

Analýza systému přívodu venkovního vzduchu pro budovy ve vztahu k šetření energií

Analysis of Outdoor Air Supply System to Buildings Regarding the Energy Conservation

Recenzent

Ing. Zdeněk Lerl

Růst cen energií na celém světě vede k novým pohledům na řízení systémů pro větrání budov. Autor v příspěvku analyzuje možnosti využití změny průtoku venkovního vzduchu od hygienického minima energeticky výhodného při nízkých a vysokých teplotách venkovního vzduchu až po energeticky výhodné snižování dodávky chladu nebo tepla změnou průtoku venkovního vzduchu v průběhu jara a podzimu. Jde o velmi zajímavý pohled na způsob řízení výměny vzduchu v budovách.

Klíčová slova: volné chlazení, tepelný obsah vzduchu, energetická náročnost větrání

Rise in energy prices in the whole world leads to new views on building ventilation systems control. In the article the author analyzes the possibilities of utilizing the outside air flow variations from the hygienic minimum, energy-advantageous at low and high temperatures of outside air, up to the energy-advantageous reduction of cold or heat supply by an outside air flow change during the spring and autumn seasons. It's a matter of a very interesting view on air exchange control in buildings.

Key words: free cooling, heat content of air, energy performance of ventilation

Šetření energií se stalo důležitým hlediskem pro navrhování a realizaci větracího systému budov. Následující článek analyzuje systém přívodu vzduchu vzhledem k úspoře energie. Řízení konstantní teploty směšovaného vzduchu bylo v minulosti běžné, stále ho můžeme nacházet ve starších budovách. V článku se prokazuje, že konstantní teplota směšovaného vzduchu je energeticky ztrátová. Dále se diskutuje, že toto řízení může být jednoduše nahrazeno udržováním konstantního průtoku venkovního vzduchu, které je energeticky účinnější než dřívější způsoby přívodu vzduchu. Jsou zde také stanoveny podmínky pro pravé volné chlazení během jara a podzimu společně s podmínkami pro řízení tepelného obsahu vzduchu.

ČINNOST SYSTÉMU PŘÍVODU VZDUCHU V ZIMĚ

Obvykle je venkovní vzduch směšován s vratným vzduchem dříve než je přiveden do větraného prostoru. Zjednodušené schéma systému je znázorněno na obr. 1. Směšování dvou proudů vzduchu je popsáno následující rovnicí energetické rovnováhy [1]

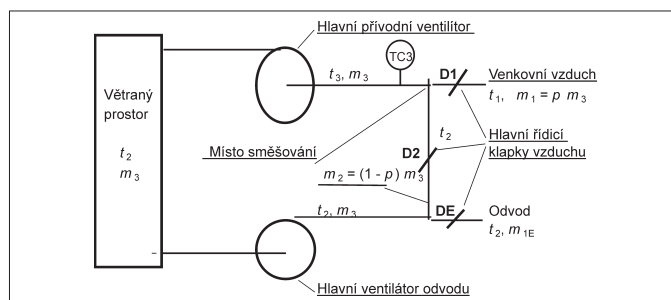
$$(m_1 c_1 + m_2 c_2) t_3 = m_1 c_1 t_1 + m_2 c_2 t_2 \quad [\text{W}] \quad (1.1)$$

Měrné teplo [2], [3] c [J/(kg K)] suchého vzduchu z rovnice (1.1) můžeme vyloučit, protože je v teplotním rozmezí -40 °C až $+100$ °C prakticky konstantní. Vlhkost vzduchu je v zimě velmi nízká. Proto vyloučení měrného tepla c z rovnice (1.1) nezmění výsledky získané v tomto článku. Navíc se tak zjednoduší operace s rovnicí, aby bylo dosaženo očekávaného výsledku. Vodní pára obsažená ve vzduchu se během chlazení vzduchu stává významnou, protože musí zkonzenzovat. S konstantním měrným teplem c bude rovnice (1.1)

$$m_3 t_3 = m_1 t_1 + m_2 t_2 \quad [\text{kg °C/s}] \quad (1.2)$$

kde

- m_1 [kg/s] – průtok venkovního vzduchu (suchý vzduch – s.v.)
- m_2 [kg/s] – průtok vratného vzduchu (s.v.)
- m_3 [kg/s] – průtok směšovaného vzduchu přivedeného do prostoru (s.v.)
- t_1 [°C_{db}] – teplota venkovního vzduchu (teplota suchého teploměru)
- t_2 [°C_{db}] – teplota vratného vzduchu (teplota suchého teploměru)
- t_3 [°C_{db}] – teplota směšovaného vzduchu (teplota suchého teploměru)



Obr. 1 Schéma řízení konstantní teploty směšovaného vzduchu

Pro zjednodušení není znázorněn přívod a odvod vzduchu do umývárny a jiných prostor, které vyžadují samostatné větrání. Klapy D1, D2 a DE se otevírají a zavírají tak, aby udržely konstantní teplotu jak je znázorněno na obr. 3. Čidlo TC3 poskytuje řídicí signál pro klapy D1, D2 a DE.

t_1 °C – teplota venkovního vzduchu

t_2 °C – teplota vratného vzduchu z prostoru

t_3 °C – teplota směšovaného vzduchu

m_1 kg/s – průtok venkovního vzduchu

m_2 kg/s – průtok vratného vzduchu

m_3 kg/s – průtok směšovaného vzduchu

$m_3 = m_2 + m_1$

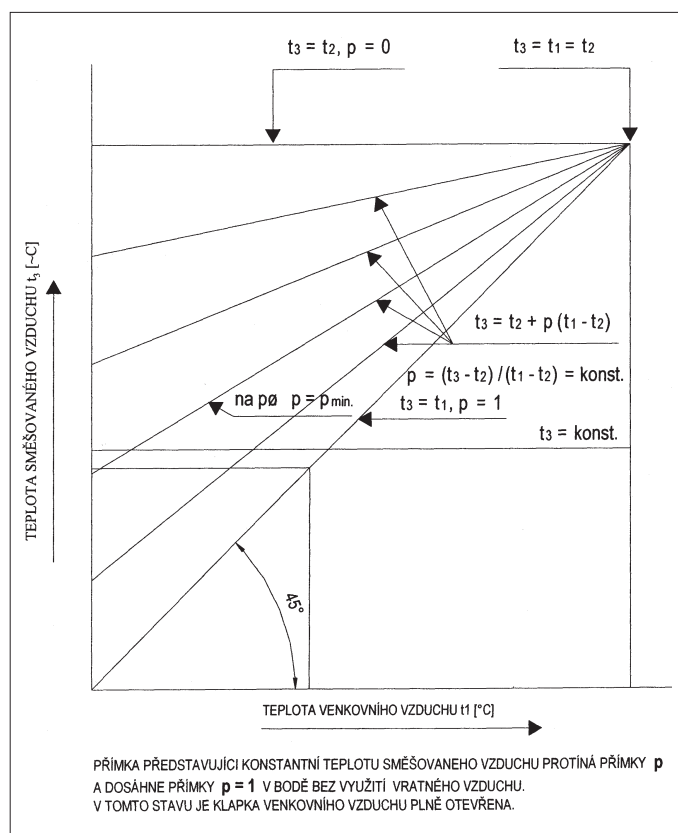
m_{1E} se mění s m_1

Protože $m_3 = m_1 + m_2$, potom $m_2 = m_3 - m_1$. Průtok $(m_3 - m_1)$ dosadíme do rovnice (1.2) za m_2 a získáme tak rovnici (1.3) níže

$$\begin{aligned} m_3 t_3 &= m_1 t_1 + (m_3 - m_1) t_2 \\ m_3 t_3 &= m_1 t_1 + m_3 t_2 - m_1 t_2 \\ m_3 t_3 - m_3 t_2 &= m_1 t_1 - m_1 t_2 \\ (t_3 - t_2) m_3 &= (t_1 - t_2) m_1 \end{aligned} \quad (1.3)$$

Výše uvedený vztah (1.3) vede k následující rovnici (1.4) pro poměr p

$$p = \frac{m_1}{m_3} = \frac{t_3 - t_2}{t_1 - t_2} \quad (1.4)$$



Obr. 2 Závislost teplot $t_3 = f(t_1)$ pro různé poměry průtoků $p = m_1 / m_3$

Průtok venkovního vzduchu m_1 musí uspokojit požadavky na větrání budovy. Nahrazuje nebo ředí škodliviny, které vznikají ve větraném prostoru. Průtok smíšeného vzduchu m_3 je celkový průtok vzduchu přiváděný do větraného prostoru hlavním přívodním ventilátorem. Průtok m_1 dělený průtokem m_3 je poměr p . Tj. průtok venkovního vzduchu m_1 obsažený ve smíšeném vzduchu je $100 p$ (%) nebo $p \cdot m_3$, jestliže je $p \leq 1$. Rovnice (1.4) ukazuje, že poměr p může být také získán jako poměr teplot přiváděného, vratného a venkovního vzduchu. Poměr p je sklon přímky ve vztahu $t_3 = f(t_1)$. Je to vlastně směrnice, která se pohybuje mezi 0 a 1, jinými slovy je to úhel, který se pohybuje mezi 0° a 45° .

Na obr. 2 je detailněji znázorněno, jak přímka tvoří úhel s osou t_1 (x). Všechny přímky $p_0 \dots p_1$, se protínají v bodě, kde teplota t_1 je rovna teplotě smíšeného vzduchu t_3 a teplotě vratného vzduchu t_2 . Jestliže jsou průtok venkovního vzduchu m_1 a poměr p rovné nule (p_0), přímka reprezentující tento poměr bude se stále protínat s přímkami $t_1 = \text{konst.}$, ale klapka venkovního vzduchu je zcela zavřena. Naopak, když je poměr $p = 1$, přímka se protíná s přímkami $t_1 = \text{konst.}$, ale klapka venkovního vzduchu je zcela otevřena podél všech bodů této přímky. V zimě průtok venkovního vzduchu m_1 klesá, stejně jako teplota venkovního vzduchu, pokud nedosáhne svého minima $m_{1\min}$, viz obr.3. Toto $m_{1\min}$ je minimum požadovaného průtoku venkovního vzduchu nezbytného pro větrání prostoru. Jinými slovy, poměr p také dosáhl svého minima $p_{\min}$. Shodně s rovnicí (1.4) požadované minimum venkovního vzduchu je dosaženo při teplotě venkovního vzduchu $t_{1\min}$, kterou udává následující rovnice (1.5):

$$t_{1\min} = \frac{t_3 - t_2 + p_{\min} t_2}{p_{\min}} \quad (1.5)$$

Při jakékoli teplotě venkovního vzduchu t_1 větší než $t_{1\min}$ průtok venkovního vzduchu převyšuje minimum požadovaného průtoku. Konstantní teplota smíšeného vzduchu je znázorněna jako přímka rovnoběžná s osou t_1 (x) na obr. 2. Když teplota venkovního vzduchu stoupá, tato přímka je protínána přímkami reprezentujícími zvyšující se poměr p . To znamená, že

klapka venkovního vzduchu dovoluje zvyšovat množství venkovního vzduchu ve větracím systému. Se vzrůstajícími teplotami venkovního vzduchu průtok venkovního vzduchu m_1 roste, dokud není roven m_3 . Tato podmínka je splněna tehdy, když $t_1 = t_3$. V tomto případě je celý průtok m_3 přiváděn do budovy jako venkovní vzduch bez směšování. Změna průtoku vzduchu $m_1 = p \cdot m_3$ s teplotou venkovního vzduchu je znázorněna na obr. 3a. Tento graf ukazuje hodnoty průtoku vzduchu m_1 pro tři různá nastavení konstantní teploty smíšeného vzduchu.

Teplota smíšeného vzduchu t_3 podél kterékoliv vybrané přímky p z obr. 2 je stanovena ve shodě s níže uvedenou rovnicí (1.6):

$$t_3 = t_2 + p(t_1 - t_2) \quad (1.6)$$

Teplota vzduchu m_3 roste z t_3 na teplotu vratného vzduchu t_2 . Teplo vyprodukované dalšími tepelnými zdroji jako jsou lidé, počítače, tiskárny, osvětlení atd. stejně jako teplo vydané otopnou soustavou, přispívá k tomuto teplotnímu vzestupu. To se stává významným, když se přívod tepla otopnou soustavou nesnižuje úměrně k růstu venkovní teploty. Nakonec je výsledkem vyplývaná energie a systém se stává neohospodárným. Tepelná energie $q_r^{*1)}$ je teplo absorbované průtokem vzduchu m_3 , který protéká větřaným prostorem. Absorbované teplo je

$$q_r = (q_1 + q_2 + \dots + q_n) = m_3 c_3 (t_2 - t_3) \quad [W] \quad (1.7)$$

Část tepelné energie q_r obsažené ve vratném vzduchu je použita ve směšovací proces, aby ohřála venkovní vzduch, a zbytek je odveden mimo objekt, jinými slovy vyplývá. Množství odváděné energie (vyplývané) se zvyšuje s rostoucí venkovní teplotou vzduchu, a v důsledku toho větrací systém, který udržuje konstantní teplotu smíšeného vzduchu t_3 , je energeticky nevýhodný. To je znázorněno na obr. 5. Část energie z odváděného vzduchu lze získat zařízením zpětného získávání tepla, avšak tímto se článek nezabývá. Energie, potřebná k ohřívání proměnlivého množství venkovního vzduchu $m_1 = p \cdot m_3$, je stanovena rovnicí

$$q_v = p m_3 c_1 (t_3 - t_1) = \frac{t_3 - t_2}{t_1 - t_2} m_3 c_1 (t_3 - t_1) \quad [W] \quad (1.8)$$

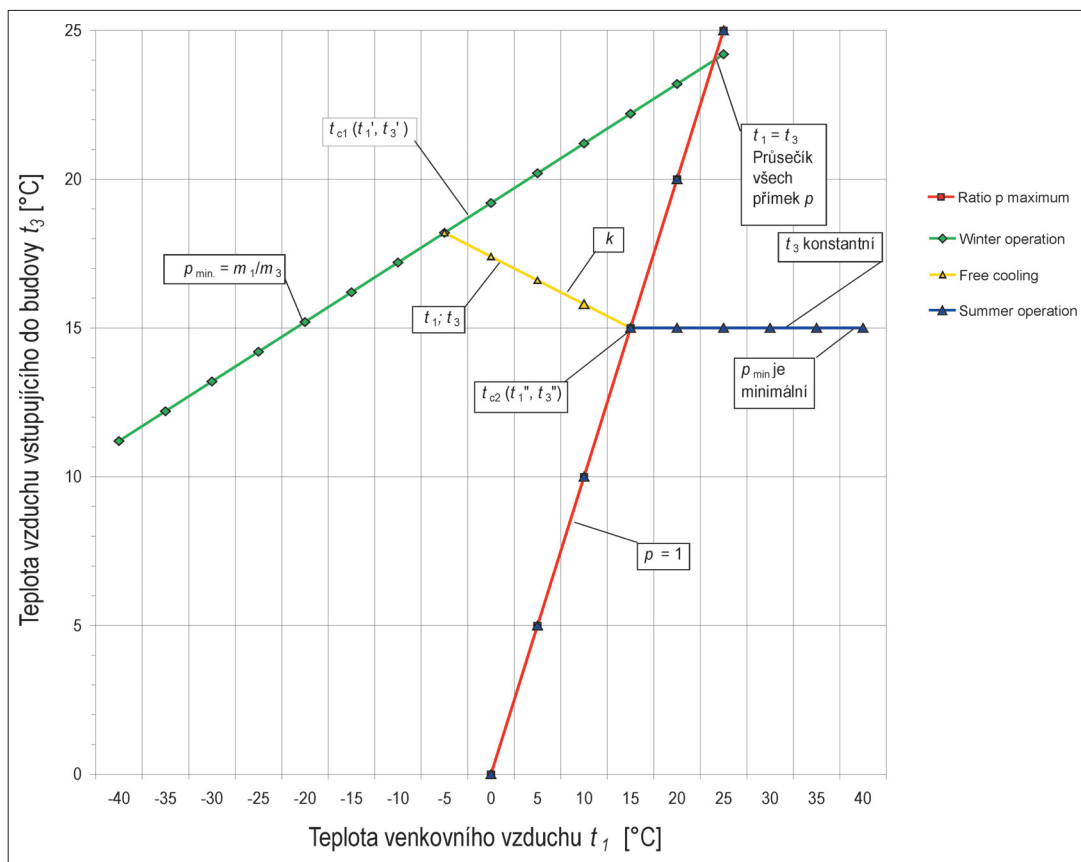
Teplota vratného vzduchu se během činnosti systému podstatně nemění. Proto tedy jediná proměnná v rovnici (1.8) je venkovní teplota vzduchu t_1 . Ztracená tepelná energie q_w je rozdíl mezi energií q_r obsaženou ve vratném vzduchu a energií q_v potřebnou na ohřátí venkovního vzduchu. Hodnota vyplývaná neboli ztracené tepelné energie je stanovena z výrazu

$$q_w = q_r - q_v = m_3 c \left[(t_2 - t_1) - \left(\frac{t_3 - t_2}{t_1 - t_2} (t_3 - t_1) \right) \right] \quad [W] \quad (1.9)$$

Měrné teplo vlhkého vzduchu c v těchto rovnicích je vztaženo k vlastnostem suchého vzduchu. Shodně s rovnicí (1.8) se tepelná energie q_v snižuje s rostoucí teplotou venkovního vzduchu, což znamená, že je odvedeno větší množství tepla q_r . Maximální množství tepla je odvedeno neboli vyplývá, když v rovnicích (1.8) a (1.9) se teplota smíšeného vzduchu t_3 přiblíží venkovní teplotě t_1 .

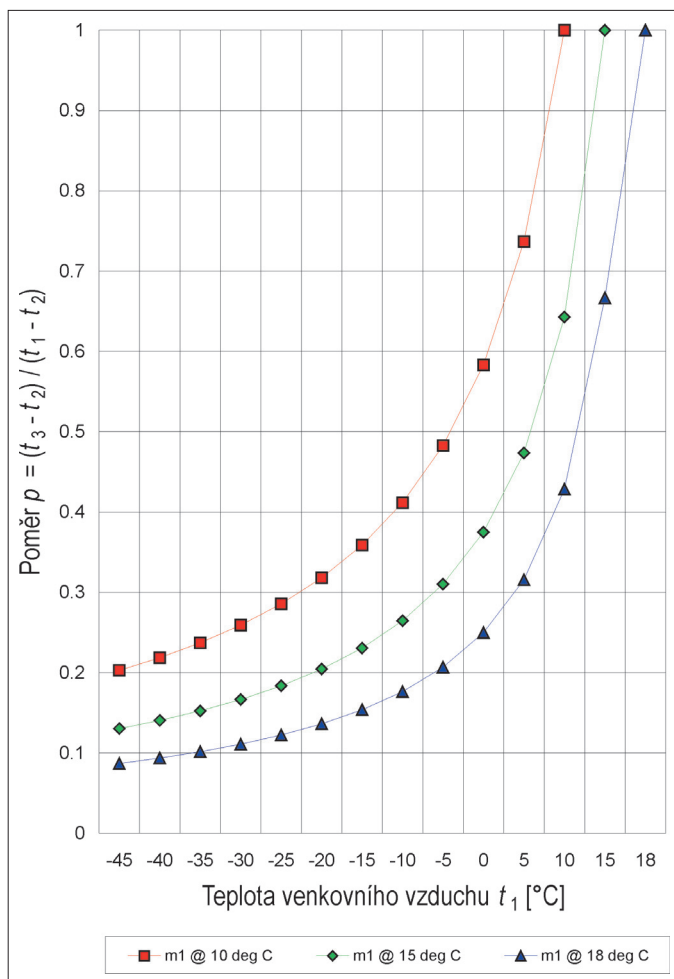
V tomto případě energie potřebná k ohřátí venkovního vzduchu je rovna nule $q_v = 0$. Ná vaznost konstantní teploty smíšeného vzduchu na zvyšování teploty venkovního vzduchu se ve skutečnosti pohybuje s křivkou na obr. 3a zleva doprava. Každá posunutá křivka splňuje rovnici (1.5). Jinými slovy, každá křivka protíná vodorovnou přímku $p_{\min}$ v bodě odpovídajícímu $t_{1\min}$. Tyto průsečíky vytvářejí vodorovnou přímku, která je rovna konstantnímu $p_{\min}$. Tento závěr odpovídá předpokladu, že v zimě průtok venkovního vzduchu m_1 má být konstantní. Jiným smyslem tohoto tvrzení je, že do

^{*)} Pozn. redakce. Autor používá termín energie [W] ve smyslu jejího toku za sekundu 1 W = 1 J/s, který je tepelným výkonem.

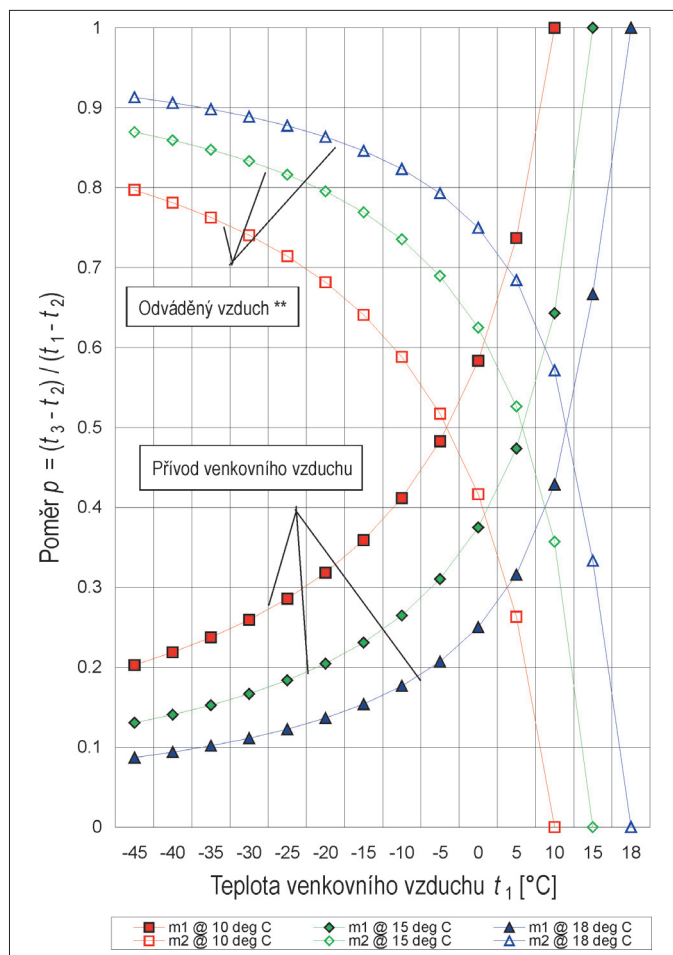


Obr. 3 Průběh teplot směřovaného vzduchu t_3 v závislosti na teplotě venkovního vzduchu

Ratio p maximum – maximální poměr p
 Winter operation – zimní provoz
 Free cooling – volné chlazení
 Letní operation – letní provoz



Obr. 3a Změna průtoku vzduchu m_1
 Konstantní teplota směšovaného vzduchu t_3 udržovaná na 10, 15 a 18 °C; $t_2 = 24$ °C.



Obr. 3b Změna průtoku vzduchu m_1 a m_2
 Konstantní teplota směšovaného vzduchu t_3 udržovaná na 10, 15 a 18 °C; $t_2 = 24$ °C.
 ** Je-li vzduch odváděn z umyváren a provozních místností je odváděn samostatně.

poručený průtok venkovního vzduchu pro větrání se nemění ani s teplotou venkovního vzduchu, ani s její změnou.

POPIS ČINNOSTI SYSTÉMU V ZIMĚ A NA JAŘE

Schéma na obr. 4 znázorňuje systém, který je navržen k řízení na jaře a na podzim a poskytuje podle možností podmínky pro volné chlazení. V zimě a na jaře systém pracuje s klapkami D1' a DE' plně otevřenými. Klapky D1 a DE jsou zavřeny. Klapka D2 je otevřena. Když se venková teplota t_1 začíná trvale zvyšovat, teplota t_3 vzduchu přiváděného do budovy (zelená přímka na obr. 3) také trvale roste až k bodu konverze t_{c2} . Během růstu teploty přiváděného vzduchu t_3 teplo přiváděné otopnou soustavou se může postupně snižovat souhlasně s růstem teploty venkovního vzduchu, zatímco průtok venkovního vzduchu zůstává konstantní. Teplota vzduchu t_3 se zvyšuje podle rovnice (1.6). V bodě t_{c1} je teplo přivedené do prostoru rovno ztrátě tepla z tohoto prostoru.

Tedy v tomto bodě začíná cyklus chlazení. Z bodu t_{c1} se teplota vzduchu t_3 snižuje, zatímco teplota venkovního vzduchu t_1 stále roste. Volné chlazení končí v bodě t_{c2} . Během cyklu volného chlazení klapky znázorněné na obr. 4 jako D1, D2 a DE se otevírají a zavírají. Klapky D1' a DE' zůstávají plně otevřeny. Výše zmíněné tři klapky se otevírají a zavírají, aby udržely teplotu t_3 , která je stanovena z rovnice (1.10).

Jediná proměnná v této rovnici je venková teplota t_1 . Rozdíl mezi vypočtenou teplotou t_3 a aktuální teplotou t_3 směšovaného vzduchu je signálem pro tyto tři otevírací se klapky. Aktuální teplota t_3 je zobrazena žlutou přímkou „k“ na obr. 3.

$$t_3 = t'_3 - k(t_1 - t'_1) = t'_3 - \left[\frac{t'_3 - t''_3}{t'_1 - t''_1} (t_1 - t'_1) \right] \quad (1.10)$$

Směrnice přímky mezi body t_{c1} a t_{c2} je vyjádřena vztahem (1.11).

$$-k = -\frac{t'_3 - t''_3}{t'_1 - t''_1} \quad (1.11)$$

Schéma na obr. 4 je zjednodušeno. Jinými slovy umývárny, sklady apod. nejsou pro zjednodušení zobrazeny.

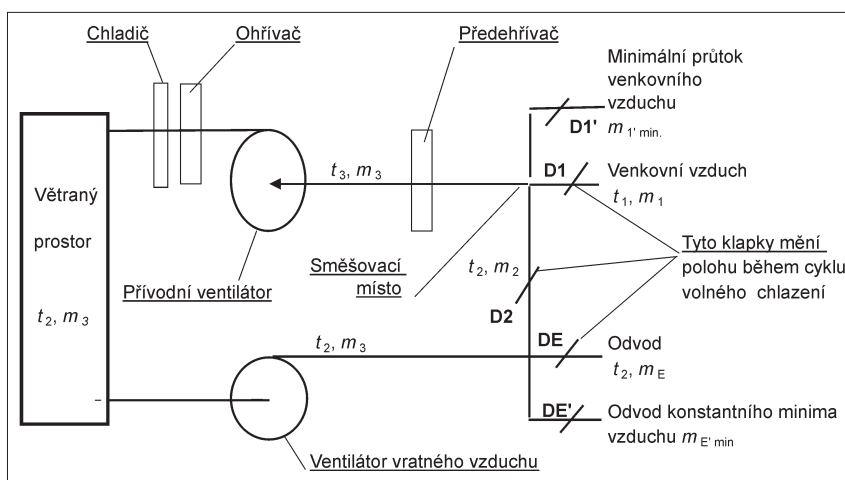
POPIS ČINNOSTI SYSTÉMU V LÉTĚ

Změna činnosti systému z volného chlazení na letní režim začíná, když teplota směšovaného vzduchu t_3 dosáhne druhého bodu konverze t_{c2} . Od tohoto bodu systém pracuje s konstantním minimem venkovního vzduchu nebo řízením tepelného obsahu. Pokud systém pracuje s konstantním minimem venkovního vzduchu, klapky D1 a DE budou zavřeny a klapka D2 bude otevřená. Řízení tepelného obsahu vzduchu²⁾ lze použít, pokud vnitřní i venkové podmínky dovolují úsporu energie.

Řízení tepelného obsahu vzduchu lze odvodit z následující rovnice energetické rovnováhy

$$h_3 m_3 = h_1 m_1 + h_2 m_2 \quad (1.12)$$

²⁾ Pozn. redakce. Tepelný obsah entalpie [J/kg].



Obr. 4 Schéma systému přívodu vzduchu pro budovu

Systém pracující s konstantním množstvím venkovního vzduchu v létě a v zimě a s volným chlazením na jaře a na podzim. Pro zjednodušení není znázorněn přívod a odvod vzduchu do umývárny a jiných prostor, které vyžadují samostatné větrání.

t_1 °C – suchá teplota venkovního vzduchu	m_1 kg/s – průtok venkovního vzduchu
t_2 °C – suchá teplota vratného vzduchu z větraného prostoru	m_2 kg/s – průtok vratného vzduchu
t_3 °C – suchá teplota směšovaného vzduchu	m_3 kg/s – průtok směšovaného vzduchu
	$m_3 = m_2 + m_1$
	$m_{E' \min}$ je rovno v tomto případě $m_1 \min$.

protože $m_2 = m_3 - m_1$, je tepelný obsah směšovaného vzduchu:

$$h_3 = \frac{h_1 m_1 + h_2 m_2}{m_1 + m_2} = \frac{h_1 m_1 + h_2 (m_3 - m_1)}{m_3} \quad (1.13)$$

po dosazení za poměr do rovnice (1.13) dostaneme

$$h_3 = \frac{h_1 m_1 + h_2 m_2 - h_2 m_1}{m_3} = h_1 p + h_2 - h_2 p = p(h_1 - h_2) + h_2 \quad (1.14)$$

Rovnice (1.14) vede k poměru p vyjádřenému z tepelného obsahu venkovního h_1 , vratného h_2 a směšovaného vzduchu h_3

$$\frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_2} = p \quad (1.15)$$

kde

h_1 [kJ/kg]	tepelný obsah venkovního vzduchu
h_2 [kJ/kg]	tepelný obsah vratného vzduchu
h_3 [kJ/kg]	tepelný obsah směšovaného vzduchu

Tepelný obsah ve výše uvedených rovnicích je vztažen na kilogram suchého vzduchu.

Řízení tepelného obsahu vzduchu zajišťuje úsporu energie během chlazení v létě, pokud tepelný obsah venkovního vzduchu je menší než tepelný obsah vratného vzduchu. Stanovený poměr p v rovnici (1.15) (p je stanoven v systému) je signálem pro otvírání a zavírání klapky D1, DE a D2 venkovního, vratného a odváděného vzduchu. Během činnosti systému stanovený poměr p bude vždy větší než minimální, vyplývající z požadovaného průtoku venkovního vzduchu nezbytného pro větrání, tj. $p \geq p_{\min}$.

Řízení konstantní teploty směšovaného vzduchu změnou průtoku venkovního vzduchu zajišťuje zvýšené větrání prostoru při venkových teplotách vyšších než $t_{1 \min}$. Zvýšený průtok vzduchu je vyšší než průtok uváděný v ASHRAE Standardech [4].

Jinými slovy systém poskytuje lepší větrání. Naproti tomu, systém pracující s konstantní teplotou směšovaného vzduchu při konstantním průtoku venkovního vzduchu, je energeticky nevhodný. V létě větší průtok venkovního vzduchu může být zužitkován, pokud tepelný obsah venkovního vzduchu je nižší než tepelný obsah vratného vzduchu.

Tato studie prokazuje, že klapky s lineární charakteristikou jsou pro řízení průtoku vzduchu nejvhodnější.

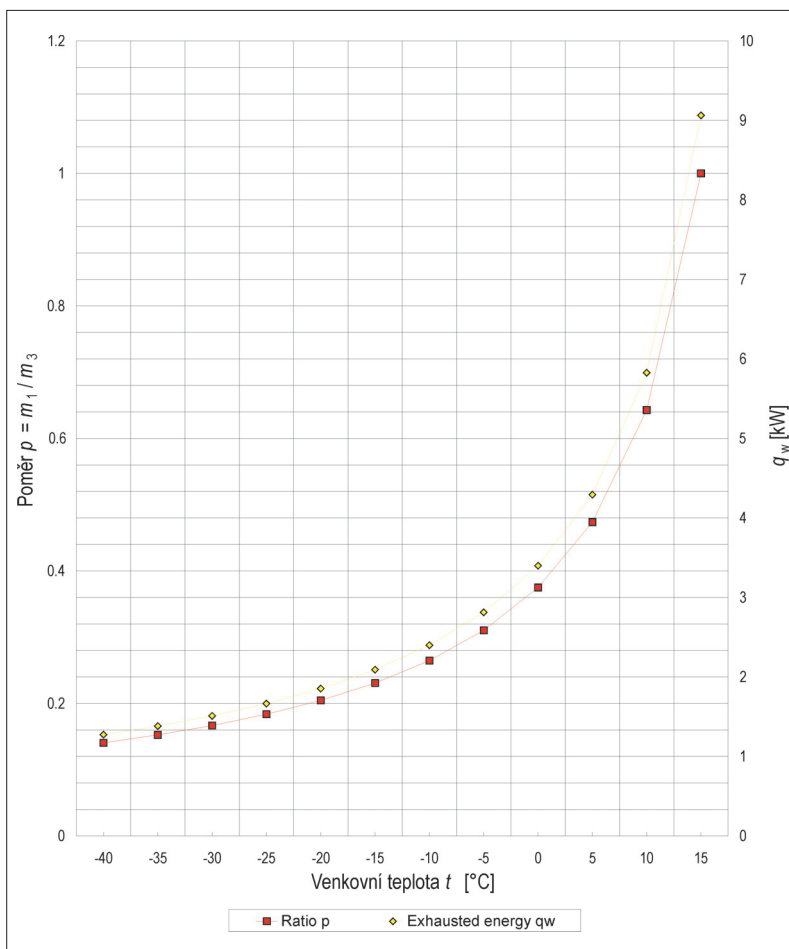
Poznámka recenzenta

Popsaný postup řízení větrání budov staví do protikladu systém s konstantní teplotou přívodního vzduchu a konstantním průtokem venkovního vzduchu se systémem, který v nízkých a vysokých venkovních teplotách pracuje s minimálním průtokem venkovního vzduchu a v přechodovém období jara a zimy využívá změnu průtoku venkovního vzduchu k úspoře tepla a chladu. Většina úspory vyplývá z předpokladu, že dodávka tepla a chladu zajišťuje kvalitu vnitřního prostředí při konstantním průtoku venkovního vzduchu po celoroční provozní období. V běžné praxi však i v naší republice se využívá zvýšení průtoku venkovního vzduchu v přechodových obdobích pro snížení potřeby tepla a chladu a významné firmy jsou schopny dodat SW pro tyto řídicí programy. Přesto považuji za účelné seznámit čtenáře s výše uvedeným rozбором problematiky pro zvýšení úrovně projekční praxe.

(Z. Lerl)

Použité zdroje:

- [1] Kalčík, J., Sýkora, K.: Technická termo-mechanika, 1973, str. 37, eq. I, 4.
- [2] McQuisten, F. C., Parker, J. D.: Heating Ventilating and Air Conditioning, druhé vydání 1982, str. 28, eq. 2-41; specific heat of air Table B-4, str. 636-637, str. 638-639 air-SI units.
- [3] Strock, C., Koral, R. L.: Handbook of Air Conditioning Heating and Ventilating, Properties of Dry Air, str. 2-7 až 2-10.
- [4] ASHRAE Standard 62-1989, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality.



Obr. 5 Graf znázorňující velikost ztráty energie

Pokud systém přívodu vzduchu používá řízení konstantní teploty směšovaného vzduchu, graf vychází z následujících údajů $t_2 = 24$ °C; $t_3 = 15$ °C; $m_3 = 1$ kg/s.

Ratio p – poměr p

Exhausted energy q_w – odvedené teplo

* Sova vzorem ventilátorů

Firma Ziehl-Abegg představila novou typovou řadu axiálních ventilátorů s motory s vnějším rotorem s neobvyklým tvarem lopatek „FE 2 OWLET“. Při vývoji oběžného kola, přihlášeného k patentování, technici firmy kombinovali znalosti z přírody se zkušenostmi z aeroakustiky, čímž vznikla zcela nová geometrie křídel. Jako přírodní vzor sloužila sova (anglicky owl), jako noční pták s nejtisším hlukem křídel. Přitom byla zejména věnována pozornost zadní hraně soviho křídla, jehož vrubovaný tvar firma převzala. Vrubovaná zadní strana lopatky byla ještě na konci doplněna křídélkem. Nová geometrie kola prý přináší významné zvýšení účinnosti (až o 8 %) a snížení hlukosti (až o 3 dB).

CCI 5/2006

(Ku)

* Vymezení kouřových úseků

Německá norma DIN 18 232, část 2, která platí od června 2003, vymezuje maximální velikost kouřového úseku na 1600 m². Podle normalizačního výboru se v prosinci 2005 dohodlo, že u kouřových úseků výšky 7 m a u skupiny dimenzování 3 (střední rychlost šíření požáru) lze maximální velikost kouřového úseku zvětšit až na 2600 m². Na základě modelových zkoušek však bylo zjištěno, že i v tomto případě původní maximální velikost kouřového úseku platí a ani jeho rozšíření na 2000 m² není přípustné. Rovněž i u prostorů o výšce 9 m se ukázalo, že pro skupinu dimenzování 3 se v kouřovém úseku nad 1600 m² nevytvoří stabilní vrstvení kouře.

CCI 3/2006

(Ku)

* Také v USA se kradou barevné kovy

Podle informace v americkém časopise United Press International, dochází v Indianapolisu k většímu množství tam neobvyklých krádeží. Vzhledem ke stoupajícím cenám surovin se nyní zloději zaměřili na měděné trubky klimatizačních jednotek split a trubky jednoduše odříznou. V deníku Indianapolis Star vyzvala policie obyvatele, aby ihned zavolali na nouzové číslo, kdyby se jim zdály podezřelé osoby, pracující na klimatizačních zařízeních. Je-li takový zloděj zadržen, hrozí mu v USA nejen obvinění z krádeže, ale i trest za prohřešek proti tzv. „Clan Air Act“ Úřadu pro životní prostředí, protože podle tohoto je vypouštění chladiv do ovzduší postiženo zákonem.

CCI 4/2006

(Ku)

* GEA Group přejímá turecké vzduchotechniky

Firma GEA Group převzala vzduchotechnickou firmu Isisan se sídlem v Istanbulu. Isisan je od r. 1999 strategickým partnerem GEA – divize Vzduchotechnika a začleňuje se nyní do této organizace. S touto akvizicí chce GEA získat přístup k silně rostoucímu trhu v kavkazských a středoaasijských republikách. Isisan dosahuje se svými cca 30 pracovníky obrátu téměř 10 milionů Euro.

GEA – Vzduchotechnika dosáhla v roce 2004 obrátu asi 240 milionů Euro.

CCI 4/2006

(Ku)