Časopis ČV komitétu pro životní prostředí ČSVTS

ztv

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZUCHOTECHNIKA

nositel Čestného uznání České vědeckotechnické společnosti

Ročník 30 Číslo 4

Redakční rada:

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

Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4

OBSAH

Z. Svoboda, J. Jareš, J. Mencl: K technicko-ekonomickému hodnocení ventilátoru . . 193

Ing. J. Fischer: Metoda krátkodobého prognózování špičkových tepelných výkonů zdrojů centralizovaného zásobování teplem . . 203

Ing. J. Kalaš: Vplyv nestacionárnej tepelnej záťaže na energetickú náročnosť vetracích zariadení jednopodlažných priemyselných hál 209

Ing. Z. Wirth: Zvýšení účinnosti větrání pomocí vyústek pro bezindukční distribuci vzduchu — 1. část 223

Ing. Č. Hrdlička: Zkušenosti s větracími štěrbinami v bytové a občanské výstavbě 239

•

CONTENTS

Z. Svoboda, J. Jareš, J. Mencl: Technical and economical evaluation of a fan 193

Ing. J. Fischer: The short-term prognosis of peak thermal ouputs of centralised heat supply sources 203

Ing. J. Kalaš: An influence of the non-stationary heat load on energetical demands of ventilating equipments for one-storey production shops 209

Ing. Z. Wirth: Increase of the ventilating efficiency by means of air outlets for the air distribution without an induction . . 223

Ing. Č. Hrdlička: Some experimence with the ventilating slots in the housing and the civil buildings 239

ACADEMIA

СОДЕРЖАНИЕ

З. Свобода, Я. Яреш, Я. Менцл:	К технико-экономической оценке вентилятора . .	193
Инж. Й. Фишер:	Метод кратковременного предсказания пиковых теплопроизводительностей источников централизованного теплоснабжения	203
Инж. Ю. Калаш:	Влияние нестационарной тепловой нагрузки на энергетическую требовательность вентиляционных оборудований одноэтажных цехов	209
Инж. З. Вирт:	Повышение эффективности вентиляции с помощью воздухораспределителей для безиндуктивного распределения воздуха	223
Инж. Ч. Грдличка:	Опыт с вентиляционными щелями в жилищном и гражданском строительстве	239

•

SOMMAIRE

Z. Svoboda, J. Jareš, J. Mencl:	Appréciation technique économique d'un ventilateur . .	193
Ing. J. Fischer:	Méthode de la prédiction de courte durée des rendements de point thermiques des sources de l'alimentation en chaleur centrale	203
Ing. J. Kalaš:	Influence de la charge non-stationnaire sur le besoin énergétique des installations de ventilation dans les halls industriels à un plancher	209
Ing. Z. Wirth:	Élévation de l'efficience de la ventilation à l'aide des bouches de soufflage pour la distribution de l'air sans induction. — Part 1.	223
Ing. Č. Hrdlička:	Expériences des fentes de ventilation dans la construction des bâtiments habités et publics	239

•

INHALT

Z. Svoboda, J. Jareš, J. Mencl:	Technisch-ökonomische Bewertung eines Ventilators . .	193
Ing. J. Fischer:	Methode der kurzfristigen Prognose der Spitzenwärmeleistungen von Quellen der Zentralwärmeversorgung . .	203
Ing. J. Kalaš:	Einfluss der nichtstationären Wärmebelastung auf den energetischen Verbrauch der Lüftungsanlagen von Einfussbodenindustriehallen	209
Ing. Z. Wirth:	Erhöhung des Lüftungswirkungsgrades mit Hilfe der Luftauslässe für die induktivlose Luftdistribution. — Teil 1.	223
Ing. Č. Hrdlička:	Erfahrungen mit den Lüftungsspalten im Ausbau der Wohnungen und der öffentlichen Bauten	239

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA
ROČNÍK 30 (1987) ČÍSLO 4

621.63.004.1
621.63

K TECHNICKO-EKONOMICKÉMU HODNOCENÍ VENTILÁTORŮ

ZDENĚK SVOBODA, JAROSLAV JAREŠ, JAROSLAV MENCL

Výzkumný ústav vzduchotechniky, Praha

V článku je odvozen a fyzikálně zdůvodněn technickoekonomický ukazatel, číslo $\varepsilon(\eta_R)$. Je také uvedena jeho souvislost s číslem Φ, definovaným ve starší literatuře. K výpočtu čísla $\varepsilon(\eta_R)$ je navržena graficko-numerická metoda a odhadnuta střední relativní odchylka $\Delta\varepsilon(\eta_R)/\varepsilon(\eta_R)$.

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

1. ÚVOD

Funkční vlastnosti ventilátorů se již řadu let hodnotí charakteristikami v závislosti na bezrozměrných číslech φ, ψ, η [1]. Parametr η je však také důležitým ekonomickým parametrem. Pro zvolenou hodnotu η = konst. bylo v [2] definováno číslo Φ. V tomto článku je číslo Φ odvozeno a je uveden součinitel c, jímž lze číslo Φ transformovat na bezrozměrný parametr $\varepsilon(\eta_R)$. Číslo Φ, součinitel c i parametr $\varepsilon(\eta_R)$ jsou v článku fyzikálně zdůvodněny.

2. PROSTOROVÝ MODEL CHARAKTERISTIK VENTILÁTORU V SOUŘADNÉM SYSTÉMU φ, ψ, η

2.1. Označení parametrů

V článku je zavedeno nové označení η_R a $\varepsilon(\eta_R)$. Ostatní parametry mají podle [1], [2] obvyklý význam:

φ je objemové číslo [—],
ψ tlakové číslo [—],
η celková účinnost ventilátoru [—],
β úhel [°] nastavení lopatek oběžného kola ventilátoru k rovině rotoru,
n počet otáček oběžného kola [min^{-1}],
Φ faktor regulace [—].

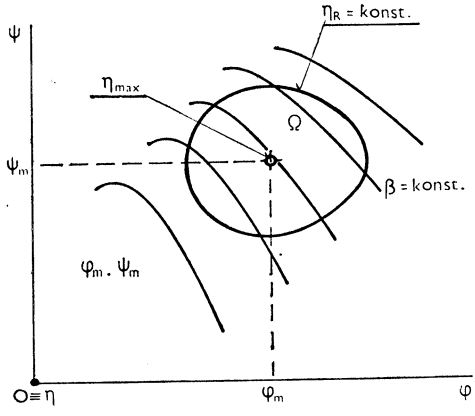
2.2. Geometrické znázornění bezrozměrných charakteristik

Popis prostorového modelu bezrozměrných charakteristik je téměř stejný pro ventilátor s pevnými i nastavitelnými lopatkami. U ventilátoru s pevnými lopatkami lze dosáhnout změny charakteristik změnou otáček oběžného kola n, u ventilátoru s nastavitelnými lopatkami i změnou úhlu nastavení lopatek β při stálých otáčkách n.

Provozní bod ventilátoru s pevnými lopatkami je závislý na parametrech φ, ψ, η a na otáčkách n. V souřadném systému φ, ψ se zobrazí několik tlakových charakteristik $\psi(\varphi)$ izoplétami n = konst. V dalším souřadném systému φ, η se zobrazí izoplétami n = konst. pro stejnou množinu otáček několik účinnostních charakteristik $\eta(\varphi)$. U ventilátoru s nastavitelným úhlem β budou místo izoplét n = konst. izopléty β = konst. Příklady strojního kreslení charakteristik $\psi(\varphi)$ a $\eta(\varphi)$ jsou reprodukovány v [3].

Z grafu charakteristik $\eta(\varphi)$ se do souřadného systému φ, ψ doplní známým způsobem izoplety η = konst., jež jsou analogické vrstevnicím na zeměpisné mapě. Takto doplněný graf představuje v souřadném systému φ, ψ, η půdorysný obraz válcového tělesa s vrcholovou plochou $\eta = f(\varphi, \psi)$. Uvedený graf se často používá v technické literatuře.

Pro ventilátor s nastavitelnými lopatkami je půdorys popsaného válcového tělesa znázorněn na *obr. 1.* Z izoplét η = konst. je zakreslena pouze jedna, a to referenční



Obr. 1. Půdorysný obraz prostorového modelu charakteristik φ, ψ, η

izopléta η_R = konst. Vrchol válcového tělesa je označen bodem $\eta_{max}[\varphi_m, \psi_m]$, Je analogický vrcholu kopce na zeměpisné mapě. Plášť válce tvoří rozvinutelná plocha s povrchovými přímkami rovnoběžnými s osou η. V půdorysu je zobrazen izoplétou η_R = konst. Spodní podstava válce je část půdorysny $\eta = 0$ omezená půdorysným obrazem izopléty η_R = konst., jež ohraničuje vrcholovou zborcenou plochu $\eta = f(\varphi, \psi)$. Podstava válce má obsah Ω:

$$\Omega = \iint_{\Omega} d\varphi \, d\psi, \tag{1}$$

kde Ω je integrační obor uzavřený půdorysným obrazem izopléty η_R = konst.

2.3. Definice čísla Φ

V bodu η_{max} je výkon ventilátoru $\varphi_m \cdot \psi_m$. V obr. 1 je znázorněn obsahem obdélníka, jehož dvě strany jsou vyznačeny čárkovaně. Podle [2] je obsah Ω vyjádřen slovně, a to jako obsah plochy ohraničené izoplétou $\eta = 0{,}70$. Číslo Φ je definováno rovnicí (2) a nazýváno faktorem regulace:

$$\Phi = \frac{\Omega}{\varphi_m \cdot \psi_m}. \tag{2}$$

2.4. Odvození čísla $\varepsilon(\eta_R)$ transformací čísla Φ

V [2] se nebere v úvahu tvar vrcholové plochy, kde je účinnost $\eta \geqq \eta_R$. Zde se nabízí využití grafu (obr. 1) jako půdorysného obrazu trojrozměrného tělesa o objemu V_R podle (3) a kvádru V podle (4):

$$V_R = \iint_\Omega \eta(\varphi, \psi)\, d\varphi\, d\psi, \tag{3}$$

$$V = \varphi_m \cdot \psi_m \cdot \eta_R, \tag{4}$$

kde V_R je objem válcového tělesa podle obr. 1,
V objem kvádru s podstavou $\varphi_m \cdot \psi_m$ a výškou η_R.

(3) zjednodušíme na tvar (5):

$$V_R = \Omega\left(\eta_R + \frac{\eta_{max} - \eta_R}{2}\right) = \Omega\,\frac{\eta_R + \eta_{max}}{2}, \tag{5}$$

(5) platí přesně pro rotační válec, který má kruhovou podstavu o obsahu Ω, délku povrchových úseček pláště η_R a vrchlík, který tvoří rotační paraboloid $\eta = f(\varphi, \psi)$. Výška válce je η_{max}. V_R je tedy součtem objemu rotačního, kruhového kolmého válce a rotačního paraboloidu (viz odst. 4.). Výraz (5) však platí přibližně i pro nekruhovou podstavu.

V souřadném systému φ, ψ definujeme bezrozměrné číslo $\varepsilon(\eta_R)$ jako poměr objemů těles V_R a V:

$$\varepsilon(\eta_R) = \frac{V_R}{V}, \tag{6}$$

Po dosazení za V_R z (5) a za V ze (4) se po úpravě obdrží $\varepsilon(\eta_R)$ jako součin čísla Φ a c:

$$\varepsilon(\eta_R) = \frac{\Omega}{\varphi_m \cdot \psi_m} \cdot c, \tag{7}$$

kde c je korekční součinitel podle (8)

$$c \approx \left(1 + \frac{\eta_{max}}{\eta_R}\right) \cdot \frac{1}{2}. \tag{8}$$

V rovnicích (3), (4) nemá součin výkonu ventilátoru a účinností fyzikální význam. Volba výšky kvádru η_R není zdůvodněna (mohla by být také η_{max}). Proto je v dalším odstavci odvozeno číslo $\varepsilon(\eta_R)$ v rozměrovém modelu, kde je zřejmá jeho fyzikální podstata.

3. PROSTOROVÝ MODEL CHARAKTERISTIK VENTILÁTORU V SOUŘADNÉM SYSTÉMU Q, Δp_{cv}, η

3.1. Označení parametrů

Q je objemový průtok vzduchu [$m^3 \cdot s^{-1}$],
Δp_{cv} celkový tlak ventilátoru [Pa],
t čas [s],
E spotřeba elektrické energie [J] potřebné k pohonu ventilátoru v určitém provozním bodu [Q, Δp_{cv}, η],
Ω^* plocha omezená izoplétou η_R = konst. [W].

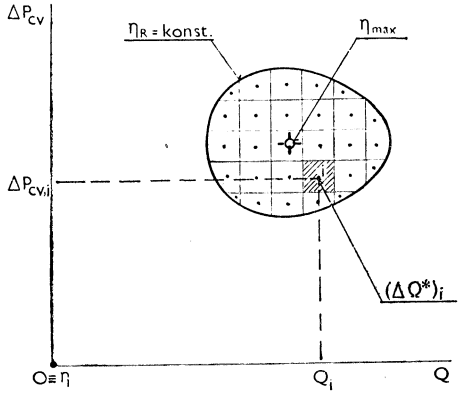
3.2. Geometrické znázornění rozměrových charakteristik

Prostorový model je analogický modelu podle odst. 2.2., pouze místo souřadné osy φ bude Q a místo osy ψ bude Δp_{cv}. Souřadná osa η se nemění.

3.3. Odvození rovnice pro $\varepsilon(\eta_R)$ ze spotřeby elektrické energie

V libovolném provozním bodu na ploše Ω^* (*obr. 2*) je spotřeba elektrické energie E dána rovnicí (9):

$$E = \frac{Q \,.\, \Delta p_{cv}}{\eta} \,.\, t. \tag{9}$$



Obr. 2. K odvození čísla $\varepsilon(\eta_R)$ z práce E

Spotřebu energie budeme porovnávat při skutečné účinnosti $\eta = f(Q, \Delta p_{cv}) \geqq \eta_R$ se spotřebou energie na referenční hladině $\eta_R = \text{konst.}$ Spotřeba energie je limitována provozní dobou $t_R = \text{konst.}$ na hladině $\eta_R = \text{konst.}$ Tomu odpovídá (10):

$$\frac{Q_i \,.\, \Delta p_{cvi}}{\eta_i} \,.\, t_i = \frac{Q_i \,.\, \Delta p_{cvi}}{\eta_R} \,.\, t_R, \tag{10}$$

kde $i \in \langle 1; n\rangle$ je index proměnných veličin a číselné označení přibližného těžiště plochy
n celkový počet dílčích ploch $(\Delta\Omega^*)_i$

Z (10) vyjde

$$t_i = \eta_i \,.\, \frac{t_R}{\eta_R} \,. \tag{11}$$

Protože $t_R/\eta_R = \text{konst.}$, je čas t_i přímo úměrný účinnosti η_i a naopak. Střední hodnota t_s se vypočítá jako vážený průměr z hodnot t_i:

$$t_s = \frac{\sum_{i=1}^{n} t_i(\Delta\Omega^*)_i}{\sum_{i=1}^{n} (\Delta\Omega^*)_i} \,. \tag{12}$$

Po dosazení za t_i z (11) do (12) a po úpravě obdržíme

$$t_s = t_R \frac{\sum_{i=1}^{n} \eta_i(\Delta\Omega^*)_i}{\eta_R \Omega^*} \,. \tag{13}$$

Poněvadž je $\eta_i \geqq \eta_R$, bude zřejmě vždy $t_s > t_R$. Limitním přechodem pro $(\Delta\Omega^*)_i \to 0$ a pro $n \to \infty$ vyjde (14):

$$t_s = t_R \frac{\iint_{\Omega^*} \eta(Q, \Delta p_{cv})\, d\Omega^*}{\eta_R \Omega^*}. \tag{14}$$

Pro prostorový model s osami podle odst. 3.2. vyjde ze (14) výraz (15):

$$\frac{t_s}{t_R} = \frac{\eta_s \Omega^*}{\eta_R \Omega^*} = c, \tag{15}$$

kde η_s je střední hodnota integrálního počtu.

Korekční součinitel c vyjadřuje tedy poměr středního provozního času t_s k referenčnímu času t_R. Pro c podle (15) je $\varepsilon(\eta_R)$ stejné jako v (6), (7).

4. ODHAD ODCHYLKY ČÍSLA $\varepsilon(\eta_R)$ VZNIKLÉ APROXIMACÍ TVARU VRCHLÍKU

Dále uvedené odvozování je v bezrozměrných parametrech, výsledky však platí i pro rozměrový model. Předpokládáme, že hodnoty Ω, η_R, η_{max} jsou přesné a že těleso o objemu V_R je rotační válec. Jeho vrchlík má kruhovou podstavu o obsah Ω a výšku $v = \eta_{max} - \eta_R$. Objem vrchlíku porovnáme ve 3 alternativách: kužel, rotační paraboloid a polovina rotačního zploštělého elipsoidu, tzv. sféroidu, jehož podstavu tvoří rovina proložená rovníkovou kružnicí.

Uvedená tělesa mají tento objem: $V_1 = \Omega v/3$, paraboloid $V_2 = \Omega v/2$ a polovina sféroidu $V_3 = 2\Omega v/3$. Se zřetelem k poměrně malé výšce vrchlíku bylo k odvození (5) použito objemu paraboloidu V_2. Objemy V_1 a V_3 se od V_2 liší o hodnotu $\pm \Omega v/6$. Uvedené odchylky jsou mezní, protože vrchlík nemá nikdy tvar kužele ani sféroidu, který na hladině η_R = konst. má gradient funkce $\eta(\varphi, \psi)$ nekonečně velký. Střední odchylka je $\pm \Omega v/12$.

Pro nekruhovou podstavu o obsahu Ω ohraničenou hladkou křivkou η_R = konst. je střední odchylka přibližně stejně velká. Není-li hraniční čára omezující vrcholovou plochu hladká, může být odchylka větší. Přesnější výpočet korekčního součinitele c a odchylky objemu vrchlíku i tělesa V_R by byl zbytečně pracný a znemožnil by širší využití čísel c a $\varepsilon(\eta_R)$ v praxi. Proto střední odchylku v absolutní hodnotě platnou pro celé těleso V_R vyjádříme přibližnou rovnicí (16):

$$\Delta V_R \approx \pm \Omega(\eta_{max} - \eta_R)/12. \tag{16}$$

Střední relativní odchylka čísla $\varepsilon(\eta_R)$ pak vyjde

$$\frac{\Delta\varepsilon(\eta_R)}{\varepsilon(\eta_R)} \approx \pm \frac{\eta_{max} - \eta_R}{\eta_{max} + \eta_R} \cdot \frac{1}{6}. \tag{17}$$

Příklad: $\eta_{max} = 0{,}92$, $\eta_R = 0{,}70$.

Podle (17) je střední relativní odchylka

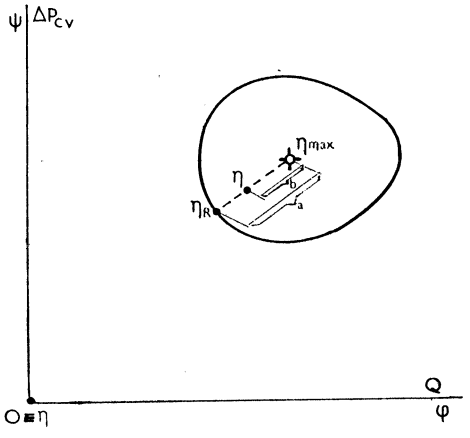
$$\Delta\varepsilon(\eta_R)/\varepsilon(\eta_R) \approx \pm 0{,}023, \text{ tj. } \pm 2{,}3\,\%.$$

5. ODHAD ÚČINNOSTI η

Za dříve uvedeného předpokladu o tvaru vrchlíku $\eta(\varphi, \psi)$ nebo $\eta(Q, \Delta p_{cv})$ se dá účinnost η odhadnout podle (18):

$$\eta \approx \eta_{max} - (\eta_{max} - \eta_R) \cdot \left(\frac{b}{a}\right)^2, \tag{18}$$

kde a, b jsou vzdálenosti [mm] bodů η_R,η od bodu η_{max} na společné přímce (*obr. 3*).



Obr. 3. K výpočtu účinnosti η

Příklad:

$\eta_{max} = 0{,}832$, $\eta_R = 0{,}70$, $b = 18{,}4$ mm, $a = 35{,}5$ mm

Po dosazení do (18) vyjde $\eta \approx 0{,}796$.

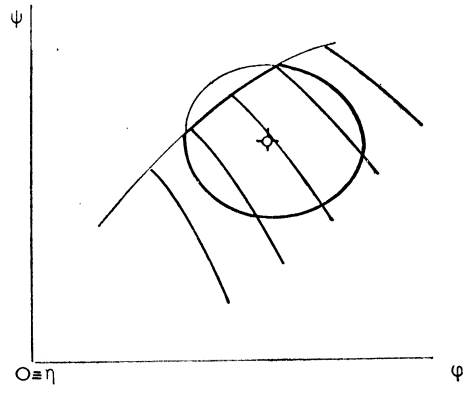
6. VÝPOČET A OZNAČENÍ ČÍSLA $\varepsilon(\eta_R)$

Číslo $\varepsilon(\eta_R)$ lze snadno určit graficko-numericky. Dále uvedený postup platí pro berozměrný model a analogicky i pro rozměrový model.

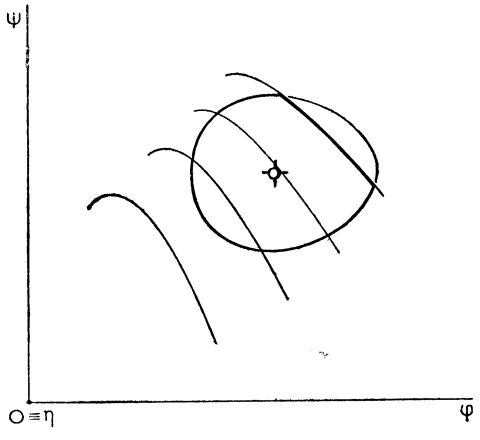
Obsah plochy Ω ohraničené izoplétou η_R = konst. se dá zjistit mechanickou integrací, např. polárním planimetrem. Přitom je nutné respektovat i moduly na osách φ, ψ. Z grafu $\eta = f(\varphi, \psi)$ se odečtou souřadnice φ_m, ψ_m bodu η_{max} a číslo $\varepsilon(\eta_R)$ se vypočítá ze (7). Střední relativní odchylka $\Delta\varepsilon(\eta_R)/\varepsilon(\eta_R)$ vyjde ze (17).

Obsah Ω je možné určit také numericky. Tlaková i účinnostní charakteristika se podle [3], [4] vyjádří jako posunutá mocninná funkce. Na tlakových charakteristikách se vypočítají body, které vyhovují podmínce η_R = konst. Uvedenými body lze např. podle [5] proložit uzavřenou spline-funkci. Plochu Ω, popř. Ω^*, ohraničenou křivkou η_R = konst. lze potom numericky interpolovat a integrovat. Uvedený numerický postup je však výhodný pouze při velkém počtu výpočtů čísla $\varepsilon(\eta_R)$ na samočinném nebo osobním počítači.

Zasahují-li konce izopléty η_R = konst. do labilní části tlakových charakteristik,



Obr. 4. Plocha Ω omezená křivkou η_R = konst. a mezí stability



Obr. 5. Plocha Ω omezená křivkou η_R = konst. a mezní izoplétou β = konst.

je nutné izoplétu uzavřít čarou, jež odděluje labilní od stabilní části izoplét β = konst. nebo n = konst. tlakových charakteristik $\psi = f(\varphi)$, popř. $\Delta p_{cv} = f(Q)$ (*obr. 4*).

Podobně je nutné oddělit od plochy omezené izoplétou η_R = konst. plochu za hranicí mezní izopléty β = konst. nebo n = konst. (obr. 5).

Značení hladkých izoplét η_R = konst. (obr. 1, 2) i po částech hladkých (*obr. 4, 5*) je stejný, např. pro hodnotu η_R = 0,70 (tj. 70 %) se označí číslo $\varepsilon(\eta_R)$ takto: $\varepsilon(0{,}70)$.

7. VOLBA REFERENČNÍ IZOPLÉTY η_R

Volba hodnoty η_R je závislá na účinnosti ventilátorů v typové řadě. Pro axiální i radiální ventilátory bude patrně vyhovovat hodnota η_R = 0,70 podle [2]. Čísla $\varepsilon(0{,}70)$ se může použít jako jednoho z kritérií i pro srovnání našich ventilátorů s ventilátory zahraničními na základě měření ve zkušebně VÚV Praha.

Navržená hodnota $\eta_R = 0{,}70$ nemusí platit pro všechny typy ventilátorů, např. pro diametrální ventilátory, jež jsou určeny pro provoz v zcela jiné oblasti φ, ψ-pole než axiální a radiální ventilátory.

8. ZÁVĚR

8.1. V článku je dvěma způsoby odvozeno bezrozměrné číslo $\varepsilon(\eta_R)$, které platí stejně v bezrozměrném modelu charakteristik φ, ψ, η i v rozměrovém modelu Q, Δp_{cv}, η.

8.2. Je odvozen vzorec (17) k odhadu střední relativní chyby $\Delta\varepsilon(\eta_R)/\varepsilon(\eta_R)$ vzniklé aproximací tvaru vrcholové plochy $\eta(\varphi, \psi)$, popř. $\eta(Q, \Delta p_{cv})$.

8.3. Pro axiální i radiální ventilátory se navrhuje referenční izopléta $\eta_R = 0{,}70$.

8.4. Graficko-numerickou metodou se dá z (18) vypočítat přibližná hodnota η v libovolném bodu na ploše Ω popř. Ω^*.

8.5. Regulační faktor by měl být značen také $\Phi(\eta_R)$, např. $\Phi(0{,}70)$, podobně jako $\varepsilon(\eta_R)$.

8.6. V inovovaných normách ventilátorů by bylo účelné uvádět nejen běžné charakteristiky ventilátorů, ale i některé technicko-ekonomické parametry podle [2], [6] a číslo $\varepsilon(\eta_R)$ podle tohoto článku.

LITERATURA

[1] *Eck, B.:* Ventilatoren, 5. vydání, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 1972.

[2] *Koch, W.:* Správná volba ventilátorů, zpráva Z-57-110, VÚV Praha 1958.

[3] *Svoboda, Z., Mencl, J.:* K charakteristikám axiálního ventilátoru, Zdravotní technika a vzduchotechnika, č. 2, roč. 27 (1984).

[4] *Svoboda, Z., Mencl, J., Jareš, J.:* K funkčnímu vyjádření tlakové charakteristiky ventilátorů a odstředivých čerpadel, Zdravotní technika a vzduchotechnika, č. 6, roč. 29 (1986).

[5] *Späth, H.:* Spline-Algorithmen zur Konstruktion glatter Kurven und Flächen, R. Oldenbourg Verlag, München, Wien 1973.

[6] *Čermák, J.:* Prohloubení systému hodnocení úrovně ventilátorů ve státní zkušebně č. 227, VÚV Praha 1978.

К ТЕХНИЧЕСКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ОЦЕНКЕ ВЕНТИЛЯТОРА

Зденек Свобода, Ярослав Яреш, Ярослав Менцл

В статье выведен и физически обоснован технически-экономический показатель, число $\varepsilon(\eta_R)$. Приводится также его связь с числом Φ определеным в старшей литературе. К расчету числа ε (η_R) предложен графически-численный метод и определено среднее относительное отклонение $\Delta\varepsilon(\eta_R)/\varepsilon(\eta_R)$.

TECHNICAL AND ECONOMICAL EVALUATION OF A FAN

Zdeněk Svoboda, Jaroslav Jareš, Jaroslav Mencl

The technical and economical index, the number $\varepsilon(\eta_R)$ is derived and physicaly substantiated in the article. The connection with the number Φ defined in the older literature is presented there, too. The graphical and numerical method is drafted there and the mean relative deviation $\Delta\varepsilon(\eta_R)/\varepsilon(\eta_R)$ is estimated there for the calculation of the number $\varepsilon(\eta_R)$.

TECHNISCH-ÖKONOMISCHE BEWERTUNG EINES VENTILATORS

Zdeněk Svoboda, Jaroslav Jareš, Jaroslav Mencl

Im Artikel ist der technisch-ökonomische Anzeiger — die Zahl $\varepsilon(\eta_R)$ — abgeleitet und physikalisch begründet. Man führt auch seinen Zusammenhang mit der in älterer Literatur definierten Zahl Φ ein. Zur Berechnung der Zahl $\varepsilon(\eta_R)$ ist eine graphisch-numerische Methode entworfen und eine Mittelrelativabweichung $\Delta\varepsilon(\eta_R)/\varepsilon(\eta_R)$ abgeschätzt.

APPRÉCIATION TECHNIQUE ÉCONOMIQUE D'UN VENTILATEUR

Zdeněk Svoboda, Jaroslav Jareš, Jaroslav Mencl

L'index technique économique — le nombre $\varepsilon(\eta_R)$ — est déduit et raisonné physiquement, dans l'article présenté. Aussi, on cite sa connexion avec le nombre Φ défini dans la littérature ancienne. On projete une méthode graphique numérique pour le calcul du nombre $\varepsilon(\eta_R)$ et on estime une déviation centrale relative $\Delta\varepsilon(\eta_R)/\varepsilon(\eta_R)$.

● **Využití netradičních zdrojů energie v ČSSR**

Na úrovni roku 1986 představují netradiční zdroje energie roční energetický přínos asi 200 000 tmp/r. V roce 2000 se předpokládá, že tento přínos bude asi 800 000 tmp/r a spolu s přírůstkem malých vodních elektráren asi 1 mil. tmp/r. Představu poskytuje *tab. 1.*

Flemming, Inf. SEI 5/86 *(Bš)*

Tab. 1. Výtah z koncepce rozvoje využití netradičních zdrojů energie v ČSSR

Druh netradičního zdroje energie	1981—1985		1986—1990	
	Rozsah	Předpokládaná úspora PEZ tmp/r	Rozsah	Předpokládaná úspora PEZ tmp/r
Sluneční energie				
a) na ohřev vody	20 000 m²	4 000	150 000 m²	11 000
b) na ohřev vzduchu	15 000 m²	1 000	200 000 m²	12 000
Větrná energie	10 kW	3	400 kW	120
Geotermální energie	7 700 kW	7 200	9 800 kW	14 690
Bioplyn				
a) ze zemědělských odpadů	6 500 m³/den	4 200	67 800 m³/den	19 000
b) z městských odpadů	3 500 m³/den	800	11 800 m³/den	10 000
Spalovny	—	—	110 t/h	99 000
Tepelná čerpadla	7 800 kW	2 600	18 000 kW	6 000
a) do 5 kW				
b) 50—400 kW	60 kW	60	18 000 kW	18 000
c) nad 500 kW	300 kW	340	10 000 kW	12 000
Celkem		20 300		196 810

ŽIVOTNÍ JUBILEUM ING. BOHUMILA JELENA

Dne 8. srpna 1987 se dožívá významného životního jubilea — šedesáti let — zakládající člen naší odborné organizace Ing. Bohumil Jelen. Narodil se v Lounech, studoval reálné gymnasium v Lounech a vysokoškolská studia absolvoval na ČVUT v Praze.

Pracoval nejprve ve Výzkumném ústavu těžké organické chemie v Novákách (nyní Výzkumný ústav petrochemie), později ve Státním úřadu plánovacím a v roce 1956 přešel do Výzkumného ústavu vzduchotechniky v Praze. V tomto oboru dále působil v Závodech na výrobu vzduchotechnických zařízení v Milevsku a na generálním ředitelství Čs. vzduchotechnických závodů v Praze. V roce 1973 nastoupil do Dopravních podniků hl. m. Prahy jako vedoucí odboru investiční přípravy pražského metra a odtud přešel r. 1976 na Úřad předsednictva vlády ČSSR, kde působí dosud ve funkci odborného poradce místopředsedy vlády ČSSR, do jehož působnosti spadají mimo jiné i otázky životního prostředí.

Kromě této odborné činnosti je Ing. Jelen znám širokému okruhu čtenářů našeho časopisu svojí dlouholetou angažovanou činností v ČSVTS a v redakční radě našeho časopisu. Zastával vedoucí funkce v celém vývoji dnešního českého i československého odborného orgánu pro životní prostředí ČSVTS. Od roku 1963 byl vědeckým tajemníkem tehdejší komise pro zdravotní techniku a vzduchotechniku a tuto pracovně nesmírně náročnou funkci vykonával i v dalších organizačních formách naší organizace až po dnešní český výbor komitétu pro životní prostředí. Od vzniku československého výboru pro techniku prostředí a bezpečnost práce v roce 1971 byl jeho členem a od roku 1973 až dosud předsedou čs. výboru pro životní prostředí ČSVTS. V redakční radě našeho časopisu pracuje od roku 1962.

Ing. Jelen zaměřuje svoji činnost v naší společenské organizaci na řešení závažných problémů tvorby a ochrany životního prostředí a vědeckotechnického rozvoje oborů spadajících do činnosti našeho komitétu. Dokladem toho je např. „Analýza současného stavu životního prostředí v ČSR a návrhy k jeho řešení", kterou vypracovala na základě podkladů dalších odborných a krajských orgánů ČSVTS komise našeho komitétu pod vedením Ing. Jelena, a z níž vznikl Program české rady ČSVTS v oblasti péče o životní prostředí na léta 1983 až 1988, jako prvý program spojující činnost téměř všech odborných orgánů české rady ČSVTS v oboru životního prostředí. Jako předseda čs. výboru se zasloužil zejména o zainteresování státních a hospodářských organizací na činnosti ČSVTS, zaměřené na tvorbu a ochranu životního prostředí a formou dohod na koordinaci společného úsilí ke zlepšování životního prostředí rozvojem technických opatření.

Za svoji vysoce angažovanou činnost obdržel Ing. Jelen řadu vyznamenání. Uvedeme alespoň některá: Pamětní plaketa ÚR ČSVTS (1975), bronzový odznak „Budovatel metra" (1974), stříbrná medaile ÚV SSM Za socialistickou výchovu (1984), Pamětní medaile za zásluhy o rozvoj výstavby dopravního systému v Praze (1985), Pamětní medaile ke 30. výročí vzniku ČSVTS (1985), Čestné uznání ONV Praha 4 Za činnost v občanském výboru (1986) a Poděkování ÚV NF ČSSR za iniciativní a aktivní podíl na tvorbě a ochraně životního prostředí (1986).

Ing. Jelen se svojí odbornou, politickou a společenskou činností na úseku životního prostředí významně podílí na naplňování hospodářských a sociálních směrnic rozvoje našeho národního hospodářství. V ČSVTS jsme mu vděčni nejen za to, co za dobu svého více než třicetiletého působení vykonal, ale i za jeho rozvážný a uvážlivý přístup při řešení všech problémů, které se kdy vyskytly, a za jeho vždy přátelské jednání a oddanost myšlenkám, z nichž náš odborný orgán v roce 1956 vznikl.

Ing. Jelen se dožívá svých šedesátin v plné pracovní aktivitě a fyzické i duševní svěžesti. Přejeme mu, aby si tyto vlastnosti zachoval ještě dlouhá léta při dobrém zdraví a v dobré životní pohodě a těšíme se na další spolupráci v našem komitétu i v redakční radě.

Český výbor komitétu pro životní prostředí ČSVTS
Redakční rada ZTV

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA
ROČNÍK 30 (1987) ČÍSLO 4

697.34
621.3.016.4

METODA KRÁTKODOBÉHO PROGNÓZOVÁNÍ ŠPIČKOVÝCH TEPELNÝCH VÝKONŮ ZDROJŮ CENTRALIZOVANÉHO ZÁSOBOVÁNÍ TEPLEM

ING. JIŘÍ FISCHER
Energotechnika, Praha

Zavedení krátkodobých, tj. týdenních, dekádních, měsíčních i sezónních prognóz tepelných výkonů zdrojů povede ke zpřesnění plánování a využití tzv. rezervního výkonu elektrické energie, který vyplyne ze součinnosti elektrizační soustavy a soustavy centralizovaného zásobování teplem. Publikovaná metoda je založena na statistickém zpracování výskytu špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT a jim odpovídajících venkovních teplot.

Recenzoval: Ing. Jiří Cikhart, CSc.

Provoz soustav centralizovaného zásobování teplem (SCZT) je ve značné míře závislý na některých geofyzikálních veličinách. Mezi ostatními veličinami lze naprosto jednoznačně vydělit dvě, které mezi sebou vykazují vztah, značně připomínající funkční závislost. Jsou to špičkový odebíraný tepelný výkon v SCZT a venkovní teplota v zásobované oblasti. Venkovní teplota je náhodná veličina, splňující následující podmínky:

— existuje její věrohodný pravděpodobnostní popis,

— její průběh je natolik stacionární, že minulé tendence lze přenášet i do budoucnosti,

— není ovlivněna cílevědomou činností řídících orgánů.

Pak můžeme špičkový tepelný výkon SCZT prognózovat některou z metod užívaných v podmínkách pravděpodobnostně určených (jinak též nazývaných podmínkami rizika).

Dále si uvedeme metodu prognózování špičkového tepelného výkonu SCZT, založenou na zpracování retrospektivních hodnot špičkových tepelných výkonů a odpovídajících venkovních teplot dané oblasti, sestávající z následujících etap:

a) vypracování matematického modelu změn špičkového výkonu SCZT v závislosti na venkovní teplotě v dané zásobované oblasti;

b) vydělení složky špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT, nezávislé na venkovní teplotě;

c) stanovení prognózy složky špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT, nezávislé na venkovní teplotě na zadané období;

d) stanovení prognózy teplotně závislé složky špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT na totéž zadané období na základě předpovědi venkovní teploty na toto období;

e) provedení souhrnné prognózy špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT na zadané období na základě prognóz ad c) a ad d).

Pracujeme tedy se statistickými soubory, přesněji řečeno časovými řadami, špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT a jim odpovídajících venkovních teplot v oblasti, zásobované těmito zdroji. Určujeme-li prognózu denní špičky tepelného výkonu zdrojů CZT, pak zpracováváme časovou řadu denních špiček výkonů těchto zdrojů, pracujících do jedné oblasti a jim odpovídající časovou řadu venkovních teplot v zásobované oblasti, které se vyskytovaly v okamžiku denní výkonové špičky.

Předpokládá se, že i v minulosti byla oblast zásobována teplem tak, aby byla naplněna potřeba tepla ve sledované oblasti. Obdobně lze definovat zpracovávané soubory retrospektivních hodnot špičkových tepelných výkonů zdrojů oblasti a jim odpovídajících venkovních teplot pro určování prognózy týdenních, dekádních, měsíčních i sezónních špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT, pracujících do jedné oblasti.

První etapou prognostických prací je vypracování matematického modelu závislosti špičkového tepelného výkonu na venkovní teplotě v dané zásobované oblasti. Uvažujeme uvedenou závislost jako obecně nelineární, a proto regresní funkci očekáváme ve tvaru polynomu m-tého stupně:

$$N_T = \boldsymbol{A}^T \boldsymbol{T},$$

$$\boldsymbol{A}^T = \boldsymbol{N}\, {}_1\boldsymbol{T}^T [{}_1\boldsymbol{T}\, {}_1\boldsymbol{T}^T]^{-1}, \qquad (1)$$

kde N_T je složka špičkového tepelného výkonu zdrojů CZT, zásobujících oblast, závislá na venkovní teplotě v oblasti [MW],

T; T^m venkovní teplota v zásobované oblasti v okamžiku výkonové špičky; v m-té mocnině [°C],

$A_0, A_1, \ldots, A_m$ konstantní koeficienty regresního polynomu m-tého stupně,

$\boldsymbol{A}$ sloupcová matice řádu $(m + 1; 1)$ o prvcích A_m,

$\boldsymbol{T}$ sloupcová matice řádu $(m + 1; 1)$ o prvcích T^m,

${}_1\boldsymbol{T}$ matice řádu $(m + 1; d)$ o prvcích T_d^m,

$\boldsymbol{N}$ řádková matice řádu $(1; d)$ o prvcích N_d,

T_d; T_d^m naměřená venkovní teplota v zásobované oblasti v okamžiku výkonové špičky d-tého pořadového dne; v m-té mocnině [°C],

N_d naměřená hodnota výkonové špičky zdroje CZT d-tého pořadového dne [MW],

index ^{T} značí transpozici matice,

index $^{-1}$ značí inverzi matice.

Jak je z legendy patrno, hledáme funkční závislost podle (1) na základě statistického souboru denních špiček tepelného výkonu zdrojů CZT a odpovídajících venkovních teplot v zásobované oblasti. Důvodem je dosažení maximální možné přesnosti této funkce užitím maximálního počtu naměřených dvojic N_d a T_d. O stupni polynomu m, který bude použit v dalších etapách prognostické činnosti, rozhoduje nejen míra přesnosti, ale i splnění podmínky $\frac{dN_T}{dT^2} \neq 0$.

Ve druhé etapě prognózování vydělujeme ze souboru naměřených hodnot špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT tu jejich část, která není závislá na venkovní teplotě v zásobované oblasti. Zde již pracujeme s příslušnými soubory naměřených hodnot, tj. v případě prognózy denní špičky tepelného výkonu zdrojů CZT použijeme naměřené denní špičky tepelného výkonu zdrojů CZT a jim odpovídající venkovní teploty atd. Dosazením naměřené hodnoty venkovní teploty do (1) pro každý naměřený bod, získáváme pro dané časové okamžiky v minulosti hodnoty složky špičkového tepelného výkonu zdrojů CZT, závislé na venkovní teplotě v zásobované oblasti. Odečtením této složky od naměřené hodnoty špičkového tepelného výkonu zdrojů CZT pro dané časové okamžiky (okamžik denního maxima, týdenního maxima,...) obdržíme časovou řadu složky špičkového tepelného výkonu těchto zdrojů, nezávislé na venkovní teplotě v oblasti, zásobované uvedenými zdroji.

Třetí etapa prognózování zahrnuje exponenciální vyhlazování a náhradu soustavou p regresních funkcí časové řady složky tepelného špičkového výkonu zdrojů CZT, nezávislé na venkovní teplotě. V závěrečné fázi této etapy se extrapolací regresních

funkcí za hranice naměřených hodnot provádí prognóza složky nezávislé na venkovní teplotě N_t, přičemž se předpokládá normální rozdělení této složky:

$$g_t(N_t;\ \varphi;\ \sigma_\varphi) = \frac{1}{\sigma_\varphi \sqrt{2\pi}}\, e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{N_t-\varphi}{\sigma_\varphi}\right)^2} \tag{2}$$

kde g_t hustota pravděpodobnosti krátkodobé prognózy složky špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT, nezávislé na venkovní teplotě, pro sledované období v budoucnosti,

φ prognóza střední hodnoty složky špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT, nezávislé na venkovní teplotě, pro sledované období v budoucnosti [MW],

σ_φ^2 disperze složky špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT, nezávislé na venkovní teplotě, očekávaná ve sledovaném období v budoucnosti,

přičemž veličiny φ a σ_φ^2 se určí podle

$$\left.\begin{aligned} \varphi &= \boldsymbol{B}^T \boldsymbol{F}(t), \\ \sigma_\varphi^2 &= \boldsymbol{F}^T(t)\ \mathbf{cov}\ \boldsymbol{B}(t)\ \boldsymbol{F}(t), \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

kde $\boldsymbol{F}(t)$ sloupcová matice řádu $(p;\ 1)$ regresních funkcí $f_p(t)$ a

$\boldsymbol{B}$; $\boldsymbol{B}(t)$ sloupcová matice řádu $(p;\ 1)$, jejímiž prvky jsou konstantní koeficienty regresních funkcí složky špičkového tepelného výkonu zdrojů, nezávislé na venkovní teplotě, kterou určíme podle (4)

$$\boldsymbol{B}^T = [\boldsymbol{Nz}(t)\ \boldsymbol{K}(t)\ \boldsymbol{K}^T(t)\ {}_1\boldsymbol{F}(t)]\ [{}_1\boldsymbol{F}(t)\ \boldsymbol{K}(t)\ \boldsymbol{K}^T(t)\ {}_1\boldsymbol{F}^T(t)]^{-1}, \tag{4}$$

kde ${}_1\boldsymbol{F}(t)$ matice základních funkcí, řádu $(p;\ n)$ o prvcích $f_p(n)$,

$\boldsymbol{K}(t)$ matice vyhlazovacích koeficientů, řádu $(n;\ n)$ o prvcích v hlavní diagonále rovných $\beta^{1/2(n-t)}$; ostatní prvky jsou nulové.

Veličina $\mathbf{cov}\ \boldsymbol{B}(t)$ ve vztahu (3) se určí podle (5)

$$\begin{aligned} \mathbf{cov}\ \boldsymbol{B}(t) = \sigma_\eta^2 &[{}_1\boldsymbol{F}(t)\ \boldsymbol{K}(t)\ \boldsymbol{K}^T(t)\ {}_1\boldsymbol{F}^T(t)]^{-1}\ {}_1\boldsymbol{F}(t)\ \boldsymbol{K}(t)\ \boldsymbol{K}^T(t)\ \boldsymbol{x} \\ &\boldsymbol{x}\ \boldsymbol{K}(t)\ \boldsymbol{K}^T(t)\ {}_1\boldsymbol{F}^T(t)\ [{}_1\boldsymbol{F}(t)\ \boldsymbol{K}(t)\ \boldsymbol{K}^T{}_1(t)\ {}_1\boldsymbol{F}^T(t)]^{-1}, \end{aligned} \tag{5}$$

kde σ_η^2 je disperze šumu, kterou určíme podle (6)

$$\sigma_\eta^2 = n^{-1} \sum_{t=1}^{n} [\boldsymbol{N_z}(t) - \boldsymbol{B}^T \boldsymbol{F}(t)]^2, \tag{6}$$

$\boldsymbol{N_z}(t)$ řádková matice řádu $(1;\ n)$ o prvcích vydělené složky špičkového tepelného výkonu zdrojů CZT, nezávislé na venkovní teplotě,

n počet naměřených bodů, tj. hodnot veličiny t.

Čtvrtá etapa prognózování sestává z určení prognózy složky špičkového tepelného výkonu zdrojů CZT, závislé na venkovní teplotě, na základě prognózy venkovní teploty pro sledované období v budoucnosti. Předpokládáme, že rozdělení pravděpodobnosti venkovních teplot, odpovídajících špičkovým tepelným výkonům, má normální charakter. Hustota pravděpodobnosti odpovídajících venkovních teplot tedy bude:

$$f(T;\ \bar{T};\ \sigma_T) = \frac{1}{\sigma_T \sqrt{2\pi}}\, e^{-\frac{1}{2}\left[\frac{T-\bar{T}}{\sigma_T}\right]^2}, \tag{7}$$

kde T je střední hodnota odpovídajících venkovních teplot v minulosti, příslušných prognostickému období [°C],

σ_T disperze odpovídajících venkovních teplot v minulosti, příslušných prognostickému období,

T prognózovaná veličina — venkovní teplota v prognostickém období [°C].

Pomocí uvedených vztahů můžeme určit hustotu pravděpodobnosti složky špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT, závislé na venkovní teplotě, jako

$$g_T(N_T) = \frac{1}{\sigma_T \sqrt{2\pi}} \left| \frac{dT(N_T)}{dN_T} \right| e^{-\frac{1}{2}\left[\frac{T(N_T)-\bar{T}}{\sigma_T}\right]^2}, \tag{8}$$

kde g_T je hustota pravděpodobnosti krátkodobé prognózy složky špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT, závislé na venkovní teplotě, pro sledované období v budoucnosti,

N_T prognózovaná veličina — složka špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT, závislá na venkovní teplotě v zásobované oblasti [MW],

$T(N_T)$ inverzní funkce k funkci (1),

T; σ_T vyjasněny legendou ke vztahu (7).

Z (8) vyplývá, že složka špičkových tepelných výkonů zdrojů CZT, závislá na venkovní teplotě v zásobované oblasti, má normální rozložení pravděpodobnosti pouze pro lineární regresi podle (1). Pro všechny nelineární regresní průběhy závislosti špičkového výkonu na venkovní teplotě obdržíme obecně, avšak analyticky zapsanou hustotu pravděpodobnosti složky špičkového tepelného výkonu zdrojů CZT, závislé na venkovní teplotě.

Poslední, pátá etapa prognostických činností spočívá v sestavení souhrnné prognózy špičkového tepelného výkonu zdrojů CZT pro sledované období v budoucnosti na základě prognózy obou jeho složek — složky nezávislé a složky závislé na venkovní teplotě v zásobované oblasti. Vycházíme-li ze známých vztahů pro pravděpodobnost dvou nezávislých náhodných veličin, pak můžeme odvodit vztah pro hustotu pravděpodobnosti souhrnné prognózy:

$$g(N) = \int_{-\infty}^{\infty} g_T(N_T) \cdot g_t(N - N_T)\, dN_T, \tag{9}$$

kde $g(N)$ je hustota pravděpodobnosti souhrnné prognózy špičkového tepelného výkonu zdrojů CZT pro sledované období v budoucnosti,

$N = N_T + N_t$ sumární hodnota prognózovaného špičkového tepelného výkonu zdrojů CZT, zásobujících jednu oblast [MW],

g_T; g_t; N_T; N_t viz vztahy (2) a (8).

Potom pravděpodobnost, že potřebný špičkový tepelný výkon zdrojů CZT nebude menší než N_1, určíme jako:

$$G(N_1) = \int_{-\infty}^{N_1} g(N)\, dN \tag{10}$$

a pravděpodobnost, že potřebný špičkový tepelný výkon zdrojů CZT nepřesáhne hodnotu N_1, určíme obdobně jako:

$$G'(N_1) = 1 - \int_{-\infty}^{N_1} g(N)\, dN = \int_{N_1}^{\infty} g(N)\, dN. \tag{11}$$

Závěr

Demonstrovaná metoda krátkodobého prognózování denních, týdenních, dekádních, měsíčních i sezónních špiček tepelného výkonu zdrojů, pracujících v jedné SCZT dává rozhodovacímu subjektu možnost při krátkodobém plánování (přípravě provozu) tepelného výkonu zvážit kvantifikovanou pravděpodobnost příslušející

jednotlivým hodnotám plánované veličiny. Zavedení takových krátkodobých prognóz v budoucnu povede k určitému zpřesnění krátkodobého plánování. Rovněž tak plánování a plné využití tzv. rezervního výkonu elektrické energie, založeného na součinnosti elektrizační soustavy a soustav CZT (viz [2]) je odvislé od zpřesnění a zdokonalení krátkodobého plánování špičkového tepelného výkonu zdrojů CZT.

To jsou zjevné bezprostřední přínosy ze zavedení předvedené metody krátkodobé prognózy špičkového tepelného výkonu zdrojů CZT. Rutinní používání uvedené metody však může dát řídícímu subjektu odpověď i na jiné praktické otázky, z nichž některé budou nastíněny v navazujícím článku pod názvem „Zjednodušený výpočet krátkodobé prognózy týdenní špičky tepelného výkonu Teplárny Malešice a Teplárny Michle".

LITERATURA

[1] *Fischer J.:* Prognózování zásobování teplem; Písemný referát ke kandidátskému minimu, Moskva, 1985.

[2] *Kubín M. a kol.:* Rozvoj zásobování teplem; Zpráva ČEZ, Praha, 1983.

[3] *Moder J. J., Elmaghraby S. E.:* Handbook of operations research; Van Nostrand reinhold Co., New York, 1978.

[4] *Redkozubov S. A.:* Statističeskije metody prognozirovanija v ASU; Energoizdat, Moskva, 1981.

[5] *Sullivan R. L.:* Power system planning; Mc Graw-Hill, New York, 1977.

МЕТОД КРАТКОВРЕМЕННОГО ПРЕДСКАЗАНИЯ ПИКОВЫХ ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЕЙ ИСТОЧНИКОВ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Инж. Йиржи Фишер

Введение кратковременных, т. е. недельных, декадных, месячных и сезонных предсказаний теплопроизводительностей источников будет иметь своим последствием уточнение планирования и использование так называемой резервной мощности электрической энергии, которая вытекает из взаимодействия системы электрификации и системы централизованного теплоснабжения. Публикованный метод основан на статистической обработке появления пиковых теплопроизводительностей источников централизованного теплоснабжения и соответствующих наружных температур.

THE SHORT-TERM PROGNOSIS OF PEAK THERMAL OUTPUTS OF CENTRALISED HEAT SUPPLY SOURCES

Ing. Jiří Fischer

The application of the short-term prognosis — week's, decade, monthly and seasonal — of thermal outputs of sources will conduce to the precision of the planning and the exploitation of the so called reserve power otput, depending on the cooperation between electrification system and the centralized heat supply system. The publicated method is based on the statistical processing of the occurence of peak thermal outputs of centralized heat supply sources and on relevant outdoor temperatures.

METHODE DER KURZFRISTIGEN PROGNOSE DER SPITZENWÄRMELEISTUNGEN VON QUELLEN DER ZENTRALWÄRMEVERSORGUNG

Ing. Jiří Fischer

Die Einführung der kurzfristigen Prognosen — der wöchentlichen, dekadischen, monatlichen und Saisonprognosen — der Wärmeleistungen von Quellen wird die Planungspräzisierung und

die Ausnutzung der sogenannten Reserveleistung der elektrischen Energie, die aus der Zusammenwirkung eines Elektrifizierungssystems und eines Zentralwärmeversorgungssystems folgen wird, verursachen. Die veröffentlichte Methode beruht auf der statistischen Verarbeitung des Vorkommens der Spitzenwärmeleistungen von Quellen der Zentralwärmeversorgung und der ihnen antwortenden Aussentemperaturen.

MÉTHODE DE LA PRÉDICTION DE COURTE DURÉE DES RENDEMENTS DE POINT THERMIQUES DES SOURCES DE L'ALIMENTATION EN CHALEUR CENTRALE

Ing. Jiří Fischer

L'introduction des prédictions de courte durée — des prédictions de semaine, décadaires, mensuelles, saisonnières — des rendements thermiques des sources occasionnera la précision d'un projet et l'utilisation d'un rendement de réserve de l'énergie électrique qui résultera de l'activité d'un système d'électrification et d'un système d'alimentation en chaleur centrale. La méthode publiée est basée sur l'élaboration statistique de la présence des rendements de point thermiques des sources de l'alimentation en chaleur centrale et des températures extérieures correspondantes.

● Podlahové vytápění teplým vzduchem

V NSR se objevil nový systém podlahového vytápění Ökotherm. Téměř jako podle římského vzoru používá dutých hliněných cihel, jimiž prochází teplý vzduch. Jako nejvýznamější se uvádějí hygienické výhody systému, protože struktura hliněných cihel působí příznivě na difuzi vlhkosti a zabraňuje přílišnému vysoušení vzduchu.

Teplo získané v tradičním nebo netradičním zdroji se vede do dobře izolovaného akumulátoru naplněného kamením. Ten má funkci tepelného tlumiče (vyrovnávače). Jeho velikost závisí na velikosti vytápěné plochy a druhu tepelného zdroje. Po ohřátí kamenů na cca 44 až 48 °C je podle potřeby teplo transportováno vzduchem působením ventilátoru do přiváděcích kanálů k jednotlivým místnostem.

Vlastní otopnou plochu tvoří duté cihly — desky, jimiž proudí vzduch a předává teplo především sáláním. Vstupní teplota vzduchu do podlahy je asi 38 °C a povrchová teplota podlahy okolo 24 °C. Podlahové desky se mohou pokládat buď jako konečný povrch nebo mohou být překryty parketami, koberci apod. Struktura hliněných desek umožňuje difuzi vlhkosti z topného vzduchu a to natolik, na kolik je vzduch v akumulátoru vlhčen. Může se tak dosáhnout v místnosti ovzduší o relativní vlhkosti 45 až 65 % i více.

Po předání tepla se ochlazený vzduch vede zpětným kanálem do akumulátoru, kde se znovu ohřeje a tak uzavřený oběh pokračuje. Teplotu v každé místnosti je možno regulovat pomocí prostorového termostatu. Výhodou systému je malá setrvačnost a tedy rychlá přizpůsobivost náhlým povětrnostním výkyvům. Kromě toho je možné zařízení na noc úplně odstavit, což všechno přináší významné úspory energie. Systém je použitelný jak v nové zástavbě, tak i při modernizaci starých objektů. Duté cihlové desky mohou být pokládány na jakýkoliv podklad, ať masivní nebo z dřevěného trámoví.

HLH 4/86 (*Ku*-

● Otočný výměník

Se zajímavou novinkou přišla na trh americká firma ACHV Salec Inc. Jedná se o výměníky s přívodem a odvodem činné tekutiny uprostřed rozdělovacích komor. Hrdla jsou uložena v ložiskách a výměníky lze otáčet v rozmezí 0 až 90°. To umožňuje, bez instalace obtoku v době, kdy se vzduch neohřívá nebo nechladí, snížit tlakovou ztrátu systému otočením výměníku rovnoběžně s prouděním vzduchu a v souvislosti s tím buď zvýšit objemový průtok, nebo snížit otáčky ventilátoru, a tak docílit úsporu energie. Natáčení je možné ruční nebo automatické.

HPAC 8/86 (*Ku*)

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA
ROČNÍK 30 (1987) ČÍSLO 4

697.13/.14
725.4

VPLYV NESTACIONÁRNEJ TEPELNEJ ZÁŤAŽE NA ENERGETICKÚ NÁROČNOSŤ VETRACÍCH ZARIADENÍ JEDNOPODLAŽNÝCH PRIEMYSELNÝCH HÁL

ING. JURAJ KALAŠ
Stavebná fakulta VŠT Košice

V článku sú uvedené niektoré výsledky analýzy vplyvu vonkajších klimatických podmienok, konštrukčného a architektonického riešenia priemyselných hál, ako aj vnútornej tepelnej záťaže na nutnú výmenu vzduchu v jednopodlažných priemyselných halách chladných strojárskych prevádzok. Práca poukazuje na nízku účinnosť vetrania v priebehu roka pri použití systémov s konštantným prietokom vzduchu.

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

1. ROČNÁ SPOTREBA ENERGIE VETRACÍCH ZARIADENÍ

K zabezpečeniu prevádzky vetracích zariadení priemyselných hál je nutné v priebehu celého roka privádzať potrebné množstvo elektrickej energie pre pohon ventilátorov a tepelnej energie pre ohrievanie vzduchu.

Ročná spotreba elektrickej energie pre pohon ventilátorov sa môže vypočítať zo vzťahu:

$$E = \frac{V \cdot \Delta p_c \cdot R}{\eta_v \cdot \eta_m} \qquad [\mathrm{W \cdot h \cdot rok^{-1}}], \tag{1}$$

kde: R je počet prevádzkových hodín za rok [h . rok^{-1}]
V prietok vzduchu ventilátorom [m^3 . s^{-1}]
Δp_c celkový tlak ventilátora [Pa]
η_v účinnosť ventilátora [—]
η_m účinnosť elektromotora [—]

Pre stanovenie ročnej spotreby tepelnej energie vetracích zariadení sa môže použiť tzv. hodinostupňová metóda [1].

$$Q_{TV} = c_v \cdot \varrho_v \cdot V \cdot H_v \qquad [\mathrm{W \cdot h \cdot rok^{-1}}], \tag{2}$$

kde: c_v je špecifická tepelná kapacita vzduchu [J . kg^{-1} . K^{-1}]
ϱ_v hustota vzduchu [kg . m^{-3}]
H_v vetracie hodinostupne [h . K . rok^{-1}]

Zo vzťahov [1] a [2] vyplýva, že ročná spotreba elektrickej a tepelnej energie je priamo úmerná objemovému prietoku vzduchu vetranou miestnosťou.

Norma ON 74 7345 pre určenie objemového prietoku vzduchu vetranou miestnosťou uvádza vzťah:

$$V = \frac{B}{t_{po} - t_e} \cdot \frac{Q_c}{c_v \cdot \varrho_v}, \tag{3}$$

kde: t_{po} je teplota vzduchu v pracovnej oblasti [°C]
t_e teplota vonkajšieho vzduchu [°C]
B teplotný súčiniteľ (pre obrobne B = 0,52 až 0,55)
Q_c maximálna tepelná záťaž haly [W]

Je možné predpokladať, že takto dimenzované vetracie zariadenie v určitej dennej a ročnej dobe bude privádzať do miestnosti väčšie množstvo vzduchu, ako je to bezpodmienečne nutné k dosiahnutiu optimálnej vnútornej klímy.

Predmetom skúmania boli faktory vplývajúce na nutný prietok vzduchu vetranou miestnosťou prostredníctvom tepelnej záťaže premenlivej tak v priebehu dňa ako aj v priebehu roka.

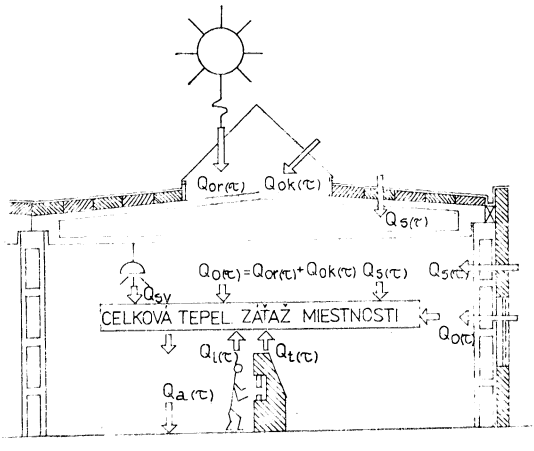
2. ANALÝZA ČINITELOV VPLÝVAJÚCICH NA CELKOVÚ TEPELNÚ ZÁŤAŽ PRIEMYSELNEJ HALY

Celková letná tepelná záťaž priemyselnej haly, ako aj jej jednotlivé zložky majú tak v priebehu roka ako aj v priebehu dňa premenlivý, t. j. nestacionárny priebeh.

Celkovú tepelnú záťaž haly môžeme vyjadriť ako:

$$Q_{c(\tau)} = Q_{i(\tau)} + Q_{e(\tau)} - Q_{a(\tau)} \quad [W], \tag{4}$$

kde: $Q_{e(\tau)}$ je tepelná záťaž z vonkajšieho prostredia [W]
$Q_{i(\tau)}$ tepelná záťaž od vnútorných zdrojov tepla [W]
$Q_{a(\tau)}$ teplo naakumulované do stavby a vnútorného zariadenia [W]



Obr. 1. Jednotlivé zložky tepelnej záťaže priemyselnej haly

Jednotlivé zložky vnútornej a vonkajšej tepelnej záťaže sú znázornené na *obr. 1.* Velkosť a priebeh tepelnej záťaže ovplyvňujú rôzne činitele. Hlavné z nich sú:
— vonkajšie klimatické podmienky,
— stavebné riešenie haly,
— vnútorné zdroje tepla.

Analýza uvedených činiteľov bola vykonaná pomocou samočinného počítača EC 1033 s použitím nasledovných teoretických vzťahov a úvah (zjednodušený vývojový diagram je na *obr. 9.*):

2.1. Vonkajšie klimatické podmienky

Pre potreby analýzy boli použité nasledovné teoretické vzťahy [5] a [6]:
Výška slnka nad obzorom:

$$h(\tau) = \arcsin [\sin \varphi \,.\, \sin \delta - \cos \varphi \,.\, \cos \delta \,.\, \cos (15 \,.\, \tau)] \quad [°]. \tag{5}$$

Slnečný azimut:

$$a(\tau) = \arcsin \left[\frac{\sin (15 \,.\, \tau) \,.\, \cos \delta}{\cos h} \right] \quad [°]. \tag{6}$$

Slnečná deklinácia:

$$\delta = 23{,}5 \,.\, \sin [(M - 1) \,.\, 30 + D - 80] \quad [°]. \tag{7}$$

Uhol medzi smerom slnečných lúčov a normálou ľubovolne orientovanej plochy:

$$\Theta_{(\tau)} = \arccos [\sin h(\tau) \,.\, \cos \alpha + \cos h(\tau) \,.\, \sin \alpha \,.\, \cos (a - \gamma)] \quad [°]. \tag{8}$$

Symboly a veličiny vo vzťahoch 5, 6, 7 a 8:
φ — zemepisná šírka príslušného miesta [°]
τ — slnečný čas v hodinách (0—24)
M — číslo mesiaca (1—12)
D — číslo dňa v mesiaci
α — uhol steny s vodorovnou rovinou uvažovaný na strane odvrátenej od slnka [°]
γ — azimutový uhol steny uvažovaný podobne ako slnečný azimut [°]

Intenzita slnečného sálania dopadajúceho na plochu kolmú na smer slnečných lúčov:

$$I_{\mathrm{pn}(\tau)} = 1\,350 \,.\, \exp \left[-0{,}1 \,.\, z \,.\, \left(\frac{16\,000 - M}{16\,000 + H} : \sin h(\tau) \right)^{0{,}8} \right] \quad [\mathrm{W \,.\, m^{-2}}]. \tag{9}$$

Intenzita difúzneho sálania:

$$I_{\mathrm{d}(\tau)} = \left[1\,350 - I_{\mathrm{p}(\tau)} - (1\,080 - 1{,}4 \,.\, I_{\mathrm{p}(\tau)}) \,.\, \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right] . \frac{\sin h(\tau)}{3} \quad [\mathrm{W \,.\, m^{-2}}] \tag{10}$$

Intenzita priameho slnečného sálania:

$$I_{\mathrm{p}(\tau)} = I_{\mathrm{pn}(\tau)} \,.\, \cos \Theta(\tau) \quad [\mathrm{W \,.\, m^{-2}}]. \tag{11}$$

Intenzita celkového slnečného sálania:

$$I_{(\tau)} = I_{\mathrm{p}(\tau)} + I_{\mathrm{d}(\tau)} \quad [\mathrm{W \,.\, m^{-2}}]. \tag{12}$$

Použitá symbolika vo vzťahoch 9, 10, 11, 12:
H — nadmorská výška [m]

Teplota vonkajšieho vzduchu:

$$t_{\mathrm{e}(\tau)} = t_{\mathrm{emax}} - A \,.\, [1 - \sin (15 \,.\, \tau - 135)] \quad [°\mathrm{C}], \tag{13}$$

kde: t_{emax} je maximálna teplota vonkajšieho vzduchu [°C]
A amplitúda kolísania teplôt vonkajšieho vzduchu [K]

2.2. Analýza stavebného objektu z hľadiska nestacionárnej tepelnej záťaže

a) Sklenené výplňové konštrukcie

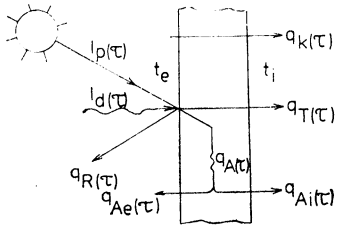
Tepelné zisky sklenenými konštrukciami je možné rozdeliť na tepelné zisky prechodom tepla v dôsledku rozdielnych teplôt vzduchu na vonkajšej a vnútornej strane konštrukcie a na tepelné zisky v dôsledku slnečného sálania.

Tepelné zisky prechodom sa môžu určiť pomocou vzťahu:

$$Q_{k(\tau)} = S_o \,.\, k_o \,.\, (t_{e(\tau)} - t_{i(\tau)}) \qquad [W], \tag{14}$$

kde: S_o je plocha okna (sklenenej konštrukcie) [m²]
k_o súčiniteľ prechodu tepla sklenenou konštrukciou [W . m^{-2} . K^{-1}]
$t_{i(\tau)}$ teplota vzduchu v miestnosti [°C]

Celkové množstvo tepelnej energie dopadajúcej vplyvom slnečného sálania na povrch sklenenej konštrukcie sa z časti odrazí, z časti pohltí a z časti prechádza do vnútorného prostredia. Množstvo tepla, ktoré bolo sklom pohltené, je odovzdávané z časti do vonkajšieho a z časti do vnútorného prostredia. Mechanizmus prechodu tepla sklenenými konštrukciami je znázornený na *obr. 2.*

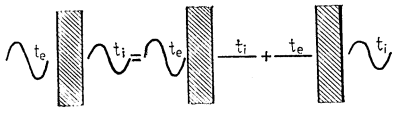


Obr. 2. Mechanizmus prechodu tepla sklenenými konštrukciami

Podľa [5] prestup tepla do miestnosti spôsobený pohltením časti slnečného sálania je možné vyjadriť vzťahom:

$$q_{Ai(\tau)} = T_{Ai} \,.\, (I_{p(\tau)} + I_{d(\tau)}) \qquad [W \,.\, m^{-2}], \tag{15}$$

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



Obr. 3. Schematické znázornenie metódy superpozície pri riešení obojstranne pôsobiacich teplotných vĺn

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

— pre jednoduché zasklenie:

$$T_{Ai} = A \,.\, \frac{\alpha_i}{\alpha_i + \alpha_e} \qquad [-], \tag{16}$$

— pre dvojité zasklenie:

$$T_{Ai} = A_e \cdot \frac{k_o}{\alpha_i} + T_e \cdot A_i \cdot \left(1 - \frac{k_o}{\alpha_e}\right) \quad [-], \tag{17}$$

kde: A_e, A_i je pomerná pohltivosť vonkajšieho a vnútorného skla [—]
T_e pomerná priepustnosť vonkajšieho skla [—]
α_i, α_e súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšom a vnútornom povrchu konštrukcie [W . m^{-2} . K^{-1}]

Prechod tepla vplyvom slnečného sálania sa môže vyjadriť:

$$q_{T(\tau)} = I_{p(\tau)} \cdot T_p + I_{d(\tau)} \cdot T_d \quad [W \cdot m^{-2}]. \tag{18}$$

Súčiniteľ pomernej priepustnosti pre priame sálanie T_p sa môže stanoviť pomocou vzťahu:

$$T_p = T_o \cdot \Gamma \cdot s \quad [-]. \tag{19}$$

Súčiniteľ pomernej priepustnosti pre difúzne sálanie T_d:

$$T_d = 0{,}9 \cdot T_o \cdot s \quad [-], \tag{20}$$

kde: T_o je pomerná priepustnosť skla pri kolmom dopade slnečných lúčov [—]
Γ súčiniteľ smerovej priepustnosti [—]
s cloniaci súčiniteľ [—]

Intenzita priameho slnečného sálania prechádzajúceho sklenenou konštrukciou včítane časti pohlteného slnečného sálania sa môže vyjadriť:
— pre jednoduché sklo

$$I_{op(\tau)} = I_{p(\tau)} \cdot T_p + I_{p(\tau)} \cdot A \cdot \frac{\alpha_i}{\alpha_i + \alpha_e} \quad [W \cdot m^{-2}], \tag{21}$$

— pre dvojité sklo

$$I_{op(\tau)} = I_{p(\tau)} \cdot T_p + I_{p(\tau)} \cdot \left[A_e \cdot \frac{k_o}{\alpha_e} + T_e \cdot A_i \cdot \left(1 - \frac{k_o}{\alpha_i}\right)\right] \quad [W \cdot m^{-2}]. \tag{22}$$

Intenzita difúzneho slnečného sálania prechádzajúceho sklenenou konštrukciou, včítane časti pohlteného slnečného sálania sa môže určiť pomocou vzťahov:
— pre jednoduché sklo

$$I_{od(\tau)} = I_{d(\tau)} \cdot T_d + I_{d(\tau)} \cdot A \cdot \frac{\alpha_i}{\alpha_i + \alpha_e} \quad [W \cdot m^{-2}], \tag{23}$$

— pre dvojité sklo

$$I_{od(\tau)} = I_{d(\tau)} \cdot T_d + I_{d(\tau)} \cdot \left[A_e \cdot \frac{k_o}{\alpha_e} + T_e \cdot A_i \cdot \left(1 - \frac{k_o}{\alpha_i}\right)\right] \quad [W \cdot m^{-2}]. \tag{24}$$

Tepelné zisky slnečným sálaním:

$$Q_{oR(\tau)} = [S_{os} \cdot (I_{op(\tau)} + I_{od(\tau)}) \cdot c_o + (S_o - S_{os}) \cdot I_{od(\tau)}] \cdot s_t \quad [W], \tag{25}$$

kde: S_{os} je oslnená plocha okna [m^2]
c_o korekcia na čistotu atmosféry [—]
s_t tieniaci súčiniteľ [—]

b) Plné stavebné konštrukcie

Proces šírenia tepla plnými stavebnými konštrukciami vetraných miestnosti má nestacionárny priebeh. Je možné predpokladať, že sa teploty vzduchu resp. prostredia na obidvoch stranách konštrukcie periodicky menia. Teplotné pomery v konštrukcii je možné vyšetrovať pomocou vzťahov odvodených pre jednostranne pôsobiace teplotné vlny s použitím metódy superpozície.

Teplotu vnútorného povrchu stavebnej konštrukcie pri obojstrannom pôsobení teplotných vĺn možno určiť zo vzťahu:

$$t_{ip(\tau)} = \bar{t}_{ip} + \frac{t_{r\psi(\tau)} - \bar{t}_r}{\nu} + \frac{t_{i\psi i(\tau)} - \bar{t}_{i(\tau)}}{\nu_i} \quad [°C]. \tag{26}$$

Tepelné zisky plnými stavebnými konštrukciami:

$$Q_{s(\tau)} = S \,.\, \alpha_i \,.\, (t_{ip(\tau)} - t_{i(\tau)}) \quad [W]. \tag{27}$$

Symboly vo vzťahoch 26 a 27:

$\bar{t}_{ip}$ je stredná teplota vnútorného povrchu steny [°C]
$t_{r(\tau)}$ rovnocenná slnečná teplota [°C]
$\bar{t}_r$ stredná rovnocenná slnečná teplota za 24 hodín [°C]
$t_{i(\tau)}$ teplota vzduchu v miestnosti [°C]
$t_{i\psi i(\tau)}$ teplota vzduchu v miestnosti o ψ_i hod. skôr [°C]
$t_{r\psi(\tau)(\tau)}$ teplota vonkajšieho prostredia o ψ hod. skôr [°C]
ν_i teplotný útlm pri prestupe tepla z vnútorného vzduchu do vnútorného povrchu konštrukcie [—]
ψ_i fázové posunutie teplotného kmitu pri prestupe tepla z vnútorného vzduchu do vnútorného povrchu [h]
ν teplotný útlm konštrukcie [—]
ψ fázové posunutie teplotného kmitu [h]

c) Akumulácia tepla v podlahovej konštrukcii

Časť tepelných ziskov sa akumuluje v podlahe, príp. v technologickom zariadení a spracovanom materiáli.

Amplitúda špecifického toku akumulovaného tepla sa môže určiť pomocou vzťahu:

$$q_a = U \,.\, \frac{S}{S_p} \,.\, A_i \quad [W \,.\, m^{-2}], \tag{28}$$

kde: A_i — amplitúda vnútornej teploty vzduchu [K]
U — súčiniteľ tepelnej pohltivosti podlahovej konštrukcie [W . m^{-2} . K^{-1}]
S — plochy akumulujúce teplo [m^2]
S_p — plocha podlahy [m^2]

2.3. Analýza tepelnej záťaže od vnútorných zdrojov tepla

Tepelnú záťaž od vnútorných zdrojov tepla môžeme vyjadriť vzťahom:

$$Q_{e(\tau)} = Q_{t(\tau)} + Q_{l(\tau)} + Q_{s(\tau)} \quad [W], \tag{29}$$

kde: $Q_{t(\tau)}$ — tepelná záťaž od technologického zariadenia [W]
$Q_{l(\tau)}$ — tepelná záťaž od ľudí [W]
$Q_{s(\tau)}$ — tepelná záťaž od svietidiel [W]

3. OKRAJOVÉ PODMIENKY ANALÝZY

Analýza jednopodlažných priemyselných hál z hľadiska potrebného prietoku vetracieho vzduchu bola vykonaná na jednolodnej a viaclodnej priemyselnej hale, ktoré vzhľadom na ich typologické a konštrukčné riešenie je možné považovať za typické strojárske haly. Pozdĺžná os haly je orientovaná $S—J$. Podlahová plocha jednej lode haly činila 1 000 m², obostavaný priestor cca 10 000 m³ pri rozpone 18 m, dĺžke 55,5 m a výške 10,8 m.

Analyzované boli:

a) Tzv. „ľahké haly" s kovoplastickým obvodovým plášťom ($k = 0{,}7$, $v = 8$, $\psi = 2$, $A = 0{,}6$), strešným plášťom AL-PUR-AL ($k = 0{,}68$, $v = 8$, $\psi = 6$, $A = 0{,}6$), oknami v obvodových stenách orientovaných na V a Z, sedlovými strešnými svetlíkmi orientovanými na $V—Z$.

b) Tzv. „optimálne haly" s pórobetónovým obvodovým plášťom ($k = 0{,}7$; $v = 15$, $\psi = 8$, $A = 0{,}6$), strešným plášťom z pórobetónových panelov ($k = 0{,}68$, $v = 18$, $\psi = 9$, $A = 0{,}6$), pilovými svetlíkmi orientovanými na S.

c) Haly s ľahkým obvodovým a strešným plášťom a pílovými svetlíkmi orientovanými na S.

d) Haly s obvodovým a strešným plášťom z pórobetónových panelov a sedlovými svetlíkmi orientovanými na $V—Z$.

Okná a svetlíky boli uvažované s dvojitým sklom, pričom vonkajšie sklo bolo číre hr. 6 mm a vnútorné s drôtenou vložkou.

Podlaha bola uvažovaná tzv. teplá (drevené kocky vysoké 80 mm, vyrovnávacia vrstva 150 mm z betónu 125, $k = 0{,}7$, $B = 364$).

Tepelná záťaž od technologického zariadenia bola uvažovaná: $q_t = 25\ \mathrm{W \cdot m^{-3}}$ a $q_t = 0\ \mathrm{W \cdot m^{-3}}$.

Analýza bola vykonaná pre nasledovné vonkajšie a vnútorné klimatické podmienky:

1. Haly podľa a., b), c) a d) pre mesiac júl a vonkajšie teploty vzduchu zodpovedajúce dennému priebehu teplôt v extrémne teplých dňoch a vnútornú teplotu zodpovedajúcu dlhodobo únosnej vnútornej klíme ($t_{e,max} = 31$ °C, $t_{po,max} = t_{g,A} = 34$ °C).

2. Haly podľa b) pre mesiace apríl, máj, jún, júl, august a september. Teploty boli uvažované nasledovne:

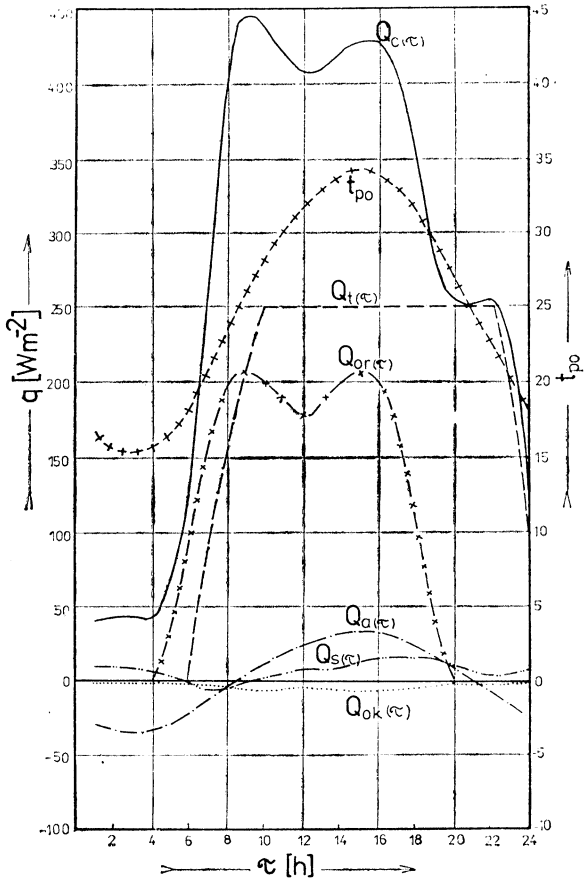
2a) Vonkajšie teploty vzduchu zodpovedajúce dennému priebehu teplôt v dňoch s priemernou vonkajšou teplotou vzduchu v príslušnom mesiaci ($\bar{t}_{e,max}$) a vnútorná teplota zodpovedajúca dlhodobo-únosnej vnútornej klíme v letnom období.

2b) Vonkajšie teploty vzduchu zodpovedajúce dennému priebehu teplôt v extrémne teplých dňoch v príslušnom mesiaci a vnútorná teplota zodpovedajúca dlhodobo únosnej vnútornej klíme v letnom období.

2c) Vonkajšie teploty vzduchu zodpovedajúce dennému priebehu teplôt v dňoch s priemernou vonkajšou teplotou vzduchu v príslušnom mesiaci a vnútorná teplota zodpovedajúca hornej hranici optima v letnom období ($\bar{t}_{e,max}$ [3, str. 18], $t_{g,opt,max} = 27$ °C).

4. VÝSLEDKY ANALÝZY

Denné priebehy tepelných záťaží tzv. ľahkej haly so špecifickou tepelnou záťažou od technologického zariadenia $q_t = 25$ W . m^{-3} sú znázornené na *obr. 4.* Nutný prietok vzduchu činí $V = 62 . 10^{-3}$ m^3 . s^{-1} na 1 m^2 podlahovej plochy.



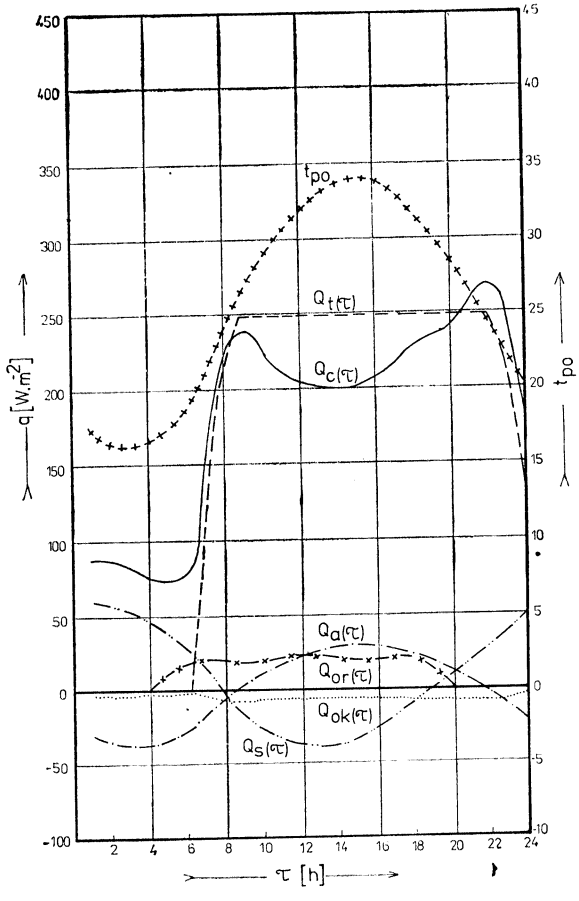
Obr. 4. Denný priebeh tepelnej záťaže tzv. ľahkej haly.
$q_v = 25$ W . m^{-3}, nutný prietok vzduchu $V = 62 . 10^{-3}$ m^3 . s^{-1} . m^{-2}

Obr. 5 znázorňuje denné priebehy jednotlivých zložiek tepelnej záťaže tzv. optimálnej haly. Nutný prietok vzduchu je $V = 29 . 10^{-3}$ m^3 . s^{-1} na 1 m^2 podlahovej plochy. Špecifická tepelná záťaž od technologického zariadenia bola uvažovaná $q_t = 25$ W . m^{-3}.

Nutné špecifické prietoky vzduchu v tzv. optimálnej jednolodnej hale v mesiaci apríl, máj, jún, júl, august a september pri rôznych vonkajších klimatických podmienkach a rôznych požiadavkách na vnútornú teplotu sú znázornené v *obr. 6.*

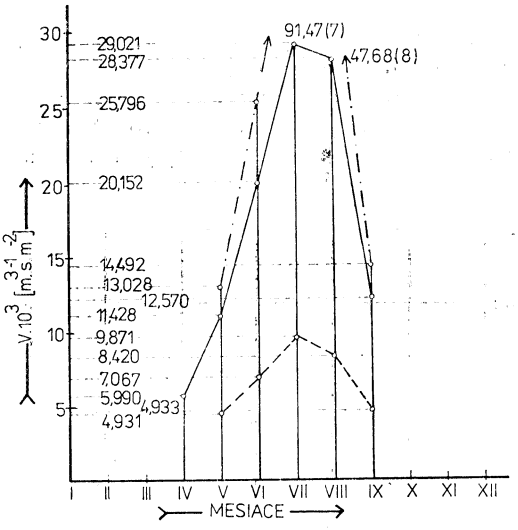
Pomerné prietoky vzduchu a požadované intenzity výmeny vzduchu v rôzne riešených jednopodlažných priemyselných halách sú znázornené na *obr. 7.*

Na *obr. 8* je znázornený priebeh spotreby tepla pre ohrievanie vetracieho vzduchu u zariadení pracujúcich s konštantným prietokom vzduchu a u zariadení pracujúcich s premenlivým prietokom vzduchu. Ako to vyplýva z obrázku, pri optimálnom

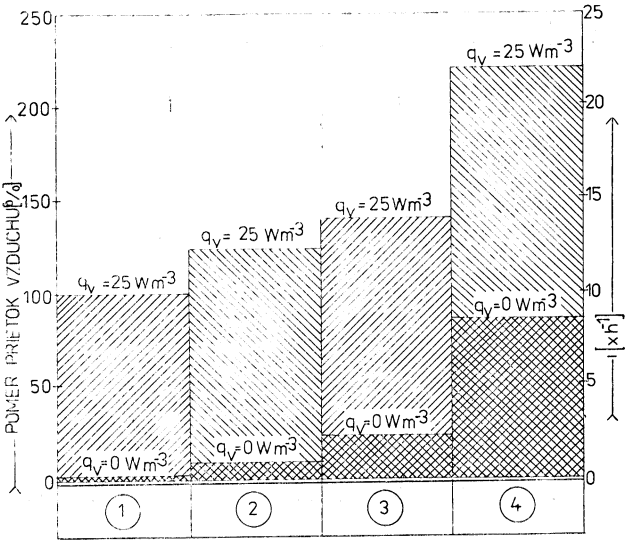


Obr. 5. Denný priebeh tepelnej záťaže tzv. optimálnej haly.
$q_v = 25$ W . m^{-3}, nutný prietok vzduchu $V = 29 . 10^{-3}$ m^3 . s^{-1} . m^{-2}

architektonickom a konštrukčnom riešení zvolenej jednopodlažnej priemyselnej haly a špecifickej tepelnej záťaži od technologického zariadenia $q_i = 25$ W . m^{-3}, ročná spotreba tepla zariadení pracujúcich s konštantným prietokom vzduchu činí na 1 000 m^2 podlahovej plochy $Q_{TV} = 1\,218$ MWh . rok^{-1}, pričom pre tepelnú úpravu vzduchu nutného k odvedeniu dymov a aerosolov chladiacich kvapalín by postačilo ročne $Q_{TV} = 175$ MWh tepelnej energie (pri dávke čerstvého vzduchu 15 m^3 . h^{-1} na 1 m^2 podlahovej plochy).

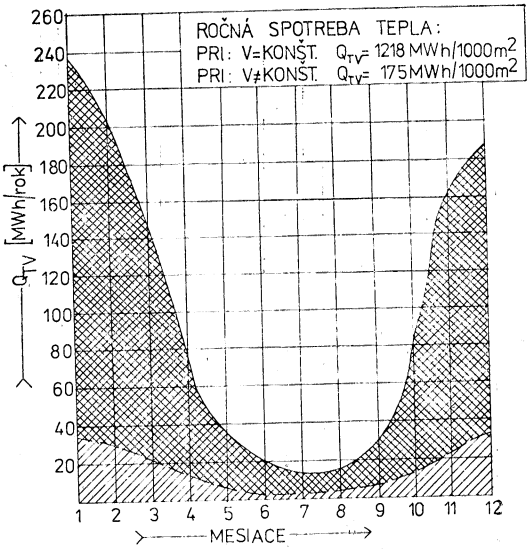


Obr. 6. Nutné špecifické prietoky vzduchu v tzv. optimálnej jednolodnej hale v priebehu roka
——— nutné prietoky vzduchu pri $t_{po,max} = t_{gA} = 34$ °C, $t_{e,max} = 31$ °C
– – – – nutné prietoky vzduchu pri $t_{po,max} = t_{g,A}$, $t_{e,max} = t_{e,max}$
–.–.–. nutné prietoky vzduchu pri $t_{po,max} = t_{g,opt,max}$, $t_{e,max} = t_{e,max}$



Obr. 7. Pomerné prietoky vzduchu a požadované intenzity výmeny vzduchu v rôzne riešených jednopodlažných halách

① Priemyselná hala s optimálnymi svetlíkmi a optimálnym obvodovým a strešným plášťom
② Priemyselná hala s optimálnymi svetlíkmi a ľahkým obvodovým a strešným plášťom
③ Priemyselná hala so sedlovými svetlíkmi a optimálnym obvodovým a strešným plášťom
④ Priemyselná hala so sedlovými svetlíkmi, bočným osvetlením a ľahkým obvodovým a strešným plášťom



Obr. 8. Spotreba tepelnej energie pre ohrievanie vetracieho vzduchu.
——— Ročný priebeh spotreby tepla na úpravu vzduchu při optimálnom riešení priemyselnej haly a $q_i = 25\ W \cdot m^{-3}$
– – – – Priebeh spotreby tepla na úpravu vzduchu potrebného na odvedenie dymov a aerosolov chladiacich kvapalín
▬ Množstvo neefektívne vynaloženej tepelnej energie

5. ZÁVERY ANALÝZY

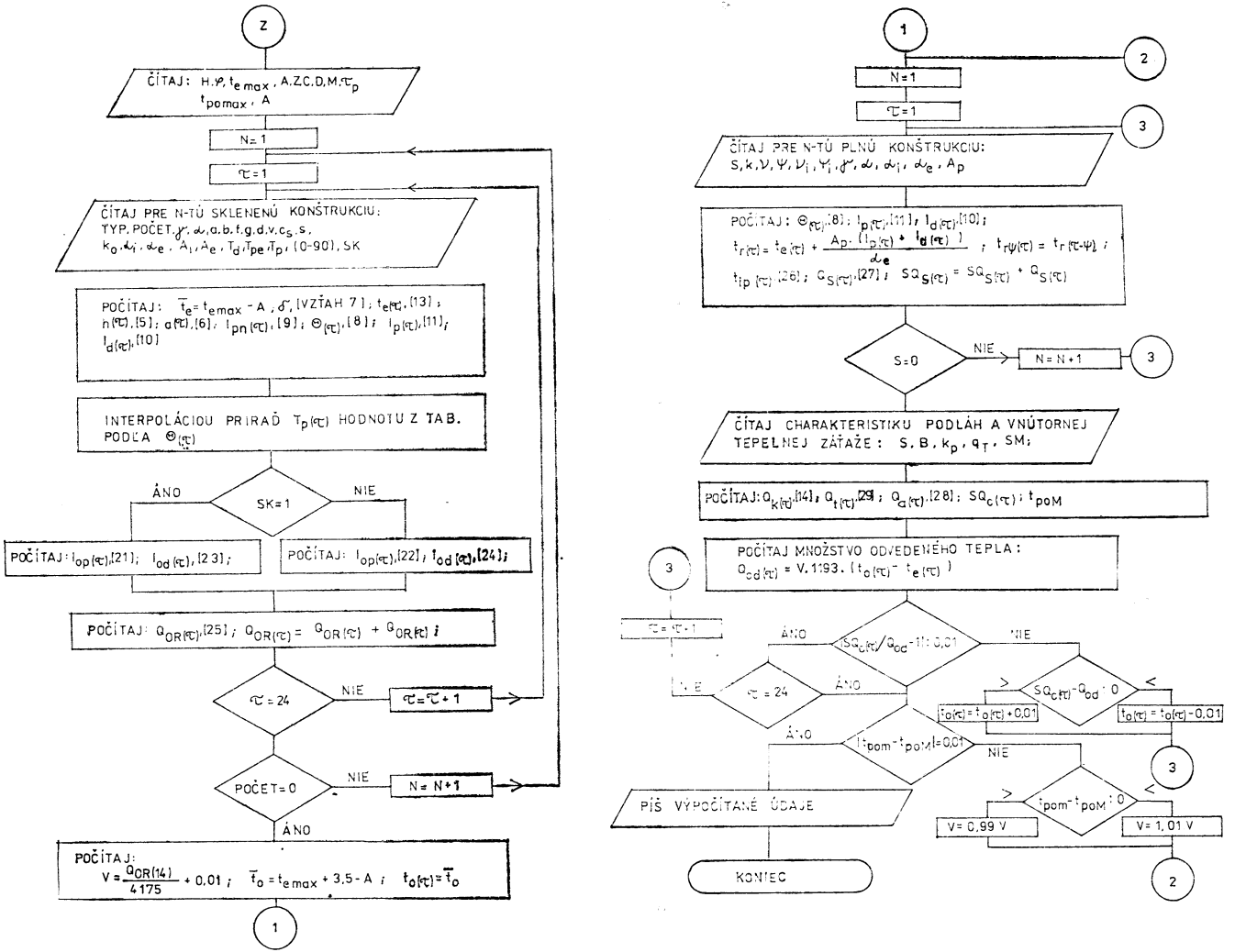
V záujme optimalizácie vnútornej klímy a minimalizácie energetickej náročnosti vetracích zariadení priemyselných hál, pri voľbe architektonického a konštrukčného riešenia haly a voľbe optimálneho systému vetrania sa odporúča vychádzať z výsledkov komplexnej tepelno-technickej analýzy vykonanej s použitím výpočtovej techniky.

Určovanie potrebného prietoku vetracieho vzduchu na základe doporučených intenzít výmeny vzduchu sa neodporúča ani v štádiu vypracúvania nižšieho stupňa projektovej dokumentácie.

Návrh a výber vetracieho systému je potrebné v maximálnej možnej miere podriadiť časovému a priestorovému priebehu toku škodlivín.

POUŽITÁ LITERATÚRA

[1] *Kalaš J.*: Určenie spotreby energie pri vetraní, DT Košice, 1986.
[2] *Kalaš J.*: Vplyv nestacionárnej tepelnej záťaže na energetickú náročnosť vetracích zariadení jednopodlažných priemyselných hál, KDP, Košice, 1986.
[3] *Chyský J.—Oppl L.*: Větrání a klimatizace, SNTL Praha, 1971.
[4] *Oppl L.—Bašus V.*: Směrnice pro větrání velkoprostorových průmyslových hal, Výzkumná zpráva ŠVV-C12-326-02, VÚPS Praha, 1975.
[5] *Petzold K.*: *Wärmelast*, VEB Verlag Technik, Berlin, 1975
[6] ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů, ÚNM Praha, 1986.
[7] ON 74 7345 Větrání chladných provozů, Směrnice pro projektování, ÚNM Praha, 1981.



Obr. 9. Zjednodušený vývojový diagram

ВЛИЯНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ТРЕБОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ОБОРУДОВАНИЙ ОДНОЭТАЖНЫХ ЦЕХОВ

Инж. Юрай Калаш

В статье приводятся некоторые результаты анализа влияния наружных климатических условий, конструкционного и архитектонического решений цехов, так же внутренной тепловой нагрузки на необходимый воздухообмен в одноэтажных цехах холодных машиностроительных предприятий. Статья указывает низкую эффективность вентиляции в течение года при применении системы с постоянным расходом воздуха.

AN INFLUENCE OF THE NON-STATIONARY HEAT LOAD ON ENERGETICAL DEMANDS OF VENTILATING EQUIPMENTS FOR ONE-STOREY PRODUCTION SHOPS

Ing. Juraj Kalaš

Some results of an analysis of an influence of otdoor climatic conditions, constructional and architectural design of production shops as so as the indoor heat load on the necessary air exchange in one-storey production shops for cold engineering works are presented in the article. The low ventilating efficiency of systems with the constant air volume in the course of the year is pointed out there.

EINFLUSS DER NICHTSTATIONÄREN WÄRMEBELASTUNG AUF DEN ENERGETISCHEN VERBRAUCH DER LÜFTUNGSANLAGEN VON EINFUSSBODENINDUSTRIEHALLEN

Ing. Juraj Kalaš

Im Artikel werden einige Analysenergebnisse des Einflusses der Aussenklimabedingungen, der konstruktiven und architektonischen Lösung von Industriehallen und auch der Innenwärmebelastung auf den notwendigen Luftaustausch in den Einfussbodenindustriehallen der Kältemaschinenbaubetriebe angegeben. Der Artikel weist auf den niedrigen Wirkungsgrad der Lüftung im Laufe eines Jahres im Falle der Anwendung der Systeme mit dem Konstantluftdurchfluss hin.

INFLUENCE DE LA CHARGE NON-STATIONNAIRE SUR LE BESOIN ÉNERGÉTIQUE DES INSTALLATIONS DE VENTILATION DANS LES HALLS INDUSTRIELS À UN PLANCHER

Ing. Juraj Kalaš

L'article présenté cite quelques résultats d'une analyse de l'influence des conditions climatiques extérieures, de la solution par construction et architecturale des halls industriels et aussi de la charge thermique intérieure sur l'échange calorifique nécessaire de l'air dans les halls industriels à un plancher des entreprises de construction mécanique froide. L'article présenté prévient de l'efficience base de la ventilation au cours d'un an en cas de l'utilisation des systèmes avec le débit constant de l'air.

ING. MILAN KOPŘIVA — 60 LET

Letošní rok je bohatý na jubilea našich spolupracovníků, kteří před více než třiceti lety zakládali naši odbornou organizaci, a pak po řadu let ji obětavě budovali. Mezi ně patří Ing. Milan Kopřiva. Narodil se 18. 6. 1927 v Bratislavě. Vyučil se kinopromítačem, středoškolská studia absolvoval na průmyslové škole strojnické v Praze 1 a pokračoval ve studiu na Vysoké škole strojního a elektrotechnického inženýrství v Praze. V oboru vytápění a větrání začal pracovat v Keramoprojektu Praha, kde založil obor prašné vzduchotechniky. Jeho odborná činnost byla neobyčejně široká a zahrnovala jak práce projekční na sušárnách keramických hmot, tak i výpočty technických zařízení, emisí a imisí škodlivin a konečně měření faktorů prostředí, k čemuž vytvořil měřicí skupinu. Podílel se na projekci výstavby nových závodů, jako např. cementárny Radotín, velkolomu Čertovy schody, výroben prefabrikátů a cihelen a na velkých rekonstrukcích, jako Královodvorských cementáren, keramického závodu Horní Bříza a dalších. Přitom dále rozšiřoval své odborné znalosti a v roce 1962 absolvoval postgraduální studium v oboru větrání a klimatizace na strojní fakultě ČVUT v Praze.

Roku 1969 přešel do n.p. Janka, kde vybudoval obor projekce a vedl projektové práce na řadě akcí v ČSSR i v zahraničí. Od roku 1974 působí jako hlavní specialista techniky prostředí ve Státním ústavu pro rekonstrukce památkových měst a objektů. V této funkci zejména vytyčil zásady vytápění pro modernizaci bytového fondu.

K odborné činnosti Ing. Kopřivy patří i četné publikace v odborných časopisech našich i zahraničních a práce, které vykonává jako soudní znalec.

Mnohostranná je činnost Milana Kopřivy v ČSVTS. Byl členem českého i československého výboru pro životní prostředí (původně pro techniku prostředí), členem odborných skupin pro vytápění, větrání a klimatizaci a pro ochranu čistoty ovzduší a stále pracuje jako vědecký tajemník pobočky ČSVTS SÚRPMO. Intenzivně se podílel na přípravě i průběhu více celostátních i mezinárodních akcí činností v přípravných výborech a jako přednášející. Jeho činnost byla oceněna řadou vyznamenání ČSVTS, z nichž uvádíme zejména Čestné uznání ÚR ČSVTS I. stupně se zlatým odznakem.

Ing. Kopřiva je přispívatelem našeho časopisu a není bez zajímavosti, že byl autorem jednoho z příspěvků otištěných již v prvém ročníku v roce 1958.

U Ing. Kopřivy obdivujeme jeho odbornou všestrannost v oborech vzduchotechniky a vytápění a široký přehled v aplikaci těchto oborů jak v průmyslu, tak v objektech občanské vybavenosti i v zemědělství. Přejeme jubilantovi k jeho šedesátinám, aby při dobrém zdraví dále pokračoval ve své činnosti odborné i ve společenské angažovanosti a aby se spolu s námi těšil z dalších úspěchů své činnosti, které si upřímně vážíme.

Český výbor komitétu pro životní prostředí ČSVTS
Redakční rada ZTV

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA
ROČNÍK 30 (1987) ČÍSLO 4

697.92
533.697

ZVÝŠENÍ ÚČINNOSTI VĚTRÁNÍ POMOCÍ VYÚSTEK PRO BEZINDUKČNÍ DISTRIBUCI VZDUCHU

ING. ZDENĚK WIRTH, CSc.
Institut hygieny a epidemiologie, Praha

Byla zkoumána možnost potlačení indukce proudu za vyústkou, která způsobuje směšování přiváděného vzduchu s okolním, potenciálně kontaminovaným vzduchem, s cílem zvýšit účinnost větracího systému. Byla ověřena možnost využití Coandova efektu k vytěsnění okolního vzduchu z prostoru po obvodu vyústky a možnost dosažení rovnoměrné distribuce vzduchu po celé ploše vyústky, za účelem zmenšení rychlostních gradientů a tím i velikosti indukce. Byly analyzovány tři základní tvary povrchu vyústek — rovinný, válcový a kulový, lišící se velikostí gradientu rychlosti v radiálním směru.

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

1. ÚVOD

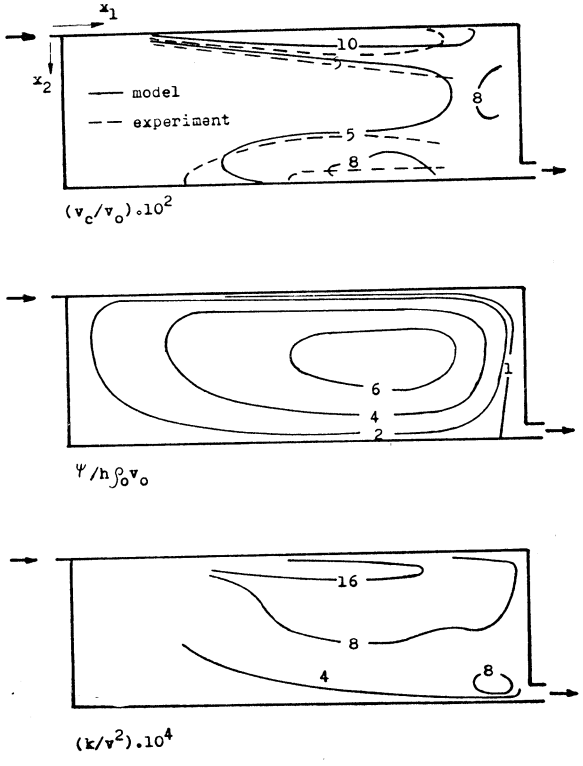
V minulosti byla vyvinuta celá řada koncových elementů pro distribuci vzduchu v uzavřeném prostoru. Vycházelo se přitom zpravidla z požadavků na vytápění nebo chlazení, popřípadě klimatizaci větraných místností. Za dané situace může mít přiváděný vzduchu trojí poslání:

a) zásobovat oblast pobytu lidí čerstvým venkovním vzduchem, tzn. dodávat atmosférický kyslík nutný pro metabolismus přítomných osob;
b) udržovat obsah škodlivin v místnosti na přípustné úrovni, např. plynných produktů metabolických procesů;
c) vyrovnávat tepelnou bilanci uvnitř větraného prostoru, tj. udržovat teplotu vzduchu a povrchů ve stanovených mezích.

K těmto účelům se nejčastěji využívá klasických výdechových prvků (obdélníkové vyústky, anemostaty, štěrbiny apod.), které přivádějí větrací vzduch do místnosti relativně vysokou rychlostí, ve formě paprskovitých proudů.

2. VLIV RYCHLOSTI PŘIVÁDĚNÉHO VZDUCHU

Názornou představu o funkci zařízení, kde přívod vzduchu je zajišťován kontinuální štěrbinou, získáme rozborem modelových situací, jak např. uvádí *Nielsen* [1], který vycházel z měření provedených *Opplem* [2]. Následující hodnocení platí v situacích, kde rychlosti jsou velké a teplotní rozdíly malé. Nucené proudění je dominantní ve srovnání s volnou konvekcí, a to znamená, že můžeme zanedbat vztlakové síly. Situace je zcela charakterizována Reynoldsovým číslem a geometrií místnosti, zatímco vliv Archimedova čísla je zanedbatelný. Do zkušební místnosti je vzduch přiváděn štěrbinou umístěnou pod stropem. Štěrbina se táhne podél celé šířky místnosti. Dva odváděcí otvory jsou umístěny u podlahy v rozích protilehlé stěny. Horní část na *obr. 1* znázorňuje rozdělení rychlosti v místnosti. Průběh rychlosti znázorňují



Obr. 1. Rozložení rychlosti, proudnic a turbulentní kinetické energie
(h = výška štěrbiny; H — výška místnosti; L — délka místnosti; $h/H = 0{,}005$; $L/H = 3{,}0$; $Re = 1\,800$)

čáry konstantní rychlosti (isotachy) a rychlostní pole v_c/v_o je bezrozměrné dělením přiváděcí rychlostí

$$v_c = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}. \tag{1}$$

Rychlost u podlahy v pravé části zóny pobytu je 8 % přiváděcí rychlosti a pak klesá na méně než 2 % v levé horní části zóny pobytu. Výpočet i měření byly dělány při Reynoldsově čísle 1 800, čemuž odpovídá přiváděcí rychlost 1,8 m/s. Rychlost v zóně pobytu tudíž ležela mezi 0,14 a 0,04 m/s.

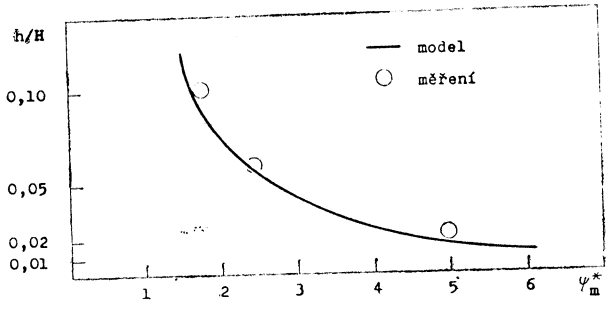
Zdá se, že v praxi je bezrozměrná rychlost do jisté míry nezávislá na velkých rozdílech v přiváděcí rychlosti, neboť struktura turbulence v recirkulujícím proudu bude podobná, a tudíž nezávislá na Reynoldsově čísle. Jestliže se přiváděcí rychlost zvýší na 3,6 m/s, výsledkem bude rychlost v zóně pobytu ležící mezi 0,28 a 0,08 m/s. Zdvojnásobení přiváděcí rychlosti znamená jak zdvojnásobení maximální rychlosti, tak i zdvojnásobení rychlostních gradientů. Střední část obr. 1 ukazuje rozdělení proudnic v místnosti. Průtok vzduchu mezi dvěma proudovými čarami je konstantní, a tudíž rychlost je vysoká tam, kde proudnice jsou blízko sebe, a malá tam, kde je

jejich vzdálenost velká. Proudová funkce je vyjádřena bezrozměrně dělením přiváděným hmotnostním průtokem

$$\psi^* = \psi / h\varrho_0 v_0. \tag{2}$$

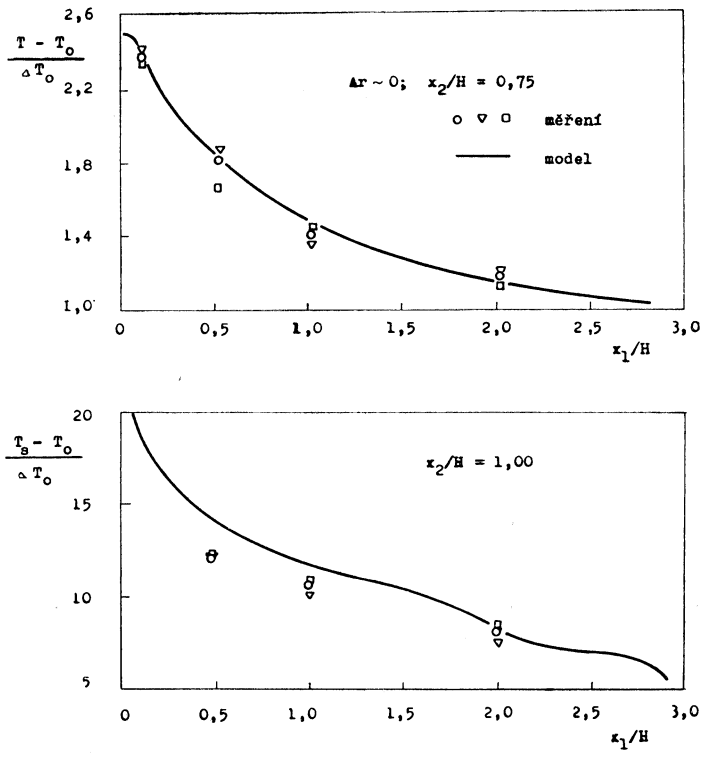
Mezi proudovými čarami 4 a 6 např. protéká dvojnásobek přiváděného množství a celkově je uvedeno do pohybu přibližně sedminásobně větší množství vzduchu, než je přiváděno. Je třeba si uvědomit, že proudnice jsou pouze vyjádřením středních hodnot. V určitém bodě je proudnice paralelní se střední rychlostí, ale z důvodu různých směrů okamžitých rychlostí dochází k transportu hmoty a energie přes proudové čáry. Jestliže je přiváděn vzduch o vysoké teplotě, bude se uplatňovat i tepelná difúze napříč horními proudnicemi dolů do místnosti. Spodní část obr. 1 znázorňuje distribuci bezrozměrné turbulentní kinetické energie k/v_0^2. Turbulentní kinetická energie je produkována turbulentními napětími. Tato napětí jsou, v aplikovaném modelu turbulence, vyjádřená jako rychlostní gradienty různých typů. Jestliže srovnáme turbulentní energii s rozložením čar stejné rychlosti, můžeme vidět, že energie je velká tam, kde rychlostní gradient mezi vyfukovaným vzduchem a okolním vzduchem je velký. Energie je také velká v tenké mezní vrstvě mezi proudem a stěnou. V blízkosti otvoru pro odvod vzduchu je oblast, kde má energie lokální maximum. Tato energie je způsobena zpomalením proudu a je produkována normálovými turbulentními napětími. Je třeba upozornit na to, že distribuce energie nenásleduje distribuci produkce energie kdekoliv. Turbulentní energie je produkována v určitých oblastech a transportována ve směru hlavního toku prouděním a kolmo na směr hlavního toku turbulentní difúzí. Obrázek ukazuje, že rychlostní gradient mezi vyfukovaným proudem a okolním vzduchem je nejvýznamnější zdroj víření a že difunduje z této oblasti a poskytuje tak vysokou úroveň víření všude v místnosti.

Jak můžeme vidět z rovnice (2), maximální hodnota proudové funkce je vyjádřena jako množství vzduchu uvedeného do pohybu v poměru k přiváděnému toku. *Obr. 2*



Obr. 2. Vliv geometrie přiváděcího otvoru na recirkulaci
(L/H = 2,0; W/H = 1,0; Re 400. W — šířka místnosti)

ukazuje, jak se toto množství zvyšuje s klesající výškou přiváděcího otvoru (štěrbiny). Přiváděný tok je vždy stejný, tzn. že se přiváděcí rychlost zvyšuje se zmenšujícím se přívodním otvorem. Někdy je výhodné, když maximální hodnota proudové funkce ψ^*_m je veliká. *Obr. 3* ukazuje, jak se vyrovnávají teplotní rozdíly v místnosti se snižující se výškou přívodní štěrbiny, která také znamená zvýšení ψ^*_m. Při daném průtoku přiváděného vzduchu — jehož velikost může být nastavena s ohledem na hygienická

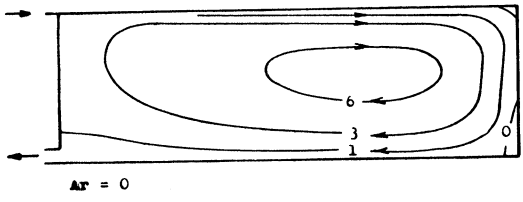


Obr. 3. Porovnání mezi naměřeným a vypočteným profilem teploty vzduchu a povrchové teploty ($h/H = 0{,}056$; $L/H = 3{,}0$; $Re = 7\,100$. T — teplota vzduchu v místnosti; T_0 — teplota přiváděného vzduchu; ΔT_0 — rozdíl teplot přiváděného a odváděného vzduchu; T_s — teplota povrchu stěny)

kritéria (teploty, rychlosti proudění) — velikost přívodu a toku uvedeného do pohybu v místnosti musí být limitována. Důvodem je, že při stejném průtoku vzduchu přívodní rychlost se zvyšuje se zmenšujícím se přiváděcím otvorem a způsobuje zvýšení rychlosti v zóně pobytu.

3. VLIV POLOHY ODVÁDĚCÍHO OTVORU

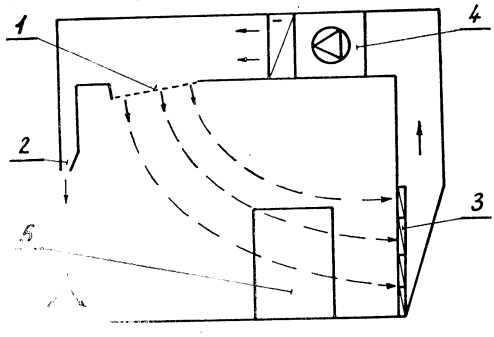
Srovnáním izotermního rozdělení proudových čar na *obr. 4* s rozdělením proudnic na *obr. 1* můžeme odhadnout vliv změn vyplývající ze změny polohy odváděcího otvoru. Maximální hodnota proudové funkce ψ^*_m je prakticky nezávislá na poloze odváděcího otvoru. Jestliže odváděcí otvor přemístíme z jedné koncové stěny na druhou, průtok recirkulujícího vzduchu ve spodní části místnosti se změní o $\psi^* = 1$, což odpovídá přiváděnému průtoku. Změna rychlosti vzduchu v zóně pobytu pak bude úměrná $1/\psi^*_m$. Jestliže ψ^*_m je velká, tak jak je tomu v případě malých přiváděcích otvorů (viz obr. 2), vliv umístění odváděcího otvoru bude malý. To je závažná skutečnost v prostorech, kde jsou umístěny sací nástavce určené k odvodu nebezpečných škodlivin.



Obr. 4. Rozložení proudnic v případě, kdy odváděcí otvor leží v levé spodní části místnosti ($h/H = 0{,}005$; $L/H = 3{,}0$; $Re = 3\,600$)

4. PRINCIP PŘÍVODU VZDUCHU S POTLAČENOU INDUKCÍ

Již z uvedeného rozboru je zřejmé, že klasické systémy větrání vyvolávají intenzívní cirkulaci vzduchu ve větraném prostoru. Takový obraz proudění je výhodný všude tam, kde turbulence pomáhá vyrovnat značné teplotní rozdíly mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v zóně pobytu, např. pro teplovzdušné vytápění a klimatizaci. V daném případě je současně zanedbatelný i vliv odváděcích otvorů na celkový obraz proudění. Tato situace je však nežádoucí v případech, kdy ve větraném prostoru dochází k úniku nebezpečných škodlivin, které jsou pak popsaným mechanismem distribuovány po celé místnosti. Ve větraném prostoru tedy nedochází k vytlačování škodliviny, ale pouze k jejímu ředění přiváděným vzduchem. Zde by naopak vyhovoval systém větrání, kde je indukčnost proudů přiváděného vzduchu minimální a koncentrace škodlivin v zóně pobytu se maximálně blížily koncentracím v přiváděném vzduchu. Za tímto účelem již byly vyvinuty některé systémy určené zejména pro čisté místnosti, po případě boxy ve zdravotnictví (operační sály, výzkum, farmaceutická výroba), elektrotechnickém průmyslu apod. Jedno řešení nabízí např.



Obr. 5. Schematické uspořádání kabiny s omezenou kontaminací fy Glatt
(*1* — nastavitelný přívod vzduchu; *2* — vzduchová clona; *3* — filtrovaný odvod vzduchu; *4* — klimatizační jednotka; *5* — chráněný prostor)

firma Glatt a je znázorněno na *obr. 5.* Uvedené zařízení je schopno redukovat koncentraci prachu v zóně pobytu na jednotky $\mu g/m^3$ [3]. Požadavky kladené na tyto systémy lze stručně shrnout do několika bodů:

— předcházet kontaminaci zpracovávaného materiálu,

— ochrana operátora,
— odstranění prašnosti,
— ochrana venkovního prostředí,
— snadná obsluha,
— minimální náklady.

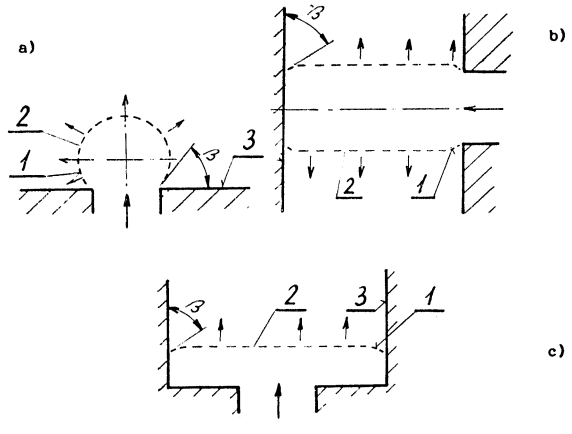
Z uvedených protichůdných požadavků vyplývá, že musíme hledat přijatelný kompromis. Jak bylo ukázáno, lze hovořit o dvou základních mechanismech směšování přiváděného vzduchu se vzduchem v prostoru:

— transport vnějšího vzduchu do proudu vlivem ejekčního účinku přiváděného vzduchu,
— transport částic uvnitř proudu vyvolaný turbulentní difúzí.

Můžeme očekávat, že vhodným tvarem vyústky lze odstranit vnější indukci, ale nelze zabránit vzniku rychlostních gradientů, např. v mezní vrstvě u stěn. V návrhu přiváděcího elementu bude proto zaměřena pozornost na odstranění možnosti přisávání vzduchu z větraného prostoru k proudu přiváděného vzduchu. Následujícím úkolem tedy bude návrh vhodného tvarového řešení.

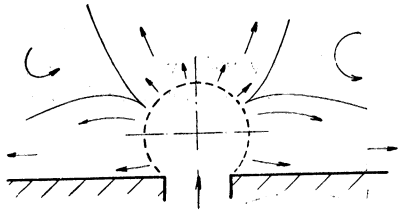
5. ZÁSADY NÁVRHU BEZINDUKČNÍHO PŘÍVODU VZDUCHU

Bezindukčním přívodem vzduchu se rozumí vytvoření takového typu proudění, který neumožní boční přisávání okolního vzduchu. V praxi to znamená, že musí být zajištěno přilnutí proudu přiváděného vzduchu ke stěnám, ohraničujícím větraný prostor a současně přiváděný vzduch musí vytvářet kompaktní proud [7]. První podmínku lze zajistit tím, že okrajová část výstupní plochy 1 (viz *obr. 6*) s výdechovými otvory *2* přilehlá k pevné stěně *3* (popř. k hladině), je uspořádána po celém svém obvodu v ostrém úhlu β k přilehlé stěně. Druhou podmínku je možné zajistit



Obr. 6. Přívod vzduchu do větraného prostoru je zajišťován perforovanou plochou:
a) kulovou; b) válcovou; c) rovinnou
(*1* — okrajová část výdechové plochy; *2* — výdechové otvory; *3* — pevná stěna — popřípadě hladina)

vhodným uspořádáním ostatních přiváděcích otvorů, např. jemnou perforací. Tři příklady takového uspořádání jsou schematicky znázorněny na *obr. 6.* Docílit eliminaci indukce proudu je však obtížné. Vyplývá to z požadavku udržet proud přimknutý ke stěně bez negativního účinku na ostatní část proudu. Již z uvedených schémat řešení je zřejmé, že proud u stěny bude mít v případě stejnoměrného rozložení přiváděcích otvorů na celé ploše vyústky větší hybnost, než v jiných oblastech. Bude-li hybnost proudu u stěny příliš velká, dojde k roztržení vystupujícího proudu vlivem vazkosti asi tak, jak je znázorněno na *obr. 7.* Naopak, bude-li hybnost proudu vzduchu u stěny příliš malá, dojde ke kontrakci proudu a jeho odtržení od stěny.



Obr. 7. Rozdělení proudu z kulové vyústky vlivem účinku Coandova efektu

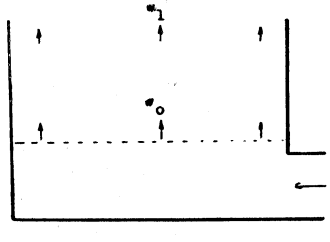
Obojí má za následek vytvoření špatně provětrávaných oblastí s cirkulací. Velké rychlostní gradienty též ovlivní intenzitu turbulence uvnitř proudu čerstvého vzduchu, což se projeví negativně zejména při malých rychlostech proudění ve větší vzdálenosti od vyústky.

5.1. Vliv geometrie výdechové plochy na průběh rychlosti vzduchu v závislosti na vzdálenosti od povrchu

Nyní stanovíme teoretickou závislost průběhu rychlosti vzduchu, vystupujícího z rovinné, válcové nebo kulové plochy, na vzdálenosti od povrchu. Pro jednoduchost uvažujeme potenciální proudění nestlačitelné nevazké tekutiny a rovnoměrný výtok stěnou vyústky.

a) Rovinná plocha

V praxi je rovinná výdechová plocha realizována např. perforovaným panelem.



Obr. 8. Jednorozměrné proudění za perforovanou rovinnou plochou

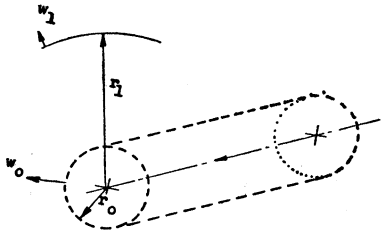
Za panelem se pak vytváří jednorozměrné proudění, jehož rychlost nezávisí na vzdálenosti od panelu (*obr. 8*), a můžeme tedy napsat

$$\frac{w_1}{w_0} = 1 \Rightarrow w_1 = w_0 = \text{konst.}$$

Za předpokladu platnosti přijatých zjednodušení vyskytují se zde rychlostní gradienty pouze u stěny. Ve skutečnosti však budou značné gradienty kolem přiváděcích otvorů a samozřejmě v mezní vrstvě u stěn.
I za předpokladu laminárního proudění ve výdechových otvorech budou otvory hlavní příčinou turbulentní kinetické energie.

b) Válcová plocha

Uvažujeme radiální výtok tekutiny válcovou plochou o poloměru r_0 rychlostí w_0 (*obr. 9*). Ptáme se, jaká bude rychlost w_1 na rostoucím poloměru r_1. Povrch válce je



Obr. 9. Radiální výtok vzduchu válcovou plochou

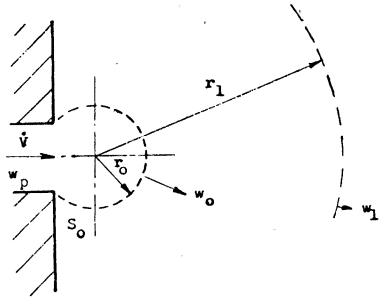
dán vztahem $S_0 = 2\pi r_0 l$ [m²], průtok je konstantní a můžeme tedy psát $r_0 \,.\, w_0 = r_1 \,.\, w_1 = \text{konst.}$ — rovnice rovnoosé hyperboly, neboli $\frac{w_1}{w_0} = \frac{r_0}{r_1}$.

Ve zidealizovaném případě je rychlost tekutiny protékající soustřednými válcovými plochami nepřímo úměrná jejich poloměrům. Toto je příklad dvourozměrného potenciálního proudění, kde však již existuje rychlostní gradient ve směru toku. Ve skutečném proudu pak bude dalším zdrojem turbulence.

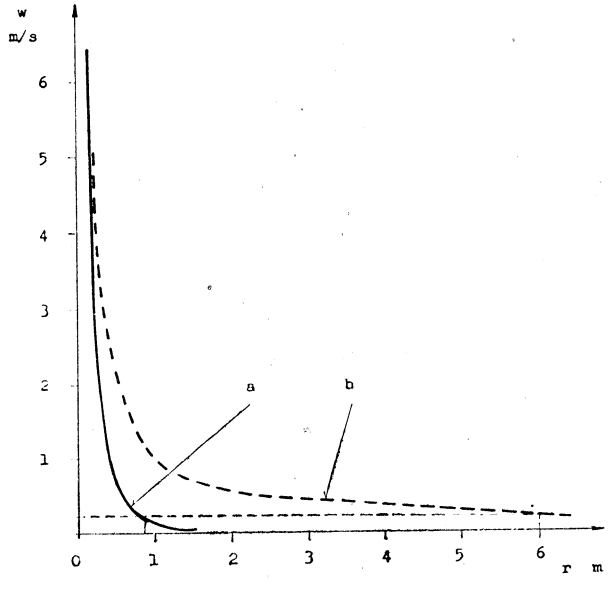
c) Kulová plocha

Situace je schematicky znázorněna na *obr. 10*. Z rovnice kontinuity $r_0^2 \,.\, w_0 = r_1^2 \,.\, w_1 = \text{konst.}$ Pak $\frac{w_1}{w_0} = \frac{r_0^2}{r_1^2}$.

Vidíme, že radiální rychlost média protékající soustřednými kulovými plochami se vzdáleností od středu velmi rychle klesá. Gradient rychlosti v radiálním směru je tedy velký. Je to způsobeno třírozměrností proudění v okolí kulové plochy. Porovnáme-li tento gradient s ostatními v předchozích dvou případech proudění, vidíme, že zde je největší, a dosažení „pístového efektu" proudění bude nejobtížnější. Pro ilustraci je na *obr. 11* porovnán teoretický dosah proudu z válcové a kulové plochy při stejné výtokové rychlosti.



Obr. 10. Potenciální proudění z kulové plochy



Obr. 11. Teoretická závislost změny výtokové rychlosti na vzdálenosti od vyústky: a — kulové, b — válcové. Platí pro $w_0 = 6{,}38$ m/s

5.2. Výpočet průtoku vzduchu vyústkami z textilií

Z teorie proudění tekutin porézními látkami [4] vyplývá, že energeticky nejvýhodnější jsou porézní materiály o malé tloušťce. Zvážíme-li další praktická kritéria, jako možnost výběru druhu materiálu, struktury a dostupnost, budou pro výrobu prodyšného povrchu vyústek k bezindukční distribuci vzduchu výhodné textilie. Budeme se opět zabývat třemi základními tvary, které přicházejí v úvahu pro bezindukční přívod vzduchu. Společným znakem všech tří způsobů distribuce je relativně velká výdechová plocha S_0 ve srovnání s plochou průřezu vzduchovodu S_p, před vyústkou. V našem případě bude pro:

— rovinný přívod: záviset na konstrukci;
— válcový přívod:

$$\frac{S_0}{S_p} = \frac{\pi DL}{\pi \frac{D^2}{4}} = \frac{4L}{D}$$

— polokulový přívod:

$$\frac{S_0}{S_p} = \frac{2\pi \frac{D^2}{4}}{\pi \frac{D^2}{4}} = 2 = \text{konst.}$$

Např. *V. N. Taliev* [5] dokázal, že lze počítat s uspokojivou rovnoměrností rozvodu vzduchovodem o konstantním průřezu a podélnou štěrbinou konstantní šířky pouze v případě, když změna statického tlaku podél vzduchovodu je zanedbatelně malá ve srovnání se ztrátami při průchodu vzduchu ven. Riziko nerovnoměrného přívodu vzduchu podél výdechové plochy se pak může vyskytnout u dlouhých válcových ploch s velkým poměrem L/D. Za předpokladu, že tloušťku tkaniny, dynamickou viskozitu vzduchu, hustotu vzduchu a první i druhou permeabilitu budeme pro naše účely považovat za konstanty, můžeme pro výpočet rovnoměrnosti distribuce vzduchu přes tkaninový rukáv použít zjednodušeného postupu podle [6]. Ztrátu statického tlaku P_{st} při toku vzduchu přes tkaninu lze popsat jednoduchou empirickou rovnicí ve tvaru:

$$P_{st} = K \,.\, A^n \tag{3}$$

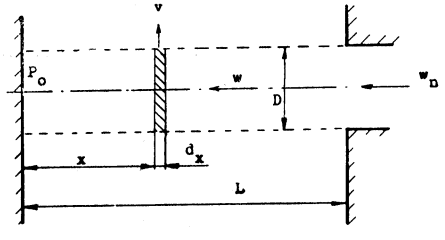
kde A má rozměr $m^3/m^2 \,.\, h$ a vyjadřuje prodyšnost tkaniny při daném rozdílu tlaků, K a n jsou empirické koeficienty.

Pro následující analýzu je výhodnější obrácená závislost:

$$v = q \,.\, P_{st}^m \tag{4}$$

kde v je rychlost průtoku vzduchu přes tkaninu [m/s].

Rovnice (4) získaná přepočtem z rovnice (3) vychází z jednoduché závislosti $A = 3\,600 \,.\, v$, koeficienty q a m byly získány stejným přepočtem z veličin K a n. Schéma tkaninového potrubí je uvedeno na *obr. 12* a odpovídá příkladu *b* na *obr. 6*. Počátek souřadnic je umístěn u zaslepeného konce čela rukávu. Při průchodu ele-



Obr. 12. Schéma průtoku tkaninovým rukávem

mentem délky dx ve směru k počátku souřadnic zmenšil se přepravovaný průtok vzduchu a část vzduchu uniká ven, což lze vyjádřit rovnicí:

$$dw\frac{\pi D^2}{4} = \pi D v\,dx = q\pi D P_{st}^m\,dx \tag{5}$$

kde w je podélná rychlost vzduchu v rukávu [m/s].

Po úpravě

$$dw = \frac{4q}{D}P_{st}^m\,dx = \frac{\alpha}{D}P_{st}^m\,dx \tag{6}$$

kde $\alpha = 4q$.

Zanedbáme-li ztráty třením při transportu, P_{st} je možno přibližně vyjádřit takto:

$$P_{st} = P_0 - \frac{w^2}{2}\varrho \tag{7}$$

kde P_0 je statický tlak u zaslepeného konce rukávu [Pa],
ϱ je hustota vzduchu [kg/m³].

Dosazením (7) do (6) dostaneme:

$$\frac{dw}{\left(P_0 - \frac{w^2}{2}\varrho\right)^m} = \frac{\alpha}{D}dx\,. \tag{8}$$

Jmenovatel levé strany rovnice (8) upravíme na tvar

$$\left(P_0 - \frac{w^2}{2}\varrho\right)^m = P_0^m\left(1 - \frac{w^2\varrho}{2P_0}\right)^m. \tag{9}$$

Výraz v závorce na pravé straně (9) můžeme nahradit jeho přibližnou hodnotou

$$1 - m\frac{w^2\varrho}{2P_0}.$$

Chyba vzniklá tímto nahrazením obyčejně nepřesáhne 0,1 ÷ 0,5 %. Pak

$$\frac{2P_0^{1-m}}{\alpha\varrho m}\frac{dw}{S^2 - w^2} = \frac{dx}{D}. \tag{10}$$

Levou část této rovnice integrujeme v mezích od 0 do w, pravou od 0 do x. Po integraci a úpravě dostaneme výraz pro stanovení rychlosti w [m/s]:

$$w = S\frac{e^{\frac{\bar{x}}{T}} - 1}{e^{\frac{\bar{x}}{T}} + 1} \tag{11}$$

$$\text{kde } S = \sqrt{\frac{2P_0}{\varrho m}}\,; \qquad T = \frac{1}{\alpha P_0^{\frac{2m-1}{2}}}\sqrt{\frac{1}{2\varrho m}} \tag{12}$$

S má rozměr rychlosti [m/s], T — bezrozměrná veličina, $\bar{x}$ — poměrná délka části rukávu, vyjádřená v průměrech rukávu. Veličiny α a m a také některé jiné veličiny potřebné pro další výpočty jsou uvedeny v tab. 1.

Tab. 1. Veličiny charakterizující různé druhy tkanin z hlediska prodyšnosti (*Danjuševskij* [6])

Druh tkaniny	$\alpha \cdot 10^2$	m	$\frac{2m-1}{2}$	$LP_0^{\frac{2m-1}{2}}$ při Δ		
				0,10	0,15	0,20
Bavlna	1,08	0,878	0,378	41,01	52,15	61,6
Kepr, polovina vlny	1,53	0,910	0,400	28,66	35,64	42,1
Hrubé kaliko (lehká tkanina, např. na kapsy)	1,99	0,855	0,355	23,16	43,63	51,7
Vlněná sibiriene (těžká vlněná tkanina v keprové vazbě)	1,72	0,910	0,410	25,75	32,13	38,0
Vlněná sibiriene „Mělstroj"	2,28	0,992	0,500	18,95	23,64	27,9

Přiváděný průtok vzduchu [m³/s], na vzdálenosti $\bar{x}$ od počátku souřadnic, určený pomocí (11), je vyjádřen vztahem

$$\dot{V} = \frac{\pi D^2}{4} S \frac{e^{\frac{\bar{x}}{T}} - 1}{e^{\frac{\bar{x}}{T}} + 1}. \tag{13}$$

Intenzitu rozvodu přiváděného vzduchu po délce rukávu můžeme získat derivací (13) podle $\bar{x}$:

$$\frac{dV}{d\bar{x}} = \frac{\pi D S}{2T} \frac{e^{\frac{\bar{x}}{T}}}{(e^{\frac{\bar{x}}{T}} + 1)^2}. \tag{14}$$

Je patrné, že stupeň rovnoměrnosti rozvodu přiváděného vzduchu je v (14) charakterizován závislostí (funkcí $\bar{x}$)

$$\frac{e^{\frac{\bar{x}}{T}}}{(e^{\frac{\bar{x}}{T}} + 1)^2} = B_1$$

při $\bar{x} = 0$ je $B_1 = 1/4$ a při $\bar{x} = L/D = \bar{L}$ je

$$B_2 = \frac{e^{\frac{\bar{L}}{T}}}{(e^{\frac{\bar{L}}{T}} + 1)^2}.$$

Stupeň nerovnoměrnosti rozvodu Δ může být vyjádřen pomocí uvedených symbolů B_1 a B_2

$$\Delta = \frac{B_1 - B_2}{B_1}. \tag{15}$$

Dosadíme B_1 a B_2 do (15), označíme $e^{\frac{\bar{L}}{T}} = z$ a po úpravě dostaneme

$$z = \frac{1 + \Delta + 2\sqrt{\Delta}}{1 - \Delta}.$$

V *tab. 2* jsou uvedeny výsledky výpočtů z z rovnice (15) pro $\Delta = 0{,}1$; 0,15; 0,2 a také veličin $\bar{L}/T$, získaných vyčíslením přirozených logaritmů pro z.

Použití metodiky výpočtu rovnoměrnosti rozvodu přiváděného vzduchu je ukázáno na následujícím příkladě.

Tab. 2. K výpočtu rovnoměrnosti rozvodu vzduchu

Δ	z	$\bar{L}/T$
0,10	1,93	0,658
0,15	2,27	0,820
0,20	2,63	0,968

Přiváděný vzduch je distribuován přes kruhový tkaninový rukáv z bavlněné látky s poměrnou délkou 6 průměrů, při statickém tlaku u zaslepeného čela 300 Pa, hustota vzduchu je 1,2 kg/m³. Máme stanovit počáteční rychlost vzduchu v průřezu vzduchovodu w_n a stupeň nerovnoměrnosti rozvodu při těchto podmínkách. Dále odhadněte chybu, které se dopustíme předpokladem o zanedbatelnosti tlakové ztráty v rukávu vlivem tření.

1. Stanovíme charakteristický ukazatel rovnoměrnosti rozvodu $P_o^{\frac{2m-1}{2}} . \bar{L}$. Z podmínek příkladu je roven $300^{0,378} . 6 = 51{,}8$. Z tab. 1 tomu odpovídá stupeň nerovnoměrnosti rozvodu přibližně 15 %, což je zcela vyhovující.

2. Z rovnic (12) najdeme hodnoty výrazů S a T:

$$S = 23{,}6; \quad T = 7{,}5; \quad \bar{L}/T = 6/7{,}5 = 0{,}8.$$

3. Z rovnice (11) vyčíslíme hodnotu počáteční rychlosti vzduchu

$$w_n = 23{,}6 \frac{e^{0,8} - 1}{e^{0,8} + 1} = 8{,}95 \text{ m/s}.$$

4. Určíme ztráty tlaku třením u konce rozvodu vzduchu z koeficientu tření, který odhadneme na 0,02

$$h_{tr} = 0{,}02 . 6 \frac{8{,}95^2}{2} . 1{,}2 = 5{,}8 \text{ Pa}.$$

Ve srovnání se zadanou hodnotou statického tlaku 300 Pa, jsou tyto ztráty zanedbatelné, což opravňuje jejich absenci při stavbě metodiky výpočtu. Jak je vidět z uvedeného příkladu, pro posouzení stupně rovnoměrnosti distribuce vzduchu přes tkaninový rukáv není nutné počítat s absolutními rozměry rukávu a celkovým dopravovaným průtokem. Je však nutné znát poměrnou délku rukávu, statický tlak u zaslepeného konce a materiál, ze kterého je rukáv vyroben. S takto získanou teoretickou hodnotou nerovnoměrnosti průtoku je však v praxi třeba počítat jako s maximální, neboť během provozu se bude textilie zanášet prachem a tak zvyšovat tlaková ztráta vyústky (klesá prodyšnost, roste P_0). Vzhledem k technické náročnosti numerických metod výpočtu nelineárních rovnic, popisujících turbulentní proudění, bylo efektivnější navrhnout a vyrobit několik tvarových variant, jejichž vlastnosti byly experimentálně ověřeny a výsledky měření využity jednak k posouzení možnosti eliminovat indukci a za druhé k posouzení vlivu indukce na změnu koncentrace v proudu přiváděného vzduchu. Touto otázkou se bude zabývat druhá část publikace.

LITERATURA

[1] *Nielsen, P. V.:* Flow in air conditioned rooms. Model experiments and numerical solution of the flow equations. Nordborg, 1976.
[2] *Oppl, L.:* Luftströmung in gelüfteten Räumen, Öl- und Gasfeuerung, Nr. 9, 1969, s. 908.
[3] *Grab, E.:* Wirtschaftlicher Kontaminationsschutz bei der offenen Verarbeitung von Pharmazeutika. Die Pharmazeutische Industrie, 44, 1982, Heft 5.
[4] *Pich, J.:* Forchheimerova oblast v proudění tekutin porézními látkami. Ochrana ovzduší, 32, 1982, č. 6, s. 87.
[5] *Taliev, V. N.:* Aerodinamika ventiljacii. M., Strojizdat. 1979.
[6] Danjuševskij, B. J.: Rasčet materčatych cilindričeskich rukavov-vozduchoraspredelitelej. Vodosnabženie sanit. Téchnika, 8, 1980, s. 17.
[7] Autorské osvědčení ČSSR 206662 Wirth, Z.: Bezindukční prvek pro distribuci tekutin. 31. 8. 1978.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕНТИЛЯЦИИ С ПОМОЩЬЮ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ ДЛЯ БЕЗИНДУКТИВНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА

Инж. Зденек Вирт канд. техн. наук

Была исследована возможность подавления индукции потока за воздухораспределителем, который способствует смешение приточного воздуха с окружающим, потенциально зараженным воздухом, с целью повысить эффективность вентиляционной системы. Была проверена возможность использования эффекта Коанда к вытеснении окружающего воздуха из пространства периметра воздухораспределителя и возможность достижения равномерного распределения воздуха по общей поверхности воздухораспределителя с целью уменьшить градиенты скорости и так тоже величину индукции. Были анализированы три основные формы поверхности воздухораспределителей — плоская, цилиндрическая и сферическая, которые отличаются величиной градиента скорости в радиальном направлении.

INCREASE OF THE VENTILATING EFFICIENCY BY MEANS OF AIR OUTLETS FOR THE AIR DISTRIBUTION WITHOUT AN INDUCTION

Ing. Zdeněk Wirth, CSc.

The possibility to suppress the induction of the flow behind the air outlet which causes the mixing of the supply air with the ambient air, potentialy contaminated, with the aim to increase the ventilating efficiency has been examinated. The possibility to use the Coanda effect for the ambient

air ejecting from the space around all the surface of the air outlet for the purpose to reduce velocity gradients and thus also the induction has been verified. Three basic shapes of the surface of air outlets — plane, cylindrical and spherical one — different in the speed gradient in the radial direction have been analysed.

ERHÖHUNG DES LÜFTUNGSWIRKUNGSGRADES MIT HILFE DER LUFTAUSLÄSSE FÜR DIE INDUKTIVLOSE LUFTDISTRIBUTION

Ing. Zdeněk Wirth, CSc.

Man untersuchte die Möglichkeit der Unterdrückung der Strominduktion hinter einem Luftauslass, der die Mischung der Zuluft mit der potential verunreinigten Aussenluft verursacht, zur Erhöhung des Wirkungsgrades eines Lüftungssystems. Man überprüfte die Möglichkeit der Ausnutzung des Coanda-Effektes zur Dichtung der Aussenluft aus einem Raum an dem Umfang eines Luftauslasses und die Möglichkeit der Erreichung der gleichmässigen Luftdistribution an der ganzen Fläche eines Luftauslasses zur Verminderung der Geschwindigkeitsgradiente und so auch der Induktionsgrösse. Man führte die Analyse der drei durch die Grösse des Geschwindigkeitsgradientes in der Radialrichtung kontrastierenden Grundformen der Oberfläche — der ebenen, zylindrischen und kugelförmigen Oberfläche — von Luftauslässen durch.

ÉLÉVATION DE L'EFFICIENCE DE LA VENTILATION À L'AIDE DES BOUCHES DE SOUFFLAGE POUR LA DISTRIBUTION DE L'AIR SANS INDUCTION

Ing. Zdeněk Wirth, CSc.

Dans le but élever l'efficience d'un système de ventilation, on examinait la possibilité de la répression de l'induction du courant derrière une bouche de soufflage qui occasionne le mélange de l'air introduit avec l'air extérieur contaminé potentiellement. Dans le but diminuer les gradients de vitesse et d'autant aussi les grandeurs de l'induction, on vérifiait la possibilité de l'utilisation de l'effet de Coanda pour l'atténuation de l'air extérieur d'un espace sur la périphérie d'une bouche de soufflage et la possibilité de l'obtention de la distribution égale de l'air sur toute la surface d'une bouche de soufflage. On analysait trois formes fondamentales de la surface des bouches de soufflage — de la surface plane, cylindrique et sphérique — qui différent par la grandeur d'un gradient de vitesse dans le sens radial.

● **Barevnost 87**

Sledovat její proměny v čase přináší mnoho poznatků do světelné techniky. Mají tyto proměny opravdu vztah ke světlu — svícení? „Vztah" myslíme: přímé ovlivnění a změny, které budeme zaznamenávat, a to až tak, že dojde k narušení stávajících norem. Odpověď je zřetelná: současná barevnost (umělého životního prostředí) nevyžaduje změny ve světle a svícení — a ovšem ani naopak. Proměnnost se děje pozvolnými postupy, kdy v plochách působí jemně odstupňovávané odstíny a v detailech (akcentech) podněty zákonově odpovídající.

Podle jedněch pramenů (Anglie) má zelená velkou budoucnost, a to proto, že dobře se kombinuje s jinými tóny (v oblasti obyvatelnosti).

Podle jiných pramenů (USA) přichází do Evropy v detailu černá (textil osobní i užitný, potahy a stolní keramika). Doplní ji šedá, růžová a meruňková (černá je zrádná — ve světle některých výbojek — vysokotlakých i vysokonapěťových — přiznává své chemické složení a reprodukuje výchozí odstíny)

A předpovědi? Barevnost se bude vyvíjet ve světlých odstínech, středně tmavé a tmavé budou zatlačeny do pozací. Přírodně nostalgické odstíny budou veselejší, aktivnější. Čisté odstíny (tóny) bez lomení budou viděny jen málo. V odstínech, lescích a strukturách se zřetelně objeví „hedvábí".

Celkem tedy nic proti současné světelné technice (zdrojům a svítidlům) hodnocené evropským průměrem: maximálně se uplatní žárovky a kompaktní zářivky.

(*LCh*)

***RNDr. Jan Bednář, CSc., doc. RNDr. Otakar Zikmunda, CSc.:* Fyzika mezní vrstvy atmosféry.**

Vydalo nakladatelství ČSAV Academia, Praha 1985, 1. vyd., 248 str., 28 obr., váz. Kčs 40,—

Jednu ze základních součástí životního prostředí člověka představuje mezní vrstva atmosféry. Pod tímto pojmem rozumějí meteorologové nejspodnější část atmosféry, ve které se silně projevuje vliv zemského povrchu tím, že „nejspodnější vrstva vzdušného proudu se o něj tře" a v důsledku toho dochází k poklesu hybnosti proudění. Mezní vrstvu lze tedy vhodně charakterizovat tak, že na rozdíl od volné atmosféry zde hraje významnou roli tření. Tloušťka mezní vrstvy se podle různých podmínek pohybuje v dosti širokém rozmezí zhruba od 500 do 2 000 m nad terénem (v našich geografických podmínkách nejčastěji v intervalu 1 000 až 1 500 m).

V souvislosti se vzrůstajícím negativním působením znečištěného ovzduší na přírodní procesy i na zdraví obyvatelstva představuje dnes problematika mezní vrstvy atmosféry jeden z nejaktuálnějších a nejintenzivněji studovaných meteorologických oborů. Základním úkolem meteorologie mezní vrstvy je objasnění zákonitostí a vzájemných časoprostorových vazeb mezi poli meteorologických prvků v mezní vrstvě a vnějšími i vnitřními parametry, jimiž jsou zejména pole atmosférického tlaku, příkon slunečního záření, tvar reliéfu, drsnost, tepelné vlastnosti zemského povrchu, teplota a vlhkost vzduchu vně mezní vrstvy ve volné atmosféře apod.

Nová publikace elementárního učebnicového charakteru z pera vědeckopedagogických pracovníků matematicko-fyzikální fakulty University Karlovy v Praze obsahuje základní poznatky o mezní vrstvě atmosféry a ucelený přehled teoretických postupů používaných při studiu v ní probíhajících procesů.

V prvních třech kapitolách publikace jsou vysvětleny nejdůležitější pojmy termodynamiky, statiky a dynamiky atmosféry a teorie proudění vazkých tekutin. Následujících 13 kapitol je pak věnováno vlastní problematice mezní vrstvy a pojednává se v nich o turbulentním proudění, přízemní a spirální vrstvě, difúzi tepla a vodní páry, tepelném a vlhkostním režimu, kinetické energii, obecné formulaci problému uzávěru, některých vlivech tvaru zemského povrchu na proudění, modelování procesů, příměsích znečišťujících atmosféru a jejich zdrojích, použití analytického řešení rovnice difúze k popisu šíření znečišťujících příměsí v atmosféře, difúzních modelech a meteorologických podmínkách ovlivňujících prostorový rozptyl emisí v atmosféře. Pro ucelenější informaci čtenářů jsou na závěr knihy zařazeny tři dodatky zahrnující stručnou charakteristiku některých speciálních měření fyzikálních parametrů mezní vrstvy a analýz znečištění ovzduší a přehled základních pojmů a vztahů vektorového počtu.

Publikace zaplňuje určitou mezeru v české odborné literatuře a je určena nejen meteorologům, ale také odborníkům z oblasti hydrodynamiky, geofyziky, ekologie, vzduchotechniky, hygieny, zdravotní techniky apod., kteří se zabývají atmosférou jako nedílnou součástí životního a pracovního prostředí.

(*tes*)

● Nová emulze k vázání prachu na komunikacích

Dopravní trasy v hutích, dolech, keramických závodech apod. za suchého počasí jsou zdrojem velkého množství emisí. Již malé proudění vzduchu vede ke značnému zhoršení životního prostředí, nehledě na nepříznivý vliv na dopravní prostředky a stroje. Již v r. 1975 bylo praktikováno nasazení emulze vázající prach v jednom sovětském dole na měděnou rudu. Emulze se skládala ze zbytků sulfátalkoholu a bitumenu. Při pravidelné aplikaci byla snížena koncentrace prachu z 80 až 50 na 4 mg/m³.

V r. 1974 byla v USA uvedena na trh emulze pod označením Coherex, kterou je třeba znovu aplikovat asi po 2 až 3 týdnech.

V MLR byla vyvinuta a v r. 1977/8 poprvé úspěšně aplikována v jednom uhelném revíru emulze na bázi akry-akryl-esteru obchodního názvu Pulvix. Od té doby je zde pravidelně používána na hlavní komunikaci o ploše 7 500 až 8 000 m² a došla rozšíření i do jiných revírů, briketáren a rudných dolů.

Komponenty se dopravují na místo v koncentrovaném stavu a na místě se ředí vodou. Směs se pak rozprašuje pomocí malého traktoru a zahradního rozprašovače (300 l obsah) a na 1 m² se nanáší 1,2 l emulze. Za účelem regenerace se aplikovaná místa denně postřikují vodou. Takto je životnost postřiku u velmi frekventovaných vozovek 1,5 měsíce a jinak 2 až 3 měsíce, než je třeba postřik opakovat.

LuK 4/85 (*Ku*)

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA 697.92
ROČNÍK 30 (1987) ČÍSLO 4 533.697.3/.5

ZKUŠENOSTI S VĚTRACÍMI ŠTĚRBINAMI V BYTOVÉ A OBČANSKÉ VÝSTAVBĚ

ING. ČENĚK HRDLIČKA*)

Obvodní hygienická stanice Praha 4

Příspěvek vychází z ověření a hodnocení větrací funkce a akustických vlastností prvých provedení akusticky tlumených větracích prvků, zabudovaných do fasády obytných budov v Praze. Ze získaných poznatků vyplývají požadavky na konstrukci větracích štěrbin z hlediska průtoku vzduchu a akustických i tepelně technických vlastností.

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

Realizace akusticko-hygienických požadavků vede vždy k oknům s pokud možno dokonalým těsněním stykových spár, dnes často dvoustupňovým. Trend v těsnění oken vytlačuje postupně molitan i kovotěs a nahrazuje je mikroporézní neoprénovou pryží, běžně dostupnou. Od roku 1985 dodávají výrobci okna výhradně s těsněním.

Zlepšením akustických vlastností oken díky pozornosti věnované těsnění spár nejde zdaleka jen na vrub požadavkům hygieniků, ale i energetiků, kteří usilují o okenní konstrukce s minimálním, nejlépe nulovou infiltrací (správněji řečeno mizivou objemovou průvzdušností spár podle terminologie ČSN 06 0210 „Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění").

Věc má však svůj rub i líc. Akusticky dobré okno, čili okno nutně s kvalitním těsněním křídel v rámu, těžko může splňovat hygienické požadavky na minimální intenzitu výměny vzduchu v bytech — obytných místnostech, kuchyních, učebnách atd. Zmíněné minimum výměny vzduchu pro obytnou místnost kvantifikuje citovaná ČSN doporučenou hodnotu alespoň 0,3 krát za hodinu. Kde není toto minimum splněno, ukládá kategoricky ČSN zvýšit průvzdušnost oken nebo zajistit dostatečnou výměnu vzduchu jiným vhodným způsobem (např. použitím oken s větracími klapkami apod.). Víme, že tato intenzita výměny vzduchu není vždy dostatečná vzhledem k produkci CO_2 12 l . h^{-1} na osobu a přípustné koncentraci CO_2 v ložnici 0,1 obj. %, ale na druhé straně jsme rádi, že alespoň tato intenzita výměny vzduchu 0,3 je v ČSN zakotvena. Za optimální považujeme intenzitu výměny vzduchu 0,5 až 1 h^{-1} (mějme na mysli novou dytovou výstavbu s velikostí ložnice okolo 12 m^2 a světlou výškou 255—260 cm), ale tušíme, že dojde-li ke sporům mezi energetiky a hygieniky, bude pro nás přijatelným kompromisem obhájit normativ intenzity výměny 0,5 h^{-1}. Jestliže měli dříve hygienici požadavek na užitkovou plochu větrací štěrbiny 9 000 mm^2, bude i zde patrně nutno přijmout kompromis.

Požadavek na fasádní větrací štěrbinu u bytu je logickým důsledkem požadavků na akustiku fasády. Nejde dost dobře jedno bez druhého. Jsme-li nuceni činit koncese v důsledku tlaků na větší hektarové hustoty zastavění (obyvatelé/ha) v podmínkách intenzívní městské zástavby, těžko však budeme ustupovat z hygienického limitu L_{eq} = 40 dB (A) ve dne a 30 v noci v obytných místnostech. Obtížná situace je zejména v noci. Spát bude třeba při zavřených, akusticky dobrých oknech a hygienické minimum výměny vzduchu by měla obstarat fasádní větrací štěrbina. Na tento větrací prvek klademe tři základní požadavky:

1. Dostatečná neprůzvučnost.
2. Větrací (infiltrační) schopnost.
3. Přijatelné tepelně-technické vlastnosti.

Řešení nebývá jednoduché. Uvážíme-li, že větrací schopnost je závislá na:

a) náporu větru na fasádu,

b) podtlaku v bytě (vyvolaném zpravidla mechanickým bytovým větráním),

c) teplotním rozdílem mezi vnitřním a venkovním vzduchem,

d) teplotním gradientu vzduchu po vertikále v bytě,

je evidentní, že ne vždy je větrací štěrbina bez zabudovaného ventilátorku schopna přivádět do obytných místností žádoucí množství primárního vzduchu. Proto

*) Autor děkuje při této příležitosti těm, bez jejichž přispění by nebyla práce vznikla. Patří k nim zejména *Ing. Ivo Ženatý, Ing. Rudolf Hofman a Ing. Jan Stěnička.*

se snažíme dospět k optimální konstrukci větrací štěrbiny, která splňuje nejen požadavky akustické, ale i infiltrační.

1. Na obvodě Prahy 4 se podařilo v posledních dvou letech realizovat větrací štěrbiny ve fasádách bytových domů konstrukční soustavy VVÚ-ETA ve dvou alternativách:

a) bytový dům s 96 b. j. Armabetonu v Podolské ul. má větrací štěrbiny vertikální, vyřešené v atypické meziokenní vložce. Štěrbina sestává ze zalomeného *U* kanálku o průtočném průřezu 2 400 mm² (*Paloch, Kaňka*).

b) bytový dům s 90 b. j. SBD pracovníků NVP v ul. Púchovské má větrací štěrbiny podokenní, horizontální, o průtočném průřezu 1 600 mm² (*Konvalina*).

U obou bytových domů byla použita akustická okna s trojskly s dvoustupňovým pryžovým těsněním (výrobce Východočeské dřevařské závody n. p. Trutnov, závod Vysoké Veselí).

2. Exkursi jsme provedli na těchto dalších stavbách:

a) koleje studentů matematicko-fyzikální fakulty na Pelc-Tyrolce v Praze 8, kde jsou řešeny větrací štěrbiny jako přímé podparapetní otvory do fasády bez akustického labyrintu, neboť objekt kolejí bude mít zdvojenou fasádu,

b) hotel Olympic na Invalidovně v Praze 8, kde nám svislé větrací křidélko se štěrbinou 1 500 × 60 mm připomíná horizontální větrací křidélko v tzv. dvouletkových bytových domech,

c) ubytovna pracovníků obchodu v ul. Střížkovské v Praze 8, kde obytné pokoje situované k dálnici mají regulovatelné větrací otvory 200 × 100 mm v obvodovém plášti, avšak zcela bez náznaku akustického tlumiče,

d) střední odborné učiliště ČKD na Černém mostě v Praze 9, kde jsou akusticky vtipně řešeny vertikální větrací labyrinty, vkomponované do obvodového pláště (*Záruba, Janoušková*),

e) bytový dům v ul. Národní obrany č. 45 v Praze 6, kde je nadokenní horizontální skříňový prvek s uzavíratelnými větracími otvory pákovým mechanismem. Řešení nemá akustické náležitosti.

3. Poznatky jsme čerpali z projektovaných řešení, jako např. bytový dům SBD pracovníků energetiky a dopravy v Praze 4 — Na mlejnku, kde se větrací elementy řeší v sestavě dvojitých, tzv. špaletových oken.

Při kolaudaci staveb využili jsme pravomoci hyg. dozoru v intencích §23, odst. 2 vyhl. č. 45/66 Sb. a požadovali jsme pro případy uvedené sub 1a, b verifikační měření akustických a větracích vlastností štěrbin. Výsledky měření jsou následující:

Štěrbina ad 1a:

— index vzduchové neprůzvučnosti štěrbiny podle ČSN 73 0515 a 73 0531 $R_w = 13$ dB,

— infiltrační schopnost 0,3 h^{-1} je splněna pouze za relativně příznivých klimatických podmínek,

Štěrbina ad 1b:

— index vzduchové neprůzvučnosti $R_w =$ 12 dB.

— infiltrační vlastnosti budou ověřeny experimentálně.

Akustická měření provedl SVÚSS Běchovice, větrací schopnost měřil VÚPS Praha.

Naměřené hodnoty R_w se jeví jako nízké, avšak nemusí vždy citelně oslabit celkovou akustiku fasády, neboť plocha větracích štěrbin v celkovém podílu plochy fasády je minimální.

Naše dosavadní poznatky z ověřovacích měření a exkursí vyústily v poznatek, že jako funkčně optimální se jeví vertikální větrací štěrbina se dvěma zcela samostatnými, oddělenými průduchy z nichž jeden má vzdušník (vyústku) v interiéru bytu dole a v exteriéru nahoře a druhý naopak. Pro uvedenou štěrbinu jsme použili název dvojité inverzní „Z" *(obr. 1)*. Každý ze dvou průduchů je řešen jako samostatný akustický labyrint s obkladem zvukopohltivým materiálem. Funkčním ekvivalentem dvoukanálové štěrbiny může být i flexibilní štěrbina s jedním průduchem a čtyřmi vyústkami. Index vzduchové neprůzvučnosti popsané dřevěné dvoukanálové štěrbiny je $R_w = 28$ dB (měřeno ve VÚPS Gottwaldov).

Průtok vzduchu v případě dvoukanálové štěrbiny s minimálním průřezem kanálu 0,005 m² a tlakové ztrátě 10 Pa je 11,5 m³/h *(Bašus,* IHE — Praha).

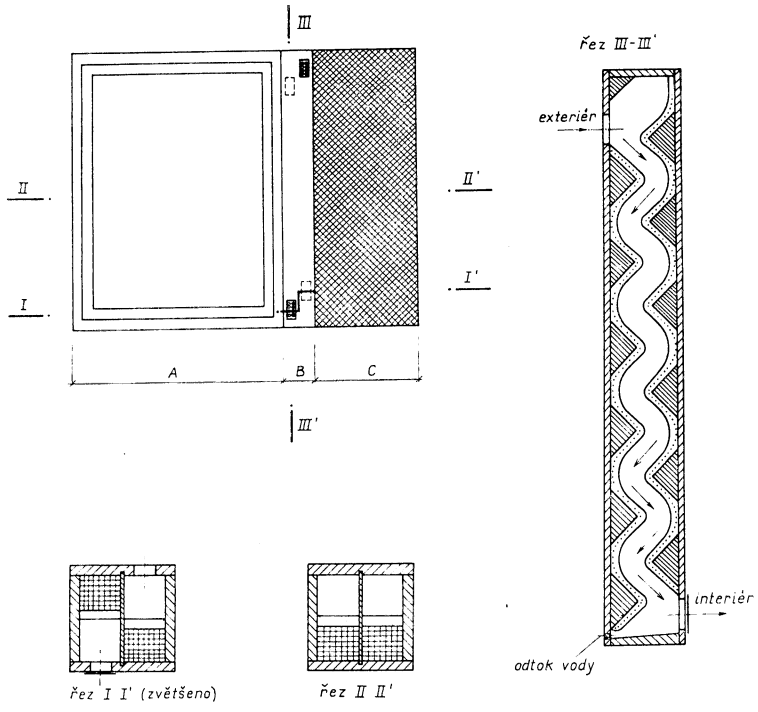
Vertikální uspořádání štěrbiny je vždy výhodnější, neboť kromě náporu větru na fasádu a podtlaku v bytě (který v noci nebývá) nabízí vertikální průduch (zejména dvojité „Z") další „hnací sílu" pro žádoucí pohyb vzduchu ve štěrbině v podobě teplotního spádu vzduchu podle teplotního gradientu.

Horizontální štěrbinu s malým zabudovaným, improvizovaně zhotoveným radiálním ventilátorkem o průměru oběžného kola 6 cm a s tichým motorkem z gramofonu na 220 V sice zkoušíme s *Ing. Stěničkou* na prototypovém řešení, ale nepovažujeme ji v nejbližších letech za perspektivní pro nedostupnost malých ventilátorů v ČSSR.

Dlužno poznamenat, že vzdušníky (vyústky) v interiéru je třeba řešit jako regulovatelné, vyústky na straně exteriéru je nutno opatřit síťkou proti hmyzu a zábranou proti zatékání deště. Dno štěrbiny opatřit odtokovým otvorem. Podíl perforace vzdušníků měl by být maximální v zájmu minimalizace tlakové ztráty proudění na vyústce. Obecně štěrbiny by měly být čistitelné, což lze celkem snadno dosáhnout konstrukcí s odnímatelným (šroubovaným) krytem průduchů se strany interiéru. Podmínku čistitelnosti splňují všechny uvedené vertikální štěrbiny.

V další fázi úvah o ventilačních štěrbinách chtěli bychom diskutovat a ověřit tyto náměty a opatření:

— apelovat na výrobce vzduchotechnických agregátů pro větrání bytů tak, aby větrací systém umožňoval diferencovaný režim větrání



Obr. 1. Zvukoizolační vertikální větrací štěrbina se dvěma průduchy a čtyřmi vyústkami (*A* ... okno, *B* ... větrací štěrbina, *C* ... plný obvodový plášť nebo meziokenní vložka nebo okno)

bytů pro den a noc, a to pro noc s menšími otáčkami střešního ventilátoru (tj. šíření menšího hluku od VZT do okolí), avšak se zárukou podtlaku v bytě a tím i se zárukou přívodu primárního vzduchu štěrbinou, o což zejména v noci při zavřených, akusticky upravených oknech jde. O toto řešení se snažíme jednáním s GŘ Čs. vzduchotechnických závodů Milevsko, Janka Radotín a LVZ Liberec ve vztahu k systému větrání bytových jader B 10 a B 91,

— venkovní plášť štěrbiny vytvořit z materiálu tepelně vodivého s cílem více iniciovat pohyb vzduchu ve štěrbině na bázi většího tepelného toku,

— uvažovat o dvojím typu větracích štěrbin:

a) akusticky tlumených pro hlukově exponované lokality ve vazbě na akusticky kvalitní okno,

b) bez nároků na akustické řešení (levnější varianta) ve vazbě na požadavky plynařské ČSN a požadavky hygienické služby na intenzitu výměny vzduchu v jednotlivých místnostech,

— modifikovat tvar a úpravu okolí venkovní vyústky štěrbiny podle klimatického typu stavební lokality na:

a) vyústky vstřícné náporu větru na fasádu,

b) vyústky s krytem proti větru,

— koncipovat štěrbinu se samozavírací klapkou v závislosti na inteňzitě náporu větru,

— s ohledem na požadavky plynařských ČSN a ČÚBP řešit u štěrbin osazovaných do místností s otevřenými plynovými spotřebiči bez odtahu spalin, pouze částečnou zavíratelnost na vnitřní vyústce,

— polohu a úpravu vnitřních vyústek řešit s cílem zamezení nepříjemných studených tahů,

— řešit možnost filtrace přiváděného vzduchu,

— paušální normativní požadavek na výměnu vzduchu a tím také na štěrbinu (0,3 h^{-1}) pro obytné místnosti diferencovat s ohledem na proměnlivé objemy místností v nové i modernizované zástavbě přijetím objektivnějšího kritéria, např. 0,3 l s^{-1} na 1 m^2 podlahové plochy (Švédsko).

— z hygienicko-akustického hlediska se domníváme, že by v Praze limitem pro povinný návrh štěrbiny v projektu měla být L_{Aeq} = 50 dB (A) v noci v prostoru 2 m před obytnými okny.

Samostatnou pozornost si zasluhují bariérové domy typu BETA (BAR I) podle typizační směrnice, vypracované Studijním a typizačním ústavem v Praze pod č. 1521-v roce 1986. Typ BETA dispozičně umisťuje kuchyně, event. i s jídelním koutem, na stranu vystavenou hluku. Požadavek Směrnice na „vložný útlum" *D* fasády je zde vysoký (*D* min = 35 dB), čili nutně okna perfektně těsněná. Těsnění u plynových kuchyní však vylučuje ustanovení čl. 72 ČSN 38 6441

„Odběrní plynová zařízení na svítiplyn a zemní plyn v budovách". Hygienické aspekty jsou jednoznačné ať již jde o kuchyně „plynové" nebo „elektrické": zajistit dostatečnou infiltraci při zachování akustické kvality zasklení. Východiskem k řešení je zde větrací štěrbina, na kterou citovaná typizační směrnice pamatuje ve vloženém listě.

Hygienicko-sociologickou studii o bydlení a užívání bytů v bariérových domech na Praze 4 chceme zpracovat později.

Závěr

Objektivně podložené požadavky na fasádní větrací prvky pro bytovou i občanskou výstavbu jsou výsledkem interdisciplinárního přístupu hygieniků, energetiků, akustiků, plynařů a stavbařů. ČSN 06 0210 na větrací prvky pamatuje. Vládní usnesení č. 233 z 16. 9. 1986 o hluku štěrbiny požaduje. Poslední realizační výstupy výzkumných úkolů VÚPS C 05-326-801 „Systémové snižování spotřeby tepla na vytápění pro vybrané druhy staveb", včetně výsledků experimentálního ověřování výměny vzduchu v kuchyních stavební soustavy P 1.11/2 ze září 86 potvrzují potřebu fasádních větracích prvků.

Energetici nejsou již dnes proti štěrbinám. Pracovníci dřevařského průmyslu jsou si rovněž vědomi trendu minimalizace průvzdušnosti okenních spár a apelují na výrobu štěrbin, avšak nikoli jako integrální součásti okenního prvku. Iniciativně k řešení přistupuje resort stavebnictví.

Zdaleka již nejde jen o vazbu štěrbin na akustiku fasády, ale o hygienické aspekty další (odvětrání radonu, chemických škodlivin a pachů z moderních materiálů).

Konstrukce štěrbin musí vyhovovat požadavkům na neprůzvučnost, větrací schopnost tohoto prvku a jeho přijatelné tepelně-technické vlastnosti.

U obytných místností prioritní hygienické hledisko spatřujeme v tom, aby štěrbina byla funkční v nočním období, tj. v době, kdy klademe maximální požadavek na neprůzvučnost okna, v době, kdy není v bytě podtlak (nespouští se větrání bytových jader). Z poznatků, zkušeností a měření se jeví jako optimální větrací štěrbina vertikální se dvěma vedle sebe jdoucími samostatnými průduchy, z nichž jeden má výdech do interiéru dole a vyústku do exteriéru nahoře a druhý má vyústky naopak. Protože štěrbina se zabudovaným ventilátorkem se nezdá být v nejbližších letech u nás perspektivní, měla by být v koncepci větrání bytových jader věnována větší pozornost možnosti zajištění trvalého mírného podtlaku v bytech pomocí větrání bytových jader v nočním období. To ovšem předpokládá zásah do jeho stávajícího řešení.

Naléhavý problém je zajistit větrací štěrbiny pro kuchyně všeho druhu, a to nejen z hlediska požadavků plynařů, ale i hygieniků. Dobře schůdné je řešení štěrbin u atypických staveb a u panelových soustav s meziokenní vložkou (např. VVÚ-ETA). U konstrukčních soustav s kompletizovanými panely je řešení obtížnější, ale též možné. U objektů občanské vybavenosti bude řešení štěrbin často schůdnější, neboť dobře koncipované řešení může přinést nemalé úspory na vzduchotechnice při zachování normových požadavků na větrání.

Výrobu akusticky kvalitních větracích štěrbin zahájilo JZD Pracejovice, okr. Strakonice. Štěrbiny se mohou stát nedílnou součástí konstrukce meziokenní vložky nebo samostatným prvkem skladebné soustavy obvodového pláště budovy.

Dobře konstrukčně koncipované větrací štěrbiny, osvěta u uživatelů (kterou považujeme za mimořádně důležitou), spojená s důvěrou ve větrací schopnost těchto větracích prvků, mohou znamenat významné energetické úspory na vytápění budov a zcela rozptýlit obavy energetiků z nadbytečných tepelných ztrát.

S ohledem na citované vládní usnesení bychom uvítali metodický pokyn hlavního hygienika ČSR, který by sjednotil postup a požadavky orgánů hygienické služby na větrací štěrbiny v preventivním hygienickém dozoru.

Další nové poznatky o větracích štěrbinách budou k dispozici u autora příspěvku a budou postupně publikovány.

Literatura:

[1] Sympozium o otvorových výplních ve stavebnictví (sborník konference ČS VTS 1979, Brno)

[2] Obvodové pláště bytové a občanské výstavby (sborník konference ČS VTS 1986, Praha)

[3] Stavebná a urbanistická akustika (sborník konference ČS VTS 1985, Vysoké Tatry)

[4] *Halahya, M. a kol.:* Stavebná tepelná technika, akustika a osvetlenie (ALFA — SNTL 1985)

[5] *Hapl, L.:* K otázkám zabezpečování zdravé pohody vnitřního obytného prostředí k horizontu r. 2 000 (Výstavba a architektura 2/1986).

[6] *Hofman R.:* Zvukově izolační větrací elementy (Stavební výzkum VÚPS č. 5/1986).

[7] *Mrlík F.:* Poznatky o tepelně technických vlastnostech oken a dveří (Stavební výzkum VÚPS č. 5/1986).

[8] *Krtilová M., Musil M., Štros J.:* Hygienické hodnocení mikroklimatu bytů se zřetelem k respiračním onemocněním (Čs. hygiena č. 7—8/1984).

[9] *Jokl M.: Mikroklima moderních budov* (Čs. hygiena č. 2/ 1986).

[10] *Bušová E., Daňková J.:* K problematice výskytu škodlivin v ovzduší bytů (Čs. hygiena č. 2/1986).

[11] Typizační směrnice č. 1521 pro navrhování bariérových domů (STÚ 1986).

[12] Vládní usnesení č. 233 z 16. 9. 1986.

[13] Firemní literatura: Grünzweig—Hartman, Klöckner—Werke AG a Roto-Intro.

[14] ČSN 06 0210 „Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění".
[15] ČSN 38 6441 „Odběrní plynová zařízení na svítiplyn a zemní plyn v budovách".
[16] Akustické normy ČSN 73 0531 a 73 0515.

Опыт с вентиляционными щелями в жилищном и гражданском строительстве

Инж. Ченек Грдличка

Статья исходит из проверки и оценки вентиляционной функции и акустических свойств первых установок акустически заглушенных вентиляционных элементов встроенных в фасады жилых зданий в Праге. Из полученных знаний вытекают требования на конструкцию вентиляционных щелей из точки зрения расхода воздуха и акустических и теплотехнических свойств.

Some experience with the ventilating slots in the housing and the civil buildings

Ing. Čeněk Hrdlička

The article deals with the verification and the evaluation of the ventilating function and the acoustical properties of the first installations of the acoustically damped ventilating elements built into the facades of the residential buildings in Prague. The demands on the design of the ventilating slots from the point of view of the air flow together with the acoustical, thermal and technical properties follow from the gained knowledge.

Erfahrungen mit den Lüftungsspalten im Ausbau der Wohnungen und der öffentlichen Bauten

Ing. Čeněk Hrdlička

Der Beitrag geht aus der Untersuchung und Bewertung der Lüftungsfunktion und der akustischen Eigenschaften der ersten Realisierungen der akustisch eingedämmten und in eine Fassade der Wohngebäude in Prag eingebauten Lüftungselemente aus. Auf Grund der gewonnenen Erkentnisse resultieren die Anforderungen auf eine Konstruktion der Lüftungsspalte vom Gesichtspunkt des Luftdurchflusses und der akustischen und thermischen Eigenschaften.

Expériences des fentes de ventilation dans la construction des bâtiments habités et publics

Ing. Čeněk Hrdlička

L'article présenté vient de la vérification et de l'appréciation de la fonction de ventilation et des caractéristiques acoustiques des réalisations premières des éléments de ventilation amortis acoustiquement et construits dans une façade des bâtiments habités à Prague. Les exigences sur une construction des fentes de ventilation au point de vue du débit de l'air et des caractéristiques acoustiques et thermiques résultent des connaissances obtenues.

Fridrich

Z obsahu Zpravodaje ČEZ
TEPLO
3/85

Ing. J. Hanzlovský, Ing. L. Bačina:
Teplárenská soustava Hradec Králové—Pardubice—Chrudim—Kolín.
M. Hubáček, dipl. tech.:
Podmínky pro připojování odběrných tepelných zařízení na soustavu CZT.
Ing. J. Krákora, CSc.:
Racionalizace spotřeby tepla na vytápění a větrání průmyslového závodu a její vliv na řízení teplárenské horkovodní soustavy.
Ing. M. Brát:
Zpětné získávání tepla pomocí rekuperátorů z gravitačních tepelných trubic.

4/85

Krajské středisko CZT Plzeň:
Rozvoj soustav centralizovaného zásobování teplem v Západočeském kraji.
Ing. O. Chlouba:
Srovnání a výpočet měrných spotřeb tepla v palivu na teplo a elektřinu metodou exergetickou a kalorimetrickou.
Ing. J. Štambachr, CSc.:
Exergetická náročnost dodávky tepla.

1/86

Ing. M. Kubín, CSc., Ing. S. Kalouš
Teplo pro Prahu.
Ing. P. Kratochvíl, CSc.:
Předávací stanice s ohřevem užitkové vody v průtokových ohřívačích.
Ing. L. Mikulec, Ing. B. Pechlák
Použití radioindikátorových metod v energetice.
Ing. P. Lošťák
Hospodárnost a spolehlivost zásobování teplem v soustavách CZT v roce 1984 v porovnání s rokem 1983.
Příloha: *M. Hubáček, dipl. tech.:*
Současný stav zavádění měřicí, regulační a řídicí techniky včetně dispečerského řízení v oblasti zásobování teplem.

2/86

Ing. J. Kureš:
Výsledky a zkušenosti z XI. Mezinárodní konference průmyslové energetiky.
Ing. M. Kotrbatý
Spotřebiče v horkovodních systémech CZT-A. Průmyslové haly.
Ing. M. Zemánek
Efektivnost využití odpadního tepla rekuperačními výměníky.
Příloha: *Ing. J. Cikhart, CSc.:*
Měření a účtování spotřeby tepla pro vytápění a ohřev užitkové vody v komplexní bytové výstavbě.

(*Bš*)

Z obsahu časopisu k. p. Janka — ZRL Praha
KLIMATIZACE

17. ročník, č. 51—52

Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc.:
Systémy větrání průmyslových hal.
Ing. M. Kotrbatý:
Komplexní zajištění tepelné pohody ve vytápěném a větraném prostoru.
Doc. Ing. J. Chyský, CSc.:
Povinné hodnocení vzduchotechnických výrobků.
Z. Komárek:
Zkušenosti s provozem technologického vybavení objektu RD-PŘ Jeseník.
Ing. J. Čermák:
Zkušenosti z havárie chladicího zařízení v Paláci kultury v Praze.
J. Vacek, Ing. M. Kopřiva:
Centrální výrobna pokrmů s regenerací tepla.
Doc. Ing. K. Hemzal, CSc.:
Větrací jednotky KOVENTERM.

18. ročník, č. 53—54

Ing. D. Kozic:
Vědeckotechnický rozvoj v období nástupu do 8. PLP.
Ing. M. Ježek:
Větrací a vytápěcí jednotky BHC.
B. Marek:
Vyhodnocení mikroklimatických podmínek na pracovištích.
Doc. Ing. K. Hemzal, CSc.:
Pomaluběžné regenerátory z hygienického hlediska.
Ing. J. Frýba:
První konference provozovatelů klimatizace.
Ing. V. Cihelka:
Zkušenosti s provozem klimatizace ve Fakultní nemocnici v Praze-Motole.
Ing. J. Bísek
Protimrazová ochrana vzduchotechnických výměníků tepla.
Ing. M. Kotrbatý
Měření mikroklimatických podmínek ve strojírenské hale.
Ing. L. Kubíček:
Systém zpětného získávání tepla se zvýšenou účinností.

(*Bš*)

Dřevěná kamna

S neobvyklou novinkou přišla na trh americká firma Pyromania Inc. Jsou to kamna na tuhá paliva, celá ze dřeva, impregnovaná proti vznícení. Kamna, podle výrobce, dávají teplo ještě po řadu hodin, když palivo shořelo. Očekává se, že kamna u zákazníků vzbudí zájem.

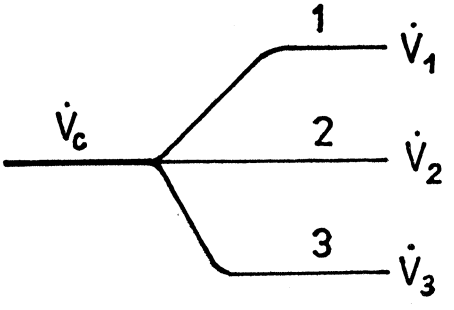
HPAC 4/86 (*Ku*)

JEDNODUCHÁ METODA VÝPOČTU PRŮTOKU VZDUCHU V PARALELNÍCH VĚTVÍCH POTRUBNÍ SÍTĚ

Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc.
Institut hygieny a epidemiologie, Praha

Pod názvem A simple method of calculating flow rates in paralel systems uveřejnili *prof. E. P. Russo, Ph. D., a L. A. Smith* v ASHRAE Journal (January 1986, s. 82—84) výpočet průtoků v jednotlivých paralelně řazených větvích potrubního systému. Výpočet je aplikovatelný i na vzduchovody a k tomuto účelu lze použít výpočetní program v jazyku BASIC.

Na *obr. 1* je znázorněna potrubní síť se



Obr. 1. Schéma potrubní sítě

třemi paralelně řazenými větvemi různé délky a s různými odpory. Celkový průtok vzduchu $\dot{V}_c$ je obecně pro n paralelních větví

$$\dot{V}_c = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dots \dot{V}_n. \qquad (1)$$

Tlakové ztráty větví od vstupu až po spojení jsou stejné a vyjádříme je rovnicí

$$\Delta p_z = \frac{8\lambda_1 l_1 \dot{V}_1^2}{\pi^2 d_1^5}\varrho = \frac{8\lambda_2 l_2 \dot{V}_2^2}{\pi^2 d_2^5}\varrho = \\ = \dots = \frac{8\lambda_n l_n \dot{V}_n^2}{\pi^2 d_n^5}\varrho, \qquad (2)$$

kde Δp_z je tlaková ztráta [Pa], λ — součinitel odporu třením [—], d — průměr větve [m], l — ekvivalentní délka větve, včetně přepočtených ztrát místními odpory [m], $\dot{V}$ — objemový průtok vzduchu protékající větví [m³/s], ϱ — hustota vzduchu [kg/m³].

Součinitel odporu třením vyjádříme vztahem podle *Colebrooka*

$$\lambda = \frac{1{,}325}{\left[\ln\left(\frac{\varepsilon}{3{,}7d} + \frac{5{,}74}{Re^{0{,}9}}\right)\right]^2}, \qquad (3)$$

kde ε je ekvivalentní drsnost stěn potrubí [m] a Re — Reynoldsovo číslo, které upravíme takto:

$$Re = \frac{4\dot{V}}{\pi d \nu}, \qquad (4)$$

kde ν je kinematická viskozita [m²/s].

Rovnici (2) převedeme do tvaru

$$\dot{V}_1 = \left[\frac{\lambda_2 l_2 d_1^5}{\lambda_1 l_1 d_2^5}\right]^{\frac{1}{2}} \cdot \dot{V}_2 = \dots = \left[\frac{\lambda_n l_n d_1^5}{\lambda_1 l_1 d_n^5}\right]^{\frac{1}{2}} \cdot \dot{V}_n. \qquad (5)$$

Průtoky $\dot{V}_2$ až $\dot{V}_n$ vyjádříme z rovnice (5) pomocí $\dot{V}_1$, dosadíme do rovnice (1) a dostaneme

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_c\left[1 + \left(\frac{\lambda_1 l_1 d_2^5}{\lambda_2 l_2 d_1^5}\right)^{\frac{1}{2}} + \dots \left(\frac{\lambda_1 l_1 d_n^5}{\lambda_n l_n d_1^5}\right)^{\frac{1}{2}}\right]^{-1} \qquad (6)$$

Při výpočtu nutno nejprve volit λ, stanovit $\dot{V}_1$ a zkontrolovat správnost volby tím, že do Re dosadíme vypočtené $\dot{V}_1$. Dále se postupuje iterací a výraz rychle konverguje ke konečné hodnotě.

Program pro výpočet až deseti paralelních větví je dále uveden v jazyku BASIC pro osobní počítač Sinclair *ZX* Spectrum.

```
5 REM e = epsilon, V = V̇, R = Re, F =
  lambda
1Ø DIM l (1Ø) : DIM d (1Ø) : DIM e (1Ø) :
  : DIM V (1Ø) : DIM R (1Ø) : DIM A (1Ø) :
  : DIM B (1Ø) : DIM F (1Ø) : DIM x (1Ø) :
  : DIM y (1Ø)
2Ø LET INITL = 1
3Ø REM Počáteční hodnoty větve
4Ø PRINT „POČET VĚTVÍ" : INPUT n
5Ø FOR I = 1 TO n : LET R (I) = 10 ↑ 5 :
  : NEXT I
6Ø FOR I = 1 TO n
7Ø PRINT „VLOŽ HODNOTY PRO
  VĚTEV"; I
8Ø PRINT „DÉLKA (m)" : INPUT l [I]
9Ø PRINT „PRŮMĚR (m)" : INPUT d (I)
1ØØ PRINT „EKVIVALENTNÍ DRSNOST
  (m)" : INPUT e (I)
11Ø NEXT I
12Ø REM Počáteční společné hodnoty
13Ø PRINT „CELKOVÝ PRŮTOK
  (m↑3/s)" : INPUT Vc
14Ø PRINT „KINEMATICKÁ VISKOZITA
  (m↑2/s)" : INPUT VIS
15Ø REM Výpočet konstant větví
16Ø FOR I = 1 TO n
17Ø LET y [I] = e (I) /d (I)
18Ø LET A (I) = 4/(π* VIS* d (I))
19Ø LET C (I) = l (I)/d (I)↑5
2ØØ NEXT I
21Ø REM Výpočet součinitele tření
22Ø FOR I = 1 TO n
23Ø LET T 1 = 5.74/(Re(I)↑Ø.9)
24Ø LET T 2 = y (I)/3.7
25Ø LET F (I) = 1.325/(ABS LN (T 1 +
  T 2))↑2
```

```
26Ø NEXT I
27Ø REM Určení počátečního součinitele tření
28Ø IF INITL < > 1 THEN GOTO 33Ø
29Ø FOR I = 1 TO n
3ØØ LET x (I) = F (I)
31Ø NEXT I
32Ø GOTO 52Ø
33Ø REM Zkouška součinitele tření na konver-
    genci
34Ø LET DEV = Ø : LET SUM 1 = Ø
35Ø FOR I = 1 TO n
36Ø LET DEV = DEV + x (I) — F (I)
37Ø LET SUM 1 = SUM 1 + x (I)
38Ø LET x (I) = F (I)
39Ø NEXT I
4ØØ LET TEST = ABS (DEV/SUM 1)
41Ø IF TEST > 0.1 THEN GOTO 5ØØ
42Ø FOR I = 1 TO n
43Ø PRINT „PRŮTOK VE VĚTVI"; I, V (I)
44Ø PRINT „SOUČINITEL TŘENÍ VE
    VĚTVI"; I, F (I)
45Ø PRINT „ČÍSLO Re PRO VĚTEV";
    I, R (I)
46Ø NEXT I
47Ø LET p = 8 * F (1) * l (1) * V (1)↑2*
    ro/(π↑2 * d (1) ↑5)
48Ø PRINT „TLAKOVÁ ZTRÁTA =" ;
    p : STOP
5ØØ FOR I = 1 TO n : LET B (I) = Ø :
    NEXT I
51Ø REM Výpočet průtoku větví a Re
52Ø FOR I = 1 TO n
53Ø FOR J = 1 TO n
54Ø LET B 1 = SQR (C(I) * x (I)/
    (C(J) * x (J)))
55Ø LET B (I) = B (I) + B 1
56Ø NEXT J
57Ø LET V (I) = Vc/ B (I) : LET R (I) =
    A (I) * V (I)
58Ø NEXT I
59Ø LET INITL = INITL + 1 : GOTO 22Ø
```

Příklad

Zadané hodnoty:

$n = 3$, $\dot{V}_c = 1{,}0\ \mathrm{m^3/s}$, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = 1{,}5 \cdot 10^{-4}\ \mathrm{m}$,
$\varrho = 1{,}2\ \mathrm{kg/m^3}$, $\nu = 15 \cdot 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s}$,
větev 1 : $d_1 = 0{,}2\ \mathrm{m}$, $l_1 = 4\ \mathrm{m}$,
větev 2 : $d_2 = 0{,}16\ \mathrm{m}$, $l_2 = 2\ \mathrm{m}$,
větev 3 : $d_3 = 0{,}315\ \mathrm{m}$, $l_3 = 20\ \mathrm{m}$.

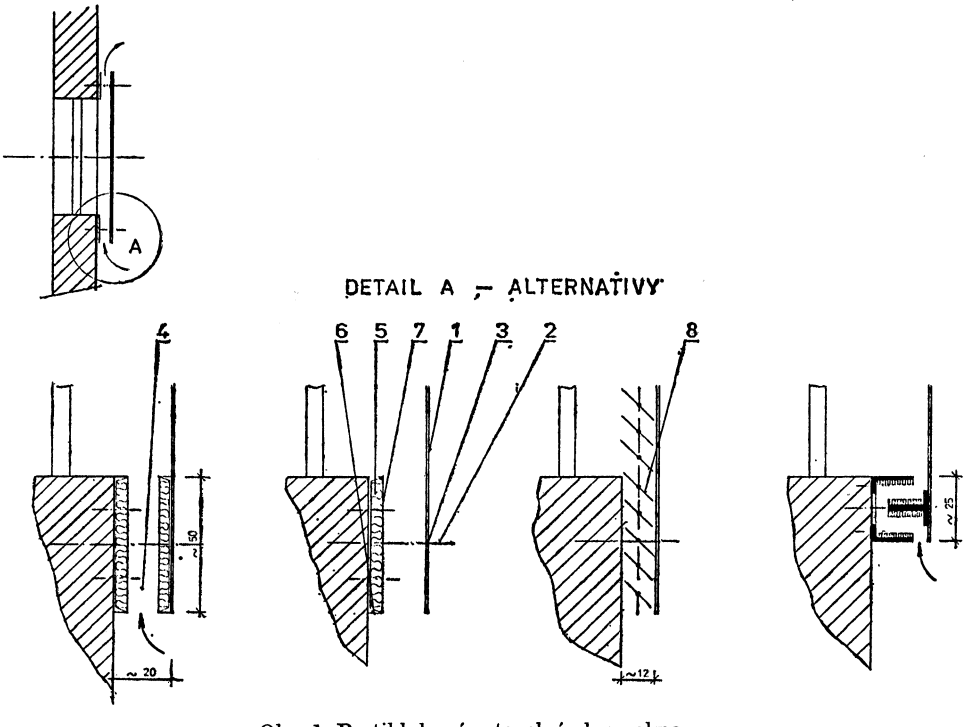
Vypočtené hodnoty:

větev 1 : $\dot{V}_1 = 0{,}31\ \mathrm{m^3/s}$, $Re_1 = 131\,523$, $\lambda_1 = 0{,}0208$,
větev 2 : $\dot{V}_2 = 0{,}247\ \mathrm{m^3/s}$, $Re_2 = 130\,995$, $\lambda_2 = 0{,}0216$,
větev 3 : $\dot{V}_3 = 0{,}443\ \mathrm{m^3/s}$, $Re_3 = 119\,425$, $\lambda_3 = 0{,}0199$, $\Delta p_z = 24{,}3\ \mathrm{Pa}$.

FASÁDNÍ A STŘEŠNÍ PROTIHLUKOVÁ A TEPELNÁ CLONA OKNA PATCO

Ing. Čeněk Hrdlička

Obvodní hygienická stanice, Praha 4



Obr. 1. Protihluková a tepelná clona okna

Clona je přihlášena jako vynález a je polyfunkční:

a) jako fasádní zvukoizolační prvek,
b) jako tepelná ochrana okna v letním i zimním období.

Clona (*obr. 1*) chrání jednotlivé okno nebo celý pás oken v témže podlaží. Možnost přirozeného větrání oknem je přitom zachována. Pokud je skleněná clona zcela v obvodovém rámu, může být použito prakticky všech typů skel; pokud by nebyla kolem dokola v obvodovém rámu, musí být použito výhradně bezpečnostní sklo vrstvené Connex (požadavky IBP). Clona je tvořena monolitickou skleněnou deskou nebo je sestavena z více skel (při velkých formátech).

Použití clony se zatím v Praze uvažuje do výšky 13 m, tj. do výšky, kam zajišťuje servis mytí Úklid-podnik hl. m. Prahy. Clona chrání před hlukem pronikajícím zvenčí, ale i naopak může chránit i exteriér (např. před hlukem z výrobní provozovny, dílny).

Z tepelně-technického hlediska nabízí clona tyto výhody*):

— možnost volby typu skla a tím pádem omezení tepelných zisků z oslunění až o 52 % („skleníkový efekt" se odbývá vně fasády),
— možnost uzavření obvodové mezery na zimu (úspora na vytápění místnosti až 30 %),
— efektivní využití pro střešní okna, popř. světlíky.

Alternativy řešení clony jsou patrny z obrázku:

a) clona bez tlumiče hluku,
b) clona s jednostranným tlumičem,
c) clona s oboustranným tlumičem,
d) clona s tlumičem ve formě žaluzie (lamely z akusticky aktivního materiálu),
e) clona s labyrintovým tlumičem.

Pozice:

1 ... skleněná deska
2 ... osa kotevního prvku při obvodovém uchycení malých formátů
3 ... pryžový stykový element
4 ... průtočný volný profil cca 10 cm
5 ... zvukopohltivý materiál
6 ... Al vanička
7 ... Al perforovaný kryt
8 ... žaluzie

Obvodová mezera je otevřena kolem dokola nebo alespoň ze dvou stran (nejlépe nahoře a dole). V zimě možno vše uzavřít. Vedle uvedených alternativ uvažuje se ještě s tlumičem hluku komorovým.

Kotevní prvky jsou vetknuty do obvodového pláště, nebo mohou být integrální součástí konstrukce okenního rámu.

V budoucnu je možno uvažovat tyto další varianty řešení:

— clona posuvná před oknem v kolejovém vedení,
— clona s vyměnitelnými skly podle ročních období,
— možnost mytí clony na principu dvou permanentních magnetů,
— clony různoběžné s rovinou fasády (tepelné a architektonické efekty).

V r. 1987 zahájí Palác kultury výstavbu detašovaného závodního zdravotního střediska na Pankráckém předmostí mostu K. Gottwalda, kde celé přízemí bude chráněno clonami PATCO.

Projekt využívá již poznatků a měření pořízených na funkčním prototypu v akustické laboratoři Výzkumného ústavu pozemních staveb v Praze a z ověřovací realizace clon PATCO na západní fasádě pavilonu B4 Thomayerovy nemocnice.

Snížení hluku (vložný útlum) clonou, řešenou s oboustranným tlumičem hluku, činí podle atestů z VÚPS až 12 dB.

*Při řešení clon bez tlumiče hluku (alternativa ad a), lze docílit vložný útlum hluku D až 10 dB za předpokladu těsnějšího přiblížení clony k líci fasády až na vzdálenost, limitovanou požadavky na větrání. Ještě při odstupu clony od líce fasády 4 cm lze vyhovět u běžných formátů oken požadavkům na intenzitu výměny vzduchu přirozeným větráním $I = 2 \cdot h^{-1}$, což hygienicky vyhovuje pro prostory bez zdrojů tepla a vývinu škodlivin (administrativní pracoviště, hotelové pokoje, některé ordinace aj.).

V případě zájmu o aplikaci clon na konkrétní objekt jsou další podklady k řešení k dispozici u autora na Obvodní hygienické stanici v Praze 4. Stejně tak detailní výsledky akustické verifikace.

---

* *Doc. K. Bloudek, CSc.:* Posudek návrhu úprav fasádního pláště Smetanova divadla a budovy Federálního shromáždění v Praze (29. 11. 85)

PŘIROZENÉ VĚTRÁNÍ STÁJÍ VELIKÝMI ŠACHTAMI

Větrání stájí jednou velkou šachtou (monošachtou) dává předpoklady dobrého vnitřního klimatu při značných úsporách energie, nehledě k tomu, že se neprojeví nepříznivé účinky hluku, jehož hladina se při nuceném větrání pohybuje často na d80 dB(A). Dobré klima ve stáji má nejen vliv na zdraví a užitkovost zvířat, ale i na životnost budovy. A samozřejmě ovlivňuje i zdraví a pocit pohody pečovatelů.

Negativní vliv vlhkosti vzduchu na efektivnost produkce se často nedoceňuje. Během 24 hodin vyloučí např. 200 krav na 1 000 kg vody. K potlačení této vlhkosti musí být do stáje přivedeno asi 10 000 m³/h vzduchu.

Jaké nepříznivé následky má vysoká vlhkost vzduchu, vyplývá ze zprávy sverdlovské veterinární výzkumné stanice. Tak při průzkumu klimatických podmínek v 38 stájích s průměrným počtem ustájených krav 200 byly

v zimním období zjištěny tyto hodnoty: výměna vzduchu 6,9 m³/h na jedno zvíře, relativní vlhkost 94,8 %, koncentrace CO_2 0,36 obj. %. Tyto nepříznivé podmínky vedly též k prodloužení doby mezi dvěma březostmi z 56 na 74 dnů, snížení produkce mléka o 10 % a snížení životnosti stavby z 50 na 16 let.

Při přirozeném větrání šachtami lze dosáhnout 4 až 6 násobné výměny vzduchu ve stáji. Pro přívod vzduchu se většinou používají otvory pod okny. Praxe ukazuje, že v důsledku malého vztlaku vzduchu u většího počtu malých šachet asi polovina z nich vzduch neodvádí, ale naopak přivádí, což samozřejmě způsobí nedostatečný odvod škodlivin včetně vlhkosti. Pokud vzduch neproudí ve stáji ve směru stoupající teploty, dochází ke kondenzaci vodní páry ve vzduchu.

Větrání jednou velkou šachtou je s úspěchem praktikováno v SSSR a má tyto výhody:

— nízké náklady a úspora důležitých surovin,
— jednoduchá obsluha,
— k větrání není potřeba pomocná energie,
— tichý chod,
— neomezená životnost.

Předpokladem pro dobrou funkci větrání jednou velkou šachtou je striktní dodržování těchto zásad:

— správné dimenzování průřezu a výšky šachty,
— tepelná izolace šachty,
— tepelná izolace stropu a stěn stáje,
— účelná velikost a řešení přiváděcích otvorů.

Větrání monošachtou se principiálně hodí pro stáje pavilonového typu.

V r. 1980 bylo ve velké stáji pro výkrm 1 800 býčků vybudováno v NDR větrání monošachtou. Hala šířky 20,7 m byla na obou stranách rozšířena přístavky na 39,8 m, při zachování délky 124 m. Zvířata jsou ustájována při hmotnosti 200 až 250 kg a ve stáji se chovají až do hmotnosti asi 500 kg ve skupinách po 20 kusech na roštové podlaze. Střecha je z asbestocementové krytiny tloušťky 6 mm a izolována minerální vatou tloušťky 120 mm. V postranních stěnách jsou pod střechou dva pásy otevíratelných oken, která slouží i k přívodu vzduchu.

Pro danou stáj vycházely výpočtem z celkové tepelné produkce zvířat tyto hodnoty:

výška šachty	m	8	10	12
průřez šachty	m²	30	26	24

V daném případě bylo rozhodnuto použít šachtu výšky 8 m, rozdělenou uvnitř příčkami na 4 stejné kanály. Stěny šachty včetně přepážek byly tepelně izolovány na hodnotu tepelného odporu 2,06 m² K/W. Šachta začíná ve stropě uprostřed stáje a spočívá na ocelové nosné konstrukci a nemá stříšku, což je příznivé z hlediska účinnosti šachty. Déšť padá většinou šikmo, voda stéká po stěnách a je zachycována žlábky na spodním konci šachty a odváděna. I velké deště, jak ukázala zkušenost, neměly negativní vliv. Je ovšem možné opatřit šachtu stříškou umístěnou asi 0,7 až 1 m nad horním okrajem šachty.

Přívod vzduchu je řešen okny, která jsou sklopná, přičemž horní jejich část se vyklápí dovnitř, aby přiváděný vzduch byl směrován ke střeše. Pro danou stáj vycházela plocha otevřených oken v létě 32 m², v zimě 10,5 m². Důležité pro dobrou funkci větrání je rovnoměrné rozložení otevřených oken po celé délce stáje po obou stranách. Tři z dílčích kanálů v šachtě mají škrticí klapky stavitelné pomocí lanka. Klapky po stranách nedoléhají — mezi stěnou šachty a klapkami je asi 100 mm vůle, aby i po uzavření klapky obtékal stěny vzduch a nevytvářel se nad klapkami sloupec studeného vzduchu, což by vedlo ke kondenzaci vodní páry. Čtvrtý kanál je stále otevřený.

Uzavírání klapek přiváděcích otvorů se děje ve třech stupních, a to při těchto venkovních teplotách: první dílčí kanál při —5 °C, druhý při —10 °C, třetí při —15 °C. Přitom musí být vrata a dveře trvale uzavřeny a otevírány jen na nezbytně nutnou dobu.

Také letní větrání při venkovních teplotách od 25 °C výše vyhovuje bez přídavných zařízení. Teploty vyšší než 25° se vyskytují asi po 6 až 8 denních hodin a zkušenosti ukázaly, že po tuto dobu stačí otevřít všechna okna a dveře.

V dané stáji byla provedena celá řada měření od února 1981 do ledna 1982. Výsledky měření:

Teploty ve stáji

Vyhodnocením naměřených hodnot se ukázalo, že k podkročení minimální vnitřní lednové teploty +5 °C došlo pouze v lednu 1982 ve 2,6 % doby jeho trvání. Naopak překročení nejvyšší přípustné teploty 28 °C bylo v červenci 1981 v 0,9 % a v září 0,3 % doby.

Relativní vlhkost

Překročení průměrné přípustné hodnoty 80 % nastalo pouze v únoru 1981 a nejvyšší přípustná hodnota 85 % byla překročena v tomto měsíci jen občas a příčinou bylo nedostatečné otevření přiváděcích otvorů.

Škodliviny

Byly sledovány koncentrace CO_2 a NH_3 ve stáji, přičemž u CO_2 byly v průměru získány hodnoty 1 500 ppm, tedy pod polovinou přípustné hodnoty (3 500 ppm) a nejvyšší hodnoty byly naměřeny v srpnu 2 570 ppm a v prosinci 1981, a to 2 660 ppm. Průměrné koncentrace NH_3 kolísaly mezi 3 až 6 ppm (při nejvyšší přípustné koncentraci 30 ppm) a nejvyšší naměřená hodnota byla 11 ppm.

Rychlost proudění vzduchu

V zimním období se průměrná rychlost v oblasti ustájení pohybovala od 0,1 do 0,3 m/s. Při plném uzavření oken bylo dosaženo i hodnot pod 0,1 m/s. Okna ovšem mají být i v zimě přiměřeně otevřena. Na druhé straně byly zjištěny při silném větru a při otevření vrat rychlosti až 1 m/s.

Poměry proudění bylo možno označit za příznivé i v létě.

Výměna vzduchu

Objemový průtok vzduchu zjišťovaný v zimním i v letním období v šachtě ukázal, že bylo dosaženo průměrných hodnot od 46,1 m³/h na 1 zvíře (venkovní teplota —0,5 °C, vnitřní teplota 14,5 °C, jeden kanál otevřen), až do 173,3 m³/h (venkovní teplota 7 °C, vnitřní teplota 15 °C, otevřeny všechny kanály šachty). Jako příznivé lze konstatovat, že i při venkovních teplotách nad 30 °C bylo ve stáji vytvořeno dostatečné proudění, které působilo příznivě na zvířata.

Zpracováno podle článku: *W. Anton, G. Paar:* Gesundes Stallklima durch Monoschachtlüftung, Mh. Vet.-Med 38 (1983), s. 546—551.

Kubíček

ZÁVĚRY ZE IV. CELOSTÁTNÍ KONFERENCE ČSVTS „OCHRANA ČISTOTY OVZDUŠÍ"

uspořádané ústřední odbornou skupinou ÚOS 09 „ČISTOTA OVZDUŠÍ A PRAŠNÁ TECHNIKA" Českého výboru Komitétu pro životní prostředí ČSVTS a organizované DT Brno v hotelu International v Brně ve dnech 16.—17. října 1986

Ve dnech 16. až 17. října 1986 uspořádala ÚOS „Čistota ovzduší a prašná technika" ČV KŽP ČSVTS s organizačním zajištěním DT ČSVTS Brno čtvrtou celostátní konferenci „Ochrana čistoty ovzduší", která měla za cíl seznámit širší technickou veřejnost s výsledky řešených úkolů RVT a dalších prací prováděných v období let 1981 až 1985 v rámci 7. PLP a rovněž přispět ke vzájemné výměně zkušeností odborných, výzkumných a vědeckých pracovníků na úseku ochrany ovzduší a přispět k urychlenému zavádění výsledků vývoje a výzkumu do výroby a do rutinní praxe.

Účastníci konference vyslechli generální zprávy shrnující došlé příspěvky v pěti sekcích. V diskusi poukázali na některé problémy vyžadující řešení a rovněž zhodnotili celkový průběh i zabezpečení konference.

Na základě generálních zpráv, příspěvků a diskuse účastníci konference doporučují zejména:

1. Urychlené vydání nového zákona na ochranu ovzduší, který by měl zejména vzít v úvahu reálnou situaci a potřeby ochrany prostředí v současné době, respektovat stav znečišťování ovzduší v souladu s mezinárodní mi úkoly a přijatými závazky v usneseních vlád ČSSR č. 226 z 19. 9. 1985 a ČSR č. 334 z 10. 12. 1985 a v protokolu ke Konvenci o dálkovém znečišťování ovzduší přecházejícím přes hranice států v Evropě z roku 1985.

2. Vhodnou formou předložit návrhy emisních limitů, připravované pro prováděcí předpisy k novému zákonu ještě před jejich závazným vydáním k informaci širší technické veřejnosti, aby bylo možno je brát v úvahu již při přípravě dokumentace a projektování nových zdrojů znečišťování ovzduší.

3. Věnovat odpovídající pozornost i zachycování radioaktivních látek a omezování jejich úniku do ovzduší.

4. Ustavit odborné pracoviště s funkcí objektivní zkušebny přístrojové techniky (ve smyslu zákona o státním zkušebnictví), zajistit provádění odborné autorizace měřicích skupin a prosadit závaznou registraci naměřených výsledků všech provedených měření emisí v centrálním datovém registru (při REZZO) za celou ČSSR obdobně jako výsledků měření emisí v IIS.

5. Zajistit trvalou perspektivní výrobu měřicí techniky pro potřeby ochrany čistoty ovzduší v ČSSR.

Smolík

KONFERENCE O SUŠENÍ ŘEZIVA V POLSKU

Ve dnech 4.—5. 11. 1986 se konala ve Varšavě konference „Suszenie materialow tartych" s mezinárodní účastí. Konferenci pořádalo „Stowarzyszenie Inzynierow i Technikow Lesnictwa i Drzewnictwa". Jednání konference bylo zaměřeno na řešení otázek technologie sušení, energetiky, regulace a automatizace procesu sušení řeziva. K uvedené problematice bylo předneseno devět referátů a řada diskusních příspěvků.

Byly shrnuty jednak dosavadní poznatky z oblasti technologie sušení řeziva, energetické náročnosti sušáren, regulace a automatizace procesu sušení řeziva, stavby a konstrukce sušárenských zařízení.

Autoři referátů se zaměřili na zhodnocení dosavadního stavu sušárenství v dřevařském a nábytkářském průmyslu v Polsku a na uvedení nejnovějších teoretických poznatků v oblasti sušení a sušárenských zařízení. V diskusi odeznělo zejména hledání cest k řešení nahromaděných problémů.

Obohacením konference bylo vystoupení zahraničních delegací z jednotlivých družeb-

ních vědecko-technických společností a vystoupení zahraničních firem. Firma VANICEK z Rakouska vystavovala a nabízela „Systém PROCESSOR 2112" pro automatické ovládání sušáren. Zástupci italské firmy COMAC seznámili přítomné s výrobním programem firmy a zaměřili se na firmou dodávané kondenzační sušárny s tepelným čerpadlem, ve kterých sušicí prostředí se může podle potřeby ohřívat až na teplotu 80 °C. Dále byla pozvána švédská firma UTEC, jejíž sušárenská zařízení jsou v ČSSR používána.

Československou delegaci zastupovali *Ing. Vítězslav Drahoš, CSc.*, z Výzkumného a vývojového ústavu dřevařského v Praze, a *Ing. Ladislav Dzurenda* z Vysoké školy lesnicko-dřevařské ve Zvolenu. Z hlediska naší účasti na konferenci byla, mimo jiné poznatky, zejména zajímavá konfrontace našich poznatků v problematice sušení řeziva se stavem poznání a stupněm řešení problémů v PLR, tak i z hlediska sledování směru další orientace rozvoje sušárenství v Polsku.

Drahoš

TEPLOVODNÍ OBĚHOVÁ ČERPADLA NTV

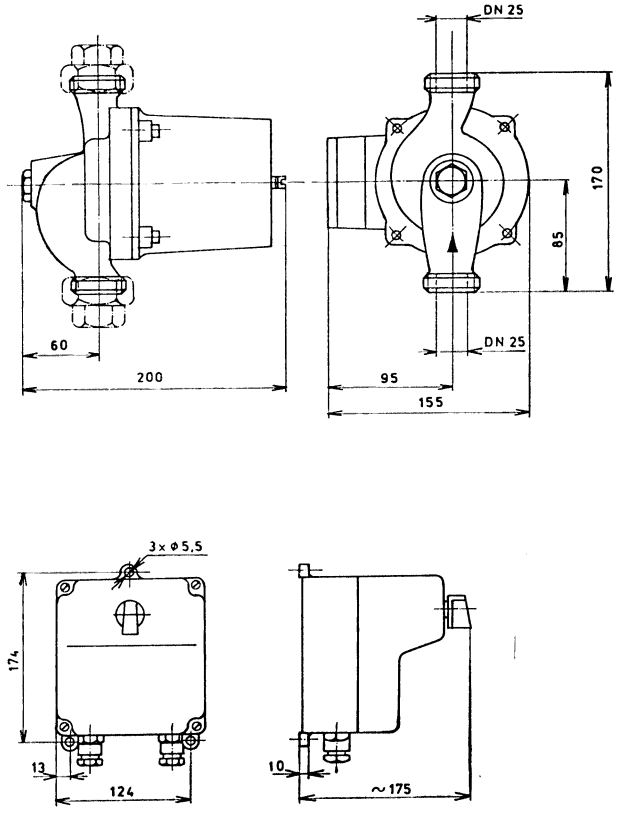
Sigma, k. p., Lutín, uvádí na trh nová dvouotáčková oběhová teplovodní čerpadla typu NTV. Čerpadla jsou určena pro čerpání čisté, měkké a chemicky neaktivní vody, bez jakýchkoliv mechanických přimísenin. Maximální teplota čerpané vody je 110 a 120 °C (*obr. 1*).

Čerpadla NTV jsou odstředivá, spirální, jednostupňová, spojená v monoblok s trojfázovým elektromotorem chlazeným čerpanou tekutinou.

Provedení elektromotoru umožňuje dvoustupňovou regulaci výkonu čerpadla, a to provoz při základních otáčkách a plném výkonu, nebo úsporný provoz při nižším stupni otáček, příkonu a výkonu.

Čerpadla NTV jsou bezucpávková. Spirální těleso je provedeno k letmé montáži do přímého potrubí, neboť sací a výtlačné hrdlo jsou uspořádány v jedné ose.

Umístění čerpadla do systému ústředního vytápění musí být provedeno tak, aby za všech provozních stavů nedošlo k čerpání vody o teplotě vyšší než 110 a 120 °C, podle jednotlivých typů čerpadel. Teplota okolí nesmí být překročena, aby nebyly ovlivňovány chladicí poměry elektromotoru. Čerpadlo nesmí být



Obr. 1. Rozměrové schéma čerpadel typu NTV

Tab. 1. Informativní technické údaje teplovodních oběhových čerpadel NTV

Typ čerpadla		40-NTV-48-10-LH-80	50-NTV-54-6-LH-80	50-NTV-54-13-LH-80	50-NTV-73-13-LH-00	65-NTV-79-14-LH-00	65-NTV-92-12-LH-00	80-NTV-105-16-LH-00
Otáčky základní	n [min^{-1}]	2 800	2 800	2 800	2 820	2 820	2 825	2 835
Průtok	Q [l . s^{-1}]	0,7	1,4	2,0	3,1	4,3	5,9	8,3
Měrná energie	Y [J . kg^{-1}]	11,5	22,8	23,5	46,2	51,3	61,0	90,5
Příkon čerpacího zařízení	P_c [W]	80,5	112	154	356	472	760	1 470
Otáčky snížené	n [min^{-1}]	1 420	1 400	1 350	1 400	1 400	1 350	1 350
Průtok	Q [l . s^{-1}]	0,3	0,8	1,0	1,6	2,25	2,7	4,0
Měrná energie	Y [J . kg^{-1}]	4,0	5,0	8,0	12,0	13,0	16,0	20,0
Příkon čerpacího zařízení	P_c [W]	32	40	70	120	150	200	300
Max. teplota čerpané vody	t [°C]	120			110			
Max. teplota okolí	t [°C]	50			40			
Průměr sacího hrdla	DN [mm]	40	50			65		80
Průměr výtlačného hrdla	DN [mm]	40	50			65		80
Max. provozní tlak	p [MPa]	0,6						
Elektromotor		jednoúčelový						
Provozní napětí	U [V]	380						
Kmitočet	f [Hz]	50						
Maximální hlučnost	dB [A]	40			50			
Hmotnost soustrojí	m [kg]	9,0	10,0	10,0	16,0	19,0	23,0	26,0

umístěno na nejnižším místě potrubního systému, aby nedocházelo k jeho zanášení kalem a nečistotami. Před a za čerpadlo musí být instalovány uzavírací armatury a kontrolní manometry.

Čerpadla NTV mohou být namontována do libovolně skloněného přímého potrubí tak, aby osa elektromotoru byla vždy vodorovná s maximální úchylkou ±5°. Potrubí v blízkosti čerpadla musí být řádně uchyceno tak, aby se na čerpadlo nepřenášely síly vyvozené dilatací potrubí nebo instalačními závadami.

Suchánek

OBĚHOVÁ TEPLOVODNÍ ČERPADLA NTV PRO MALÉ OTOPNÉ SYSTÉMY

Sigma, k. p., Lutín uvede na trh v roce 1988 nová dvouotáčková oběhová čerpadla pro malé otopné systémy typu NTV (*obr. 1*).

Čerpadla typu 20-NTV a 25-NTV jsou nejmenší velikosti oběhových čerpadel typu NTV, určených pro nucený oběh topné vody. Jejich nová konstrukce umožňuje dvoustupňovou regulaci výkonu.

Čerpadla NTV jsou odstředivá, spirální, jednostupňová, spojená v monoblok s jednofázovým motorem.

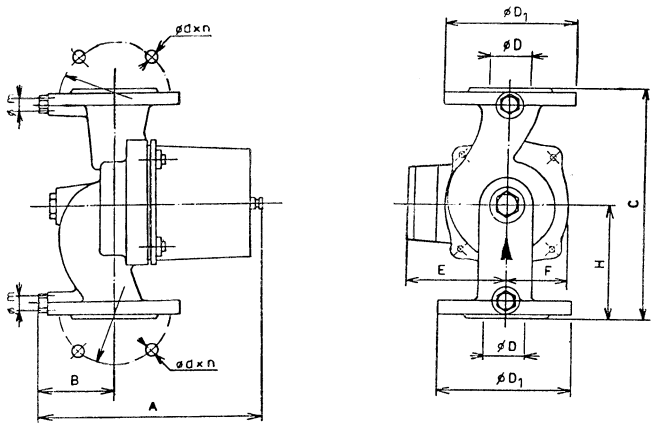
Pro možnost regulace výkonu je čerpadlo 25-NTV vybaveno spínací skříňkou, ve které je kromě vačkového přepínače umístěn rozběhový kondenzátor a pojistka, chránící elektromotor proti zkratu.

Pro čerpadlo 20-NTV jsou ovládací a jisticí prvky součástí agregátu MORA. Těleso čerpadla 20-NTV je konstrukčně řešeno pro přímé zabudování do agregátu MORA. Těleso čerpadla 25-NTV má sací a výtlačné hrdlo uspořádáno v jedné ose pro zabudování do přímého potrubí. Tato čerpadla mohou být namontována do libovolně skloněného přímého

Tab. 2. Rozměry teplovodních oběhových čerpadel NTV

Typ čerpadla	A	B	C	E	F	H	Hrdla						Smysl otáčení rotoru
							⌀ D	⌀ D_1	⌀ D_2	⌀ d	n	⌀ m	
40-NTV-48-10-80	215	70	220	95	65	110	40	128	100	14	4	M 12 × 1,5	vlevo
50-NTV-54-6-80	225	75	240	95	70	120	50	138	110				
50-NTV-54-13-80													
50-NTV-73-13-00	265	90	280	108	77	140							vpravo
65-NTV-79-14-00			300		87	150	70	158	130				
65-NTV-92-12-00	300	85		120	100								
80-NTV-105-16-00	340	115	383		105	192	80	188	150	18	4		

n = počet otvorů ⌀ d
Rozměry přírub obou hrdel (D) jsou podle ČSN 13 1201 pro PN 6, s hrubou těsnicí lištou



Obr. 1. Rozměrové schéma čerpadla 25-NTV a spínací skříňky

Tab. 1. Informativní technické údaje malých čerpadel NTV

Typ čerpadla		20-NTV-73-3-LH-80	25-NTV-56-5-LH-80
Otáčky základní	n [min^{-1}]	2 700	2 520
Průtok	Q [l . s^{-1}]	0,55	0,70
Měrná energie	Y [J . kg^{-1}]	41,0	19,6
Příkon čerpacího zařízení	P_c [W]	90,2	50,8
Otáčky snížené	n [min^{-1}]	2 460	1 750
Průtok	Q [l . s^{-1}]	0,30	0,35
Měrná energie	Y [J . kg^{-1}]	36,0	11,0
Příkon čerpacího zařízení	F_c [W]	60	35
Max. teplota čerpané vody	t [°C]	120	
Max. teplota okolí	t [°C]	50	
Průměr sacího hrdla	DN [mm]	20	25
Průměr výtlačného hrdla	DN [mm]	20	25
Max. provozní tlak	p [MPa]	0,6	0,6
Elektromotor		jednoúčelový	
Provozní napětí	U [V]	220	220
Kmitočet	f [Hz]	50	50
Maximální hlučnost	dB(A)	30	33
Hmotnost soustrojí	m [kg]	5,5	5,5

potrubí, tak, aby osa elektromotoru byla vždy vodorovná s maximální úchylkou ±5°. Potrubí musí být v blízkosti čerpadla řádně uchyceno, aby se na čerpadlo nepřenášely síly vyvozené dilatací potrubí nebo instalačními závadami.

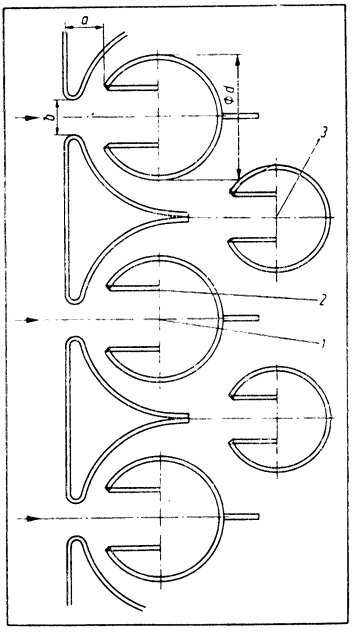
Čerpadla nesmějí být umístěna na nejnižším místě potrubního systému, aby nedocházelo k jejich zanášení kalem a nečistotami. Před a za čerpadlo musejí být instalovány kontrolní manometry a uzavírací armatury a navíc před čerpadlo musí být instalován filtr.

Suchánek

NOVĚ VYVINUTÝ MECHANICKÝ ODLUČOVAČ PRACHU V NDR

Ve vzduchotechnice je často úkolem odlučovat poměrně hrubé částice prachu z nosného plynu co možná jednoduchým způsobem. Takovéto odlučovače tvoří většinou první stupeň čištění k odlehčení následujících filtrů. K tomuto účelu byl v Kombinátu Luft- und Kältetechnik vyvinut odlučovač s malými nároky na údržbu a s malým opotřebením.

Velké odlučivosti se dosáhne, jestliže se dráhy částic prachu v důsledku velkých odstředivých sil odkloní od proudnic. Tento požadavek je v novém odlučovači realizován koncentrací zaprášeného proudu vzduchu do vstupních štěrbin, za nimiž jsou v určité vzdálenosti umístěny dutiny ve formě trubek se štěrbinami (*obr. 1*). Prudkou změnou směru po předchozím urychlení ve vstupní štěrbině se hrubé částice prachu dostanou v důsledku



Obr. 1.

setrvačnosti do dutiny (*1*), zde se zachytí a usazují ve sběrné nádrži, která se pak ručně nebo automaticky vyprazdňuje. Malý pohyb vzduchu v dutině zajišťuje vstupní kanál (*2*).

Po snížení rychlosti a po změně směru vzduchu se zbytkem prachu v zakřivených difuzorech, jemnější částice, které setrvaly v proudu, vtékají do následujících, o něco menších válcových dutin (*3*), kde se i tyto odloučí.

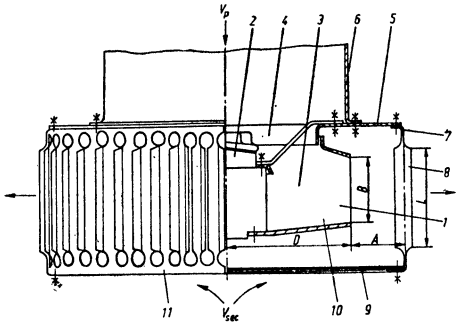
Na základě modelových pokusů byla zjištěna nejvhodnější geometrie odlučovače, tj. rozměrů *a*, *b* a průměru *d*. Z hlediska omezení tlakových ztrát musí být šířka štěrbiny *b* menší než štěrbina v dutině, avšak větší než 10 mm. Druhý stupeň zvyšuje odlučivost zachycováním jemnějších částic prachu. Použití odlučovače je pro nelepkavé prachy, přičemž silně abrazivní prach vyžaduje zvláštní opatření proti otěru.

LuK 4/85 *Kubíček*

NOVÁ VĚTRACÍ JEDNOTKA V NDR

VEB Maschinenfabrik NEMA Netzschkau uvedla na trh větrací jednotku určenou pro průmyslové haly, která představuje, zejména ve spojení se sálavými panely, po stránce energetické i distribuce vzduchu výhodné řešení.

Charakteristickým rysem jednotky je, že ventilátor kromě dopravy vzduchu, přejímá



Obr. 1. Schéma větrací jednotky

i funkci distribučního prvku. Aby profil proudění byl rovnoměrný, je po obvodě jednotky rozváděcí věnec s přestavitelnými lamelami (*obr. 1*). Kolo ventilátoru (*1*) nasává potrubím (*6*) primární venkovní vzduch. Současně se přisává sekundární vzduch z haly mřížkou na spodu jednotky (*9*), jehož množství činí 15 až 20 % primárního. Po smíšení v prostoru mezi oběžným kolem (*3*) a rozváděcím věncem (*7*) je smíšený vzduch vyfukován mřížkou (*8*) do haly. Je-li výměna vzduchu v hale více než dvojnásobná, je třeba větrací jednotky kombinovat se zavěšenými sálavými panely. V důsledku vířivého výtoku vzduchu z jednotky je možný velký teplotní rozdíl mezi venkovním a oběhovým vzduchem a malá vzdálenost jednotky od oblasti pobytu — jednotky se hodí dobře i k místnímu větrání.

K jednotkám je možno volit jeden ze dvou typů dvouotáčkových elektromotorů (735/905 nebo 1050/1325), takže pokryjí rozsah objemových průtoků od 1 200 do 4 500 m³/h. Jednotky je možno instalovat se sacím potrubím shora nebo zdola.

LuK 3/85 *Kubíček*

Heating, piping, air conditioning 58 (1986), č. 10

— 1986 ASPE Convention and Exposition (Konvence a výstava ASPE v roce 1986) — 42.
— Large chilled water distribution systems (Velké systémy pro rozvod chladicí vody) — *Brown M. W.*, 47—50, 55—57.
— Program calculates tubing wall thickness (Program pro výpočet tloušťky stěn potrubí) — *Bagadita K. C.*, 63—64.
— Program selects pipe spring supports (Program pro výběr pružných závěsů potrubí) — *Reznicek J. P.*, 67—69.
— Extrusion process cuts piping costs (Proces vytlačování snižuje náklady na výrobu potrubí) — *Johnston W. A.*, 73—79.
— Computer based plumbing design (Navrhování domovních instalací počítačem) — *Swaffield J. A., Galowin L. S.*, 83—93.
— Variable speed pumping makes sense (Čerpací systémy s proměnnou rychlostí) — *Hohman J.*, 95—98.

Heating, piping, air conditioning 58 (1986), č. 11

— Major university selects FBC boilers (Iowa State University volí fluidní kotle) — *Whitman W. W.*, 67—71.
— Steam syphon system for condensate removal (Systém parního sifonu pro odvod kondenzátu) — *Myron J.*, 75—77.
— Mechanical aspects of boiler feedwater treatment (Mechanické aspekty úpravy vody pro napájení kotlů) — *Neff C. H.*, 79—85.
— Program estimates expansion tank requirements (Program pro hodnocení požadavků na tlakové nádoby) — *Ocejo J.*, 89—93.
— High tech HVAC saves millions at airport's central plant (Špičková technologie ve vytápění, větrání a klimatizací šetří milióny v ústředním zařízení letiště) — *Utesch A. K.*, 97—104, 109—110.
— Custom built HVAC penthouses (Budování střešních nástaveb pro vytápění, větrání a klimatizaci) — *Weisgerber J.*, 115—117.
— Energy conservation: out of the drafting room, into the machine room (Úspory energie: z projekčních kanceláří do strojoven) — *Barren P. J.*, 119—121.
— Design and application of semi-hermetic refrigerant pumps (Konstrukce a použití polohermetických čerpadel pro chlazení) — *Hansen III Ch. C.*, 155—161.
— Programmable controller vs. computer control for refrigeration systems (Programovatelný regulátor versus regulace řízená počítačem pro chladicí systémy) — *Murphy D. A.*, 163—167.
— Maintenance advatages of double duct VAV systems (Výhody údržby dvoukanálových klimatizačních systémů s proměnným průtokem vzduchu) — *Rojeski P., Burr R. W.*, 169—170.
— Trends in HVAC problems and solutions for the 80s (Trendy ve vytápění, větrání a klimatizaci a řešení problematiky v 80. letech) — *Klina J. R.*, 185—187.
— Understanding temperature sensing methods and myths (Skutečnost a představy o snímačích teploty) — *Petze J.*, 193—196, 208.
— Isolation solutions for HVAC equipment vibration problems (Řešení problémů s vibrací vytápěcích, větracích a klimatizačních zařízení vhodnou izolací) — *Sussman A.*, 201—204, 208.
— Selecting a delta T for an AHU (Volba delty T pro klimatizační jednotku) — *Haines R. W.*, 210, 212.
— Heat transfer coefficient for air flow within tubes (Koeficient přestupu tepla pro proudění vzduchu v potrubí) — *Ganapathy V.*, 223—224.

Heating, piping, air conditioning 58 (1986), č. 12

— Refrigerant coils for air conditioning and process loads (Chladicí hady pro klimatizaci a provozní zátěže) — *Denkman J. L.*, 67—73, 78.
— Field testing of supermarket walk-in coolers freezers (Provozní zkoušení chladičů a mrazniček pro obchodní domy) — *Adams P.*, 75—76, 78.
— Steam heating systems (Parní vytápěcí systémy) — *Coad W. J.*, 81—84, 100.
— Steam traps: a vital link to energy control (Odváděče kondenzátu: důležitý článek regulace energetické spotřeby) — *Giovanetto K.*, 89—92, 97.
— Selecting steam traps for heat exchangers (Volba odváděčů kondenzátu pro výměníky tepla) — *Mower J. H.*, 99—100.
— Avoid long range plumbing problems in highrise apartments (Předcházení problémům s potrubím u výškových obytných budov) — *Myron J.*, 105—108.
— VAV fan static pressure control with DDC (Regulace statického tlaku ventilátoru v systému s proměnným průtokem vzduchu přímou digitální regulací) — *Goswami D.*, 113—117.
— Program for sizing steam piping (Program pro dimenzování parního potrubí) — *Willcoxon T. L.*, 120—121.
— Hydronic controle for multi-story buildings (Hydronická regulace pro výškové budovy) — *Boss W.*, 123—124, 127.
— Fluid bed combustion using high sulfur raw coal (Spalování ve fluidní vrstvě za použití uhlí s vysokým obsahem síry) — *Kleinau J. H.*, 129—132.
— Control of cooling/dehumidifying coils (Regulace chladicích a odvlhčovacích hadů) — *Haines R. W.*, 136—137, 144.
— Determine vapor density and water entering an air compressor (Stanovení hustoty páry a vody v kompresoru) — *Sisson W.*, 139—140.

— Montagewürfel vereinfacht Vorwand-Installation (Přípravek pro montáž instalací na povrchu) — 559—560.
— Austausch scheibchenweise (Rekonstrukce instalací v hotelu pomocí umělých hmot) — 563—566.
— Leitungswasserschäden als Folge ungewöhnlicher Einflüsse und besonderer Betriebsbedingungen (Poškození vodovodního potrubí v důsledku neobvyklých vlivů a zvláštních provozních podmínek) — *Wollrab O.*, 567—570.
— BSSW: Wasserenthärtungsanlagen nicht umweltbelastend und nicht gesundheitsgefährdend (Zařízení na změkčování vody nezatěžují okolní prostředí ani nejsou zdraví škodlivá) — 575.
— Kontra Seuchen und Chlorgasunfälle (Bezpečnostní hlediska při desinfekci vody na koupání — chlorování) — *Herschman W.* 576—580 (2. díl).
— Elektrotechnik — Elektronik 34. Teil (Elektrotechnika — elektronika, 34. pokrač.) — *Schrowang H.*, 585—588 pokrač.
— Rötering u. Kragelund: Service auch mit Auslaufmodellen (Firem. sdělení: koupelnové soupravy starších typů potřebují servis) — 594—595.
— Viessmann: Modernisierte Feinblechverarbeitung in Battenberg (Firem. sdělení: nové úkoly modernizovaného závodu na zpracovávání jemných plechů) — 596.

— BSSW: Wasserenthärtung nicht umweltbelastend (Zařízení na změkčování vody nezatěžují okolní prostředí) — 611.
— Pasteurisierung von Traubensäften: Prozesswärme aus dem Vakuum-Kollektor (Pasterizace hroznových štáv — teplo ze slunečních kolektorů) — *Hurdes J. V.*, 616—619.
— Keine Preisnachteile bei Fussbodenheizungen (Zařízení podlahového vytápění s potrubím z umělých hmot z hlediska provádění) — *Seiler K.*, 628—633.
— Eis kühlt die Köpfe der Angeordneten (Zvláštní způsob chlazení sálového prostoru) — 634—636.
— Kontra Seuchen und Chlorgasunfälle (Bezpečnostní hlediska pri desinfekci vody na koupání — chlorování) — *Herschman W..*, 637—640 dokonč.
— Elektrotechnik — Elektronik 35. Teil (Elektrotechnika — elektronika, 35. pokrač.) — *Schrowang H.*, 634—646 pokrač.
— Huber + Suhner: Elektrische Flächenbeheizung aus Kunststoff (Firem. sdělení: elektrické otopné pásy z umělých hmot) — 655.
— Möhlenhoff: Wärmeschleier gegen Kaltluftwalzen (Firem. sdělení: Teplovzdušná clona podél okenních stěn) — 656.

● **Podíl spotřeby tepla jednotlivých odvětví národního hospodářství ČSSR**

— průmysl a stavebnictví	60,60 %
— zemědělství	2,95 %
— doprava	0,70 %
— nevýrobní sféra	35,75 %

Je zřejmé, že pozornost při úsilí o racionální využívání tepla je třeba obrátit zejména na oblast výroby a užití tepla v průmyslu, stavebnictví a nevýrobní sféře.

Kureš, Inf. SEI 4/86 (*Bš*)

● **Čínská lidová repulika na hannoverském veletrhu**

Na veletrhu v Hannoveru konaném počátkem roku 1987 se poprvé představila Čínská lidová republika jako obchodní partner. Dohoda o účasti byla podepsána mezi prezidentem čínského programu pro zahraniční obchod Ila-Shim a předsedou západoněmecké společnosti pro výstavy a veletrhy.

HLH 5/86 (*Ku*)

ztv 4

Zdravotní technika a vzduchotechnika. Ročník 28, číslo 4, 1987. 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, n. p., 656 01 Brno, závod 1. — Vychází šestkrát ročně. Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS ÚED Brno. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS-ústřední expedice a dovoz tisku Praha, závod 01, administrace vývozu tisku, Kafkova 19, 160 000 Praha 6. Cena jednoho čísla Kčs 8,—, roční předplatné Kčs 48,—. (Tyto ceny jsou platné pouze pro Československo.)
Distribution rights in the western countries: Kubon & Sagner, P.O. Box 340 108, D-8000 München 34, GFR.

Annual subscription: Vol. 28, 1987 (6 issues) DM 110,—.
Toto číslo vyšlo v srpnu 1987.

© Academia, Praha 1987.