

# Konvekční účinnost směšovacího způsobu větrání bez aktivního chlazení (část 1)

Lubos Hach, Yasuo Katoh, Junji Kurima

V článku je prezentován nový způsob vyhodnocení účinnosti ventilační jednotky pro uzavřený pobytový prostor v režimu s vypnutým chladičem. Byly vyšetřovány tepelné stavy, během nichž ventilační zařízení zastupuje vlastní chladič jednotku (režim *cooling-off*) a odnímá teplo naakumulované ve stěnách obklopujících danou místnost nebo místnosti včetně podlahy a stropu během dne. Zpravidla jde o jižně a jihozápadně orientované obvodové pláště budov střední a středně těžké konstrukce schopné pojmout a i delší dobu uchovat teplo dodané převážně přímým slunečním svitem v horkých letních dnech. Metoda nuceného větrání zahrnuje tzv. noční vychlazování a volbu uspořádání, popř. počtu větracích otvorů (vyústek) v místnosti podle kritéria energetického minima spotřebičů (ventilační zařízení s pasivním chladičem, rekuperační jednotka). Případová studie přirozeně i nuceně větrané místnosti v administrativní budově předkládá k použití vhodnou bezrozměrnou veličinu založenou na Nusseltově čísle (tzv. *parametr F\**), která za shora uvedených podmínek umožňuje, jako rozhodovací kritérium nebo přímo vstupní signál příslušného regulátoru, zvýšit účinnost ventilačního zařízení.

In this article is presented the evaluation method of the effectiveness of ventilation unit in cooling-off regime of an enclosed space. There were investigated thermal states, in which the ventilation system acts on behalf of cooling-off regime in order to remove amount of heat accumulated in the building walls during the day-light period. The results led to readjusting of air inlet parameters according to the energy considerations in the cooling-off period. A case study of a naturally ventilated office room presents a suitable variable  $F^*$  based on Nusselt modulus upon which the ventilation system may enhance its performance.

## 1. Úvod

V přirozeně větraných i klimatizovaných prostorech budov je pro pobývací osoby třeba zajistit optimální tepelné a další podmínky. Za tím účelem klimatizační nebo ventilační zařízení dodává do prostorů v budově vnější upravený vzduch tak, aby byly splněny požadavky na vlastnosti vnitřního prostředí v budově zakotvené v současných technických normativních na národní či mezinárodní úrovni.

Parametry vnitřního ovzduší v moderních administrativních a nových obytných budovách jsou často řízeny regulátory, které jsou součástí ventilačního nebo klimatizačního zařízení. Míra účinnosti tohoto zařízení je často měřena jemu dodaným množstvím energie, které je zapotřebí k dosažení požadovaného stavu vnitřního ovzduší v prostorách budovy (v místnosti). Pro část svislé stěny místnosti tvořící segment obvodového pláště budovy je v článku představen parametr energetické účinnosti ventilační jednotky, která pracuje ve směšovacím režimu. Z hlediska tepelné bilance jde o běžnou místnost obsazenou během obvyklé pracovní doby jednou osobou a bez provozních zdrojů tepla obklopenou obdobnými místnostmi. Jediná venkovní stěna místnosti tak současně tvoří významný zdroj tepla i chladu vzhledem k častému střídání

strmosti i směru teplotního gradientu ve směru vnitřní – vnější povrch stěny.

Dále představený parametr zohledňuje konvektivní složku (přenos tepla prouděním) tepelného toku, dále pokračujícího stěnou k jejímu protilehlému vnějšímu povrchu. Pohyb vzduchu ve vrstvě přiléhající bezprostředně k vnitřní svislé stěně byl vyšetřován jako dvourozměrný v hlavním meridiánu místnosti, vlastní vedení tepla stěnou jako jednodimenzionální ve směru kolmém k oběma povrchům stěny.

## 2. Analýza lokálního konvektivního tepelného toku

### 2.1 Přenos tepla na svislé ochlazované stěně; bilanční rovnice

Na povrchu svislé vnější stěny budovy orientované do místnosti platí bilanční energetická rovnice za obvyklého předpokladu, že vzduch v místnosti se neúčastní tepelné výměny sáláním

$$q_{cv}(\tau) = q_{cd}(\tau) - q_{rad}(\tau) \quad (1)$$

kde

$q_{cv}$  je konvektivní tepelný tok ( $W \cdot m^{-2}$ ),  
 $q_{cd}$  tepelný tok vedením stěnou ( $W \cdot m^{-2}$ ),

$q_{rad}$  míra tepelné výměny sáláním mezi daným segmentem vnější stěny a ostatními povrchy stěn místnosti, které segment „vidí“ ( $W \cdot m^{-2}$ ),

$\tau$  čas (s).

Množství tepla, jež lze přenést za jednotku času vedením, se určí z rozdílu teplot na obou stranách homogenního segmentu zdíva (stěny) ve směru kolmém k oběma povrchům segmentu

$$q_{cd}(\tau) = \frac{T_{w,i}(\tau) - T_{w,e}(\tau)}{R_i} \quad (2)$$

kde

$T_{w,i}$  je teplota vnitřního povrchu segmentu/stěny, tj. hodnota  $T_w(y)$  pro  $y = 0$  (K),

$T_{w,e}$  teplota vnějšího povrchu segmentu/stěny (K),

$R_i$  tepelný odpor  $i$ -tého segmentu stěny ( $W^{-1} \cdot m^2 \cdot K$ ),

$y$  odlehlost podél osy  $y$  kartézského systému souřadnic podle obr. 1.

Tepelný odpor  $R_i$  se určuje prostřednictvím tepelné vodivosti a byl stanoven pro každý  $i$ -tý segment stěny

$$R_i = \frac{s_i}{\lambda_{i,ef}} \quad (3)$$

kde

$s_i$  je tloušťka  $i$ -tého segmentu stěny (m),

$\lambda_{i,ef}$  efektivní hodnota součinitele tepelné vodivosti (vodivosti)  $i$ -tého segmentu stěny shrnující dílčí vodivosti nehomogenního segmentu stěny ( $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ).

Pro množství tepla sděleného z povrchu stěny do vzduchu platí Newtonův vztah obdobný (2) při  $R$  ve významu reciproční hodnoty součinitele přestupu tepla konvekcí  $h_{cv}$ , tedy  $R = 1/h_{cv}$ .

Samotný konvektivní tepelný tok bez tepelného toku radiací byl prostorově zprůměrován a vyhovuje bilanční rovnici (1) na vnitřním povrchu segmentu/stěny ( $y = 0$ ) pro kvazistacionární tepelný stav charakterizovaný

$$\left( \frac{\partial T_w}{\partial \tau} \right)_{y=0} = 0 \quad (4)$$

ale

$$\left( \frac{\partial T_w}{\partial y} \right)_{y=0} = \text{konst.} \quad (5)$$

kde  $T_w$  je teplota stěny jako funkce  $x$ ,  $y$ , tj.  $T_w(x, y)$ , a času (K).

Prostorový (místní) teplotní gradient (5) nemusí být nutně přímo úměrný rozdílu teploty vzduchu v místnosti  $T_a$  a teploty  $T_{w,i}$ , jak uvádí [3].

Samotný přenos tepla z  $i$ -tého segmentu povrchu svislé stěny na zbývající povrchy stěn  $j$ , účastnících se přenosu tepla sáláním, je dán vztahem (např. [5], [6])

$$q_{\text{rad}} = \frac{1}{A_i} \sum_{j=1}^p [F_{ij} \sigma (T_i^4 - T_j^4)] \quad (6)$$

kde  
 $A_i$  je  $i$ -tá plošná část povrchu stěny ( $\text{m}^2$ ),  
 $\sigma$  Stefanova-Boltzmannova konstanta ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ ),  
 $T_{w,i}, T_{w,j}$  průměrná teplota povrchu  $i$ -té, popř.  $j$ -té plošné části povrchu stěny (K),  
 $F_{ij}$  úhlový (šedý) výměnný součinitel mezi plochami  $i$  a  $j$  (-),  
 $p$  počet ploch v místnosti, které jsou v interakci s  $i$ -tým segmentem vnější stěny sáláním (-).

Shora popsáný přenos tepla uvnitř místnosti zahrnuje sálání a proudění (konvekci). Proces konvektivního vedení tepla způsobený vztlakovou silou a nuceným větráním nastává ve vrstvě vzduchu bezprostředně přiléhající k povrchu stěny, kde existuje časově proměnný a prostorový teplotní gradient. Podle charakteru proudění vzduchu v místnosti lze proces popsat dvěma základními vztahy využívajícími bezrozměrná kritéria. Pro přirozenou konvekci (laminární proudění) s přítomnou vztlakovou silou plynoucí z rozdílných hustot teplejšího a chladnějšího vzduchu platí

$$Nu(x) = K[Gr(x)Pr]^n \quad (7)$$

kde  
 $Nu$  je Nusseltovo číslo (-),  
 $Gr$  Grashofovo číslo (-),  
 $Pr$  Prandtlovo číslo (-),  
 $K, n$  konstanty pro laminární typ proudění (-),  
 $x$  odlehlost podél osy  $x$  kartézského systému souřadnic podle obr. 1.

V případech s převažujícím nuceným prouděním (ventilační zařízení) se namísto Grashofova uplatní Reynoldsovo číslo  $Re$  podle vztahu

$$Nu(x) = K[Re(x)]^m Pr^{m^*} \quad (8)$$

kde  $m, m^*$  jsou konstanty pro turbulentní typ proudění.

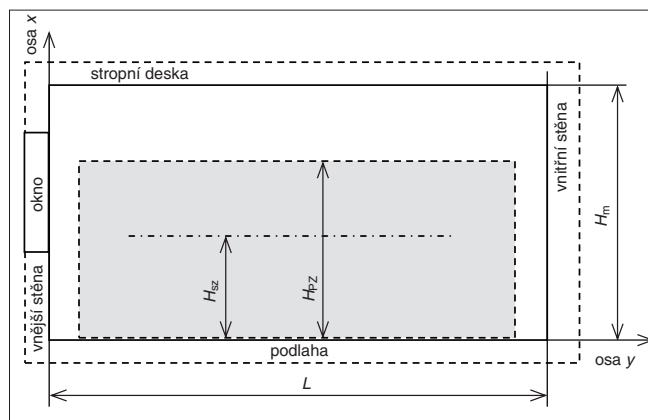
Ve vztazích (7) a (8) pro vnitřní vzduch se předpokládá s vyhovující přesností  $Pr = 0,71$  Dosazením Newtonova vztahu pro konvekci do vztahu (2) pro jednotkovou plochu se dostane

$$\begin{aligned} -k_w \left[ \frac{\partial [T_{w,i}(x) - T_w(x,y)]}{\partial y} \right]_{y=0} &= \\ = h_{cv}(x) [T_{w,i}(x) - T_{ref}(x)] & \quad (9) \end{aligned}$$

kde  
 $h_{cv}$  je součinitel přestupu tepla konvekci ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ),  
 $k_w$  tepelná vodivost stěny ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ),  
 $T_{ref}(x)$  vztažná (referenční) teplota vnitřního vzduchu pro potřeby nestacionárního Newtonova vztahu v odlehlosti  $x$ ; ve stacionárním stavu  $T_{ref} = T_a$  (K),  
 $T_w(x, y)$  teplota stěny v odlehlosti  $y$  od vnitřního povrchu stěny a  $x$  od podlahy (K),  
 $T_{w,i}(x)$  teplota povrchu stěny v odlehlosti  $x$  (K)  
a dále úpravou rozdílu teplot na pravé straně rovnice a převodem na bezrozměrný tvar vynásobením charakteristickým rozměrem  $H^*$  (poměr plochy povrchu segmentu stěny k obvodu segmentu) plyne

$$\frac{h_{cv}(x)H^*}{k_w} = \left[ \frac{\partial [T_{w,i}(x) - T_w(x,y)]}{\partial y} \right]_{y=0} \frac{H^*}{[T_{w,i}(x) - T_{ref}(x)]} \quad (10)$$

V (10) formuje poměr transportu tepla vedením (kondukcí) k přenosu tepla prouděním (konvekci) segmentu stěny s charakteristickým rozměrem  $H^*$  místní hodnotu Nusseltova čísla na levé straně rovnice. Tento poměr je úměrný největšímu teplotnímu gradientu ve směru osy  $y$ , tj. směru přenosu maximálního tepelného toku vedením stěnou kolmo k jejímu povrchu.



Obr. 1. Testovací místnost ve schematicém řezu kolmo na vnější stěnu (PZ – obyvatelská zóna, šedá; výška místnosti  $H_m = 3$  m, poloha středu zóny nepohybujícího se vzduchu nad podlahou  $H_{sz} = 1,1$  m, výška obyvatelské zóny  $H_{pz} = 1,9$  m, délka místnosti  $L = 7,25$  m, vzdálenost okraje PZ od svislé stěny  $0,6$  m, poměr  $H/L = 0,42$ )

## 2.2 Energetická účinnost větrání prostoru směšováním

Vedle hygienických požadavků na parametry vzduchu vstupující do obývaného uzavřeného prostoru, které jsou prvořadé [7], je dalším ukazatelem energetická náročnost, resp. účinnost (centrálního) větracího zařízení. Ta je určujícím faktorem při dimenzování zařízení již ve fázi jeho projektu a musí dosahovat patřičných hodnot při:

- zkušebním provozu,
- přerušovaném režimu provozu,

- nouzovém i havarijním stavu,
- plném (sezónním) provozu.

Všechny tyto možnosti posuzuje energetický audit během předávání zařízení do používání, při záručním i pozáručním servisu a stejně tak i při další plánované i neplánované údržbě. Jedním z kritérií pro energetické hodnocení je poměr veličin z pravé strany vztahu (10), tj. poměr rozdílu teplot, které lze přímo měřit ve výšce  $x$  nad úrovní podlahy

$$\frac{T_{w,i}(x) - T_w(x,y)}{T_{w,i}(x) - T_{ref}(x)} \quad (11)$$

Menší hodnota koeficientu přestupu tepla  $h_{cv}$  znamená méně příznivý stav, ve kterém vzduch přiléhající ke svislé teplosměnné stěně přeneše během periody vychlazení místnosti z povrchu stěny méně tepla. Zatímco teplota povrchu stěny  $T_{w,i}$  je místně jednoznačně daná, referenční teplotu  $T_{ref}$  lze nahradit průměrnou teplotou v přiléhající vrstvě vzduchu, popř. méně přesně tzv. operační teplotou místnosti. To lze využít pro výpočet funkcionálu  $F^*$  navrženého jako bezrozměrná veličina

$$F^* = \max \left\{ \frac{1}{H} \int_{h_1}^{h_2} \frac{T_{w,i}(x) - T_w(x,y)}{T_{w,i}(x) - T_{ref}(x)} dx \right\} \quad (12)$$

kde  $H = h_2 - h_1$ , když výšky  $h_1$ , popř.  $h_2$  (m) značí výškovou polohu dolní, popř. horní hranice segmentu stěny podílejícího se na přenosu tepla (podél osy  $x$ ).

Hodnota funkcionálu se nejprve zprůměrovává přes výšku celé teplosměnné plochy, v daném případě vnější svislé zdi tvořící součást obvodového pláště budovy. Funkcionál  $F^*$  je časově závislý, a tudíž je při jeho použití třeba průběžně, popř. alespoň občasné, měřit veličiny, jež umožňují jeho stanovení.

Než dojde k asimilaci tepla stěnou (sluneční záření během dne), působí tato jako teplotní propad s ochlazujícím účinkem na přilehlé vrstvy vzduchu, jež cirkulaci v uzavřeném prostoru dále odnímají a přenašejí teplo z dalších míst v místnosti s naakumulovaným teplem (strop, vnitřní stěny). Na svislé stěně tak může nastat stacionární nebo kvazistacionární tepelný stav, ve kterém ochlazený vzduch pohybující se směrem dolů čelí pohybu vzduchu v opačném směru, který se mezitím ohřál na teplejších stěnách místnosti. Teoreticky obě protisměrná proudění vzduchových vrstev mohou v jisté vzdálenosti nad podlahou

dát vzniknout oblasti s nulovou rychlostí pohybu vzduchu (tzv. *still-zone*). V této oblasti se spolu obě masy vzduchu částečně mísí a zčásti mění směr proudění okolo takto formovaného jádra „nehybného“ vzduchu. Čím větší hodnoty nabývá bezrozměrný součin Grashofova a Prandtlova kritéria v (7), tím je odhad podle vztahu (7) přesnější. Popsaná situace je značně závislá na geometrii dispozice místnosti a obrazu proudění vzduchu v ní, tj. na příslušných okrajových podmínkách. Podrobný přehled o dalších kritériálních vztazích a součinitelích přestupu tepla konvekcí pro potřeby stavební techniky nabízí [2] a další empirické a semiempirické relace jsou uvedeny v [6] v kap. 7.

### 2.3 Koncept místní střední hodnoty stáří vzduchu (LMA)

Míra účinnosti větracího zařízení udává množství upraveného (vnějšího, rekuperovaného) vzduchu, které se dostává do požadovaného místa v uzavřeném prostoru vztahené k množství energie k tomu vynaložené. Vedle několika osvědčených metod lze jako kritéria posouzení dosaženého stavu využít poměrně málo známý postup využívající tzv. *střední hodnotu stáří vzduchu (Local Mean Age of Air – LMA)*, s parametrem stáří vzduchu  $\tau_{LMA}^*$ , v jednotkách času). Společ-

ným znakem tohoto a několika dalších přístupů je preference zajištění mikroklimatických podmínek v bezprostředním okolí pobývajících osoby namísto snahy o jejich dosažení v celém klimatizovaném nebo větraném prostoru – viz např. metoda pracující s intenzitou výměny vzduchu (*Air Change Rate – ACH*), metoda  $CO_2$  [7], popř. [9], atd.

S preferencí místních mikroklimatických tepelných podmínek namísto stavu v celém prostoru, dosažených s menším množstvím k tomu spotřebované energie, vzrůstá možnost další úspory energie. Za účelem vzájemného porovnání těchto přístupů šetřících energii, včetně uspořádání větracích otvorů na vstupu a výstupu z větracího systému, byla zavedena bezrozměrná podoba parametru  $\tau_{LMA}^*$  [10]

$$\tau_{LMA}^* = \frac{\tau_{LMA}}{V} \frac{Q}{\dot{Q}} \quad (13)$$

kde

$V$  je objem místnosti ( $m^3$ ),

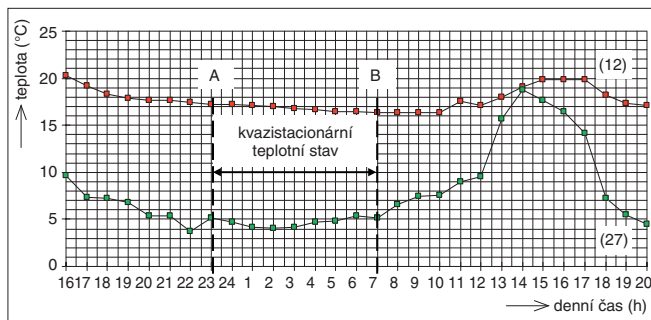
$\dot{Q}$  objemový průtok vzduchu místností ( $m^3 \cdot s^{-1}$ ).

Parametr  $\tau_{LMA}^*$  již není závislý na konkrétní hodnotě průtoku vzduchu a na velikosti větraného prostoru.

## 3. Experimentální metoda

### 3.1 Testovací prostor a experimentální metoda

K ověření teoretických předpokladů byl proveden experiment spočívající v jednorázovém a střednědobém teplotním měření [1] při přibližně konstantní hodnotě intenzity výměny vzduchu v místnosti (*Air Change per Hour – ACH*). Testovací prostor představova-



Obr. 2. Průběhy globální venkovní teploty (zelená – 27) a teploty vzduchu uvnitř místnosti (červená – 12) s kvazistacionárním teplotním stavem v časovém úseku AB

la běžná místnost s nuceným větráním v obytné zóně při jednosměrném obsazení jedním pracovníkem s převažující pracovní aktivitou v sedě. Boční řez místností je na obr. 1.

Pro potřeby sběru údajů byly v místnosti k měření teploty vzduchu a teploty stěn nainstalovány termočlánky typu NiCr. Objemový průtok vzduchu ve vstupní vyústce byl řízen k určité hodnotě, při níž teplota vzduchu na výstupu z místnosti a časově zprůměrované tepelné toky místností dosáhly stálých hodnot (kvazistacionární stav). Pro tento stav byly zaznamenány průtoky vzduchu do místnosti vstupními vyústkami. Se vzorkovací periodou  $\Delta t$  byla automatizovaně záznamníkem dat simultánně zaznamenávána globální teplota pomocí Vernonova teploměru (150mm kulová sonda).

### 3.2 Podmínky experimentu

Každý z naplánovaných experimentů byl proveden jednak v režimu přirozeného proudění vzduchu v místnosti za vzniku minimálního vztlaku, jednak v režimu nuceného větrání, kdy chladič vzduchu byl v době, kdy byla teplota přiváděného venkovního vzduchu nižší než teplota vzduchu v místnosti, mimo provoz. Počáteční podmínky při experimentu byly dány téměř stálými teplotními gradienty a časově zprůměrovanými toky tepla jednotlivými stěnami místnosti, značícími, že bylo dosaženo kvazistacionárního stavu, a poté byly zaznamenávány tyto údaje:

- soubor povrchových teplot stěn místnosti,
- teplota vzduchu uvnitř místnosti/globální venkovní teplota (tj. včetně radiace okolních ploch),
- objemový průtok vzduchu místností jednak naměřený a jednak vypočítaný podle rozměrů místnosti, odhadu tlakového spádu místnosti vzhledem k exteriéru, odhadu plochy netěsnosti a intenzity výměny vzduchu (parametr ACH),
- tepelný výkon vnitřních zdrojů tepla a teplota vzduchu ve výústce na výstupu vzduchu z místnosti.

Proudění vzduchu v tzv. mezní vrstvě přiléhající k okenní tabuli bylo považováno za konstantní, jestliže pro jinak neměnné okrajové tepelné podmínky byly referenční teplota vzduchu v místnosti a průměrná teplota mezní vrstvy po dostatečně dlouhou dobu neměnné. Vzhledem k průběhu globální venkovní teploty  $T_{g,e}$  a teploty vzduchu byla tato údobí reprezentována časovými úseky A až B v obr. 2. Současné byly tyto údaje jednak využity při určování počátečních okrajových podmínek a jednak také k ověření správnosti odhadu teplot a rychlostí v obzoru teplotního, popř. rychlostního pole proudění vzduchu v místnosti (viz dále kap. 4).

(dokončení v příštím čísle)

Dr. Eng. Lubos Hach, Ph.D.,  
ústav aplikované fyziky a matematiky,  
Fakulta chemicko-technologická,  
Univerzita Pardubice  
(lubos.hach@upce.cz),  
Dr. Eng. Yasuo Katoh, Dr. Eng. Junji Kurima,  
Department of Mechanical Engineering,  
Faculty of Engineering,  
Yamaguchi University,  
Ube, Japonsko

www.automa.cz

webové stránky s vyhledávačem  
a možností stahovat články v PDF

