

Porovnání spotřeby energie vodních klimatizačních systémů



Comparison of water air conditioning systems with respect to the energy consumption

Recenzent
Prof. ing. Karel Hemzal, CSc.

Autor porovnává dva vodní klimatizační systémy s chladicími stropy a s ventilátorovými konvektory (fan-coil) z hlediska spotřeby energie. Na základě jednoduchého simulačního modelu byla stanovena spotřeba energie pro oba systémy. Z výsledků analýz vyplývá vhodnost použití chladicích stropů, které jsou energeticky výhodnější.

Klíčová slova: klimatizační systémy, chladicí stropy, fan-coil

The author compares two types of water air conditioning systems on the basis of their characteristic properties in the article. He mutually evaluates cooling ceilings with the system equipped with fan-coil units from the viewpoint of the energy consumption and purchase costs in published analyses. The energy consumption in both systems was determined on the basis of a simple simulation model. Results indicate to the suitability of usage cooling ceilings that are generally considered to be more advantageous from the energy point of view.

Key words: Air conditioning systems, cooling ceilings, fan-coil units

Z energetického hlediska patří chladicí stropy do skupiny nízkoenergetického vysokoteplotního chlazení. Už název naznačuje, že se jedná o úsporný systém, což je považováno za jednu z největších výhod systému. Spotřeba energie je také jedním z často diskutovaných témat, zejména v souvislosti s rostoucí cenou energie. Existuje mnoho autorů zabývajících se tímto problémem, kteří jednoznačně poukazují na nižší spotřebu energie sálavých chladicích systémů v rozsahu 15 až 30 % oproti běžným, převážně konvektivním systémům.

Skutečnost, že na tepelnou pohodu člověka má vliv i povrchová teplota okolních ploch má vliv i na spotřebu energie. V prostoru se sálavým chlazením lze totiž udržovat poněkud vyšší teplotu vzduchu, než je tomu u klimatizačních systémů s konvektivním přenosem tepla. Pokud chceme zachovat v prostoru stejný tepelný komfort, jako při použití klimatizace s konvektivním přenosem tepla, může být teplota vzduchu ve vnitřním prostoru, podle realizovaných analýz [2] až o 2 K vyšší, což vede k úsporám energie. Na povrchu chladicího stropu nedochází (a nesmí docházet) ke kondenzaci vodní páry, což má rovněž pozitivní vliv na spotřebu energie. Chladicí stropy proto pracují s poměrně vysokou teplotou chladicí vody (minimálně 16 °C) a tak je možné využít zdrojů chladu s nižším potenciálem chlazení (vyšší teplotou). Důkazem, že sálavé chladicí a vytápěcí systémy jsou energeticky úsporné, je jejich prosazování v tzv. „zelených budovách“ (green buildings). Z hlediska vytvoření tepelného komfortu jsou sálavé chladicí stropy v kombinaci se zdrojovým větráním v některé literatuře označovány dokonce jako „komfortní chlazení“.

VÝHODY A NEVÝHODY SYSTÉMŮ

Každý systém má své výhody, ale také nevýhody. V tab. 1 je uvedeno porovnání vodních klimatizačních systémů na základě jejich typických vlastností. Ventilátorové konvektory jsou konvektivním systémem, což znamená, že upravují přímo teplotu vzduchu v místnosti, naproti tomu chladicí stropy jsou systémem převážně sálavým a kromě teploty vzduchu ovlivňují i střední radiační teplotu. Ventilátorové konvektory mohou využívat vodu o nízké teplotě, ovšem za cenu zhotovení odvodu kondenzátu. Naproti tomu teplota vody u sálavých systémů je omezena rizikem kondenzace. Vyšší teplotní spád u ventilátorových konvektorů přináší nižší nároky na dimenze

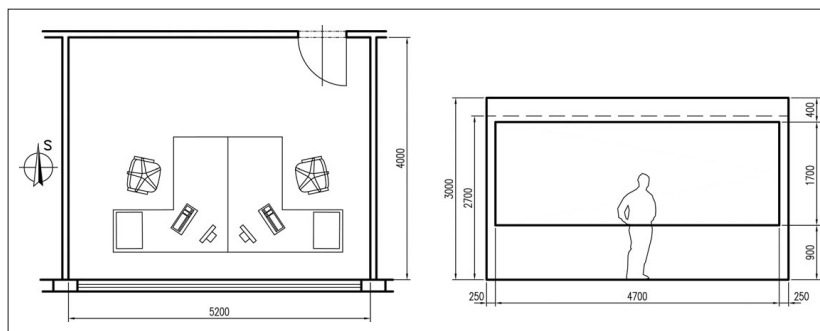
Tab. 1 Porovnání vodních klimatizačních systémů

Vlastnosti	Ventilátorové konvektory – FCU	Chladicí stropy – CHS
Typ systému	vodní – konvektivní	vodní – sálavý
Teplota vnitřního vzduchu	26 °C	28 °C
Teplota vody	6/12 °C	16/18 °C
Teplotní spád	6 K	2–4 K
Odvod kondenzátu	ano (-)	ne (+)
Možnost využití pro vytápění	ano (+)	ano (+)
El. napájení ventilátoru	ano (-)	ne (+)
Filtrace oběhového vzduchu	ano (-)	ne (+)
Hlučnost	ano (-)	ne (+)
Využití pro přívod čerstvého vzduchu	ano (+)	ne (-)

potřebují a čerpací práci. Oba systémy lze využít jak pro chlazení, tak pro vytápění. Nevýhodou ventilátorových konvektorů je především potřeba elektrického napájení ventilátorů, dále nutnost výměny filtrů a především hlučnost.

ENERGETICKÝ MODEL

Pro porovnání obou systémů z hlediska spotřeby energie byl vytvořen jednoduchý model kanceláře v simulačním programu ESP-r. Geometrické parametry modelu jsou znázorněny na obr. 1. Jedná se o kancelář se dvěma pracovními místy a s fasádou orientovanou na jih. Součinitel prostupu tepla zasklení $U = 1,4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ (dvojitě zasklení), okna jsou stíněna vnitřními žaluziemi, stínící součinitel $s = 0,55$. Místnost je zatížena vnitřními zisky od osob (62 W/os) a elektronického vybavení, kterým je počítač



Obr. 1 Model kanceláře – a) půdorys, b) pohled na fasádu

(40 W/os) a monitor (58 W/os) s působením v pracovní době od 7:00 do 19:00 hodin. Časové rozložení vnitřních tepelných zisků během dne zohledňuje útlumy v ranních (7:00 až 8:00), poledních (11:00 až 12:00) a odpoledních hodinách (16:00 až 18:00), kdy působení vnitřních tepelných zisků bylo 50 %. V sousedních místnostech se předpokládá totožný tepelný stav prostředí jako ve zkoumané místnosti.

V rámci simulačních výpočtů byla využita klimatická data z roku 2003 pro Prahu. Léto roku 2003 bylo obdobím s dlouhodobým klimatickým extrémem pro ČR.

Výpočet byl realizován pro teplotu vnitřního vzduchu 26 °C (ventilátorový konvektor – FCU) a 28 °C (chladicí strop – CHS). Výstupem simulačního výpočtu je citelná tepelná zátěž prostoru v hodinových intervalech v období od 1.5. do 30.9.

POROVNÁNÍ SYSTÉMŮ Z HLEDISKA SPOTŘEBY ENERGIE

Na obr. 2 jsou znázorněna schémata obou zkoumaných klimatizačních systémů. Větrání kanceláře se předpokládá nucené s minimálním průtokem venkovního vzduchu pro osoby. Přívod čerstvého venkovního vzduchu je uskutečňován přímo do místnosti. U varianty s ventilátorovým konvektorem byl zvolen pracovní rozdíl teplot Δt_p s ohledem na distribuci vzduchu v prostoru (parapetní konvektor s mřížkou).

Chladicí strop byl navržen postupem popsaným v [4], návrh ventilátorového konvektoru pak podle [3] resp. [5]. Výstupem návrhu je potřebná plocha chladicího stropu resp. velikost ventilátorového konvektoru.

Řešené varianty

Pro účely vzájemného porovnání obou systémů z hlediska spotřeby energie byly analyzovány dvě varianty provozu pro oba systémy.

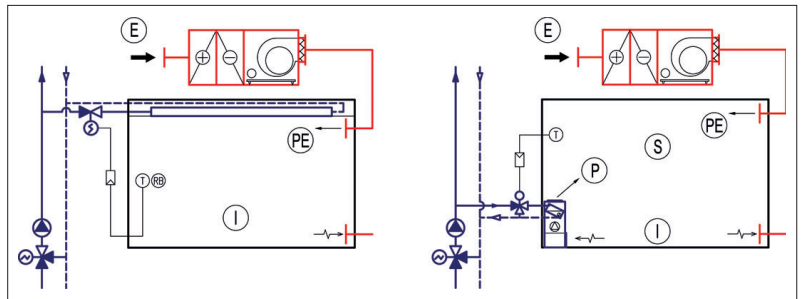
- FCU A) teplota přiváděného vzduchu z VZT jednotky $t_{pe} = \text{konst.} = 26 \text{ °C}$
- FCU B) teplota přiváděného vzduchu z VZT jednotky $t_{pe} = t_e$ (min. 20 °C, max. 26 °C)
- CHS A) teplota přiváděného vzduchu z VZT jednotky $t_{pe} = \text{konst.} = 28 \text{ °C}$
- CHS B) teplota přiváděného vzduchu z VZT jednotky $t_{pe} = t_e$ (min. 22 °C, max. 28 °C)

Ve variantě A) je venkovní vzduch upravován na konstantní teplotu, v tomto případě na teplotu vzduchu v místnosti t_i . V případě, že je teplota venkovního vzduchu t_e nižší, než požadovaná teplota vnitřního vzduchu t_i je možné venkovní vzduch použít pro chlazení – varianta B). Zejména v ranních hodinách, kdy teplota venkovního vzduchu může být velmi nízká, nelze přivádět venkovní vzduch bez úpravy. V takovém případě je potřeba venkovní vzduch ohřívat na určitou teplotu. Pro oba zkoumané případy byla použita podmínka, že teplota venkovního přiváděného vzduchu t_{pe} může být maximálně o 6 K nižší, než je teplota vzduchu v místnosti. Popis řešených variant je uveden v tab. 2.

Metodika stanovení spotřeby energie

Chlazení venkovního vzduchu

V případech, kdy je teplota venkovního vzduchu t_e vyšší než teplota vzduchu vnitřního t_i je venkovní vzduch chlazen. Celkový výkon chladiče se skládá z citelného a vázajícího tepla



Obr. 2 Schéma zkoumaných systémů a) ventilátorový konvektor – FCU, b) chladicí strop-CHS

Tab. 2 Popis řešených variant

Systém	Varianta	FCU		CHS	
		A	B	A	B
Teplota vnitřního vzduchu [°C]	t_i	26		28	
Teplota přiváděného venkovního vzduchu [°C]	t_{pe}	26	$= t_e'$	28	$= t_e'$
Průtok čerstvého venkovního vzduchu pro osoby [m³/h]	V_o	100		100	
Průtok cirkulačního vzduchu [m³/h]	V_p	670		–	
Pracovní rozdíl teplot ($t_i - t_p$) [K]	Δt_p	8		–	
Maximální citelná tepelná zátěž prostoru [W] (výstup simulace)	$\dot{Q}_{z,cit}$	2160		2040	
Produkce vodní páry na osobu [g/h]	M_w	116		135	
Příkon cirkulačního ventilátoru [W]	P_v	68		–	

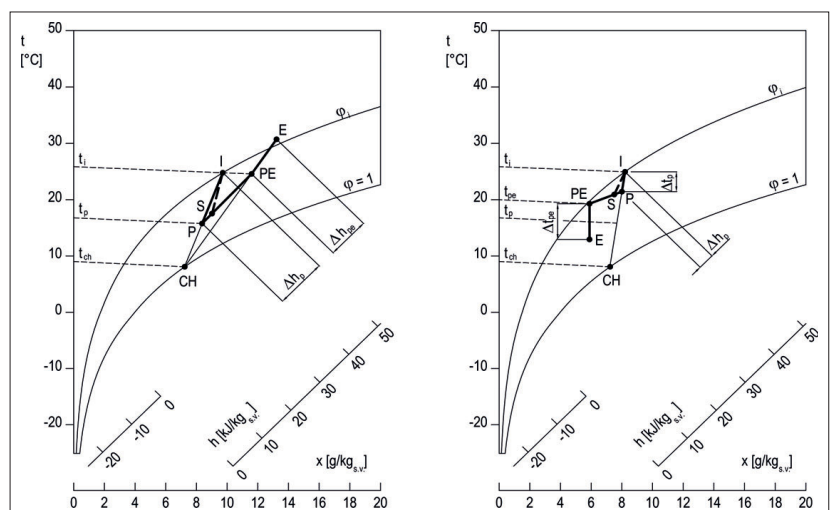
* Teplota přiváděného venkovního vzduchu je omezena podmínkou $(t_i - 6) < t_{pe} < t_i$

$$\dot{Q}_{ch,c} = \dot{Q}_{ch,ct} + \dot{Q}_{ch,váz} = \dot{V}_e \rho_e (h_e - h_{pe}) = \dot{V}_e \rho_e \Delta h_{pe} \quad [\text{kW}] \quad (1)$$

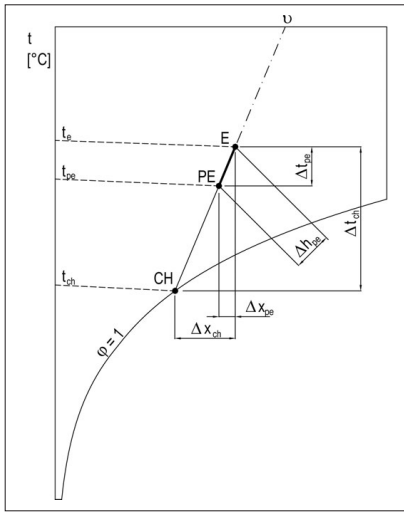
Celková spotřeba energie na chlazení venkovního vzduchu je dána součtem chladicích výkonů vypočtených v hodinových intervalech

$$Q_{pe,c} = \sum_0^n \dot{Q}_{ch,c} \quad [\text{kWh/rok}] \quad (2)$$

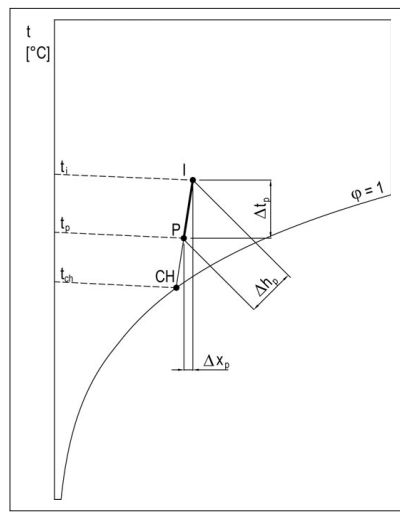
Z klimatické databáze použité pro simulační výpočty jsou známy hodnoty teploty venkovního vzduchu t_e a relativní vlhkosti φ_e . Na základě psychro-



Obr. 3 Úprava vzduchu systému s ventilátorovým konvektorem v h-x diagramu a) letní extrém, b) případ, kdy je venkovní vzduch dohříván



Obr. 4a Znárodnění úpravy vzduchu v h-x diagramu – chlazení venkovního vzduchu



Obr. 4b Znárodnění úpravy vzduchu v h-x diagramu – chlazení cirkulačního vzduchu ve ventilátorovém konvektoru

metrických výpočtů lze stanovit měrnou vlhkost x_e a entalpii venkovního vzduchu h_e . Směr změny při chlazení vzduchu je dán povrchovou teplotou chladiče t_{ch} , která se během výpočtu nemění ($t_{ch} = \text{konst.}$, $x_{ch} = \text{konst.}$ při $p_b = \text{konst.}$). Předpokládáme-li, že směr změny vzduchu při chlazení probíhá po přímce (obr. 4a), lze rozdíl entalpií Δh_{pe} stanovit na základě faktoru citelného tepla

$$\vartheta = \frac{c\Delta t_{pe}}{\Delta h_{pe}} = \frac{c\Delta t_{ch}}{\Delta h_{ch}} \quad (3)$$

kde rozdíl entalpií Δh_{ch} je

$$\Delta h_{ch} = c\Delta t_{ch} + l\Delta x_{ch} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4)$$

Chlazení cirkulačního vzduchu ve ventilátorovém konvektoru

Úkolem ventilátorového konvektoru (FCU) je úprava tepelného stavu prostředí v místnosti. V případech, kdy se využívá pro chlazení i přiváděný venkovní vzduch (varianty B), je část tepelné zátěže odvedena i větracím vzduchem

$$\dot{Q}_{cit} = \dot{Q}_{z,cit} - \dot{Q}_{v\dot{e}t} = \dot{Q}_{z,cit} - \dot{V}_e \rho_e c (t_{pe} - t_i) \quad [\text{W}] \quad (5)$$

Pro varianty s označením A) je tepelný tok odvedený větracím vzduchem $\dot{Q}_{v\dot{e}t} = 0$. Citelná tepelná zátěž je odváděna vzduchem, který cirkuluje ventilátorovým konvektorem. Platí rovnice

$$\dot{Q}_{cit} = \dot{V}_p \dot{\rho}_p c \Delta t_p = \dot{V}_p \rho_p c (t_i - t_p) \quad [\text{W}] \quad (6)$$

vlhkostní zisky jsou odváděny celkovým průtokem vzduchu

$$\dot{M}_w = (\dot{V}_p + \dot{V}_e) \rho_{sm} (x_i - x_s) \quad [\text{g/s}] \quad (7)$$

Poloha bodu I na izotermě t_i resp. měrná vlhkost x_i byla zjištěna iteračním výpočtem. Celkový výkon chladiče ventilátorového konvektoru (obr. 4b) pak je

$$\dot{Q}_{FCU,c} = \dot{V}_p \rho_p \Delta h_p = \dot{V}_p \rho_p (h_i - h_p) \quad [\text{W}] \quad (8)$$

kde

$$\Delta h_p = c\Delta t_p + l\Delta x_p \quad [\text{kJ/kg}] \quad (9)$$

Celková spotřeba energie pro chlazení cirkulačního vzduchu ve ventilátorovém konvektoru je dána součtem chladicích výkonů vypočtených v hodinových intervalech

$$\dot{Q}_{p,c} = \sum_0^n \dot{Q}_{FCU,c} \quad [\text{kWh/rok}] \quad (10)$$

Chladicí strop

U chladicích stropů je situace o poznání jednodušší, neboť odvádějí pouze citelnou tepelnou zátěž. Celkový výkon chladicího stropu je

$$\dot{Q}_{CHS,c} = \dot{Q}_{cit} \quad [\text{W}] \quad (11)$$

a celková spotřeba energie se stanoví obdobně jako v předchozím případě

$$\dot{Q}_{p,c} = \sum_0^n \dot{Q}_{CHS,c} \quad [\text{kWh/rok}] \quad (12)$$

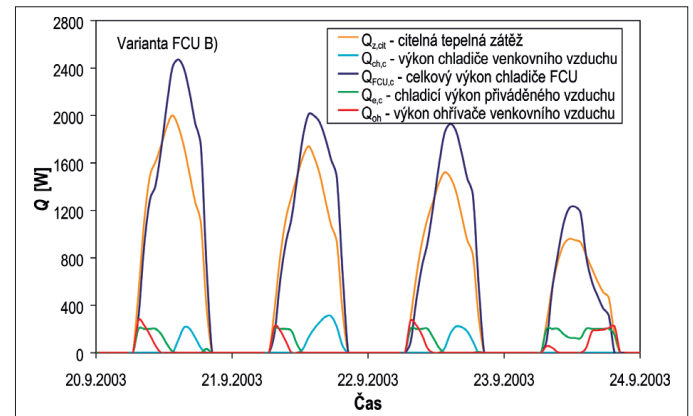
Ohřev vzduchu

Je-li teplota venkovního vzduchu t_e nižší, než požadovaná teplota přiváděného vzduchu t_{pe} , což nastává zejména v ranních hodinách a v přechodovém období, je nutné venkovní vzduch ohřívát. Celková spotřeba energie se stanoví obdobně jako v předchozích případech s tím, že výkon ohříváče (obr. 3b) je

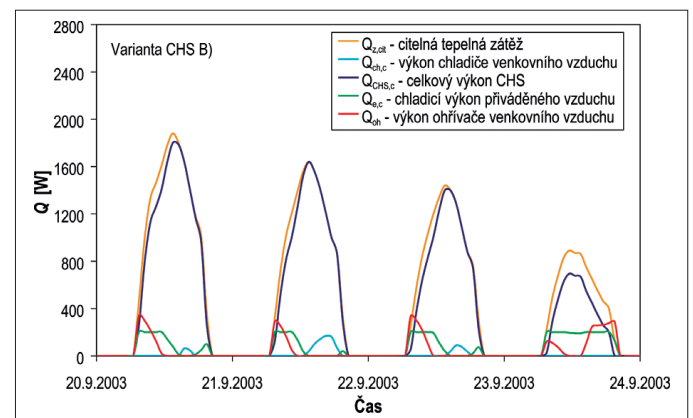
$$\dot{Q}_{oh} = \dot{V}_e \rho_e c (t_{pe} - t_e) \quad [\text{W}] \quad (13)$$

Výsledky analýzy

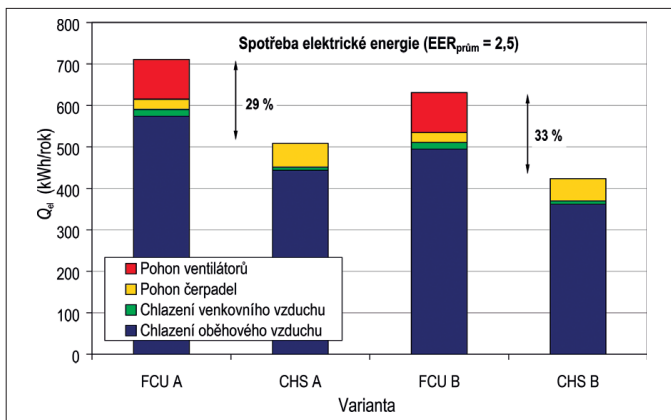
Na obr. 5 jsou znázorněny průběhy chladicích a otopných výkonů ve vbraném období pro oba zkoumané systémy (Varianta A). Z průběhů jsou zřejmé především vyšší nároky na celkový chladicí výkon ventilátorového konvektoru $\dot{Q}_{FCU,c}$ způsobené kondenzací vodní páry na povrchu chladiče. Celkový výkon chladicího stropu $\dot{Q}_{CHS,c}$ je prakticky roven tepelné zátěži prostoru $\dot{Q}_{z,cit}$. Zejména v odpoledních hodinách, kdy je teplota venkovního vzduchu t_e vyšší než teplota vzduchu v místnosti t_i , je patrná nutnost



Obr. 5a Průběhy výkonů pro zkoumané varianty FCU B



Obr. 5b Průběhy výkonů pro zkoumané varianty CHS B



Obr. 6 Porovnání spotřeby elektrické energie zkoumaných případů

chlazení venkovního vzduchu. U systému s ventilátorovým konvektorem je potřeba vyšší, neboť pracuje s nižší teplotou přiváděného vzduchu. Naproti tomu v ranních hodinách je potřeba venkovní vzduch dohřívát a vyšší potřeba se naopak projevuje u systému s chladicím stropem.

V tab. 3 jsou uvedeny výsledky spotřeby energie pro všechny zkoumané případy. Pro přepočet spotřeby tepelné energie pro chlazení na spotřebu elektrické energie byl použit průměrný chladicí faktor $EER = 2,5$. V analýze není uvažováno s lepšími chladicími faktory pro systém s chladicím stropem, neboť součástí systému je i chladíč ve VZT jednotce, který pracuje s teplotou chladicí vody $6/12\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Z tab. 3 je zřejmá nižší spotřeba energie pro chlazení venkovního vzduchu (o více než 50 %) a pro úpravu stavu prostředí (o 22,4 resp. 26,9 %) u systému s chladicím stropem. Naproti tomu, díky nižší teplotě vzduchu t_i , je spotřeba energie pro ohřev venkovního vzduchu nižší u systému s ventilátorovým konvektorem. Pro ohřev vzduchu lze s výhodou využívat rovněž výměník ZZT, avšak v uvedených analýzách s ním nebylo počítáno. U systému s ventilátorovým konvektorem je nutné navíc započítat spotřebu energie pro pohon ventilátoru. Díky malému teplotnímu rozdílu u systému s chladicím stropem (2 K) je nutné dopravovat větší množství vody, což má za následek větší nároky na dopravní práci a tedy i na spotřebu energie pro pohon čerpadla.

Podle výsledků analýz činí celková úspora energie u systému s chladicím stropem v porovnání se systémem s ventilátorovým konvektorem 29 resp. 33 %, tedy téměř třetinu.

ZÁVĚR

Analýzou bylo zjištěno, že úspora energie na chlazení při použití sálavého systému s chladicím stropem oproti konvekčnímu systému s ventilátorovým konvektorem může být až 33 %. V analýzách byl uvažován průměrný chladicí faktor $EER = 2,5$ pro všechny zkoumané případy. Systém s chladicím stropem však pracuje s vyšší teplotou vody a tudíž i chladicí faktor může dosahovat vyšších hodnot. Nezáměr některých investorů o systém s chladicím stropem je založen na argumentu vyšších pořizovacích nákladů, který však není nijak podložen. Zejména systémy vyrobené z plastu (kapilární rohože a potrubní systémy) mohou vycházet cenově příznivěji, než analyzovaný ventilátorový konvektor, který je navíc nutné napojit na odvod kondenzátu a zdroj elektrické energie.

seznam označení

c	měrná tepelná kapacita	[J/kgK]
h	entalpie	[J/kg]
l	výparné teplo	[J/kg]
P	příkon	[W]
q	měrný výkon	[W/m ²]

Tab. 3 Spotřeba energie pro jednotlivé varianty

Systém		FCU	CHS	FCU	CHS
Varianta		A	A	B	B
Tepelná energie					
Spotřeba energie pro chlazení venkovního vzduchu [kWh/rok]	$Q_{pe,c}$	40,6	18,9	40,6	18,9
Spotřeba energie pro ohřev venkovního vzduchu [kWh/rok]	Q_{oh}	260	339	81	130
Spotřeba energie pro chlazení vnitřního prostředí [kWh/rok]	$Q_{b,z}$	1436	1108	1236	904
Elektrická energie					
Spotřeba elektrické energie pro chlazení [kWh/rok]	$Q_{el,chl}$	590,2	450,8	510,6	369,1
Spotřeba elektrické energie pro pohon ventilátoru [kWh/rok]	Q_{vent}	96,2	0	92,8	0
Spotřeba elektrické energie pro pohon čerpadla [kWh/rok]	Q_c	24,6	57,4	23,8	54,3
Celkem spotřeba el. energie [kWh/rok]	Q_e	711,0	508,2	630,6	423,5
Celková úspora při použití systému s chladicím stropem [%]			29 %		33 %

* Teplota přiváděného venkovního vzduchu je omezena podmínkou $(t_i - 6) < t_{pe} < t_i$

Q	výkon	[W]
t	teplota	[$^{\circ}\text{C}$]
V	objemový průtok vzduchu	[m ³ /h]
x	měrná vlhkost	[g/kg]
ρ	hustota vzduchu	[kg/m ³]
ϑ	faktor citelného tepla	[-]

indexy

c	celkový
cit	citelný
CHS	chladicí strop
č	čerpadlo
e	venkovní
FCU	ventilátorový konvektor
i	vnitřní
p	přiváděný
pe	přiváděný venkovní
oh	ohříváče
váz	vázaný
ven	ventilátoru
vět	větrání

Príspevek byl napsán s podporou výzkumného záměru MSM 6840770011 Technika životního prostředí.

Článek je upravený příspěvkem předneseným na konferenci Klimatizace a větrání 2010. Kontakt na autora: Vladimír.Zmrhal@fs.cvut.cz

Použité zdroje:

- [1] ČSN 73 0548: 1985 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů, Úřad pro normalizaci a měření, Praha 1985
- [2] Zmrhal, V.: *Tepelný komfort a energetická bilance systému s chladicím stropem*. 2005, Disertační práce, ČVUT.
- [3] Zmrhal, V. *Úpravy vzduchu v klimatizaci (IV) – Klimatizační zařízení s ventilátorovými konvektory fan-coil*. portál TZB – info, 2006.
- [4] Zmrhal, V.: *Zkoušení a dimenzování chladicích stropů*, In Vytápění, větrání, instalace, 2007, roč. 16, č. 2, s. 75–80
- [5] Zmrhal, V., Drkal F.: *Návrh a dimenzování chladivového klimatizačního systému*. Chladivové klimatizační systémy. Sborník semináře, 2007.
- [6] Zmrhal, V.: *Sálavé chladicí systémy*. Monografie. Vydavatelství ČVUT 2009. 217 s. ISBN 978-80-01-04318-9
- [7] ESP-r, A Building Energy Simulation Environment, ESRU Manual. Energy System Research Unit, University of Strathclyde, Glasgow, 1998. ■