.*: Tepelná čerpadla. SMTL Praha, 1987.
- [3] *Nastran V.*: Teoretická simulacija glikolne klima omare. Zpráva IZR, 1987.
- [4] *Lebar A.*: Meritve klima omar. Zpráva IZR, 1987.
- [5] *Petrák J.*: Optimalizace vytápěcí soustavy s tepelným čerpadlem. Zpráva ČVUT-FS, 1986.
- [6] *Nastran V., Lebar A.*: Določanje karakteristik vrste klima omar Symposium KGH Bělehrad, 1987.

## ДОСТИЖИМАЯ ЭКОНОМИЯ ЭНЕРГИИ ПРЕОБРАЗОВАНИЕМ ОБОРУДОВАНИЙ ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

*Инж. В. Настрян, Доц. Инж. Й. Петрак, к.т.н.*

Некоторые объекты с большими источниками тепла, напр. вычислительные центры, требуют отвода тепла даже и при наружных температурах, низших чем температуры требуемые в этих пространствах. В статье описывается холодильное оборудование, которое работает с теплообменником, который при низших наружных температурах пользуется холодом наружного воздуха для охлаждения рециркуляционного воздуха в кондиционируемом пространстве. В случае, что эта мощность недостаточна, приводится постепенно в действие холодильное оборудование. Для этой системы был произведен энергетический баланс и оценена экономия энергии.

## ATTAINABLE ENERGY SAVINGS BY ADJUSTMENT OF THE AIR CONDITIONING EQUIPMENT

*Ing. V. Nastran, Doc. Ing. J. Petrák, CSc.*

Some objects with the greater heat sources such as computing centres need heat removal even with the outdoor temperatures lower than temperatures required for such rooms. The cooling equipment with heat exchanger which with lower outdoor temperatures utilizes cold of the outdoor air for cooling of the recirculated air in the conditioned room is described in the article. In the case that this capacity is insufficient the cooling equipment is actuated in successive steps. Power balance and energy savings evaluation are carried out for this system there.

## ERREICHBARE ENERGIEERSPARNISSE DURCH DIE AUSRÜSTUNG DER KLIMAAANLAGEN

*Ing. V. Nastran, Doc. Ing. J. Petrák, CSc.*

Einige Objekte mit den grösseren Wärmequellen, zum Beispiel die Rechenzentralen, verlangen die Wärmeabführung auch bei den niedrigeren Aussentemperaturen als die Temperaturen, die für diese Räume erfordert werden. Im Artikel wird eine mit dem Austausch, der bei den niedrigeren Aussentemperaturen die Kälte der Aussenluft für die Kühlung der Umluft in einem klimatisierten Raum ausnutzt, arbeitende Kühlanlage beschrieben. Im Falle, dass diese Leistung nicht genügend ist, setzt man in Betrieb nach und nach eine Kühlanlage. Man führt die Energiebilanz für dieses System aus und auch bewertet man die Energieersparnisse.

## ÉCONOMIES ÉNERGÉTIQUES OBTENABLES PAR L'AMÉNAGEMENT DES INSTALLATIONS DE CONDITIONNEMENT

*Ing. V. Nastran, Doc. Ing. J. Petrák, CSc.*

Quelques objets avec les sources de chaleur plus grandes, par exemple les centres de calcul, demandent l'évacuation de la chaleur aussi pendant les températures extérieures plus petites que les températures qui sont exigées pour ces espaces. Dans l'article présenté, on décrit une installation frigorifique travaillante avec l'échangeur qui utilise le froid de l'air extérieur pendant les températures extérieures plus petites pour le refroidissement de l'air circulaire dans un espace climatisé. Dans le cas que cette puissance n'est pas suffisante, on met en marche une installation frigorifique successivement. On fait le bilan énergétique pour ce système et on apprécie les économies énergétiques.

# STANOVENÍ PARAMETRŮ VENKOVNÍHO VZDUCHU PRO OPTIMÁLNÍ DIMENZOVÁNÍ KLIMATIZAČNÍCH ZAŘÍZENÍ V PODMÍNKÁCH TROPICKÉHO KLIMATU

ING. LE VAN TRINH

*aspirant ČVUT — fakulty strojní, katedry techniky prostředí*

V příspěvku je proveden rozbor funkce klimatizačního zařízení za předpokladu, že jeho dimenzování není provedeno pro zcela extrémní (letní) podmínky. V diagramu vlhkého vzduchu jsou vyznačeny oblasti stavu venkovního vzduchu, kdy klimatizační zařízení nemůže garantovat požadované parametry. Tyto oblasti jsou rozděleny na dvě pásma: při malém výkonu chladicího zařízení a při nedostatečném přívodu čerstvého vzduchu. Na základě četností stavů vzduchu ve Vietnamu jsou z tohoto rozboru vyvozeny závěry pro dimenzování klimatizačních zařízení v těchto podmínkách.

*Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.*

Pro dimenzování klimatizačních zařízení byla již hodnocena řada různých metod. *Profesor V. N. Bogoslovskij* udává pojem „záruční koeficient“ (ZK) pro parametry venkovního vzduchu na základě teorie pravděpodobnosti výskytu teplot. V případě, že tyto parametry jsou na sobě závislé, např. teplota a vlhkost, je ZK určen vztahem

$$K_{t,\varphi} = K_t \cdot K_{\varphi,t}, \quad (1)$$

kde  $K_{t,\varphi}$  — záruční koeficient (ZK) páru hodnot  $t$ ,  $\varphi$  venkovního vzduchu;

$K_t$  — ZK teplot, tj. četnost (v procentech) výskytu venkovních teplot, které jsou menší nebo rovny dané teplotě;

$K_{\varphi,t}$  — ZK relativních vlhkostí  $\varphi$ , při dodržení příslušné teploty.

Tato metoda se běžně používá. Pro aplikaci v podmínkách tropického klimatu je třeba tuto metodu dále upravit a přesně vymezit termíny „zaručená doba“ a „záruční koeficient“.

Pro projektování optimálního klimatizačního zařízení je důležitá přípustná doba, během které není zaručen požadovaný stav v klimatizovaných prostorách. Je to doba, během níž tepelné zisky, ztráty nebo požadovaný přívod vzduchu překračují jmenovitý výkon zařízení.

Při řešení vycházíme z těchto předpokladů:

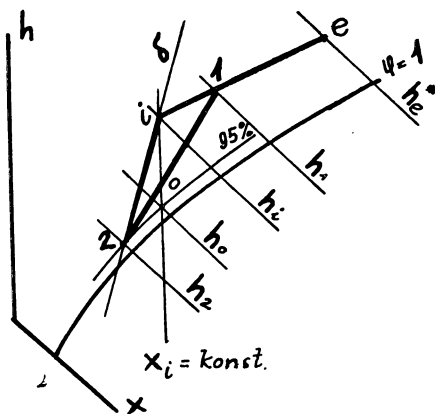
- používáme klimatizační zařízení s obtokem oběhovým vzduchem;
- sluneční sálání, produkce tepla a produkce páry v objektech nejsou závislé na stavu venkovního vzduchu.

Uvažujeme běžný výpočet pro letní provoz v podmínkách tropického klimatu — obr. 1, diagram  $h-x$ . Venkovní vzduch  $e$  se mísí se vzduchem oběhovým  $i$ , pak je ochlazen při současném odvlhčení do stavu 2 a takto upravený vzduch se přivádí do místnosti podle směrového měřítka  $\delta$ . Běžný letní provoz v podmínkách tropického klimatu je význačný tím, že upravený vzduch po ochlazení a odvlhčení vstupuje přímo do místnosti bez dohrátí.

Tepelná zátěž se stanoví rovnicí

$$Q_z = Q_s + Q_i + q_0 V (t_e^u - t_i), \quad (2)$$

kde  $Q_s$  [W] — prostup tepla stěнами,  
 $Q_i$  [W] — tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla,  
 $q_0$  [Wm<sup>-3</sup> K<sup>-1</sup>] — měrné tepelné zisky objektu,  
 $V$  [m<sup>3</sup>] — objem místnosti  
 $t_e^u$  [°C] — určená venkovní teplota (bod  $e$ ),  
 $t_i$  [°C] — vnitřní teplota (bod  $i$ ).



Obr. 1. Letní provoz při podmínkách tropického klimatu v diagramu  $h-x$ .

Vodní zisky v klimatizovaných prostorách

$$M_w = m_o V (x_e^u - x_i) \quad [\text{kg h}^{-1}], \quad (3)$$

kde  $m_o$  — hustota vodních zisků, tj. hmotnost vodní páry [g] připadající na 1 m<sup>3</sup> klimatizovaného prostoru při rozdílu 1gkg<sup>-1</sup> mezi vnější a vnitřní měrnou vlhkostí za hodinu,  
 $x_e^u, x_i$  — měrná vlhkost vzduchu při určené venkovní a vnitřní teplotě.

Směrové měřítko  $\delta$  stavu vnitřního vzduchu je určeno

$$\delta = \frac{Q_z}{M_w} = 10^3 \frac{h_1 - h_2}{x_1 - x_2}. \quad (4)$$

Tuto rovnici můžeme dále upravit na tvar

$$h_2 = h_1 - 10^3 (x_1 - x_2) \cdot \delta. \quad (5)$$

Při změnách stavu venkovního vzduchu se mění také  $Q_z$ ,  $M_w$  i  $\delta$ , tj. bod 2 se posune až na čáru  $\varphi = 0,95$ . Pro ni platí

$$h_2 = ax_2 + b. \quad (6)$$

Pro vyšší teploty je:  $a = 0,88$ ;  $b = 1$

Ze vztahů (4), (5), (6) se stanoví

$$h_2 = \frac{a M_w h_1 - 10^{-3} h_o Q_z}{a M_w - 10^{-3} Q_z}. \quad (7)$$

Prívod vzduchu bude

$$V^u = \frac{Q_z}{h_1 - h_2}. \quad (8)$$

Dosadíme-li  $Q_z$  ze vztahu (2) a  $h_2$  ze vztahu (7) do vztahu (8), dostaneme

$$V^u = \frac{Q_s + Q_i + q_0 V(t_e^u - t_i) - 10^3 a [M_w + m_0 V(x_e^u - x_i)]}{h_1 - h_0}, \quad (9)$$

kde  $h_0 = ax_i + b$ ;  $ax_0 = x_i$ .

Rovnice (9) vyjadřuje vztah mezi vypočteným průtokem vzduchu klimatizačním zařízením a určenými parametry  $t_e^u$ ,  $x_e^u$  venkovního vzduchu. Ostatní veličiny jsou konstanty.

Uvažujeme-li  $V^u$  jako proměnnou (její hodnota se mění v závislosti na  $\delta$ ),  $t_e^u$  a  $x_e^u$  jako závislé proměnné, dostaneme

$$t_e^u = A_1 x_e^u + B_1, \quad (10)$$

$$\text{kde } A_1 = \frac{10^3 a m_0}{q_0}, \quad (11)$$

$$B_1 = \frac{V^u (h_1 - h_0) - Q_s - Q_i + q_0 V t_i + 10^3 a (x_i - m_0 x_i)}{q_0 V}. \quad (12)$$

Vztah (10) je rovnicí trajektorie všech bodů stavů venkovního vzduchu, kdy pracuje klimatizační zařízení s ustáleným průtokem vzduchu  $V^u$ . Nazýváme ji limitní křivkou vypočteného průtoku vzduchu.

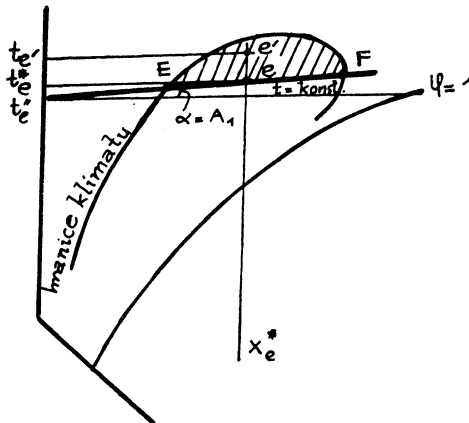
Pro některé objekty, např. divadlo, kino, veřejný sál apod. s obyčejnými stěnami lze v tropickém pásmu používat

$$q_0 = (0,17 \text{ až } 0,29) \text{ W m}^{-3} \text{ K}^{-1},$$

$$m_0 = (0,3 \text{ až } 0,5) \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^{-3} \text{ h}^{-1}.$$

Protože koeficient  $A_1$  v rovnici (10) je malý, limitní křivka vypočteného průtoku vzduchu nemá velkou odchylku od izotermy.

Vezmeme-li nový stav  $e'$  (viz obr. 2), kde  $t_{e'}^u > t_e^u$  při konstantní  $x_e^u$ , pak podle vztahu (10) hodnota  $B$  roste. Tento případ nelze zajistit klimatizačním zařízením



Obr. 2. Limitní křivka průtoku vzduchu.

projektovaným pro stav *e*. To znamená, že šrafovaná oblast nad limitní křivkou EF je oblast stavů venkovního vzduchu, ve kterém nejsou zajištěny požadované vnitřní parametry při vypočteném průtoku.

Uvažujme jmenovitý chladičí výkon zařízení  $Q_{ch}^u$ :

$$Q_{ch}^u = V^u(h_1 - h_2) = V^u(h_1 - h_i) + V^u(h_i - h_2), \quad (13)$$

kde podle (8)

$$V^u = (h_1 - h_2) = Q_2. \quad (8')$$

Při poměru mísení čerstvého a oběhového vzduchu odpovídajícího hygienickým předpisům dostaneme

$$\frac{nV_e^c}{V^u} = \frac{h_1 - h_i}{h_e^u - h_i},$$

odtud

$$V^u(h_1 - h_i) = nV_e^c(h_e^u - h_i), \quad (14)$$

kde  $n$  — počet lidí v klimatizovaném prostoru,

$V_e^c$  — přívod čerstvého vzduchu na osobu [ $\text{kg h}^{-1}$ ],

$V_e^c = 30 - 40 \text{ kg h}^{-1}$  na osobu.

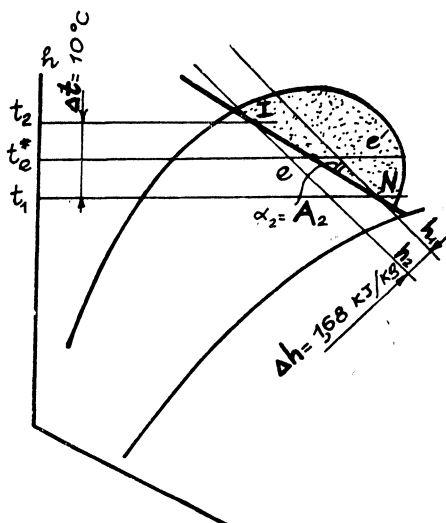
Použitím (8'), (14) a (2) můžeme psát vztah (13) v jiné formě

$$Q_{ch}^u = nV_e^c(h_e^u - h_i) + Q_s + Q_l + G_oV(t_e^u - t_1). \quad (15)$$

Podobně jako pro  $V^u$  uvažujeme  $Q_{ch}^u$  jako proměnnou,  $h_e^u$  a  $x_e^u$  jako závislé proměnné, potom dostaneme

$$h_e^u = A_2 x_e^u + B_2, \quad (16)$$

$$A_2 = -\frac{q_o V}{n V_e^c}, \quad (17)$$



Obr. 3. Limitní křivka chladičího výkonu.

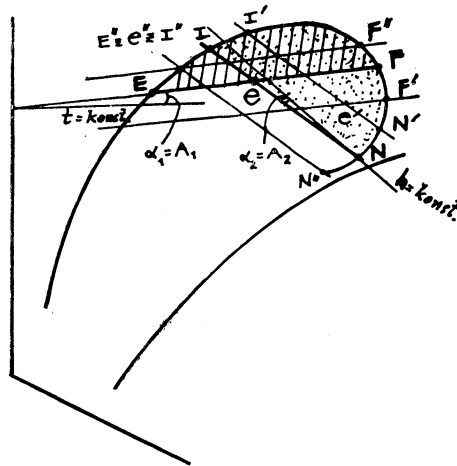


$$B_2 = \frac{Q_{\text{ch}}^u - Q_i - Q_s + q_0 V t_i + n V e_i^k}{n V e_i^k} \quad (18)$$

Vztah (16) je rovnicí limitní křivky chladicího výkonu (viz obr. 3, křivka IN). Pro divadla, kina apod., je-li  $n = 1\,000$  lidí,  $V = 8\,000\text{ m}^3$ ,  $V_e^k = 40\text{ kg h}^{-1}$  na osobu a  $q_0 = 0,23\text{ W m}^{-3}\text{ K}^{-1}$  je  $A_2 = -0,046$ . To znamená, že mění-li se určená teplota o  $\Delta t = t_2 - t_1 = 10\text{ }^\circ\text{C}$ , mění se entalpie v rozmezí intervalu  $\Delta h = h_N - h_I = 1,68\text{ kJ kg}^{-1}$ .

Odchylku čáry IN od čáry  $h = \text{konst.}$  v některých případech můžeme zanedbat. Všechny body stavu venkovního vzduchu na čáře IN mají stejný jmenovitý chladicí výkon  $Q_{\text{ch}}^u$ .

Vezmeme-li nový stav  $e'$  (obr. 3), kde  $h_{e'} > h_e$  při  $u = \text{konst.}$ , pak podle vztahu (16)  $B_2$  roste. Tento případ není možný, a proto tečkovaná oblast nad křivkou IN je oblast stavů venkovního vzduchu, kterou nepokrývá jmenovitý chladicí výkon. Podle určeného bodu stavu venkovního vzduchu kreslíme: EF je limitní křivka průtoku vzduchu a IN je limitní křivka daného chladicího výkonu. Oblast eEIFN



Obr. 4. Stanovení doby, kdy není zaručen chladicí výkon ani požadovaný průtok vzduchu.

je oblast stavu venkovního vzduchu, při níž není v létě zajištěn požadovaný stav vnitřního vzduchu (obr. 4). Četnost výskytu stavů v této oblasti je nezaručená doba v létě  $\sum T$

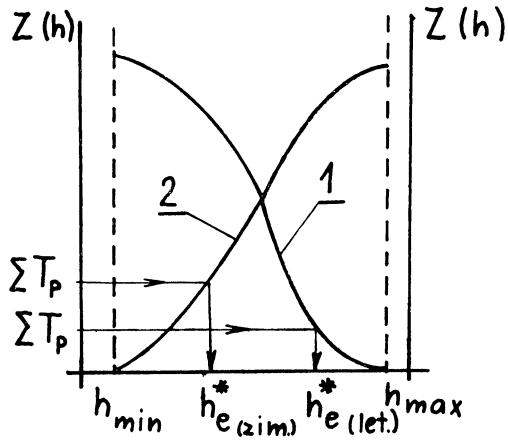
$$\sum T = f(\sum T_{\text{Qch}}, \sum T_v) \quad (19)$$

kde  $\sum T_{\text{Qch}}$  — počet hodin, kdy chladicí výkon nepokrývá požadavky,

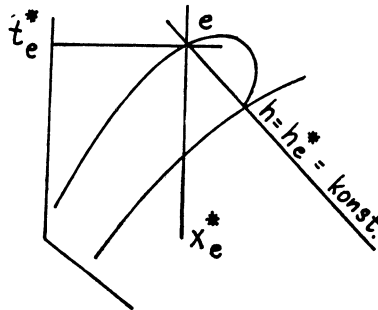
$\sum T_v$  — počet hodin, kdy přívod vzduchu nevyhovuje (šrafovaná plocha nad křivkou EF).

Pro stejnou hodnotu  $\sum T$ , tj. stejný nezaručený koeficient  $K$ , můžeme posunout křivku průtoku na  $E' F'$  a posunout křivku chladicího výkonu na  $I' N'$ . Tím dostaneme bod  $e'$  pro dobu výskytu venkovních stavů v oblastech

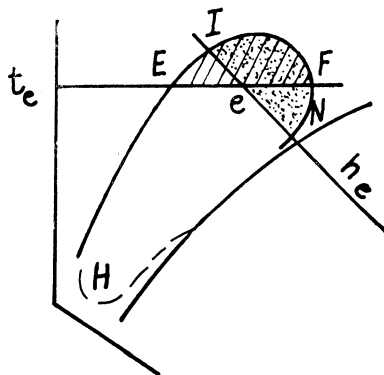
$$\tau_{(eEIFN)} = \tau_{(e'E'F'N')} = \sum T.$$



Obr. 5. Grafické zobrazení vztahu mezi četností výskytu entalpie  $Z_h$  a hodnotou entalpie  $h$  (1 — klesající akumulační křivka, 2 — stoupající akumulační křivka).



Obr. 6. Horní hranice klimatu v diagramu  $h-x$  — určení hodnoty  $h$



Obr. 7. Určení parametrů venkovního vzduchu pro výpočet

V případě bodu  $e'$  vypočtený průtok vzduchu zařízením bude menší, ale jmenovitý chladicí výkon bude větší, než v bodě  $e$ . Je-li křivka průtoku posunuta výše a křivka chladicího výkonu níže, nastane opačný proces.  $E''F''$  je mezní křivka, kam až můžeme posunout křivku průtoku.

V tomto případě mezní křivka chladicího výkonu je  $I''N''$ . Bod určující stav vzduchu  $e''$  je průsečík křivky chladicího výkonu s horní hranicí klimatu. Zde je zřejmé, že nezaručená oblast chladicího výkonu ( $I''I''F''N''$ ) překrývá úplně nezaručenou oblast průtoku vzduchu ( $I''II''F''$ ). Vypočtený průtok vzduchu zařízením je největší a jmenovitý chladicí výkon nejmenší.

Po teoretické stránce musíme dále zhodnotit vztah (19) pro stanovení optimálních hodnot. Lze to zjednodušit tímto postupem: Cena chladicího výkonu a chladicího zařízení je větší než cena spotřebované elektrické energie a materiálu. Proto optimální bod bude  $e'$ , to znamená, že

$$\sum T = \sum T_{Qch}.$$

Dále uvažujeme, že mezní křivky průtoku vzduchu a chladicího výkonu jsou totožné s křivkou  $t = \text{konst.}$  a  $h = \text{konst.}$  Potom

$$\sum T = \sum T_{Qch} = \sum T_h, \quad (20)$$

$$\sum T_v = \sum T_t, \quad (21)$$

kde  $\sum T_h$  — doba výskytu entalpie venkovního vzduchu, jejíž hodnota je rovná nebo větší než daná hodnota  $h$  (může to být hodnota  $h_e$  určeného stavu  $e$ ),

$\sum T_t$  — platí závěry jako pro  $\sum T_h$ , místo s entalpií se pracuje s teplotou.

Tím dostaneme metodu určení letních parametrů venkovního vzduchu pro optimalizaci zařízení.

Na obr. 5 je graficky zobrazen vztah mezi četností výskytu entalpie  $Z(h)$  a hodnotou entalpie  $h$ . Pomocí tohoto diagramu můžeme určit příslušnou hodnotu  $h$ , známeli  $\sum T_p$  (přípustná nezaručená doba). Tato hodnota  $h$  je využita při určení průsečíku  $e$  čáry  $h = h_e^u = \text{konst.}$  s horní hranicí klimatu v diagramu  $h-x$  (obr. 6). Tento průsečík je bod hledaného rovnovážného stavu, kde stanovíme hodnoty  $t_e^*$  a  $x_e^*$ .

Je-li  $M$  celková nezaručená doba v letní sezóně, stanoví se obecný záruční koeficient v létě

$$K = \frac{M - \sum T_{h \geq h_e} - \tau_{(EIE)}}{M}, \quad (22)$$

kde  $\tau_{(EIE)}$  — doba výskytu bodů stavu v oblasti EIE.

Násobíme-li čítec a jmenovatel rovnice (22) výrazem  $(M - \sum T_{h \geq h_e})$ , dostaneme

$$K = \frac{M - \sum T_{h \geq h_e}}{M} \cdot \frac{M - \sum T_{h \geq h_e} - \tau_{(EIE)}}{M - \sum T_{h \geq h_e}},$$

označíme dále

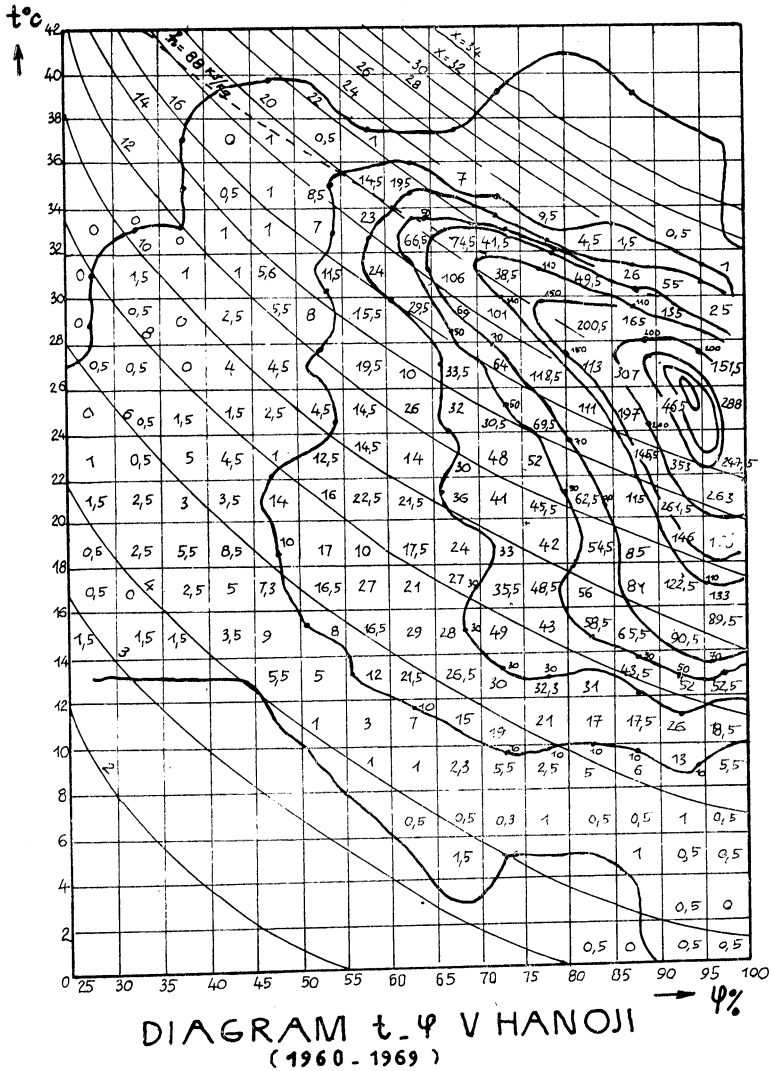
$$K_h = \frac{M - \sum T_{h \geq h_e}}{M},$$

$$K_{t/h} = \frac{M - \sum T_{h \geq h_e} - \tau_{(EIE)}}{M - \sum T_{h \geq h_e}} = \frac{\tau_{(EeNH)}}{\tau_{(INH)}},$$

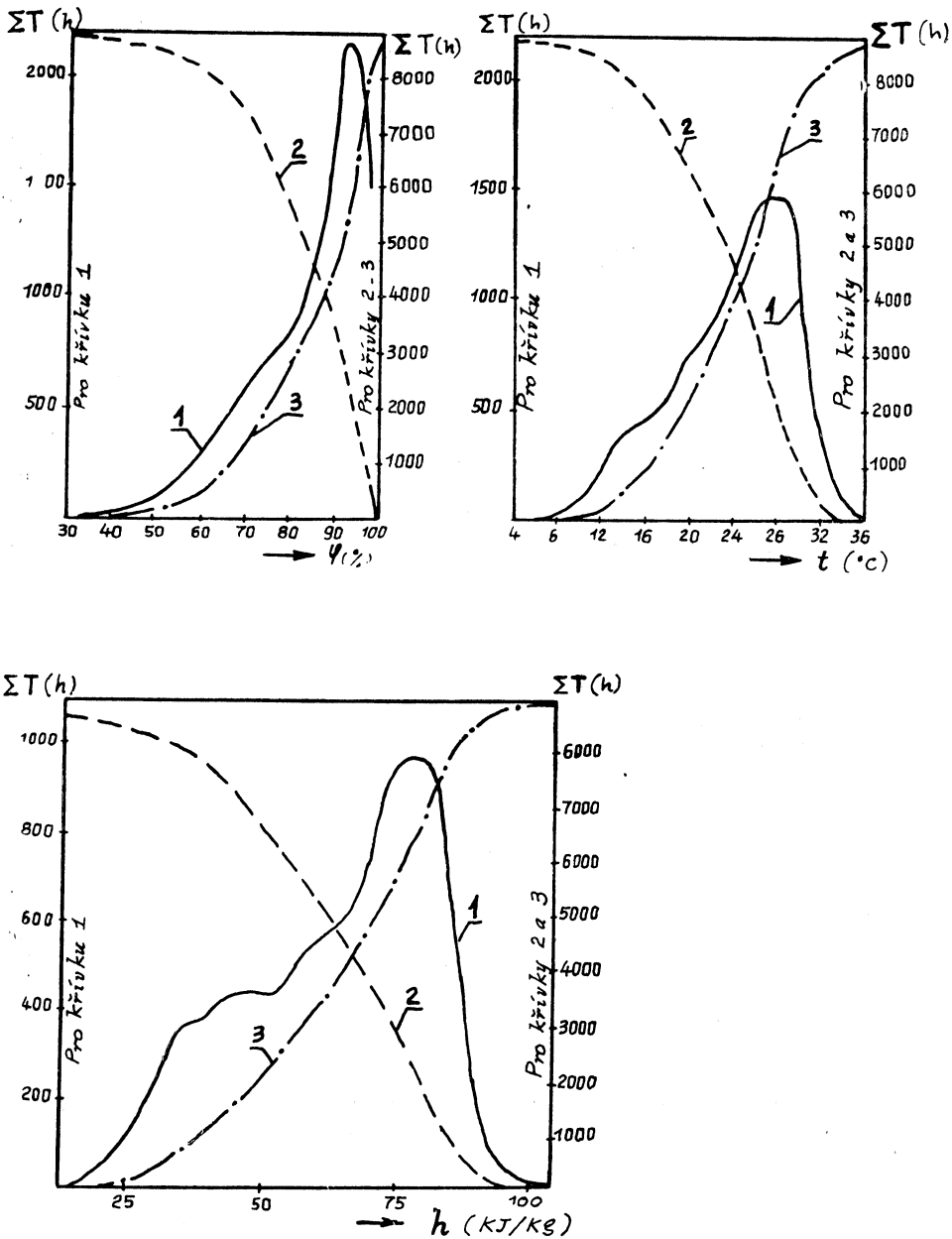
kde  $K_h$  — záruční koeficient podle entalpie  $h$ ,

$K_{t/h}$  — záruční koeficient teploty  $t$  při zaručené entalpii  $h$ .

Zde je zřejmé, že pro optimální klimatizační zařízení odpovídá určení parametrů venkovního vzduchu stanovení dvou ZK entalpie  $h$  a teploty  $t$ . V případě, že se určuje bod stavu vzduchu pro výpočet podle obr. 7, jsou odpovídající hodnoty  $K_{t/h} = 1$  a  $K = K_{Qch} = K_h$ .



Obr. 8. Diagram  $t-\varphi$  v Hanoji (1960—1969). Číslo v každém čtverečku je četnost ročního výskytu stavu venkovního vzduchu, odpovídající teplotě a vlhkosti.



Obr. 9. Diagram četnosti vlhkosti  $\varphi$ , teploty  $t$  a entalpie  $h$  venkovního vzduchu v Hanoji  
 ————— četnost v daném intervalu,  
 - - - - - četnost parametru, který je rovný nebo větší než daná hodnota,  
 - · - · - - četnost parametru, který je rovný nebo menší než daná hodnota.

## ЗАВĚР

Na základě stanovení procesů úpravy vzduchu a optimalizačního pracovního režimu klimatizačních zařízení byla odvozena metoda, která dovoluje stanovit parametry venkovního vzduchu pro výpočet klimatizačních zařízení podle četnosti výskytu nebo podle záručního koeficientu dvou veličin — entalpie  $h$  a teploty  $t$ .

Od roku 1980 jsme pro stanovení určených parametrů podle této metody stanovili postup zpracování klimatických údajů na počítači Minsk-22 podle dvojice parametrů  $t - \varphi$ , podle četnosti jednotlivých parametrů  $t$  a  $h$ . Na obr. 8 a obr. 9 jsou výsledky měření, která byla provedena v rozmezí let 1960 až 1969 v Hanoji.

## LITERATURA

- [1] Gumenev P. I.: Izučeniya termoregulacii v gygienie i fiziologii truda, MEDGYZ, 1962.
- [2] Donald Hay.: Summer design temperature. Heating, Piping and Air Conditioning, No 6-1954.
- [3] Chyský J.: Vlhký vzduch, Praha 1977, SNTL.
- [4] Le Van Trinh: Metodika opredelenija parametrov naružnovo vozducha pri projektirovanji sistem kondicionirovanija vozducha, Mikroklimat zdaniy v uslovijach zarko-vlažnovo klimata, Hanoj, 1983.
- [5] Parmelle C. V.: Silivan G. E.: Weather Data Analysis for Cooling System Design, Heating, Piping and Air Conditioning No 4-1955.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ ОПТИМАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗМЕРОВ ОБОРУДОВАНИЙ ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В УСЛОВИЯХ ТРОПИЧЕСКОГО КЛИМАТА

*Инж. Ле ван Тринг*

В статье приводится анализ функции оборудования для кондиционирования воздуха при условии, что определение размеров оборудования невыполнено для целиком экстремальных (летних) условий. В диаграмме влажного воздуха обозначены области состояния наружного воздуха, когда оборудование для кондиционирования воздуха не может гарантировать требуемые параметры. Эти области разделены на две зоны: при малой холодопроизводительности холодильного оборудования и при недостаточном подводе свежего воздуха. На основе многочисленностей состояний воздуха в Вьетнаме выведены из этого анализа заключения для определения размеров оборудования для кондиционирования воздуха в этих условиях.

## DETERMINATION OF THE OUTDOOR AIR PARAMETERS FOR OPTIMUM DIMENSIONING OF AN AIR CONDITIONING EQUIPMENT IN THE TROPICAL CLIMATE CONDITIONS

*Ing. Le van Trinh*

An analysis of the air conditioning equipment function on the assumption that its dimensioning is not carried out for the entirely extreme (summer) conditions is discussed in the article. The area of the state of the outdoor air when the air conditioning equipment can't secure the requisite parameters is marked in the humid air diagram. This area is divided into the two zones: one zone is for the low capacity of the cooling equipment and the second zone is for the insufficient air supply. Conclusions for dimensioning of the air conditioning equipment in these conditions are derived from this analysis on the basis of air conditions in Viet-nam.

## BESTIMMUNG DER PARAMETER DER AUSSENLUFT FÜR DIE OPTIMAL-DIMENSIONIERUNG DER KLIMAAANLAGEN IN DEN BEDINGUNGEN EINES TROPENKLIMAS

*Ing. Le van Trinh*

Im Artikel wird die Analyse der Funktion einer Klimaanlage unter der Voraussetzung, dass ihre Dimensionierung für die ganz Extrembedingungen (Sommer-) nicht realisiert ist, durchgeführt. Im Diagramm der feuchten Luft sind die Gebiete eines Aussenluftzustandes, wann eine Klimaanlage die erforderlichen Parameter nicht garantieren kann, dargestellt. Diese Gebiete sind in zwei Zonen eingeteilt: bei der kleinen Leistung einer Kühlanlage und bei der ungenügenden Zufuhr der frischen Luft. Auf Grund grosser Anzahl der Luftzustände in Vietnam werden die Schlussfolgerungen aus dieser Analyse für die Dimensionierung der Klimaanlage in diesen Bedingungen abgeleitet.

## DÉTERMINATION DES PARAMÈTRES DE L'AIR EXTÉRIEUR POUR LE DIMENSIONNEMENT OPTIMAL DES INSTALLATIONS DE CONDITIONNEMENT DANS LES CONDITIONS D'UN CLIMAT TROPICAL

*Ing. Le van Trinh*

Dans l'article présenté, on fait l'analyse de la fonction d'une installation de conditionnement dans la supposition que son dimensionnement n'est pas exécuté pour les conditions extrêmes (d'été) entièrement. Les régions d'un état de l'air extérieur quand une installation de conditionnement ne peut pas garantir les paramètres demandés sont représentées dans le diagramme de l'air humide. Ces régions sont divisées en deux zones: au rendement petit d'une installation frigorifique et à l'amenée insuffisante de l'air neuf. Sur la base des grands nombres des états de l'air dans le Viêt-nam, on tire les conclusions de l'analyse présentée pour le dimensionnement des installations de conditionnement dans ces conditions.



*Fridrich*



## DOC. ING. DR. JAROMÍR CIHELKA — 70 LET

*Je to k nevěře, ale je to pravda — uplynulo 10 let od doby, kdy jsme v čísle 1/1980 slavili jeho šedesátiny. Tam jsme připomněli významné okamžiky jeho života a nebudeme je dnes opakovat.*

*Důležité je, že doc. Cihelka je plný aktivity, setkáváme se s ním na konferencích a pilně píše a recenzuje pro Zdravotní techniku a vzduchotechniku. Zachoval si v důchodu vlastnosti osobní i pracovní, pro které je stále oblíben a pořád má co dělat. V uplynulých deseti letech mu vyšlo třetí vydání knihy „Vytápění, větrání a klimatizace“, které se svými spoluautory značně přepracoval, doplnil a převedl do měrové soustavy SI a zejména zcela nová kniha „Sluneční vytápěcí systémy“.*

*Nesmírná pečlivost, se kterou doc. Cihelka připravuje své publikace, terminologická důslednost jeho vyjadřování, systematická výkladu a rozlišování podstatných, doplňujících a vysvětlujících informací, to vše vede k mimořádné oblíbě jeho článků, skript a knih nejen u studentů, ale především u projektantů, pro které je doc. Cihelka autoritou nejvyšší.*

*Těžiště celoživotní práce doc. Cihelky je v oboru vytápění a starší topenáři rádi vzpomínají, že byl kolem roku 1960 i prvním předsedou odborné skupiny „Vytápění“ dnešního Komitétu pro životní prostředí ČSVTS. Mladším topenářům zase připomínáme doc. Cihelku jako významného vědeckého pracovníka v době, kdy pracoval nejprve v Ústavu hygieny práce a chorob z povolání a později v Ústavu pro výzkum strojů (nynější Ústav termomechaniky) ČSAV. V té době byl autorem unikátních teoretických i experimentálních prací z oboru měření mikroklimatu a zejména sálavého vytápění, které i po třiceti letech jsou vysoce moderní a v některých aspektech dodnes ne plně doceněné.*

*Spolu s námi, jistě od srdce doc. Cihelkovi ke kulatému jubileu popřejí hodně zdraví a osobní spokojenosti všichni jeho žáci na fakultě strojní ČVUT a my, jeho spolupracovníci a přátelé, navíc ještě hodně elánu v práci redakční rady našeho časopisu a chuti předávat své bohaté zkušenosti jak při účasti na odborných akcích tak tím, že bude dál hodně psát a recenzovat..., aby si prostě nevšiml, že nějaká ta sedmdesátka vůbec byla.*

**Redakční rada**



# POUŽITÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ PŘI VYŠETŘOVÁNÍ DYNAMIKY KONSTRUKČNÍCH ČÁSTÍ ELEKTRICKÉHO STROJE

RNDr. BOHUMÍR MADEJEWSKI, CSc.

*Výzkumný ústav elektrických strojů, Brno*

Autor instruktivním způsobem uvádí možnost uplatnění metody konečných prvků při návrhu krytu ventilátoru.

*Recenzovala: Doc. Ing. Věra Chalupová, CSc.*

## 1. ÚVOD

Část mechaniky, která se zabývá studiem pohybu fyzikálních systémů působením vnějších sil, se jmenuje dynamika. Jedním z druhů dynamického chování systému je kmitavý pohyb.

Kmitavé pohyby lze rozdělit do dvou základních skupin podle charakteru jejich chování — jde o systémy lineární a nelineární. Pro první z nich platí princip superpozice, který významně zjednoduší postup řešení. Popis a řešení nelineárních problémů je značně komplikovanější a v našich úvahách se jimi nebudeme zabývat. Kmitavý pohyb lze dále rozdělit do dvou základních kategorií — vlastní a vynucený. V obecném případě je nutno brát v úvahu i příslušné tlumení systému. V příspěvku se budeme zabývat podrobně řešením lineárního, vynuceného a tlumeného kmitavého pohybu vyšetřované fyzikální soustavy.

## 2. TEORETICKÉ ZÁKLADY KMITAVÉHO POHYBU PEVNÉHO TĚLESA

Obecná pohybová rovnice vynuceného tlumeného kmitání je tvaru

$$[m] \{\ddot{x}\} + [c] \{\dot{x}\} + [k] \{x\} = \{F\}, \quad (1)$$

kde  $[m]$  — matice hmotnosti,  
 $[c]$  — matice tlumení,  
 $[k]$  — matice tuhosti,  
 $x$  — výchylka,  
 $\dot{x}$  — rychlost,  
 $\ddot{x}$  — zrychlení,  
 $\{F\}$  — vektor budící síly.

Pro zjednodušený případ vlastního netlumeného kmitání bude rovnice tvaru

$$[m] \{\ddot{x}\} + [k] \{x\} = 0, \quad (2)$$

Uvažujeme-li harmonický pohyb, tj.  $\ddot{x}_1 = -\lambda_1 x_1$ , přičemž  $\lambda = \omega^2$ , pak rovnice (2) přejde na tvar

$$-\lambda [m] \{x\} + [k] \{x\} = 0, \quad (3)$$

nebo jednoduchým přepisem dále

$$[-\lambda[m] + [k]] \{x\} = 0. \quad (4)$$

Násobením rovnice (4) výrazem  $[m]^{-1}$ , což je inverzní matice a úpravou dostaneme

$$[[m]^{-1} [k] - \lambda[I]] \{x\} = 0, \quad (5)$$

kde výraz  $[m]^{-1} [k]$  jmenujeme dynamickou maticí hmotnosti a  $[m]^{-1} [m] = [I]$  je jednotková matice.

Rovnice (5) představuje vlastně systém algebraických rovnic pro jednotlivá  $x_i$ . Z teorie řešení těchto rovnic je známo, že netriviální řešení  $\{x\} \neq 0$  existuje, jestliže determinant koeficientů rovnic (5) je nulový, tedy

$$|[m]^{-1} [k] - \lambda[I]| = 0, \quad (6)$$

což je charakteristická rovnice daného systému. Rozvinutím rovnice (6) lze tuto přepsat na tvar

$$\lambda^n + a_1 \lambda^{n-1} + a_2 \lambda^{n-2} + \dots + a_n = 0, \quad (7)$$

což je polynom neznámé  $\lambda$  pro  $n$  stupňů volnosti systému. Kořeny  $\lambda_i$  charakteristické rovnice se nazývají vlastní hodnoty a netlumené vlastní frekvence systému jsou určeny ze vztahu

$$\lambda_i = \omega_i^2. \quad (8)$$

Dosazením  $\lambda_i$  do rovnice (5) dostaneme odpovídající vlastní modální tvary  $\{x_i\}$ , které jmenujeme často také vlastní vektory. Tyto reprezentují zákony deformace struktury odpovídající příslušné vlastní frekvenci.

V dalších úvahách užijeme pro vhodnou transformaci souřadnic popisující daný systém důležité vlastnosti modálních tvarů — totiž jejich ortogonalitu. Lze totiž dokázat, že když matici hmotnosti nebo tuhosti násobíme nejdříve příslušným modálním tvarem a potom transponovaným vlastním vektorem, je výsledkem pro jednoduchý dvourozměrný pohyb skalární veličina. V obecném případě při použití matice  $[\Phi]$ , jejímiž sloupci jsou tvary vlastních vektorů, máme již vlastně pro naši potřebu tvar nezbytné transformace souřadnic. Souřadnice  $x$  jsou tak transformovány do souřadnic  $\eta$  na základě rovnice

$$\{x\} = [\Phi] \{\eta\}, \quad (9)$$

příčemž zřejmě bude

$$[\Phi] = \left[ \begin{array}{c|c|c|c} \left. \begin{array}{c} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{array} \right\}_1 & \left. \begin{array}{c} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{array} \right\}_2 & \dots & \left. \begin{array}{c} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{array} \right\}_n \end{array} \right]. \quad (10)$$

Matici  $[\Phi]$  jmenujeme modální maticí a  $\{\eta\}$  nazýváme modálními, resp. obecnými souřadnicemi.

Pro obecný případ popsaný rovnicí (1) zavedme dva základní předpoklady; první je ten, že tlumení je viskozní, a druhý, že rozdělení tlumení je lineární. Právě pro něj je charakteristické, že matice tlumení  $[c]$  je úměrná matici tuhosti nebo matici hmotnosti, popřípadě lineární kombinaci obou. Matematicky tato skutečnost znamená

$$\begin{aligned} [c] &= \alpha[m], \\ [c] &= \beta[k], \\ [c] &= \alpha[m] + \beta[k], \end{aligned} \quad (11)$$

kde  $\alpha, \beta$  jsou konstanty.

Vzhledem k předpokladu lineárního tlumení bude transformace souřadnic při použití modální matice pro volné netlumené kmitání, jež převádí matice hmotnosti i tuhosti na diagonální tvar, diagonalizovat také matici tlumení. Jestli-že provedeme transformaci souřadnic (9) v obecné rovnici (1) dostaneme

$$[m] [\Phi] \{\ddot{\eta}\} + [c] [\Phi] \{\dot{\eta}\} + [k] [\Phi] \{\eta\} = \{F\}. \quad (12)$$

Násobením uvedené rovnice zleva transponovanou modální maticí  $[\Phi]^T$  dostaneme

$$[\Phi]^T [m] [\Phi] \{\ddot{\eta}\} + [\Phi]^T [c] [\Phi] \{\dot{\eta}\} + [\Phi]^T [k] [\Phi] \{\eta\} = [\Phi]^T \{F\}. \quad (13)$$

Bylo zdůrazněno již dříve, že vzhledem k vlastnostem ortogonalit modálních tvarů jsou diagonalizovány matice hmotnosti a tuhosti, tj. budou mít tvar

$$[\Phi]^T [m] [\Phi] = [M.], \quad (14)$$

a podobně také

$$[\Phi]^T [k] [\Phi] = [K.]. \quad (15)$$

Vzhledem k předpokládané úměrnosti tlumení, pro něž jsme uvedli  $[c] = \alpha[m] + \beta[k]$ , budeme mít

$$\begin{aligned} [\Phi]^T [c] [\Phi] &= [\Phi]^T [\alpha[m] + \beta[k]] [\Phi] = \\ &= \alpha[\Phi]^T [m] [\Phi] + \beta[\Phi]^T [k] [\Phi] \end{aligned} \quad (16)$$

a tedy konečně

$$[\Phi]^T [c] [\Phi] = \alpha[M.] + \beta[K.] = [C.], \quad (17)$$

kde  $[C]$  je pochopitelně rovněž diagonální matice.

Jejím dosazením do rovnice (13) dostáváme jednoduchý tvar

$$[M.] \{\ddot{\eta}\} + [C.] \{\dot{\eta}\} + [K.] \{\eta\} = [\Phi]^T \{F\}. \quad (18)$$

Rovnice (18) představuje nezávislý systém rovnic pro tlumené kmitání s jedním stupněm volnosti. Přitom i-tá rovnice je tvaru

$$M_i \ddot{\eta}_i + C_i \dot{\eta}_i + K_i \eta_i = \{\Phi_i\}^T \{F\} = F_i \quad (19)$$

jež představuje rovnici pohybu systému dané hmotnosti, tuhosti a tlumení. Vzhledem k tomu, že  $K_i = \omega_i^2 M_i$  můžeme dále psát

$$\ddot{\eta}_i + 2\xi_i \omega_i \dot{\eta}_i + \omega_i^2 \eta_i = \frac{\{\Phi_i\}^T \{F\}}{M_i} = \frac{F_i}{M_i}, \quad (20)$$

$$\text{kde } \xi_i = \frac{C_i}{2\sqrt{K_i M_i}}.$$

Řešení rovnice (20) představuje všechny hodnoty  $\eta$  a řešení vyjádřené v této proměnné lze transformovat zpět do původních proměnných, tj. substitucí  $\{x\} = [\Phi] \{\eta\}$ . Je třeba připomenout, že jestli-že matice tlumení bude úměrná matici tuhosti, tj.  $[C.] \sim [K.]$ , potom bude zřejmě

$$\xi_i \cong \frac{K_i}{\sqrt{K_i M_i}} \cong \omega_i, \quad (21)$$

což znamená, že vyšší frekvenční módy budou mít zároveň vyšší stupeň tlumení.

### 3. NUMERICKÁ METODA ŘEŠENÍ

Řešení diferenciálních rovnic určujících spolu s odpovídajícími okrajovými podmínkami fyzikální děje kmitání popsané v předcházející části, je téměř vždy založeno na přibližných metodách. V této souvislosti nutno zdůraznit, že volba typu použité přibližné metody má velký význam, a to jak z hlediska přesnosti, tak z hlediska vynaložených nákladů. Jedna z nejužívanějších metod v současné době je právě metoda konečných prvků. Teoretické základy této metody lze formulovat na principu virtuální práce nebo lze vycházet z variačního principu ve smyslu minimalizace zvoleného funkcionálu — [3], [8], [9].

Cílem přibližného řešení je redukovat diferenciální rovnici nebo řadu rovnic a příslušné okrajové podmínky na soustavu algebraických rovnic. Z toho důvodu se řešená oblast dělí na řadu prvků a na každém z nich se předpokládá změna určená zvolenou aproximační funkcí. Na hranicích prvků se zvolí jistý počet uzlových bodů, u nichž se předpokládá uskutečnění vazeb se sousedními prvky. Přibližné řešení se hledá na konečně dimenzionálním podprostoru celkového uvažovaného prostoru. Řešení pak lze vyjádřit jako lineární kombinaci konečného počtu bázevých funkcí. Příslušné tvary bázevých funkcí pro jednorozměrné, dvourozměrné a třírozměrné typy úloh jsou známy — [8], [9].

Uvedená metoda řešení využívající metodu konečných prvků je v podmínkách VÚES Brno realizována programovým souborem TPS 10. Tento programový soubor vyvinula firma T-Program v NSR — [1]; je vypracován v jazyce Fortran IV. Řeší rovinné i prostorové úlohy z lineární statiky, nelineární statiky a z dynamiky, dále řeší potenciální problémy stacionární a nestacionární. Právě posledně uvedené použití představuje řešení teplotních nebo jiných fyzikálních polí, laminární proudění, problémy akustiky apod. — [2], [3]. Pro řešení lze použít celkem 17 typů různých prvků; prutové prvky, plošné prvky, roštové, trojúhelníkové a čtyřúhelníkové. Dále trojúhelníkové a čtyřúhelníkové prvky membránové, deskové a skořepinové a konečně prostorové prvky — tetraedr, pentaedr a hexaedr. Zadání úloh se provádí tak, že je možno použít částečného generování zadávaných dat. Přitom je zajištěna i grafická kontrola zadání. Výsledky výpočtu mimo tabelárních přehledů lze rovněž zobrazit graficky, což činí uvedený způsob zvláště vhodný pro praxi, neboť obraz umožňuje předání velkého množství informací ve vzájemných souvislostech.

Samotná metoda konečných prvků zpracovaná v uvedeném výpočetním systému spolu s využitím výkonných výpočetních zařízení nabízí v obecnějším smyslu jistý druh stavebnice s daným počtem konečně velkých, geometricky jednoduchých prvků přesně určených vlastností. Z nich lze pak skládat složitější útvary. Takto je možno nahradit skutečný konstrukční dílec. Správnost sestavení prvků v matematický model struktury a správnost výpočtu za předem daných podmínek zajišťuje výpočetní zařízení a program samotný. Volba struktury modelu s rozdělením na prvky patří do oblasti, v níž se rozvíjejí myšlenkové návyky a zkušenosti pracovníka. Proto je uvedená metoda zvláště vhodná pro řešení inženýrských problémů

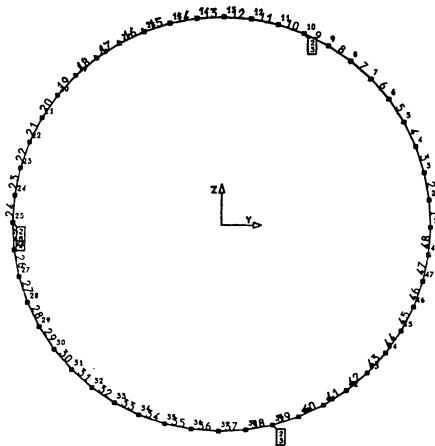
a její využívání představuje typický příklad aplikovaného výzkumu. Vyšetřování příčin zvýšeného kmitání a hlučnosti strojů a hledání cest pro jejich snížení patří k případům použití této metody.

#### 4. VYŠETŘOVÁNÍ KMITÁNÍ KRYTU VENTILÁTORU

Jako příklad systematicky vedených výpočtů vlastního i vynuceného kmitání konstrukční části elektrického stroje uvedeme zde přehled vyšetřování krytu ventilátoru malého asynchronního motoru výšky osy  $H = 80$  mm. Cílem výpočtu i experimentu bylo ověřit, zda zeslabení krytu z původní tloušťky  $d = 1,0$  mm na tloušťku  $d = 0,8$  mm nepřinese zhoršení parametrů kmitání a hluku.

##### 4.1. Vlastní frekvence krytu ventilátoru

Základní a výchozí otázkou pro řešení tohoto problému bylo určení vlastních frekvencí obou alternativ krytu ventilátoru. Pro výpočet byla použita metoda konečných prvků, realizovaná výše popsaným programovým souborem TPS 10. K popisu struktury krytu ventilátoru bylo použito celkem 48 prutových prvků v rovině  $Y-Z$ . Jako další charakteristiky použitých prvků se zadávají plocha průřezu a kvadratický moment průřezu k neutrální ose rovnoběžné s rovinou  $X-Y$ . Okrajové podmínky jsou simulovány v příslušných bodech upnutí krytu. Uspořádání struktury pro popis vyšetřovaného krytu ventilátoru je zřejmé z *obr. 1*.



Obr. 1. Struktura popisu krytu ventilátoru pomocí prutových prvků

Z analýzy zadání úlohy byly vytipovány parametry krytu, jež mají vliv na hodnotu vlastních frekvencí.

Jde o následující parametry:

- průměr krytu ventilátoru,
- axiální délka krytu ventilátoru,
- tloušťka krytu ventilátoru,

- místo upevnění krytu ventilátoru,
- způsob upevnění krytu ventilátoru,
- materiál krytu ventilátoru.

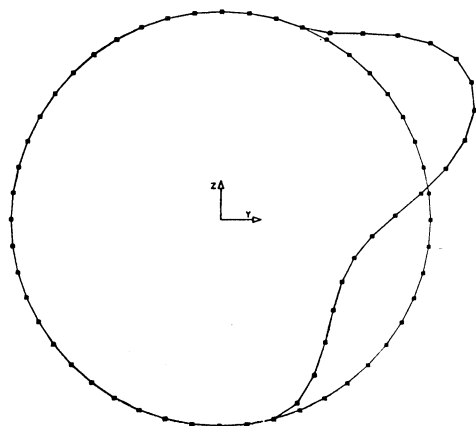
První dva z uvedených parametrů nebyly v našich úvahách měněny. Průměr krytu ventilátoru vzhledem k velikosti motoru není možné měnit a axiální délka krytu vzhledem k požadovaným rozměrům motoru nemůže být rovněž překročena. Tloušťka krytu jako velmi významný parametr byla zadávána pro obě hodnoty  $d = 1,0$  a  $d = 0,8$  mm, odpovídající skutečně vyrobeným krytům.

Výsledky výpočtu prvních pěti vlastních frekvencí krytu při pevném upnutí v místě uchycení krytu na štítu motoru jsou uvedeny v *tab. 1* a *obr. 2 až 6*. Na nich jsou zřejmé tvary vlastních vektorů představujících výchylky krytu, pochopitelně ve zvětšeném měřítku.

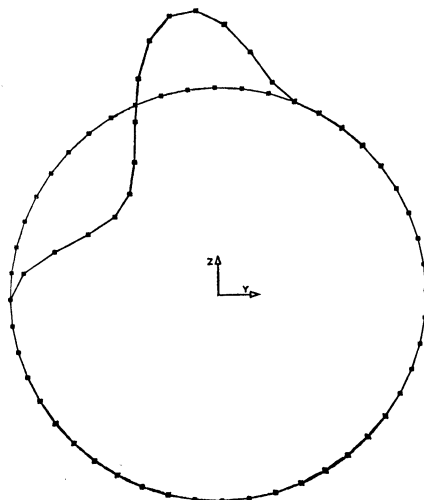
Z výsledků je zřejmý výrazný posun ve frekvenčním spektru krytu ventilátoru způsobený změnou parametru tloušťky krytu. Uvedená skutečnost se také po-

Tab. 1. Vlastní frekvence krytu ventilátoru při pevném uchycení v bodech struktury 10, 25, 39

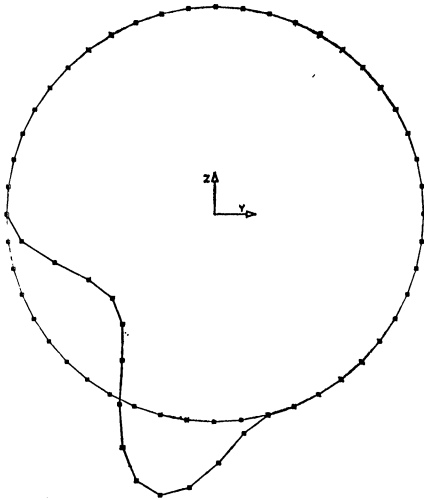
Řád vlastní frekvence	Tloušťka $d = 1,0$ mm	Tloušťka $d = 0,8$ mm
1	316	253
2	552	441
3	645	516
4	654	523
5	1 087	878



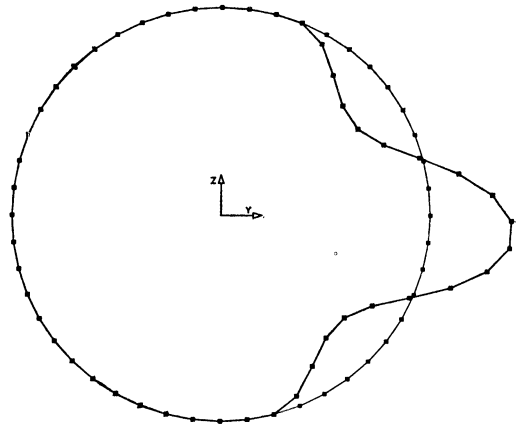
Obr. 2. Vlastní frekvence krytu ventilátoru prvního řádu



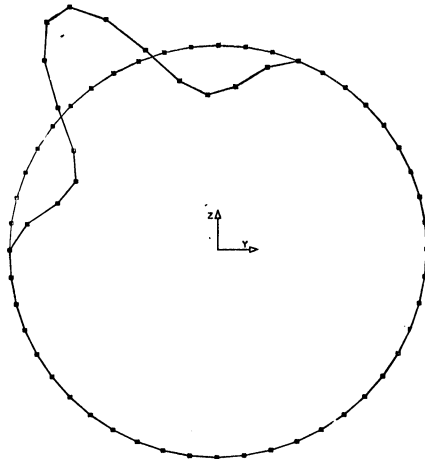
Obr. 3. Vlastní frekvence krytu ventilátoru druhého řádu



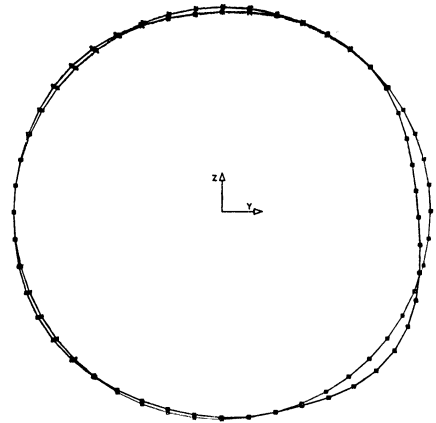
Obr. 4. Vlastní frekvence krytu ventilátoru třetího řádu



Obr. 5. Vlastní frekvence krytu ventilátoru čtvrtého řádu



Obr. 6. Vlastní frekvence krytu ventilátoru pátého řádu



Obr. 7. Harmonické buzení krytu ventilátoru  $f = 50 \text{ Hz}$ ,  $\delta = 0,03$

tvrdila výsledky měření kmitání a hluku obou alternativ na skutečném asynchronním motoru.

Další z uvedených parametrů, majících výrazný vliv na hodnotu vlastních frekvencí, tj. místo upevnění krytu ventilátoru, nebyl systematicky vyšetřován. Je to dáno skutečností konstrukčního řešení, u něhož nálitky na štítu motoru určené pro uchycení krytu ventilátoru jsou co do umístění jednoznačně dány uspořádáním žebířů na kostře motoru.

Velmi důležitou a početně vyšetřovanou otázkou bylo stanovení vlivu způsobu uchycení krytu ventilátoru na vlastní frekvenci popsané alternativy. Rozumíme tím kombinaci „pevného“ uchycení odpovídajícího nulovým posunům struktury ve směru  $Y$  a  $Z$  a nulovému natočení ve směru  $X$  s uchycením „měkkým“, které je simulováno pouze nulovým posunem ve směru  $Y$  a  $Z$ . Početně byla prošetřena řada alternativ možných kombinací těchto uchycení. Dostali jsme tak celou škálu možného frekvenčního složení vlastních kmitočtů těchto uspořádání. Z nich je zřejmé, že způsob uchycení krytu ventilátoru mění výrazně numerickou hodnotu vlastních frekvencí. Pro praxi to znamená, že „přiladění“ krytu může být dosaženo již pouze samotným větším či menším přitažením krytu ventilátoru na štít motoru. Výpočet umožní postihnout rovněž alternativu, jestli-že jeden nebo dokonce dva z příchytných šroubů krytu scházejí. Lze tedy tímto způsobem simulovat nejrůznější podmínky uchycení krytu ventilátoru. Přitom numerické výsledky jsou vždy doplněny příslušným grafickým vyjádřením tvaru kmitání — [7].

Posledním parametrem, který byl početně vyšetřován, byla materiálová konstanta vyrobeného krytu. Lze počítat vlastní frekvence pro materiály navzájem výrazně odlišné svým modulem pružnosti, Poissonovým číslem a hustotou. Tak byl porovnán například ocelový plech, z něhož se kryt ventilátoru běžně vyrábí se sklotextitem. Hodnota vlastní frekvence krytu ventilátoru klesla u druhého z uvedených materiálů přibližně na jednu polovinu a znamená tedy výrazný posun, se kterým je možno v konstrukční praxi počítat — [7].

#### 4.2. Vynucené harmonické kmitání krytu ventilátoru

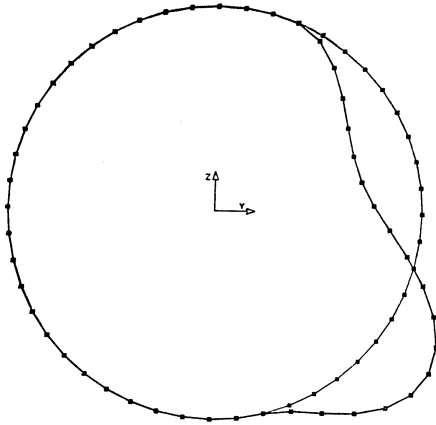
Programový soubor TPS 10 dovoluje navíc dále provést systematické vyšetřování harmonického buzení daného konstrukčního dílce, v uvažovaném případě tedy krytu ventilátoru. Síly působící toto buzení mohou být například elektromagnetického původu (výrazný diskretní charakter frekvenčního složení) nebo aerodynamického původu (spojité frekvenční spektrum). Sestavení úlohy umožní vhodně simulovat charakter budící síly tím způsobem, že se systematicky mění její zadávací parametry, jimiž jsou:

- místo harmonického buzení,
- amplituda budící síly,
- frekvence budící síly,
- velikost tlumení konstrukčního dílce,
- fázový posun mezi jednotlivými budícími silami,
- superpozice jednotlivých dílčích zdrojů harmonického buzení.

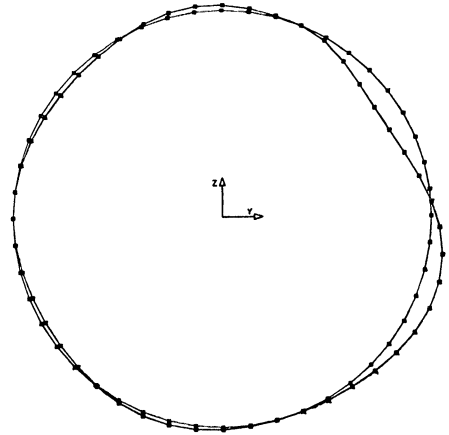
Jako například uvedených jednoduchých výpočtů uvedeme zde vyšetřování harmonického buzení krytu ventilátoru v jednom jediném místě, označeném ve struktuře krytu ventilátoru na *obr. 1* uzlem číslo 1. Směr vektoru budící síly je radiální, směřující do počátku zvolené souřadnicové soustavy.

Pro jednoduchost jsme pro námi vyšetřovaný případ zvolili amplitudu budící síly v uvedeném směru rovnou 10 N. Početně byl systematicky sledován vliv budící frekvence na velikost výchylky vyšetřované struktury. Budící kmitočet byl zvolen vzhledem k hodnotám první vlastní frekvence krytu ventilátoru uvedené v *tab. 1* tak, že dovoloval posoudit velikost odezvy na kmitočtech nižších i vyšších než byla samotná první vlastní frekvence. Konkrétně byl výpočet proveden pro hodnoty  $f = 50, 150, 250, 316, 350$  a  $450$  Hz. Grafické výsledky pro vybrané frekvence jsou uvedeny na *obr. 7 až 9*.

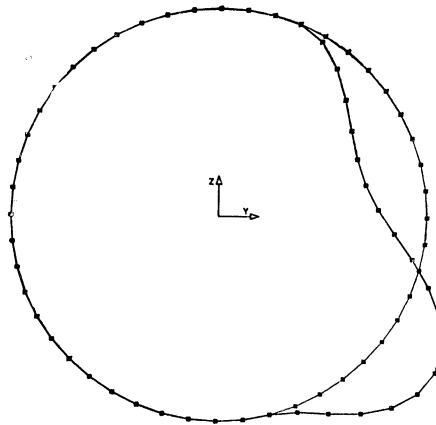




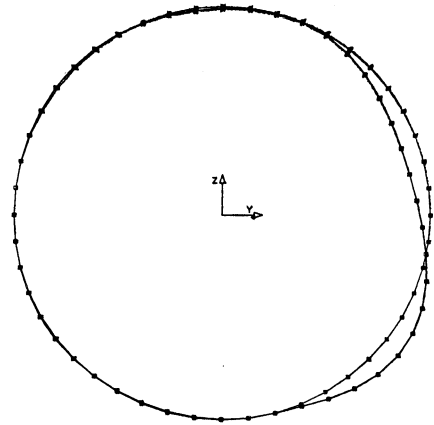
Obr. 8. Harmonické buzení krytu ventilátoru  
 $f = 316 \text{ Hz}$ ,  $\delta = 0,03$



Obr. 9. Harmonické buzení krytu ventilátoru  
 $f = 350 \text{ Hz}$ ,  $\delta = 0,03$



Obr. 10. Harmonické buzení krytu ventilátoru  
 $f = 316 \text{ Hz}$ ,  $\delta = 0,03$



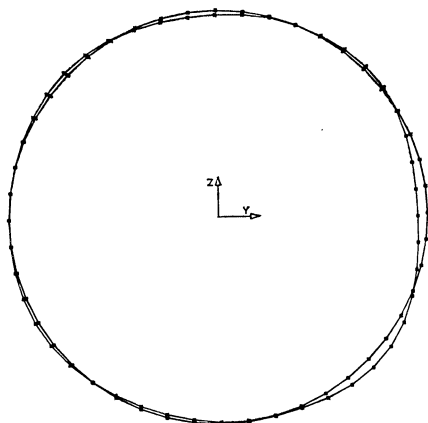
Obr. 11. Harmonické buzení krytu ventilátoru  
 $f = 316 \text{ Hz}$ ,  $\delta = 0,1$

Z výsledků je patrný vliv frekvence budící síly na vynucené harmonické kmitání krytu ventilátoru. Výrazná je rezonance struktury pro hodnotu prvního vlastního kmitočtu.

Důležitou otázkou je tlumení vyšetřované struktury. To bylo simulováno rozdílnou hodnotou koeficientu poměrného útlumu  $\delta$ , což je bezrozměrná veličina definovaná jako poměr součinitele lineárního tlumení a kritického tlumení  $\delta = \frac{b}{b_k} = \frac{b}{2m\Omega}$  ( $b$  je poměr tlumící síly k rychlosti pohybu tlumené struktury,  $\Omega$  je kruhová frekvence netlumené struktury,  $m$  je hmotnost struktury). Vliv tlumení

struktury byl postupně vyšetřován pro hodnotu koeficientu poměrného útlumu  $\delta = 0,03; 0,1; 0,3; 0,5$  a  $0,9$ .

Budicí frekvence pro výpočet byla zvolena totožná s první vlastní frekvencí krytu ventilátoru. Výsledky vybraných případů jsou uvedeny na obr. 10—12.



Obr. 12. Harmonické buzení krytu ventilátoru  $f = 316$  Hz,  $\delta = 0,5$

Uvedené obrázky dávají dobrý přehled o tom, jaký je vliv tlumení na výchylky vynuceného kmitání krytu ventilátoru. V případě vyšetřování harmonického buzení na více místech struktury je možné ve výpočtu respektovat i fázový posun mezi průběhem budících sil v jednotlivých místech. Velmi důležitou skutečností je i to, že lze provést výpočet buzení v jednotlivých místech struktury (např. pro různé hodnoty budicí frekvence), dílčí výpočty uložit do paměti počítače a potom provést superpozici takto stanovených dílčích složek ve výslednou odezvu uvažované struktury. Případy tohoto typu byly rovněž početně vyšetřovány.

## 5. ZÁVĚR

V článku jsou uvedeny základy matematického popisu vlastního i vynuceného kmitání uvažované fyzikální soustavy. Řešení je zcela obecné v maticové formě a umožňuje tak popsat libovolný tvar vyšetřované konstrukční části. Stručně jsou nastíněny otázky diskretizace výsledných rovnic pomocí metody konečných prvků i vlastnosti a možnosti použitého výpočetního souboru TPS 10.

V aplikační části je potom podrobně uveden případ systematického početního vyšetřování kmitání krytu ventilátoru asynchronního motoru. Jsou porovnávány výsledky výpočtu vlastní frekvence krytu ventilátoru pro postupně se měnící parametry jeho uspořádání i výsledky případu harmonického buzení pro hodnoty proměnné budicí frekvence, resp. různých hodnot koeficientu poměrného útlumu. Výsledky jsou prezentovány v numerické, ale především v grafické formě.

Použití metody konečných prvků dovoluje posoudit nepoměrně více konstrukčních variant z hlediska hluku a kmitání. Je však nezbytné získané výsledky vý-

počtu alespoň v několika případech konfrontovat s výsledky experimentu a ověřit si tak jejich spolehlivost.

#### POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Uživatelská příručka TPS 10. Metoda konečných prvků (překlad z německého originálu) VÚES Brno, 1981.
- [2] Finite — element — methode in der Praxis, Reutlingen 1979, T-Program GMBH.
- [3] *Bittnar Z., Řeřicha P.*: Metody konečných prvků v dynamice konstrukcí, SNTL, Praha 1981.
- [4] *Rieger, N. F.*: The Relationship Between Finite Element Analysis and Modal Analysis, Sound and Vibration, January 1986, str. 16—31.
- [5] *Madejewski B.*: Příspěvek k aplikaci metody konečných prvků v technické akustice, TES — teor. č. 1985, str. 105—109.
- [6] *Madejewski B.*: Využití programového souboru TPS 10 v technické akustice, TES — teor. č. 1986, str. 87—94.
- [7] *Madejewski B.*: Použití metody konečných prvků při výpočtu vlastních frekvencí částí elektrických strojů, TES 1988 (v tisku).
- [8] *Zienkiewicz O. C.*: The Finite Element Method in Engineering Science, London 1971.
- [9] *Kolář V., Kratochvíl J., Leitner F., Ženíšek A.*: Výpočet plošných a prostorových konstrukcí metodou konečných prvků SNTL 1972.‡

#### ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИКИ КОНСТРУКЦИОННЫХ ЧАСТЕЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

*Д-р прир. наук Б. Мадейевски, к. т. н.*

Автор поучительным способом приносит возможность внедрения метода конечных элементов при проектировании кожуха вентилятора.

#### THE FINITE ELEMENT METHOD APPLICATION FOR THE INVESTIGATION OF THE DYNAMICS OF CONSTRUCTIONAL PARTS OF THE ELECTRIC MACHINE

*RNDr. B. Madejewski, CSc.*

The author presents by the instructive way the possibility of the finite element method application for design of the fan casing.

#### ANWENDUNG DER METHODE DER FINITELEMENTE BEI DER UNTERSUCHUNG DER KONSTRUKTIONSTEILEDYNAMIK EINER ELEKTROMASCHINE

*RNDr. B. Madejewski, CSc.*

Der Autor führt auf instruktive Weise die Anwendungsmöglichkeit der Methode der Finitelemente beim Entwurf des Schutzdeckels eines Ventilators ein.

#### APPLICATION DE LA MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINALS POUR L'ÉTUDE DE LA DYNAMIQUE DES PARTIES DE CONSTRUCTION D'UNE MACHINE ÉLECTRIQUE

*RNDr. B. Madejewski, CSc.*

L'auteur présente la possibilité de l'application de la méthode des éléments finals au projet du couvercle de protection d'un ventilateur par le mode instructif.



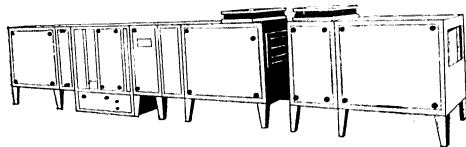
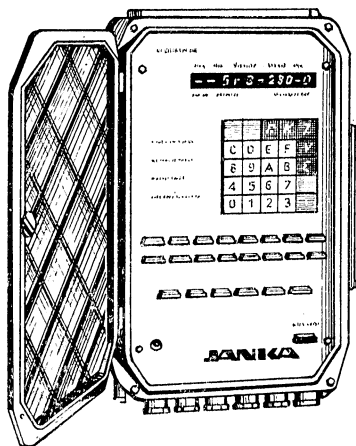
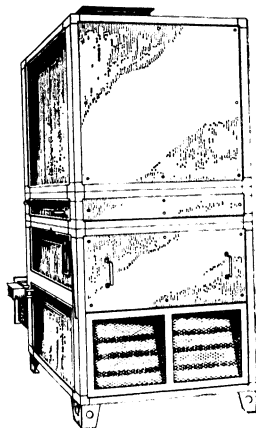
# JANKA

JANKA — ZRL RADOTÍN, státní podnik, výrobce lehké vzduchotechniky s bezmála 120letou tradicí, vyrábí a dodává

## VĚTRACÍ A KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY TYPU BKC A BHC.

Tyto jednotky slouží pro úpravu a dopravu vzduchu u nízkotlakých a vysokotlakých klimatizačních zařízení. Jsou sestavovány z jednoúčelových komor, které jsou samostatnými funkčními celky. Sestavy se vytvářejí podle provozních potřeb.

Klimatizační jednotky mohou být vybaveny (i dodatečně) řídicí jednotkou SRJ-Z 80-00, která zajišťuje automatickou regulaci a snižuje náročnost na obsluhu a provozní náklady, zejména pracovních sil a energií. Jsou dodávány pod typovým označením BKC A a BHC A. Klimatizační jednotky je možno zapojit i do centrálního řídicího systému, vybaveného počítačem kompatibilního s IBM-PC.



U těchto větracích a klimatizačních jednotek státní podnik Janka vytváří v nových hospodářských podmínkách předpoklady ke zkrácení dodacích lhůt.

Podrobnější informace o těchto výrobcích a jejich použití Vám poskytne útvar odbytu — O. Brádrler, linka 431.

JANKA — ZRL RADOTÍN  
státní podnik  
Vrážská ul. 143  
153 01 Praha 5-Radotín

Telefon: 02/54 41 41, 54 69 43—9,  
54 95 39 meziměsto  
Telex: 121580 jara  
Telefax: 02/594527

*Mlejnek*

# PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET VYZAŘOVÁNÍ AKUSTICKÉ ENERGIE U JEDNODUCHÝCH STROJNÍCH ČÁSTÍ

ING. J. ZÍTEK, CSc.

Ústřední výzkumný ústav k. p. ŠKODA, Plzeň

Článek popisuje předběžný výpočet hladin akustického tlaku v okolí kmitající plochy ve tvaru kvádrů. Za předpokladu, že jsou známy hodnoty kmitání v dostatečně husté síti bodů na této ploše, jako výsledek výpočtu metodou konečných prvků, je pro modelování přenosu akustické energie do vzduchu použita metoda náhradních elementárních zdrojů. Výsledky jsou porovnány s měřeními na modelovém zařízení. Přesnost je posuzována z hlediska využití postupu při snižování hlučnosti strojů a zařízení v technické praxi.

Recenzovala: Doc. Ing. Věra Chalupová, CSc.

## 1. ÚVOD

Vyzařování akustické energie kmitajícím povrchem stroje představuje významný zdroj hluku. Při snižování hlučnosti strojů a zařízení je potřebné již v době návrhu, kdy je zhotovována výkresová dokumentace, znát vliv jednotlivých vyzařujících ploch. K výpočtu kmitání strojních konstrukcí se v současné době používá nejčastěji metoda konečných prvků.

V článku [2] bylo ukázáno, že programové soubory, zaváděné do technické praxe pro řešení dynamických úloh pružnosti a pevnosti, jsou využitelné také k predikci kmitání povrchu stroje v oblasti kmitočtů, které rozhodují z hlediska technické akustiky. Výsledky získané při experimentálním ověřování vypočtených vlastních tvarů kmitání idealizovaného modelu skříně převodovky posloužily jako podklad k práci popsané v následující stati. Zahrnuje návrh výpočtu akustického tlaku v okolí povrchu modelu a experimentální ověřování přesnosti výsledků.

Vyzařující plocha měla tvar kvádrů délky  $l = 0,45$  m, šířky  $d = 0,3$  m, výšky  $h = 0,3$  m, tloušťky stěny  $s = 0,012$  m. Elektromagnetický vibrátor byl instalován uvnitř skříně, aby nedocházelo k narušení akustického pole vlivem jeho vlastní hlučnosti nebo odrazy od jeho povrchu. Vnější povrch kvádrů byl rozdělen čtvercovou sítí s roztečí  $0,05$  m. Průsečíky sítě byly zadány jako uzly do výpočtu metodou konečných prvků.

## 2. TEORETICKÁ ČÁST

Výpočet kmitání metodou konečných prvků je omezen na lineární případy, kdy je možné řešení vyjádřit superpozicí vlastních tvarů kmitání. Základním údajem pro výpočet akustického tlaku je tedy znalost jedné harmonické složky výchylky kmitání v každém uzlu  $\xi$ .

Nabízí se možnost rozdělit celou plochu na dílčí zdroje, jejichž objemová rychlost  $q_i$  se stanoví jako součin rychlosti kmitání a plošky  $\Delta S$ , která přísluší danému uzlu

$$q_i = \frac{\partial \xi_i}{\partial t} \cdot \Delta S_i. \quad (1)$$

Vhodným typem dílčího zdroje je například tuhý píst obdélníkového nebo kruhového průřezu. Příklad uložení pístu v rozlehlé rovině, kdy se akustická vlna může šířit pouze do poloprostoru nad touto rovinou, je v teoretické literatuře zpracován. Porovnáním vztahů, odvozených pro akustický tlak způsobený pístem, se vztahem platným pro elementární akustické zdroje je možné ukázat, že v kmitočtovém rozsahu 500 Hz až 1 200 Hz je nepřesnost, která vznikne při náhradě pístu monopólem, pro praktické účely zanedbatelná [1]. Pro vyšší kmitočty má vyzařování dipólový charakter.

Pro dílčí zdroje ve tvaru monopólu se amplituda akustického tlaku v libovolném bodu prostoru určí z výrazu

$$p = \frac{\omega \rho_0 a^2}{\sqrt{1 + k^2 a^2}} \cdot \left\{ \left[ \sum_{i=1}^N \left( \frac{v_{ai}}{r_i} \cos kr_i \right) \right]^2 + \left[ \sum_{i=1}^N \left( \frac{v_{ai}}{r_i} \sin kr_i \right) \right]^2 \right\}^{1/2}, \quad (2)$$

kde  $a$  je poloměr monopólu,

$k = \frac{\omega}{c}$  vlnčet,  $c$  rychlost šíření zvuku ve vzduchu,

$r$  vzdálenost bodu od středu monopólu,

$N$  celkový počet dílčích zdrojů,

$v_a$  amplituda rychlosti kmitání na povrchu zdroje (tj. v příslušném uzlu),

$\omega = 2\pi f$  úhlová rychlost,  $f$  kmitočet,

$\rho_0$  hustota vzduchu,

$i$  index odpovídající pořadovému číslu uzlu.

Uložení dílčích zdrojů na ploše konečných rozměrů znamená porušení předpokladů, za nichž platí základní vztah pro akustický tlak monopólu. Označíme-li charakteristický rozměr plochy  $l_c$  a délku akustické vlny ve vzduchu  $\lambda$ , pak pro  $\lambda \gg l_c$  vyzařuje dílčí zdroj všesměrově a pro  $\lambda \ll l_c$  pouze do poloprostoru nad touto plochou. Pokud není splněna žádná z obou podmínek, vznikají složité interferenční jevy a analytické řešení úlohy ani stanovení chyby výsledků zjednodušeného výpočtu podle vztahu (2) nelze provést. K ověření výsledků v této kmitočtové oblasti posloužilo měření na zmíněném modelu skříně převodovky.

### 3. VÝPOČET

Pro výpočet hladin akustického tlaku byly použity hodnoty kmitání naměřené v jednotlivých uzlech při experimentálním ověřování výpočtu metodou konečných prvků [2]. Při zanedbání uzlů na hranách kvádrů, kde jsou hodnoty kmitání velmi nízké, byla plocha modelována 170 dílčími zdroji.

Vztah (2) byl převeden na hladinové vyjádření obvyklé v technické akustice. Hladina akustického tlaku

$$L = 10 \log \frac{\hat{p}^2}{2 \cdot p_0^2}, \quad (3)$$

kde  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa je referenční hodnota akustického tlaku.

Výpočet hladin akustického tlaku byl proveden na osobním počítači Olivetti M24 pomocí programového systému ASYST [4] pro pět vlastních tvarů kmitání

skříně, které odpovídají rezonančním kmitočtům 608 Hz, 772 Hz, 690 Hz, 1 032 Hz a 1 165 Hz. Body byly zvoleny v rovinách vedených rovnoběžně se stěnami modelu ve vzdálenosti 0,5 m. Dělení čtvercovou sítí s roztečí 0,05 m bylo zachováno. Doba výpočtu pro jeden vlastní tvar kmitání vždy ve více než 2 400 bodech činí přibližně 50 minut. Náhrada plochy vyzařujícími dílčími zdroji všesměrově i dílčími zdroji vyzařujícími do poloprostoru jsou hodnoceny jako samostatné varianty.

Vypočtené hodnoty pro jednotlivé rovinné plochy byly znázorněny v axonometrickém zobrazení jako hodnoty funkce dvou příslušných souřadnic. Obr. 1a) a b) ukazuje příklady takového znázornění pro horní plochu o rozměru  $1,45 \times 1,3$  m. Podrobnější rozbor výsledků umožňují grafy představující řezy těmito plochami, vedené rovinami rovnoběžnými se stěnami modelu.

#### 4. MĚŘENÍ

Cílem měření bylo ověřit využitelnost výpočtu při snižování hlučnosti strojů v technické praxi a z tohoto hlediska byly posuzovány rušivé vlivy. Model byl uložen na podlaže průmyslové zkušební haly o rozměrech  $l_1 = 40$  m,  $l_2 = 18$  m,  $l_3 = 8$  m. Vliv odrazů od stěn a stropu bylo možné zanedbat, odrazy od podlahy byly omezeny absorpcemi rohožemi z pěnového polyuretanu tloušťky 0,1 m.

Hluk pozadí se podařilo udržet v přijatelných mezích využitím relativně tichých intervalů v provozu zkušebny v době přípravy zkoušek a volbou velmi úzkého kmitočtového pásma při měření harmonických složek. Výsledky ovlivňuje rovněž přesnost nastavení polohy mikrofону ve velkém počtu měřicích míst. Poloha měřicího místa se nelišila od polohy bodu zadaného do výpočtu o více než 0,025 m.

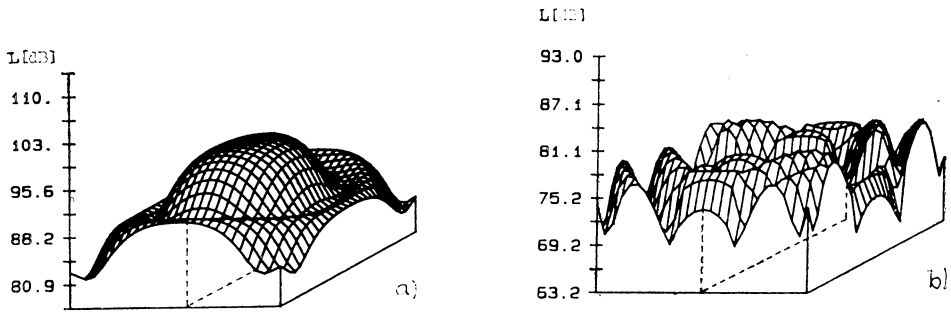
Hladiny akustického tlaku byly měřeny kmitočtovým analyzátozem signálu Brüel Kjaer 2034, který je programovatelný po sběrnici IEEE. Měření probíhalo po jednotlivých řezech, kondenzátorový mikrofón byl přemísťován pomocí zařízení pro automatický lineární posuv. Měření jednoho řezu bylo plně zautomatizováno pomocí osobního počítače IBM PC [3].

Potvrdit experimentálně každou vypočtenou hodnotu není s ohledem na časovou náročnost měření reálné. Z výsledků výpočtu je známo rozložení hladin akustického tlaku na jednotlivých plochách. Po ověření hodnot v dostatečném počtu řezů těmito plochami je proto možné zobecnit hodnocení na celý výpočet. Výsledky měření byly upraveny do stejné podoby jako výsledky výpočtu, aby se usnadnilo pozdější srovnání.

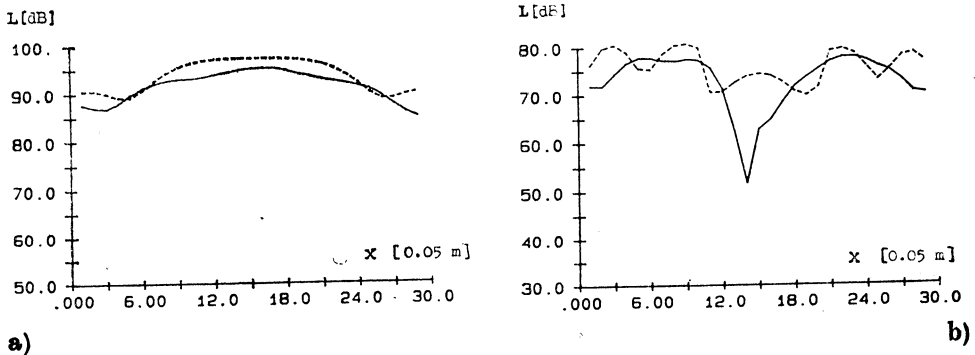
#### 5. POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Porovnání výsledků výpočtu s naměřenými hodnotami bylo provedeno graficky pro všechny kontrolované řezy, a to pro obě varianty výpočtu. Grafy názorně ukazují, jak se výpočtem podařilo vystihnout skutečné rozložení hladin akustického tlaku. Na obr. 2a) a b) jsou řezy naznačené čárkovaně v rozložení na obr. 1a) a b). Čísla uvedená na vodorovné ose vyjadřují pořadí bodu v řezu a po vynásobení koeficientem 0,05 udávají vzdálenost v metrech.

Všechny naměřené hodnoty v jednotlivých bodech byly porovnány s výpočtem také číselně. Odchytky stanovené jako prostý aritmetický rozdíl hladin v dB je



Obr. 1. Příklad grafického znázornění vypočtených hladin akustického tlaku  
 a) všesměrové vyzařování pro 1. tvar kmitání  $f = 608 \text{ Hz}$   
 b) vyzařování do poloprostoru pro 5. tvar kmitání,  $f = 1\,032 \text{ Hz}$



Obr. 2. Porovnání vypočtených a naměřených hladin akustického tlaku pro řezy označené čárkovaně na obr. 1. Výsledky měření jsou kresleny plnou čarou, výsledky výpočtu čárkovaně.  
 a) všesměrové vyzařování pro 1. tvar kmitání  
 b) vyzařování do poloprostoru pro 5. tvar kmitání

možné roztřídit podle různých kriterií. V tab. 1 je uvedeno, kolik procent z celkového počtu měřených hodnot pro daný tvar a variantu výpočtu, leží v mezích  $\pm 5 \text{ dB}$  a  $\pm 4 \text{ dB}$ .

Z tabulky je zřejmé, že rozptyl aritmetických odchylek je značný. Průběhy hladin v jednotlivých řezech ukazují, že největší odchylky vznikají v blízkosti interferenčních poklesů, které zvolený výpočtový postup nemůže postihnout.



Tab. 1. Percentuální údaje o počtu odchylek v uvedeném rozmezí

Tvar	$f$ [Hz]	Všesměrové vyzařování		Vyzařování do poloprostoru	
		$\pm 4$ dB	$\pm 5$ dB	$\pm 4$ dB	$\pm 5$ dB
1	608	86	90	66	72
2	772	78	79	32	50
4	960	33	41	33	41
5	1 032	43	54	65	76
6	1 166	21	32	54	65

Pro hodnocení hlučnosti strojů a zařízení jsou rozhodující střední hladiny zvuku nebo akustického tlaku určené z několika měřicích míst na zvolené ploše podle vztahu

$$L_m = 10 \log \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_i}, \quad (4)$$

kde  $L_i$  je hladina v bodu s pořadovým číslem  $i$ ,  
 $n$  celkový počet bodů.

Střední hladiny stanovené v jednotlivých řezech se liší od vypočtených hodnot podstatně méně, přesnost výpočtu střední hladiny na dostatečně velké ploše je srovnatelná s přesností měření hluku strojů provozními metodami.

## 6. ZÁVĚR

Výsledky potvrdily předpoklad závislosti způsobu vyzařování dílčího zdroje na charakteristickém rozměru plochy. V blízkosti kmitočtu, při němž se délka akustické vlny ve vzduchu rovná charakteristickému rozměru (u použitého modelu skříně převodovky je to přibližně  $f = 960$  Hz) je výpočet velmi nepřesný. Důležité je zjištění, že při nižších kmitočtech pomocí dílčího zdroje vyzařujícího všesměrově a při vyšších kmitočtech pomocí zdroje vyzařujícího do poloprostoru přesnost výpočtu rychle dosahuje prakticky využitelných mezí.

V oblasti aplikovaného výzkumu může ověřovaný způsob výpočtu poskytnout předběžné informace o vlivu kmitání některých částí stroje (skříní převodovek, krytů, vík apod.) na jeho celkovou hlučnost. Největší praktický význam má výpočet pro posuzování různých konstrukčních úprav, kdy i nepřesné zadání absolutní velikosti budících sil jen málo ovlivňuje výslednou přesnost srovnání.

## LITERATURA

- [1] J. Zítek: Příspěvek k predikci akustického pole generovaného povrchem stroje, disertační práce, ČVUT-FEL, Praha 1987.
- [2] J. Zítek: Využití metody konečných prvků k predikci kmitání povrchu stroje, Zdravotní technika a vzduchotechnika, č. 4, 1988.
- [3] J. Zítek: Experimentální ověření akustického pole v okolí kmitajícího modelu skříně převodovky, výzk. zpráva, ÚVZÚ, k. p. Škoda, Plzeň 1987.
- [4] A scientific system ASYST, Macmillan, Inc., New York 1985.

## **ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ИЗЛУЧЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ПРОСТЫХ МАШИННЫХ ЧАСТЕЙ**

*Инж. Й. Зитек, к. т. н.*

Статья описывает предварительный расчет уровней акустического давления в окрестности колебательной поверхности в форме прямоугольного параллелепипеда. Предполагая, что знакомы данные колебаний в достаточно плотной сети точек на этой поверхности как результат расчета методом конечных элементов, применится для моделирования переноса акустической энергии в воздух метод запасных элементарных источников. Результаты сравниваются с измерением на модельном комплекте. Точность оценивается из точки зрения использования при понижении шума машин и оборудования на технической практике.

## **THE PRELIMINARY CALCULATION OF THE ACOUSTIC ENERGY EMISSION OF THE SIMPLE MACHINE PARTS**

*Ing. J. Zitek, CSc.*

The preliminary calculation of the acoustic pressure levels in the neighbourhood of the vibrating right parallelepiped surface is described in the article. The method of the spare elementary sources for modelling of the acoustic energy transfer into air is used there provided that the values of the vibration are known in the sufficiently dense point network on this surface as the result of the calculation by the finite elements method. The results are compared with the measurement on the model device. The accuracy is appreciated from the point of view of the process utilization with the noise reducing of the machines and plants in the technical practice.

## **VORBERECHNUNG EINER AUSSTRAHLUNG DER SCHALLENERGIE BEI DEN EINFACHEN MASCHINENTEILEN**

*Ing. J. Zitek, CSc.*

Der Artikel beschreibt die Vorberechnung der Schalldruckpegel in der Umgebung einer schwingenden Fläche in der Form eines Quaders. Unter Voraussetzung, dass die Schwingungswerte im genügend dichten Punktnetz auf dieser Fläche als das Berechnungsergebnis mit Hilfe der Methode der Finitelemente bekannt sind, benutzt man für die Modellierung der Akustikenergieübertragung in die Luft die Methode der Ersatzelementarquellen. Die Ergebnisse werden mit der Messung auf einer Modelleinrichtung verglichen. Die Genauigkeit beurteilt man vom Gesichtspunkt der Verfahrensnutzung bei der Lärmverminderung der Maschinen und der Einrichtungen in der technischen Praxis.

## **CALCUL PRÉLIMINAIRE D'UN RAYONNEMENT DE L'ÉNERGIE ACOUSTIQUE DANS LES PARTIES MÉCANIQUES SIMPLES**

*Ing. J. Zitek, CSc.*

L'article présenté décrit le calcul préliminaire des niveaux de pression acoustique dans l'ambiance d'une surface vibrante dans la forme d'une quadrique. En supposant que les valeurs de la vibration dans le réseau de points compact suffisamment sur cette surface soient connues comme le résultat de calcul à l'aide de la méthode des éléments finis, on utilise la méthode des sources élémentaires remplaçantes pour la simulation de la transmission de l'énergie acoustique dans l'air. Les résultats sont comparés avec le mesurage sur une installation de simulation. La précision est appréciée au point de vue de l'utilisation d'un procédé pendant la diminution d'un bruit des machines et des installations dans la pratique technique.

# MĚŘENÍ ÚČINNOSTI ROTAČNÍHO REGENERAČNÍHO VÝMĚNÍKU TEPLA

ING. MARIE STRANOVSKÁ

*Výzkumný ústav pozemních staveb, Praha*

Príspevek informuje o výsledcích prvních zkoušek vyvíjeného rotačního regeneračního výměníku. Akumulační hmota je tvořena hliníkovou fólií. Tyto výměníky připravuje k výrobě závod KOVONA Karviná.

*Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.*

## Úvod

Soudobá energetická situace vyžaduje úsporná opatření ve spotřebě energií a využití nových druhů energie dosud ne v plné míře využívaných. Jednou z cest vedoucích ke snížení spotřeby energie a k nezhoršování ekologické situace je zpětné získávání tepla (ZZT) z odváděného vzduchu.

ZZT z odváděného vzduchu se využívá jak u vzduchotechnických, tak u klimatizačních zařízení. Nejrozšířenější je využívání tepla z odváděného vzduchu k předehřevu přiváděného větracího vzduchu v zimním provozu. Je možno však dosáhnout určitých úspor energie i zpětným získáváním chladu z odváděného vzduchu v letním provozu. Základem zařízení ZZT jsou rekuperační a regenerační výměníky.

Rekuperační výměníky předávají pouze teplo a mají většinou oddělené průtoky obou vzdušín. Člení se na výměníky:

- deskové,
- soustavu lamelových výměníků propojených kapalinových okruhem,
- tepelné trubice.

Regenerační výměníky předávají druhé vzdušíně i vlhkost a někdy i další nežádoucí příměsi. Teplosměnné plochy jsou střídavě obtékány oběma vzdušínami a jejich hmota slouží jako akumulátor tepla a vlhkosti. Regenerační výměníky jsou ve většině případů investičně i provozně náročnější než výměníky rekuperační. Výhoda vyšší tepelné účinnosti způsobená přenosem tepla i vlhkosti je vykoupena přímým stykem odváděného i přiváděného vzduchu s toutéž stěnou výměníku.

Regenerační výměníky se člení na výměníky reverzační se střídáním průtoků a na výměníky rotační. Všechny uvedené typy výměníků ZZT jsou v tuzemsku vyráběny, kromě regeneračních rotačních výměníků. V současné době je výroba těchto výměníků připravována v s. p. Kovona Karviná.

Princip zpětného zisku tepla spočívá v přenosu tepla a vlhkosti mezi střídavě protékajícím přívodním (studeným) a odpadním (teplým) vzduchem v kanálcích rotujícího kotouče, tedy postupným zahříváním a ochlazením akumulační hmoty výměníku. Tepelná účinnost rotačního výměníku závisí na počtu otáček kotouče a na rychlosti proudění obou vzdušín. Tím je určen interval průtoků vzduchu v jednotlivých kanálcích. Pro akumulaci tepla v hmotě kotouče a tím i pro účinnost zpětného využití tepla je důležité provedení jeho rotorové náplně (použitý materiál, jeho plošná hmotnost, měrná tepelná kapacita a tvar kanálek). Optimální je co největší počet kanálek při tloušťce fólie 0,08 až 1,2 mm.

## Popis zkušební vzorku

Zkušební vzorek rotačního regeneračního výměníku tepla, jehož výrobcem bude od r. 1990 Kovona Karviná, s. p., byl vyroben ve vývojové provozovně VVÚ LP Plzeň (pracoviště Praha) a v červnu 1989 byl předán do zkušebny VÚPS Praha k ověření jeho tepelné technických vlastností.

Vývinutý výměník navazuje na program Kovony Karviná s. p., vyrábějící jednotlivé díly větracích a klimatizačních ležatých sestavných jednotek KDK. Velikostí odpovídá KDK 040\*. Jeho rám i plástování vychází z prvků používaných při výrobě dílů KDK, s předpokladem maximálního využití současné výrobní technologie.

Základem výměníku je kotouč o průměru 1 100 mm, hloubky 210 mm, složený ze čtyř výsečí. Každá výseč má vlastní rám, do něhož je vložena hliníková voštinová náplň. Tato hliníková voština o hmotnosti 330 kg/m<sup>3</sup> je

\* viz příspěvek v ROZHLEDECH tohoto čísla, str. 59.

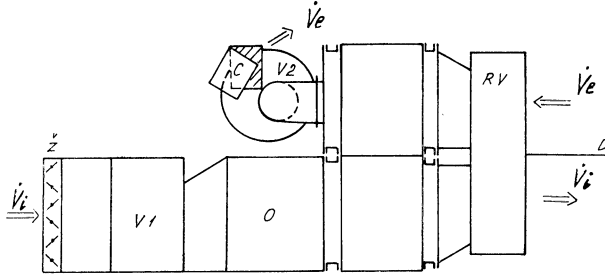
tvořena slepováním rovné hliníkové fólie s fólií zvlněnou, takže kanálky tvoří rovnoměrný trojúhelník o základně asi 3,2 mm a výšce 1,7 mm. Tloušťka fólie je 0,08 mm.

Rotační pohyb výměníku je zajištěn elektromotorem (příkon 0,18 kW). Otáčivý pohyb elektromotoru je přenášen řemenicí na vnější obvod kotouče výměníku. Pro vyvážení kotouče a dosažení rovnoměrného otáčivého pohybu je kotouč uložen ve valivých ložiskách.

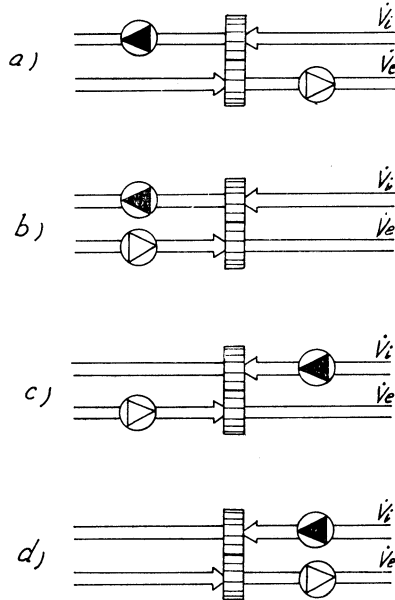
## Popis měřicího zařízení a měření

Zkušební vzorek rotačního regeneračního výměníku byl v červnu 1989 v laboratořích VÚPS Praha podroben zkouškám za účelem ověření jeho tepelně technických vlastností (zjištění teplotové i tepelné účinnosti a tlakové ztráty).

Schéma měřicí tratě je na obr. 1. Pro zajištění průtoku studeného i teplého vzduchu byly instalovány dva ventilátory napojené tak,



Obr. 1. Schéma měřicí tratě: *RV* — rotační regenerační výměník, *V1*; *V2* — ventilátory, *O* — ohřivač vzduchu, *Z* — žaluzie, *C* — clona, *D* — dělicí deska,  $\dot{V}_i$  — průtok teplého vzduchu,  $\dot{V}_e$  — průtok studeného vzduchu.



Obr. 2. Uspořádání ventilátorů a rotačního výměníku — a) oba ventilátory jsou obráceny k výměníku sáním. U tohoto uspořádání je k dispozici správný tlakový rozdíl mezi přívodním ( $\dot{V}_e$ ) a odpadním ( $\dot{V}_i$ ) vzduchem, b) ventilátor odpadního vzduchu je obrácen k výměníku sáním, ventilátor přívodního vzduchu výtlakem. Není nebezpečí pronikání odpadního do přívodního vzduchu, c) oba ventilátory jsou obráceny k výměníku výtlakem, d) ventilátor odpadního vzduchu je obrácen k výměníku výtlakem, ventilátor přívodního vzduchu sáním. Toto uspořádání smí být použito pouze u zařízení s přípustným přimícháváním odpadního vzduchu.

že výměník byl umístěn na výtlačku teplého vzduchu (průtok  $\dot{V}_i$ ) a na sání studeného vzduchu (průtok  $\dot{V}_e$ ). Toto zapojení bylo dáno prostorovými možnostmi zkušebny VÚPS.

Rotační výměník a oba ventilátory, zajišťující průtok studeného a teplého vzduchu lze zapojit čtyřmi různými způsoby (obr. 2). Měřicí trať ve VÚPS odpovídala zapojení ad d).

Průtok teplého (odpadního) vzduchu  $\dot{V}_i$  zajišťoval ventilátor KDDL 080 (V1). Vzduch byl nasáván z místnosti a v ohřivači (O) by



Obr. 3. Pohled na rotační regenerační výměník napojený na trať

ohříván teplotou vodou. Průtok byl nastavován žaluziemi (Ž), umístěnými na vstupu ventilátoru.

Průtok studeného vzduchu zajišťoval ventilátor RSA 400 (V2). Vzduch byl nasáván též zevnitř místnosti a jeho průtok byl nastavován škrtkou clonou (C) na výstupu z ventilátoru. Zkušební vzorek rotačního regeneračního výměníku (RV) byl instalován na konci zkušební tratě tak, že oba proudy vzduchu vytvářely protiproud. Aby se omezilo míchání teplého vystupujícího vzduchu se vstupujícím studeným, byly oba proudy na konci tratě odděleny deskou (D) (obr. 3).

Pomocí regulačních prvků byly nastavovány průtoky studeného a teplého vzduchu. Průtoky byly měřeny u studeného vzduchu na vstupu a u teplého vzduchu na výstupu z výměníku pomocí digitálního vrtulkového anemometru (Testovent 4 000) s možností průměrování rychlostí. Měření bylo rozděleno na dvě části.

V první části byla zjišťována účinnost přenosu tepla při různých průtocích vzduchu. Měření byly současně obě teploty vstupujícího vzduchu ( $t'_e$ ;  $t'_i$ ) a v šesti místech průřezu

obě teploty na výstupu ( $t''_e$ ;  $t''_i$ ) pomocí čidel Pt 100 a zapisovače Versaprint 131 Z.

V druhé části měření byla zjišťována tlaková ztráta výměníku  $\Delta p$ , snímaná na studeném i teplém vzduchu před a za výměníkem mikro-manometry Schiltknecht. Statický tlak proudící vzdušiny v potrubí byl měřen odběrem ze stěny podle normy ON 12 3061 čl. 44 a porovnáván s atmosférickým tlakem.

Pro vyhodnocení naměřených hodnot byl použit postup podle VDI 2071, EUROVENT 10/I jednak proto, že obdobný standard v ČSSR neexistuje a jednak pro možnost porovnání daného prototypu s katalogovými údaji špičkových výrobců.

Z naměřených hodnot byla zjišťována jednak teplotová účinnost  $\Theta_2$ , jednak tepelná účinnost  $\Theta_1$  (která zahrnuje vliv poměru

průtoků vzduchu  $\frac{\dot{V}_e}{\dot{V}_i}$ )

$$\Theta_2 = \frac{t''_e - t'_e}{t''_i - t'_e}; \quad \Theta_1 = \frac{\dot{V}_e}{\dot{V}_i} \cdot \Theta_2,$$

kde  $t'_e$  — teplota přívodního (studeného) vzduchu před výměníkem [°C]

$t''_e$  — teplota přívodního (studeného) vzduchu za výměníkem [°C]

$t'_i$  — teplota odváděného (teplého) vzduchu před výměníkem [°C]

$t''_i$  — teplota odváděného (teplého) vzduchu za výměníkem [°C]

$\dot{V}_e$  — průtok přívodního (studeného) vzduchu [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$\dot{V}_i$  — průtok odváděného (teplého) vzduchu [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]

### Závěry z měření

Po vyhodnocení naměřených hodnot a při porovnání s obdobnými výrobky firmy Kraftanlagen, tj. s výměníkem rototherm PT (RT), rotorfüllungsgrad 5 a rotorfüllungsgrad 10 je možno konstatovat, že měřený prototyp výměníku KDK je v oblasti zpětného zisku tepla a tlakové ztráty s uvedenými zahraničními výměníky na srovnatelné úrovni (tab. 1).

Během měření se projevilo značné zkratování vzduchu ze vstupní části odváděného teplého vzduchu do vstupní části přiváděného studeného vzduchu, tedy v místě nejvyššího rozdílu tlaků. Průtok přesávaného vzduchu byl přibližně trojnásobný proti údajům zahraniční firmy. V sériové výrobě je proto nutno použít lepších těsnících materiálů a minimalizovat volné průřezy kolem výměníku.

Popsané měření bylo pouze informativní. Po dohodě s výrobcem bude následovat ještě v roce 1989 další měření, z něhož získané parametry budou základem pro projekční podklady výrobce.

Měřicí trať pro velikost 040 bude uspořádána tak, aby oba ventilátory byly obráceny k výměníku výtlačkem (obr. 2c). Měření průtoků studeného i teplého vzduchu bude potom v

Tab. 1.

	Výměník		
	KDK Ø 1 100 mm	RT 5 Ø 1 100 mm	RT 10 Ø 1 100 mm
Průtok [10 <sup>3</sup> m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ]	3—3,5	3—3,5	3—3,5
Tlaková ztráta [Pa]	120—150*)	45—50	105—120
Θ <sub>1</sub> †)	0,756—0,706	0,64—0,62	0,78—0,76
Θ <sub>2</sub> †)	0,700—0,654	0,59—0,57	0,72—0,70
Rychlost [m s <sup>-1</sup> ]	2,1—2,3	2,1—2,3	2,1—2,3

\*) včetně přechodového kusu  
 †) poměrný průtok pro  $\frac{\dot{V}_e}{\dot{V}_i} = 1,08$

obou případech na výtaku za výměníkem. Tím bude dosaženo větší přesnosti při měření průtoků.

**Измерение к. п. д. ротационного регенеративного теплообменника**

*Инж. Marie Stranovská*

Статья описывает способ и результаты измерения теплотехнических свойств образца ротационного регенеративного теплообменника продукции ЧССР.

**Measurement of the efficiency of the rotary regenerative heat exchanger**

*Ing. Marie Stranovská*

The method together with the results of the measurement of the thermotechnical features of the specimen of the rotary regenerative heat exchanger of the Czechoslovak production are described there.

**Wirkungsgradmessung eines Rotationsregenerationswärmeaustauschers**

*Ing. Marie Stranovská*

Der Artikel beschreibt das Verfahren und die Messergebnisse der thermo-technischen Eigenschaften eines in der Tschechoslowakischen Sozialistischen Republik hergestellten Probestückes des Rotationsregenerationswärmeaustauschers.

**Mesurage de l'efficience d'un échangeur de chaleur régénératif rotatif**

*Ing. Marie Stranovská*

L'article présenté décrit le mode et les résultats du mesurage des caractéristiques techniques thermiques d'un échantillon de l'échangeur de chaleur régénératif rotatif produit dans la République Tchécoslovaque Socialiste.



*Fridrich*

# OTOPNÉ OBDOBÍ 1988/1989 V PRAZE Z HLEDISKA KLIMATICKÝCH VELIČIN

ING. RUDOLF D. STRAKA

Recenzoval: Vladimír Fridrich, dipl. tech.

## 1. Úvod

Před určením mezních hodnot, stanovicích podle průběhu klimatických veličin začátek a konec otopného období v souladu s obecně závazným právním předpisem [1] je užitečné připomenout doslovné znění jeho příslušných odstavců:

1. Otopné období začíná 1. 9. a končí 31. 5. následujícího roku (§4—1).

2. S vytápěním se započne v otopném období, jestliže průměrná denní teplota venkovního vzduchu poklesne pod  $+13^{\circ}\text{C}$  ve dvou dnech po sobě následujících a podle vývoje počasí nelze očekávat zvýšení průměrné denní teploty venkovního vzduchu pro následující den, pokud se dodavatel tepla s odběratelem nedohodnou jinak §4—2).

3. V otopném období, kdy průměrná denní teplota venkovního vzduchu vystoupí nad  $+13^{\circ}\text{C}$  a podle vývoje počasí nelze očekávat pokles průměrné denní teploty venkovního vzduchu pro následující den, vytápění se přerušuje nebo omezuje (§4—3).

4. Vytápění se ukončí v měsíci květnu, jestliže průměrná denní teplota venkovního vzduchu vystoupí nad  $+13^{\circ}\text{C}$  ve dvou dnech po sobě následujících a podle vývoje počasí nelze očekávat pokles průměrné denní teploty venkovního vzduchu pro následující den, pokud se dodavatel tepla s odběratelem nedohodnou jinak (§4—4).

5. Obytné a jiné prostory musí být v průběhu otopného období vytápěny tak, aby byla v době jejich provozu zabezpečena teplota stanovená v technické normě (ČSN 06 0210, tab. 3 — §4—6).

6. Doba provozu vytápěných prostor se rozumí u bytů doba nejméně od 6,00 hod do 22,00 hod, kdy není prováděno přerušování nebo omezení vytápění (§4—7).

Doslovné citování je nutné, neboť §3 citované vyhlášky ukládá provozovateli soustavně vyhodnocovat výrobu, dodávku a spotřebu tepla za účelem dosažení hospodárnosti provozu (§9—1); kromě toho provozovatelé, kteří nesplní povinnost, kterou jim ukládá obecně závazný právní předpis, jsou vystaveni postihu podle zjištění, které učiní orgán státního odborného dozoru [2].

K zajištění podmínky dosáhnout a udržet

vnitřní teploty vytápěných prostor (§4—6) sledovaly četné organizace řady provozů svých ústředních otopných souborů; výsledky šetření při namnoze značně odlišných podmínkách lze zkráceně shrnout do třech bodů:

1. Provozy, vybavené automatikou při topení topnými plyny nebo topnými oleji lze poměrně snadno držet v účelně řízeném a přizpůsobeném výkonu hořáků.
2. Provozy s ručním ovládním výkonu kotlů při topení tuhými palivy (zavázky čerstvým palivem, likvidace zbytků hoření atd.) jsou na obsluhu (docházka, včasnost a účelnost zásahů) náročnější, přičemž nelze úplně splnit podmínku §4—7) citované vyhlášky, protože výkon kotlů vlivem technologie hoření tuhých paliv nutně kolísají — pokud ovšem topiči neovládají a nezavedli chod souproutového spalování paliva u kotlů se spodním ožehem, při němž je výkon kotlů dlouhodobě rovnoměrný a bez značnějšího kolísání.
3. Za účelem splnění limitu vnitřních teplot vzduchu ve vytápěných prostorách podle §4—6) citované vyhlášky musí provozovatel u obytných místností dodržet průměrnou vnitřní teplotu všech vytápěných prostorů ve stavu tepelné setrvačnosti  $t_1$  uvažovanou v projektu otopného zařízení podle ČSN 06 0210—64 tab. 3 (např. v obytných místnostech  $20^{\circ}\text{C}$  apod.).

Topné klimatické číslo se vypočte ze základní rovnice

$$D = Z \cdot (t_{is} - t_{es}) \quad [d \cdot K]$$

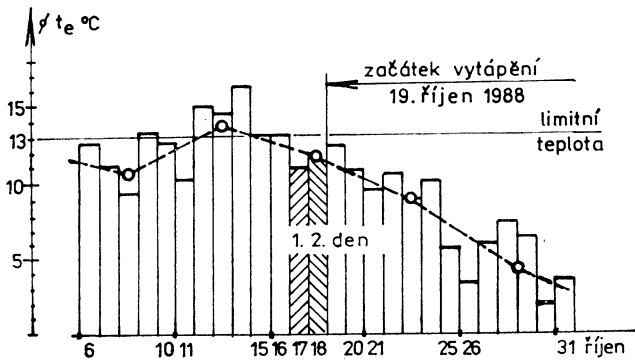
kde značí:

$Z$  — počet dnů v uvažovaném časovém úseku, např. pro jeden den je  $Z = 1, \dots [d]$

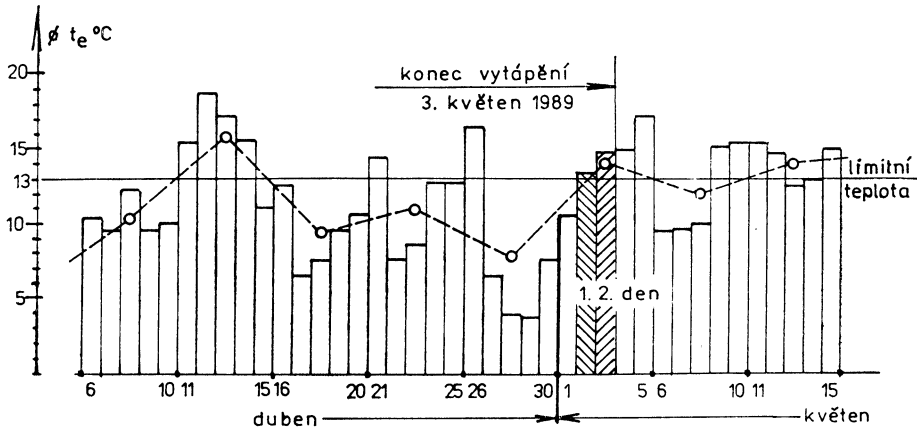
$t_{is}$  — průměrná vnitřní denní střední teplota vzduchu všech vytápěných prostorů v průběhu denního cyklu vytápění i chladnutí budovy (kterou lze stanovit také měřením  $[^{\circ}\text{C}]$ ).

$t_{es}$  — průměrná teplota venkovního vzduchu v uvažovaném časovém úseku v době  $Z$  dnů  $\dots [^{\circ}\text{C}]$ .

Aby byla splněna podmínka, stanovená §4—6) citované vyhlášky, musí být  $t_{is} = 19,0^{\circ}\text{C}$ , takže



Obr. 1.



Obr. 2.

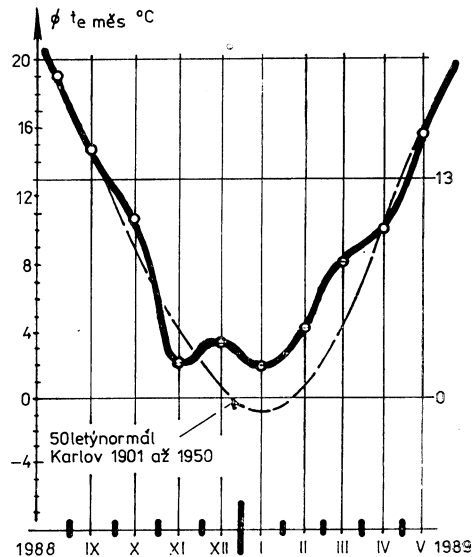
pro Klementinum (normoklima  $Z = 212$ ,  $t_{ez} = 3,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) je  $D_{19Klem} = 212(19,0 - 3,2) = 3\ 349 \dots [\text{d. K}]$ ,  
 pro Prahu-Karlov (normoklima  $Z = 216$ ,  $t_{ez} = 3,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) je

$$D_{19Kar} = 216(19,0 - 3,8) = 3\ 283 \dots [\text{d. K}]$$

S topným klimatickým číslem pro obytné objekty v Praze  $D_{19}$  [d. K] se musí počítat při výpočtu potřeby nebo spotřeby paliva pro vytápění.

Oba určující dny trvání otopného období lze stanovit z údajů jediného legálního podkladu - pro tento účel, tj. z Měsíčních přehledů meteorologických pozorování, vydávaných pravidelně Hydrometeorologickým ústavem v Praze. Stanovíme:

**Začátek 1988:** Podlimitní teplota vzduchu byla uprostřed září v souvislých třech dnech, ale na začátku i na konci měsíce se udržela nad ní. Od začátku října se průměrné denní teploty pohybovaly pod nebo těsně okolo limitní hodnoty, přičemž přibližně v půli měsíce teplota vykypěla až k hodnotě měsíčního maxima  $16,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Druhá půlka v měsíci vykazuje trvale sestupnou tendenci. Proto — aniž



Obr. 3.



Tab. 1.

Měsíc	X	XI	XII	I	II	III	IV	V	Součet	
Počet dnů Z Prům. teplota $t_e$ [°C]	13 7,5	30 <sub>e</sub> 2,1	31 3,3	31 1,9	28 4,2	31 8,2	30 9,8	3 12,8	197 5,20	
Dotápí se	do 13 [°C] do 19 [°C]	5,5 11,5	10,9 16,9	9,7 15,7	11,1 17,1	8,8 14,8	4,8 10,8	3,2 9,2	0,2 6,2	— —
Klimatické číslo	D <sub>13</sub> [dK] D <sub>19</sub> [dK]	72 150	327 507	301 487	344 530	246 414	149 335	96 276	1 19	1 536 2 718
Otop. období 1988/89 50letý normál Karlov		6 8	19 14	18 18	19 20	15 16	12 14	10 9	1 1	100,0 % 100,0 %
Určení $t_{ez}$ : $1\ 536 = 197 \cdot (13,0 - t_{ez})$ ; $1\ 025 = 197 \cdot t_{ez}$ ; $t_{ez} = 5,20$ °C										

Tab. 2.

Časové období	Počet dnů Z	$t_e$ [°C]	50letý normál [°C]	Vyšší + nižší [%]
říjen 1988	13	7,5	9,0	-16,66
listopad 1988	30	2,1	3,8	-44,73
prosinec 1988	31	3,3	0,3	+1 000,00
leden 1989	31	1,9	-0,9	+311,11
únor 1989	28	4,2	0,2	+2 000,00
březen 1989	31	8,2	4,3	+90,71
duben 1989	30	9,8	8,8	+11,36

Tab. 3.

Otopné období					Klimatic. číslo D [dK]		Absolut. minimální teplota vzduchu [°C]	datum
	od	do	počet dnů Z	teplota $t_{ez}$ [°C]				
1984/1985	29. 10.	—	197	2,1	1 894 <sup>4)</sup>	3 046 <sup>5)</sup>	-22,6	9. 1. 1985
1985/1986	15. 10.	24. 4.	192	2,5	1 818 <sup>4)</sup>	2 970 <sup>5)</sup>	-17,4	27. 2. 1986
1986/1987	13. 10.	26. 4.	216 <sup>1)</sup>	3,2	1 892 <sup>4)</sup>	3 188 <sup>5)</sup>	-19,2	31. 1. 1987
1987/1988	1. 10.	31. 12.	92	6,0	2)551 <sup>4)</sup>	—	—	—
1987/1988	1. 1.	30. 4.	121	4,7	3)996 <sup>4)</sup>	—	—	—
1987/1988	1. 10.	30. 4.	213	5,3	—	2 705 <sup>5)</sup>	-11,3	10. 12. 1987
1988/1989	19. 10.	3. 5.	197	5,2	6)1 536	2 718 <sup>7)</sup>	-9,3	23. 11. 1988
normál	30. 9.	3. 5.	216	3,8	4)1 771	3 067 <sup>5)</sup>	Praha-Karlov	
normál	6. 10.	5. 5.	212	3,2	4)1 860	3 130 <sup>5)</sup>	Praha-Klementinum	

1) včetně 20 dnů v květnu při náhlém ochlazení  
2) podle vyhl. č. 197/57 Sb limitní teplota  $t_e = 12$  °C, trvání 3 dny  
3) podle vyhl. č. 94/87 Sb limitní teplota  $t_e = 13$  °C, trvání 2 dny  
4) mezní klimatické číslo  $D_{12} \dots d. K$   
5) topné klimatické číslo  $D_{18} \dots d. K$   
6) mezní klimatické číslo  $D_{13} \dots d. K$   
7) topné klimatické číslo  $D_{19} \dots d. K$

by bylo nutno přepočítávat průměry pro pětidenní intervaly — lze určit (obr. 1) po dvou dnech s podlimitní teplotou den 19. října 1988 za datum, kdy bylo nutno, ve shodě s právním předpisem [1] započít s pravidelným vytápěním.

Konec 1989: Průměrná teplota prvního týdne měsíce května  $t_0 = 14,1^\circ\text{C}$  byla vysloveně nadlimitní. Rozhodující dva dny s nadlimitními teplotami jsou 2. a 3. května, takže dnem 3. května končí otopné období (obr. 2). Avšak koncem prvního týdne a začátkem a koncem druhého týdne byly teploty podlimitní, které se však neudržely déle než po dobu dvou dnů. Nebyl proto důvod znovu uvádět soubor ústředního vytápění do chodu, takže termín zakončení otopného období dnem 3. května 1989 platí. Průběh průměrných denních teplot v květnu (obr. 2) a průměry teplot v pětidenních intervalech (body v nomogramu) prokazují sice nepravidelnou, přesto však trvalou tendenci v očekávaném pozvolném vzestupu.

Na obr. 3 jsou zakresleny průměrné měsíční teploty vzduchu v jednotlivých měsících otopného období (silná čára), odlišující se od padesátiletého normálu (slabá přerušovaná čára). Z povšechného srovnání obou křivek vyplývá „teplejší“ zima; výjimkou je chladnější listopad 1988.

V tab. 1 jsou v potřebných veličinách sestaveny rozhodující parametry otopného období. Klimatická čísla jsou vztažena na limitní

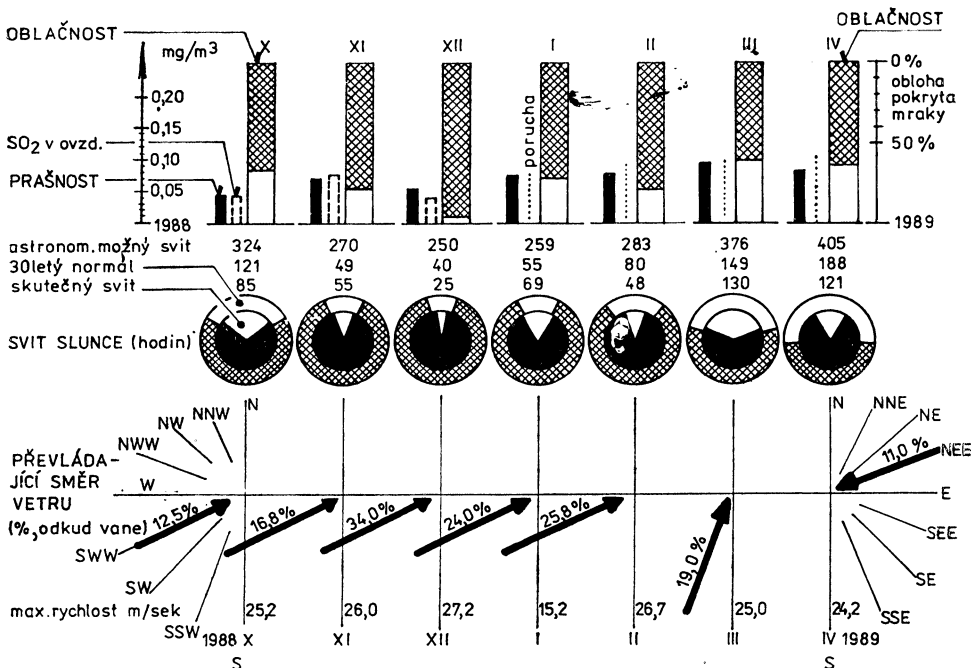
teplotu  $13^\circ\text{C}$  a vnitřní teplotu  $19^\circ\text{C}$ . Prokazuje proti normoklimatu:

Karlovy: počet otopných dnů Z je o 8,8% menší, teplota  $t_{ez\text{Kar}}$  je o 36,8% vyšší, Klementinum: počet otop. dnů Z je o 7,0% menší, teplota  $t_{ez\text{Klem}}$  je o 63% vyšší, takže nejen podle klimatických čísel, ale povšechně lze konstatovat, že uplynulé otopné období bylo proti dlouhodobému normoklimatu příznivější. Odlišnost teplot vzduchu v jednotlivých měsících (značení + ... vyšší — ... nižší proti 50letému normálu) uvádí tab. 2.

## 2. Hlavní klimatické údaje

Otopné období 1988/1989 se vyznačuje těmito základními údaji:

1. Začátek otopného období 19. října 1988,
2. konec otopného období 3. května 1989,
3. počet otopných dnů 197,
4. mezní klimatické číslo  $D_{13\text{Kar1}} = 1\,536$  denostupňů ... [d. K],
5. topné klimatické číslo  $D_{19\text{Kar1}} = 2\,718$  denostupňů ... [d. K],
6. průměrná teplota venkovního vzduchu během otopného období je  $t_{ez} = 5,2^\circ\text{C}$ , proti dlouhodobému normálu o 36,8% vyšší,
7. absolutně nejnižší teplota vzduchu během otopného období byla  $-9,3^\circ\text{C}$  dne 23. listopadu 1988.



Obr. 4.

### 3. Charakteristika otopného období

Při sledování klimatických veličin, uvedených v tab. 3 lze zjistit, že v důsledku zvýšení průměrné teploty venkovního vzduchu v otopném období  $t_{ez}$  o 62,5% oproti dlouhodobému normálu Praha-Klementinum, resp. o 36,8% proti Praha-Karlov, je otopné období 1988/1989 z hlediska náročnosti na tepelnou energii pro vytápění příznivější; proto stejně, jak v předchozích letech byl podíl v celostátní bilanci spotřeby paliv pro vytápění výrazně menší.

K této okolnosti dlužno poznamenat, že od období 1984/1985 tyto kázadoroční průměry  $t_{ez}$  nepřetržitě stoupají. Tento stav, z energeticko-palivářského stanoviska velmi výhodný, je z hlediska povšechné ekologie velmi znepokojující, neboť potvrzuje [3] obavy z nepříznivých civilizačních zásahů na klima naší planety (skleníkový efekt).

Obr. 4 umožňuje všeobecné posouzení otopného období z dalších hledisek, které mají — kromě teplot venkovního vzduchu — výrazný vliv na spotřebu tepelné energie pro vytápění. Jsou to:

- oblačnost ve stupnici od 0 do 10, přičemž 10 značí oblohu 100% pokrytou mraky,
- skutečný svit slunce ve srovnání s třicetiletým normálem svitu (maximum svitu astronomicky možného je uvažováno jako 360°),
- větr — převládající směr [%] odkud vane (číslo nad šipkou) v takovém poměrovém měřítku, že součet redukováného počtu hodin, včetně bezvětří všech (růžící) značných směrů, je 100%. Např. v únoru 1989 vanul převládající vítr z 25,8% směrem od SWW s maximální rychlostí 26,7 metrů za sekundu. K tomu lze podotknout, že v den tohoto extrému (27. 2. odpoledne)

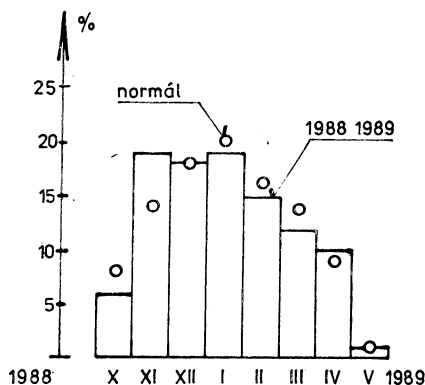
tento vítr vyvolal nepříznivý účinek snížením teploty  $t_e = 7^\circ\text{C}$ , jako kdyby byla teplota vzduchu  $-5,13^\circ\text{C}$  při bezvětří!

- prašnost a obsah  $\text{SO}_2$  v ovzduší, měřené v miligramech na jeden kubický metr ovzduší; zařízení pro indikaci  $\text{SO}_2$  mělo tak, jako loni, počínaje lednem trvalou poruchu. ■■

V tab. 3 jsou uvedeny odlišnosti parametrů jednotlivých časových údobí posledních pěti otopných sezón v Praze.

### 4. Spotřeba tepelné energie

Z podkladů, uvedených v tab. 1 je sestrojen nomogram v obr. 5: znázorňuje spotřebu tepelné energie pro vytápění (zvýrazněné stupně) s dlouhodobým normálem (body); pouze v prosinci a květnu je jejich shoda.



Obr. 5.

### LITERATURA

- Vyhláška Federálního ministerstva paliv a energetiky čis. 94/1987 Sb (částka 22/1987 o hospodaření s teplem).
- Zákon č. 88/1987 o státní energetické inspekci (částka 21/87 Sb).
- Mezinárodní vědecká konference Přírodovědecké fakulty Univerzity J. E. Purkyně o změnách klimatu. Červen 1989.

### Отопительный период 1988/1989 г. в Праге с точки зрения климатических величин

Инж. Р. Д. Страка

На основе метеорологических наблюдений, изданных Гидрометеорологическим институтом в Праге, составил автор подробный анализ климатических величин в отопительном периоде 1988/1989 г. В статье приведены характеристики этого периода с термотехнической точки зрения, обработанные главным образом с уважением к потребностям проектантов и техников-производственников.

### The climatic parameters during the heating season 1988/1989 in Prague

Ing. R. D. Straka

The author sums up the meteorological measurements published by the Hydrometeorological Institute in Prague concerning the heating season 1988/1989 in Prague and he adds to this summing-up a detailed analysis of the respective results. The basic data and the thermotechnical tables prepared with respect to the needs of projecting and operating engineers are also given there.

Auf Grund der meteorologischen Beobachtungen die vom Hydrometeorologischen Institut in Prag veröffentlicht wurden, hat der Autor eine ausführliche Analyse von klimatischen Daten während der Heizungsperiode 1988/1989 zusammengestellt. Im Artikel werden die wärmetechnischen charakteristischen Daten erwähnt, die mit Rücksicht auf ihre Ausnutzung von Projektanten und Betriebstechnikern ausgearbeitet worden sind.

Prenant pour base les observations météorologiques publiées par l'Institut de la hydro-météorologie à Prague, l'auteur a établi une analyse détaillée des valeurs climatiques au cours de la période de chauffe 1988/1989. Dans l'article présenté, on cite les caractéristiques de cette période au point de vue thermique qui étaient élaborées en égard aux besoins des projeteurs et des techniciens d'exploitation, surtout.

## ● ZVVZ pro ochranu životního prostředí

Řešitelský kolektiv státního podniku Závody na výrobu vzduchotechnických zařízení Milevsko se zapojil do činnosti práce tak, aby přispěl k účinné ochraně ovzduší u nás i v zahraničí.

Z posledního období patří mezi nejnovější výrobky z oboru filtrace a odlučování ZVVZ, s. p., Milevsko filtry FKG, FKJ a EKH odlučovače.

Filtry FKG s antiexplozivní ochranou byly provozně ověřeny u výrobce nábytku Hikor Písek (FKG 8/280) i v třídně uhlí dolu Vršany u Mostu (FKG 4/140). U filtrů FKG je uplatněno několik čs. vynálezů, proto byl vystaven na InveXu 1988 v Brně.

Filtr nachází použití všude tam, kde je nezbytné odloučit prachy velikosti pod 10 mikrometrů. Použití pouze suchých vírových odlučovačů je téměř vyloučeno, neboť nezachytí tyto malé částice. Nejvhodnější jsou proto látkové filtry, kde odprašky zůstávají v práškovitém stavu a lze je dále využít.

Filtry FKG jsou stavebnicové konstrukce. Řada se tvoří skládáním jednotek za sebou, v ose vstupu a výstupu filtrované vzdušiny. Základní jednotka má plochu 140 m<sup>2</sup> a tvoří celek sestavený ze čtyř filtračních komor. Prašný a čistý prostor odděluje osmidílná filtrační vložka tvořící kompaktní celek.

Na filtrační komory navazuje regenerační zařízení. K regeneraci je možné připojit teplý vzduch, při provozní teplotě filtru v blízkosti rosného bodu.

Antiexplozivní ochrana je řešena pojistnými klapkami a zamezuje poškození filtru v případě výbuchu uvnitř filtru. Klapky jsou umístěny pouze na jedné straně výsypek, tím je docílena snazší instalace. Umísťují se ve venkovním prostoru.

Pro nábytkářský průmysl nebyl až dosud k dispozici vhodný filtr, který by řešil zachy-

cení nejméněprachů vznikajících především při broušení např. dřevovláknitých desek.

Dříve instalované odlučovače SEB nespĺnily např. v Hikoru Písek funkci zachycení nejméněprachů frakci dřevěného prachu. Tato skutečnost se negativně projevila na vegetaci v přilehlém arboretu Střední lesnické školy v Písku. Pro konkrétní provozní podmínky plně vyhověl filtr FKG 8/280 instalovaný s radiálním vysokotlakým ventilátorem RVE nebo RVI 1000.

Filtr FKG 4/140 byl provozně ověřen v třídně uhlí dolu Vršany u Mostu. Závažným problémem u uhlého prachu je skutečnost, že tento rozptýlený ve vzduchu vytváří výbušnou směs. Filtr FKG s pojistnými klapkami řeší bezpečný provoz.

Vědeckovýzkumný ústav v Ostravě-Radvanicích objednal u ZVVZ, s. p., Milevsko technické řešení, které by splňovalo podmínku instalace zařízení — filtrů uvnitř objektu a bylo v protivýbušném provedení.

Byl vyřešen zcela nový typ filtru FKJ s nově vyřešenými a schválenými pojistnými klapkami, které představuje původní řešení přihlášené k čs. patentové ochraně. Filtr FKJ 4/140 úspěšně reprezentoval československou vzduchotechniku na mezinárodní výstavě ENVITEC 89 v NSR — Düsseldorfu a byl exponátem ZVVZ na MSV Brno 1989.

Pro zachycení úletů u velkých zdrojů, především v elektrárnách slouží elektrické odlučovače ZVVZ. Na jubilejním 30. MSV Brno obdržel odlučovač EKG zlatou medaili. Nový — modernější elektrický odlučovač EKH je namontován v rozmanitém provozu, např. elektrárně Třebovice, cementárně Králův Dvůr a teplárně Vráto v Českých Budějovicích. Úspěšné vyhodnocení zkoušek prokázalo, že nový odlučovač EKH má vyšší užité vlastnosti a zabezpečí čistotu ovzduší.

Sl. Novotný

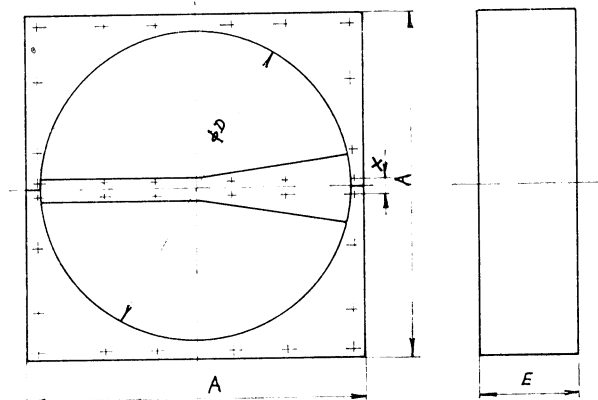
## VÝVOJ A VÝROBA PROTOTYPU ROTAČNÍHO REGENERAČNÍHO VÝMĚNÍKU KDKO

Státní podnik Kovona Karviná se průběžně zabývá rozšiřováním sortimentu vzduchotechnických zařízení a prvků, a to zejména se zaměřením na snížení rizikovosti pracovního a životního prostředí. V poslední době to je např. protipožární klapka PKK-90, kazetová velkoplošná výústka, ale i čistírna odpadních vod ČOV PESL 25. Stejný cíl byl i u zahájení řešení problematiky větrání svařoven (a provozů s obdobnou nutností velké výměny vzduchu) završený r. 1987 „Typovou projektovou studií větrání svařoven“ autorů: Jaroslava Vacka, Ing. Františka Drkala, CSc., a Zdeňka Tluchoře. Studie byla řešena KOVOPRO-

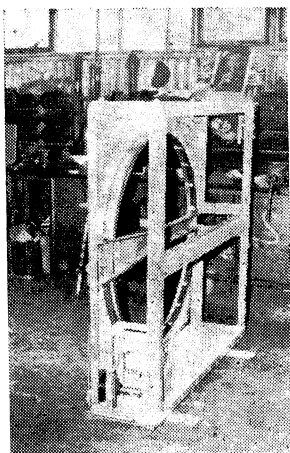
JEKTOU Praha a jedním z výsledků je realizace kazetové velkoplošné výústky. Důsledné větrání svařoven je podmíněno účinným zařízením pro zpětné získávání tepla např. rotačním regeneračním výměníkem, jehož řešením byl pověřen Výzkumný a vývojový ústav lehké prefabrikace — pracoviště Praha.

*Cílem úkolu proto bylo:*

- vyvinout konstrukci rotačního regeneračního výměníku v typové řadě KDK, tj. ve velikostech 020, 040, 080 a 160;
- vyrobit prototyp ve velikosti 040;



Obr. 1. Rozměry regeneračního dílu KDKO (viz tab. 1)

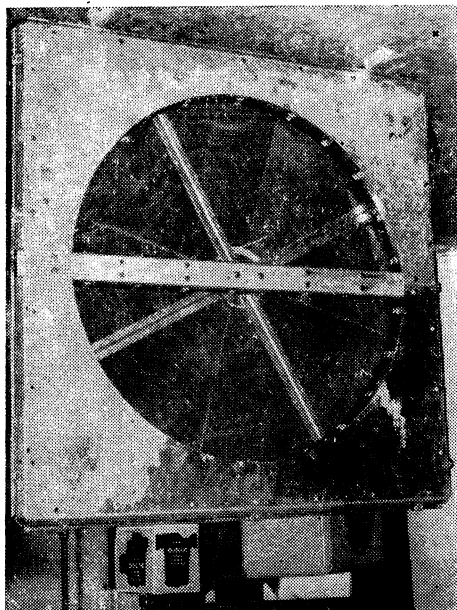


Obr. 2. Regenerační díl KDKO-040

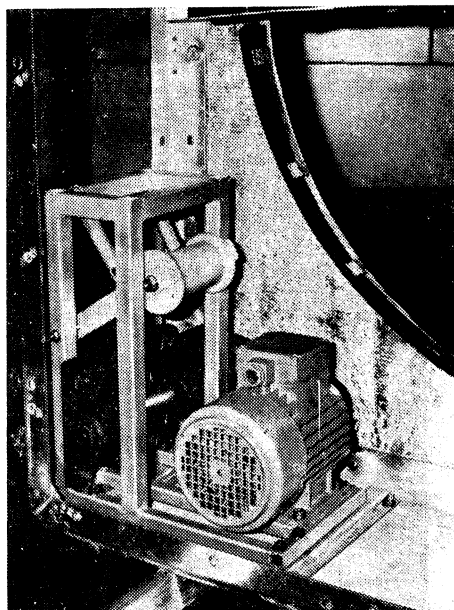
- navrhnout konstrukci skříně pro rotační výměníky s maximálním využitím dílů typově vyráběných pro jednotky KDK;
- navrhnout konstrukci rotoru výměníku o hloubce 210 mm s použitím hliníkové voštiny s minimálními vertikálními a axiálními tolerancemi na „házení“;
- dosáhnout účinnosti výměníku 75 % při příkonu pohonné jednotky 0,2 kW;
- navrhnout plynulou regulaci otáček rotoru.

*V průběhu řešení byly zvažovány varianty:*

- uložení rotoru výměníku na válečky a na střední osu;
- pohon rotoru motorem a pohon rotoru proudem vzdušiny, kde je rotační pohyb rotoru výměníku odvozen od proudu protékajícího vzduchu lopatkovou mříží vytvořenou po obvodu rotoru. Vzdušina prochází pouze mezi 1/2 mezikruží, a tím v lopatkové mříži vyvolává tangenciální sílu otáčející rotorem.



Obr. 3. Zadní pohled na regenerační výměník KDKO-040 (proplachovací komora je z čelní strany)



Obr. 4. Pohonná jednotka rotoru regeneračního výměníku KDKO-040

Tab. 1. Rozměry a příkon regeneračního dílu KDKO

Velikost KDKO	A [mm]	D [mm]	E [mm]	X [mm]	Příkon [kW]
020	1 220	800	360	49	0,18
040	1 420	1 100	360	49	0,18
080	1 920	1 600	360	49	0,18
160	2 470	2 150	360	49	0,18

Uložení rotoru na obvodové válečky nebylo realizováno, ale byly ověřovány oba druhy pohonu na modelech o průměru rotoru 1 100 mm. Na základě těchto zkoušek bylo ukončeno řešení varianty otáčení rotoru pomocí obvodových lopatek, i když její funkčnost nebyla zkouškou popřena — rotor se otáčel.

Teplosměnná náplň obou výměníků (rotorů) byla vytvořena ze čtyř segmentů hliníkové voštiny (výrobek LET Kunovice). Tato voština měla malou hmotnost a byla pouze prozatímním řešením, než LET Kunovice začne vyrábět voštinové jádro i o vyšší hmotnosti (z šestihranných kanálků o délce hrany 2—3 mm a síle hliníkové fólie 0,08—0,1 mm). Hloubka rotoru byla 210 mm. Měřením byla potvrzena nutnost:

- zvýšení hmotnosti akumulační náplně;
- přesné výroby a montáže;
- vyvážení rotoru ve vazbě na obvodové utěsnění rotoru. Vyplývaly z něj i další

závěry použité při úpravě návrhu konstrukčního řešení pro prototyp.

Pro výrobu rotoru prototypu byla použita hliníková skládaná voština — s tvarovanými fóliemi o hmotnosti 330 kg m<sup>-3</sup> (dočasná výroba s. p. Kovona Karviná).

Konstrukce skříně výměníku vychází z prvků, používaných při výrobě KDKL s předpokladem maximálního využití současné výrobní technologie. Účinnost výměníku byla zjišťována pouze předběžně a informativně ve VÚPS Praha, neboť vlastní měření bylo krátkodobé a uskutečněné prakticky v letním období. Prokázalo však, že účinnost výměníku a jeho tlakové ztráty jsou srovnatelné s výměníkem fy Kraftanlagen Heidelberg. Komplexní a přesné podklady pro projektování budou k dispozici až po dlouhodobém měření v průběhu topné sezóny 1989/1990.

Babinec, Vaverka

## ASHRAE Journal 31 (1989), č. 2

- District heating with cogeneration (Prímé vytápění v souvislosti s výrobou elektrické energie) — *Nelson R. M., Kainlauri E. O.*, 20—22, 24.
- Cogeneration, chillers and cool storage (Výroba elektrické energie, chladiče a akumulace chladu) — *Purtell R. F.*, 26—29.
- Cogeneration in combination with electric heat pumps (Výroba elektrické energie v kombinaci s elektrickými tepelnými čerpadly) — *Collet P. J.*, 30—32, 34.
- Sizing a storage type water heating system (Dimenzování vodního vytápěcího systému s akumulací tepla) — *Hejaki S. A.*, 35—36, 38—40.
- Heat exchangers... an historical perspective (Výměníky tepla) — 41—42, 44—46.

## ASHRAE Journal 31 (1989), č. 5

- The current state of thermal storage changes day by day (Změny v průběhu akumulace tepla) — *MacCracken C.*, 18, 20.
- Cold air distribution makes cool storage the best choice (Rozvod studeného vzduchu a akumulace tepla) — *Dorgan Ch. E.*, 20, 22, 24, 25.
- The past, present and future of eutectic salt storage systems (Minulost, současnost a budoucnost akumulčních systémů s eutektickými solemi) — *Ames D. A.*, 26, 28.
- Chilled air approaches the office building market (Chlazený vzduch a chlazení kancelářských budov) — *Pearson F. J.*, 28, 30.
- Cool storage: a technology update (Akumulace chladu: současná technologie) — *Wendland R. D.*, 30, 32.
- Thermal storage retrofit (Akumulace tepla) — *Knebel D. A., Houston S.*, 34, 36, 38, 40, 42.
- Energy management at the Vancouver art gallery (Spotřeba energie v galerii ve Vancouveru) — *Kwok K., Sinclair K.*, 46—48, 50.
- Fans (Ventilátory) — 51—52, 54—57.
- Vancouver technical program (Přednášky, symposia a semináře výročního zasedání ASHRAE) — 62—68.

## Gesundheits-Ingenieur 110 (1989), č. 2

- Die Wärmebilanz an Wandoberflächen in Räumen mit und ohne Sonneneinstrahlung (Tepelná bilance na stěnových površích v prostorech s osluněním a bez oslunění) — *Heidt F. D., Streppel H. J.*, 61—67.
- Solarenergie für die Gewächshausklimatisierung (Sluneční energie pro klimatizaci skleníků) — *Ch. von Zabeltitz*, 68—73

- Hygienische Aspekte beim Sparen von Wasser (Hygienické aspekty při šetření vodou) — *U. Hässelbarth*, 74—80.
- Stand und Entwicklung der physikalischen Therapie in der Rheumabehandlung — Technische Belange, Teil 2 (Stav a vývoj fyzikální terapie v ošetřování revmatismu — Technické postupy, díl 2.) — *Feurich H.*, 80—82, 91—102.
- XXII. Internationaler Kongress Technische Gebäudeausrüstung in Berlin. Bericht II (XXII. mezinárodní kongres „Technické vybavení budov“ v Berlíně. Zpráva II.) — 103—105.
- Signalanoden in Warmwasserspeichern — Gefahrstofflager — Planung, Genehmigung und Bau — Fast 40% der Heizungen mangelbehaftet — Solaranlagen erfolgreich in der Landwirtschaft eingesetzt — 85 Jahre Umweltschutz — Richtlinien für die Herstellung von Entwässerungskanälen und -leitungen — Bauphysik (Signalizační anody v zásobnících teplé vody — Sklad nebezpečných látek — plánování, schvalování a stavba — Téměř 40% vytápění má nedostatky — Použití slunečních zařízení v zemědělství je úspěšné — 85 let ochrany životního prostředí — Směrnice na výrobu odvodňovacích kanálů a potrubí — Stavební fyzika) — 83—89, příloha.

## Heating, piping, air conditioning 61 (1989), č. 1

- High rise opts for high tech (Mechanické a regulační systémy pro výškovou budovu v Chicagu) — *Dilorio E., Jennet E. J.*, 83—87.
- Evaporative chilling and thermal storage (Chlazení vypařováním a akumulace tepla) — *Hatten M. J., Johnston T. W.*, 91—96.
- Fan heat: its source and significance (Teplo ventilátoru: jeho zdroj a význam) — *Williams G. J.*, 101—103, 108—112.
- High-rise deionized water systems (Deionizované vodní systémy pro výškové budovy) — *Amaroso V., Sigel M.*, 127—132.
- Compressor capacity modulation scheme (Schéma modulace kapacity kompresoru) — *Zubair S. M., Bahel V.*, 135—137, 140—143.
- Pulse combustion: a new approach (Impulsové spalování) — *Palm R. B.*, 147—150.
- What RH control can do for you (Regulace relativní vlhkosti) — *Shunk M. L., Morton B. W.*, 155—157.
- Automatic sprinklers in exhaust systems (Automatické sprinklery u odsávacích systémů) — *Kirson D.*, 163—166.
- HRSG features and applications (Zpětné získávání tepla při výrobě páry a využití tohoto systému) — *Ganapathy V.*, 169 až 174, 183—185.

## Heating, piping, air conditioning 61 (1989), č. 2

- Humidity control: a sophisticated approach (Regulace vlhkosti) — 22, 26.
- Energy and IAQ can be complementary (Energie a kvalita vnitřního vzduchu se mohou doplňovat) — *O'Sullivan P.*, 37—42.
- Pressurization control: facts and fallacies (Přetlak v budovách: fakta a falešné představy) — *Holness G. V. R.*, 47—51.
- Induced air distribution system (Rozvod nasátého vzduchu) — *Kogan P. L.*, 53—57.
- Research laboratory ventilation system (Větrací systém výzkumné laboratoře) — *Esmond J.*, 59—64.
- Supply outlets for VAV systems (Vyústky pro systémy s proměnným průtokem vzduchu) — *Wendes H.*, 67—71.
- Purging noncondensable gases (Čištění nekondenzovatelných plynů) — *Yencho J.*, 75—79.

## Heating, piping, air conditioning 61 (1989), č. 5

- CABDS: Why is it needed? (Proč je zapotřebí systém pro navrhování budov za použití počítače?) — *Ahort J. R.*, 26—27, 30.
- Variable speed CW booster pumping (Čerpání chladicí vody s proměnnou rychlostí) — *Utesch A. L.*, 49—53, 56—58.
- Motors and drives for fans and pumps (Motory a pohony pro ventilátory a čerpadla) — *Murphy H.*, 61—65.
- Integrated desiccant cold air distribution (Rozvod chladicího vzduchu) — *Meckler M.*, 67, 71, 74—77, 124—127.
- Condensing system heats domestic water (Kondenzační systém ohřívá vodu pro spotřebu v domácnosti) — *Morrison B. W.*, 131—133.
- Calculating roof and lighting loads (Výpočet zátěží střechou a osvětlením) — *Kogan P. L.*, 135—138.
- Directing condensate to steam traps (Odvod kondenzátu) — *Duffy J. P.*, 149—151.

## Heizung Lüftung Haustechnik 40 (1989), č. 4

- Pufferspeicher beeinflusst Brennerschaltung. Simulationsergebnisse über die Schaltintervalle von Brennern mit und ohne Einkoppelung eines Pufferspeichers (Vyrovnávací paměť ovlivňuje zapojení intervalů hořáků se zapojením vyrovnávací paměti a bez vyrovnávací paměti) — *Heussner H., Beck H.*, 177—180.
- Wärme aus Abluft und Abwasser. Betriebserfahrungen mit Wärmerückgewinnungsanlagen in einem Hallenbad (Teplu z odpadního vzduchu a odpadní vody. Provozní zkušenosti se zařízeními na využívání odpadního tepla v halovém bazénu) — *Leisen K.*, 181—188.
- Topographie beeinflusst heiztechnische Kenngrösse. Untersuchung zur flächendekenden Verteilung der Gradtagzahlen in

- der Bundesrepublik Deutschland (Topografie ovlivňuje technickou charakteristickou veličinu vytápění. Šetření plošného rozdělení počtu denostupňů v NSR) — *Gerth W. P.*, 189—193.
- Wirtschaftlichkeit alternativer Energieversorgungssysteme. EDV-gestützte Bearbeitung von Wirtschaftlichkeitsstudien am Beispiel einer BHKW-Anlage (Hospodárnost alternativních zásobovacích systémů energií. Na počítači zpracování studií o hospodárnosti pro příklad zařízení BHKW) — *Jensch W., Höness R.*, 194—200.
- Erzeugerpreise in der HKS-Branche 4/89 (Ceny výrobců v odvětví vytápění, klimatizace a zdravotně technické instalace v dubnu 1989) — 175.
- Fernwärmeversorgung (Dálkové zásobování teplem) — 200.
- Heiztechnik/Wirtschaft (Vytápěcí technika/hospodářství) — 205.
- Fussbodenheizung — Normung (Podlahové vytápění — normování) — 209, 220—221.
- Luftentfeuchtung (Odvlhčování vzduchu) — 218.
- Verbrennung — Umweltschutz (Spalování — ochrana životního prostředí) — 219 bis 220.
- Wärmerückgewinnung — Brennwertnutzung (Využívání odpadního tepla — využití výhřevnosti) — 221—223.
- Haustechnik — Werkstoffe (Domovní technika — materiály) — 224.
- Brennwertkessel (Výhřevný kotel) — 226.
- NT-Heizung (Nízkoteplotní vytápění) — 226—227.

## Heizung Lüftung Haustechnik 40 (1989), č. 5

- Simulation mit Reaktion der Subsysteme. Einsatz von Simulationssoftware als Hilfsmittel für die Planung von Steuerungs- und Regelungskonzepten für die Wärmeversorgung von Gebäuden (Simulace s reakcí subsystémů. Použití simulačního software jako pomocného zařízení pro plánování řídicích a regulačních konceptů na zásobování budov teplem) — *Rauch K. Ch.*, 235—242.
- Montagehalle gleichmässig beheizt. Messtechnische Untersuchung einer Hochtemperatur-Strahlungsheizung (Montážní hala stejnoměrně vytápěná. Studium z hlediska měřicí techniky vysokoteplotního sálavého vytápění) — *Hoffstedt F., Hüsemann R.*, 243—247.
- Spezifische Schallkenngrößen von Radialventilatoren (Spezifické zvukové charakteristické veličiny odstředivých ventilátorů) — *Bommes L.*, 249—256.
- Erzeugerpreise in der HKS-Branche 5/89 (Ceny výrobců v odvětví vytápění, klimatizace a zdravotně technické instalace v květnu 1989) — 233.
- Hallenheizung. Deckenstrahlplatten gleichen Lastschwankungen aus (Vytápění hal. Stropní sálavé panely vyrovnávají výkyvy zatížení) — 247.



- Abgasführung (Vedení odpadních plynů) — 243.
- Regelungstechnik (Technika regulace) — 261—264.
- Verbrauchsmessung (Měření spotřeby) — 265—267.
- Gebäudeleittechnik (Domovní rozváděcí technika) — 268.

#### Die Kälte und Klimatechnik 42 (1989), č. 2

- Wichtiges in kürze... wichtiges in kürze... (Důležitý ve stručnosti... důležitý ve stručnosti...) — 48—50.
- Neuere Verfahren für Regelung und Überwachung (Novější způsoby pro regulaci a kontrolu) *Riesenbeck G.*, 52, 54—56, 58.
- Sicherheitskältemittel (Bezpečnostní chladivo) — 60.
- Noch immer oberste Priorität: Die FCKW-Ozon-Problematik (Stále ještě nejvyšší prioritá: Problematika fluorouhlovodíků — chlorouhlovodíků — ozónu) — 62—64.
- 79. Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins e. V. (DKV) (79. výroční zasedání Německého spolku chladicí a klimatizační techniky) 66, 69.
- Wiederaufbereitung von Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe (FCKW) (Regenerační úprava fluorouhlovodíků a chlorouhlovodíků) — *Christiansen E. F.*, *Gramkow A.*, 70, 72—73.

#### Die Kälte und Klimatechnik 42 (1989), č. 4

- Wichtiges in kürze... wichtiges in kürze... (Důležitý ve stručnosti... důležitý ve stručnosti...) — 162—164.
- Verluste bei lufttechnischen Anlagen (Ztráty u vzduchotechnických zařízení) — *Leavis J.*, 166—167.
- Diffusions-Absorptions-Heizwärmepumpe (DAWP) für Wohnräume. Die DAWP macht von sich reden (Difúzní absorpční tepelné čerpadlo pro vytápění obytných prostorů. Difúzní absorpční tepelné čerpadlo pro vytápění mluví samo za sebe) — *Schirp W.*, 168, 170, 172, 174—175.
- DKV-Bezirksverein Stuttgart: Sinnvoll optimierte Energienutzung im Mineralbad Leuze (Německý spolek chladicí a klimatizační techniky — krajský spolek Stuttgart: Účelně optimalizované využití energie v minerálních lázních Leuze) — 186—187.
- R 134a mit Fragezeichen? — Veranstaltung (R 134a s otázkou? — výstava) — 190.
- Domotecnica '89: Energieeinsparung und Umweltschutz (Výstava „Domotecnica '89“: Úspora energie a ochrana životního prostředí) — 192.

#### Staub Reinhaltung der Luft 49 (1989), č. 3

- Ablauf von Gas- und Staubexplosionen — Gemeinsamkeiten und Unterschiede (Průběh plynových a prašných explozí — Společ-

né znaky a rozdíly) — *Heinrich H. J.*, 75—81.

- Prüfung fahrbarer Industriestaubsauger zum Einsatz in durch Staub explosionsgefährdeten Bereichen — Bauart-1-Staubsauger (Zkoušení pojízdného průmyslového odsavače prachu k použití v oblastech ohrožených výbuchem prachu — Druh konstrukce 1 — odsavač prachu) — *Beck H.*, *Jeske A.*, 83—85.
- Das Planfilterkopfgerät. Ein neuartiges Verfahren zur Messung geringer Staubgehalte (Čelní talířový filtrační přístroj. Novodobý způsob měření malých prašností) — *Bühne K. W.*, *Jockel W.*, 93—98.
- Atmospheric pollution chemistry in China (Atmosférické znečištění chemickým průmyslem v Číně) — *Yu Zhem Dong*, 99—100.
- Stand der Altanlagen sanierung nach TA Luft 86 in Nordrhein-Westfalen (Stav sanace starých zařízení podle směrnice „TA Luft 86“ v Nordrhein-Westfalen) — *Kruber H.*, *Tönnessen J.*, *Wittenbrink B.*, 101—104.
- Sichere Handhabung brennbarer Stäube. Kolloquium der VDI-Kommission Reinhaltung der Luft, Oktober 1988, Nürnberg (Bezpečné zacházení s hořlavými prachy. Kolokvium komise VDI „čistota ovzduší“, říjen 1989, Norimberk) — *Jeske A.*, *Donat C.*, 87—92.
- Messung und Beurteilung von Schwermetallemissionen (Měření a posouzení emisí těžkých kovů) — 81.
- Aus der Arbeit der VDI-Kommission RdL (Z činnosti komise VDI „čistota ovzduší“) — 86, 100.

#### Staub Reinhaltung der Luft 49 (1989), č. 4

- Automatische Probenahme zur Staubmessung in strömenden Gasen (Automatický odběr vzorku k měření prachu v proudících plynech) — *Riehl E.*, 107—111.
- Grössendifferenzierende Messung der Partikeldepositionsrate (Měření podle velikosti rychlosti usazování částic) — *Schultz E.*, 113—118.
- Untersuchungen zur Eignung und Optimierung von Elektrofiltern. Gasreinigung hinter Kesselanlagen mit Dampfleistungen von 5—15 t/h (Studia vhodnosti a optimalizace elektrických odlučovačů. Čištění plynu za kotly s parním výkonem od 5—15 t/h) — *Krieb J.*, *Wiggers H.*, *Weber E.*, 119—124.
- Applications of probit analysis with the log Beta distribution (Použití zkušební analýzy s logaritmem Beta rozložení) — *Han R. J.*, *Chang Y.*, *Pao J. R.*, *Ranade M. B.*, *Gentry J. W.*, 125—130.
- Qualitätssicherung von Messverfahren durch Vergleichsmessungen. 5. Ringversuch Vinylchlorid (Zajištění jakosti měřících způsobů na základě srovnávacích měření. 5. cyklický pokus vinylchlorid) — *Dahmann D.*, *Manns H.*, 133—136.
- VII. Internationale Pneumokoniose-Konferenz August 1988, Pittsburgh (USA)

- (VII. mezinárodní konference „pneumonióza“, srpen 1988, Pittsburg — USA) — *Blome H., Höltmann B., Rödelsperger K.*, 137—141.
- Aus der Arbeit des BIA (Z činnosti Odborového ústavu bezpečnosti práce) — 111.
- Aus der Arbeit der VDI-Kommission RdL (Z činnosti komise VDI „čistota ovzduší“) — 112, 130—132.

#### Vodosnabženie i sanitarnaja technika (1988), č. 5

- Novye technologičeskije processy po očistke prirodnyh i stočnyh vod (Nové technologické procesy čištění přírodních a odpadních vod) — *Ketaov A. G.*, 9—10.
- Energoseberegujuščije sistemy kondicionirovanija vozducha dlja obščestvennyh zdaniij (Energeticky výhodné systémy klimatizace veřejných budov) — *Zusmanovič L. M., Dobrynina Z. P., Bruk M. I., Ryžak B. D.*, 10—12.
- Effektivnaja inženernaja infrastruktura strojaščichsja objektov (Efektivní inženýrská infrastruktura objektů ve výstavbě) — *Kunachovič A. I., Škol'nik A. E.*, 12—13.
- Opyt vnutriplastovoj očistki podzemnyh

- vod ot železa (Zkušební s čistěním odpadních vod ve vnitřní vrstvě od železa) — *Alekseev V. S., Kommanar G. M., Teslja V. G., Seredkinz E. V., Bamba U. Ja., Bromfman A. A., Sinelobov Ju. A., Pak T. S., Pachomov A. V., Sajgak V. D., Kolesnik A. R., Braslavskij Ju. D., Kulikov V. A.*, 14—15.
- Ščeločnaja regeneracija koaguljanta pri izvestkovoj obrabotke osadkov (Zásaditá regenerace koagulantu při úpravě odpadů vápencem) — *Ljubarskij V. M., Beljaeva S. D., Cyplakova G. V., Semenova O. G.*, 15—18.
- Koaguljacionnye svojstva aljuminijsoderžaščich otechodov (Koagulační vlastnosti odpadů s obsahem hliníku) — *Ostrovka V. I., Lívke V. A., Boldyрева N. V.*, 21—22.
- Avtomatizirovannye pikovye akumuljatory vody i teploty (Automatizované špičkové akumulátory vody a tepla) — *Čistjakov N. N., Ljakmund A. L.*, 23—25.
- Ulučšit' rabotu ventiljacii v ekspluatiruemnyh zdanijach (Zlepšit provoz větrání v provozních budovách) — *Livčak I. F.*, 25—26.
- Ob effektivnosti besfil'trovych skvažin (Účinnost vrtů bez filtrů) — *Muftachov A. Ž.*, 28—29.

# ztv

# 1

Zdravotní technika a Vzduchotechnika. Ročník 33, číslo 1, 1990. Vydává český výbor komitétu pro životní prostředí ČSVTS v Academii, nakladatelství Československé akademie věd, Vodičkova 40, 112 29 Praha 1. Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4. — Tiskne Tisk, knižní výroba, sd. 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 Kafkova 19, 160 00 Praha 6, PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru č. 2, 656 07 Brno, PNS-ÚED Praha, závod 03, Gottwaldova 206, 709 90 Ostrava 9. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS-ústřední expedice a dovoz tisku Praha, administrace vývozu tisku, Kovpakova 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 80,—. (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. 32, 1989 (6 issues) DM 124,— excl. postage. Toto číslo vyšlo v lednu 1990.

© Academia, Praha 1990.