SOUVISLOST MEZI NÁVRHEM CHLADIČE CENTRÁLNÍ VZT JEDNOTKY A RIZIKEM KONDENZACE U VYSOKOTEPLOTNÍCH KLIMATIZAČNÍCH SYSTÉMŮ

***Vladimír Zmrhal** , ČVUT v Praze Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí, Vladimir.Zmrhal@fs.cvut.cz*

Anotace

Průběh změny stavu vzduchu u chladičů venkovního vzduchu v moderních větracích a klimatizačních zařízeních je poněkud odlišný než popisují teoretické závislosti. Často dochází k situaci, kdy je chladič vzduchu oproti předpokladu poddimenzovaný což má, při extrémních stavech vzduchu, za následek nedostatečné odvlhčení vzduchu. U vysokoteplotních systémů jakými jsou např. indukční jednotky, chladicí trámce, chladicí stropy aj., kde nastává riziko kondenzace, to může představovat problém, kdy klimatizační systém přestává v podstatě plnit svou funkci. Článek uvádí konkrétní příklady úpravy stavu vzduchu na chladiči za různých okrajových podmínek.

Teoretická změna stavu při chlazení vzduchu

Proces změny stavu vzduchu probíhá ideálně po přímce, což se vysvětluje jako směšování vzduchu, přiváděného do chladiče s nasyceným vzduchem na povrchu chladiče [2]. Zpravidla se rozlišují dva základní případy podle toho, jaká je povrchová teplota chladiče t_{ch} ve vztahu k teplotě rosného bodu t_{rb}:

- bez kondenzace - $t_{ch} \geq t_{rb}$
- s kondenzací - $t_{ch} < t_{rb}$

Pro teoretický průběh se povrchová teplota chladiče u vodního chladiče stanoví jako střední teplota chladicí vody

$$t_{ch,t} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} \quad [°C] \qquad (1)$$

Pro chladič pracující se jmenovitým teplotním rozdílem 6/12 °C bude povrchová teplota $t_{ch,t}$ = (6+12)/2 = 9 °C. Při použití přímého výparníku je povrchová teplota rovna výparné teplotě, která bývá obvykle 4 až 5 °C.

Korekce teoretického předpokladu

U lamelových výměníků často nedochází k dokonalému odvedení vodní páry, jak předpokládá teoretický průběh a reálný proces probíhá přibližně po křivce do konečného stavu 2k (obr. 1). Určité řešení poskytuje literatura [4], kdy se povrchová teplota chladiče koriguje s ohledem na účinnost žebra $\eta_ž$

$$\eta_ž = \frac{t_e - t_{ch,k}}{t_e - t_{ch,t}} \quad [-] \qquad (2)$$

Pro lamelové chladiče vzduchu v klimatizaci lze předpokládat účinnost žebra $\eta_ž \approx 0{,}85$ [4].

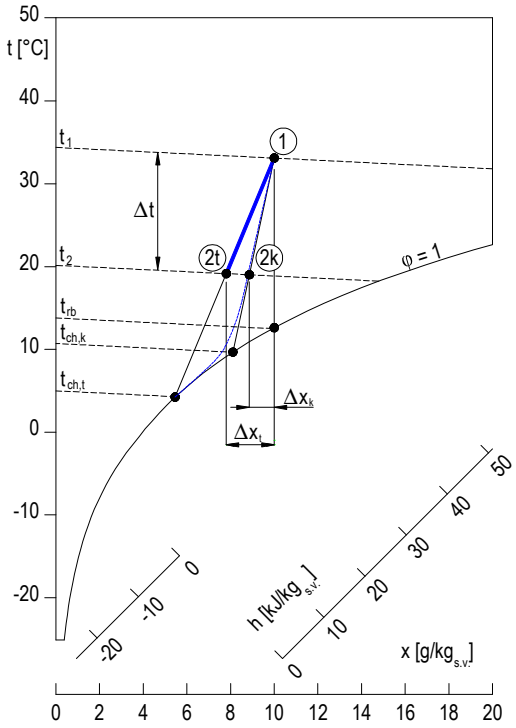
Příklad:
Pro vodní chladič t_{w1}/t_{w2} = 6/12 °C bude povrchová teplota chladiče po korekci

$$t_{ch,k} = t_e - \eta_ž \left(t_e - t_{ch,t}\right) = 32 - 0{,}85(32 - 9) = 12{,}5 \ [°C]$$

Reálný průběh vzduchu na chladiči vzduchu

Ve skutečnosti je úprava vzduchu při chlazení ovlivněna dalšími faktory, jako je rychlost proudění vzduchu a počet řad výměníku. S použitím návrhového programu [5] bylo zkoumáno chování chladiče venkovního vzduchu pro zadaný teplotní rozdíl 6/12 °C, daný stav venkovního vzduchu, proměnnou rychlost proudění výměníkem (1,1 až 6,1 m/s) a počet řad výměníku (3, 4, 6 a 8).

Na obr. 2 je znázorněn průběh změny stavu vzduchu při chlazení pro běžné návrhové podmínky venkovního vzduchu 32 °C a 58 kJ/kg. V obrázku jsou bodově znázorněny stavy vzduchu za vodním chladičem pro různé rychlosti proudění v průřezu výměníku. Pro porovnání jsou v obrázku znázorněny i teoretické přímkové průběhy s povrchovou teplotou chladiče stanovenou podle rovnice (1) a čárkovaně podle (2).



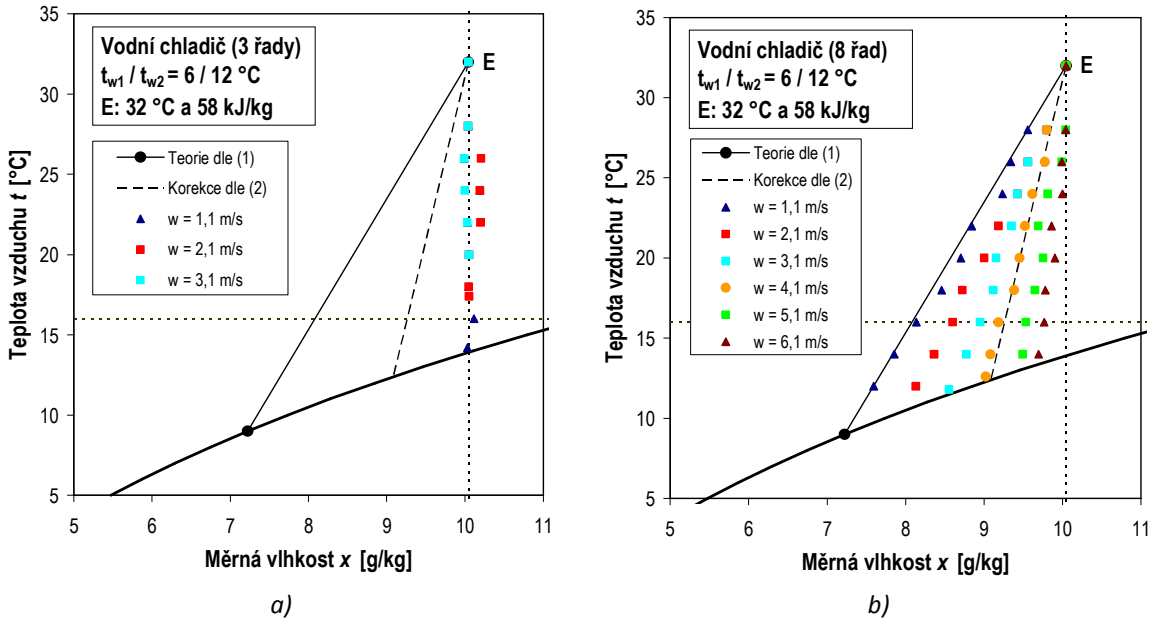
Obr. 1 *Průběh změny stavu vzduchu při chlazení (teoretická a korigovaná úprava)*

Tab. 1 *Doporučené rychlosti proudění v průřezu VZT jednotek podle ČSN EN 13053* [6]

Třída	Rychlost proudění [m/s]
V2	> 1,6 až 1,8
V3	> 1,8 až 2,0
V4	> 2,0 až 2,2
V5	> 2,2 až 2,5
V6	> 2,5 až 2,8
V7	> 2,8 až 3,2

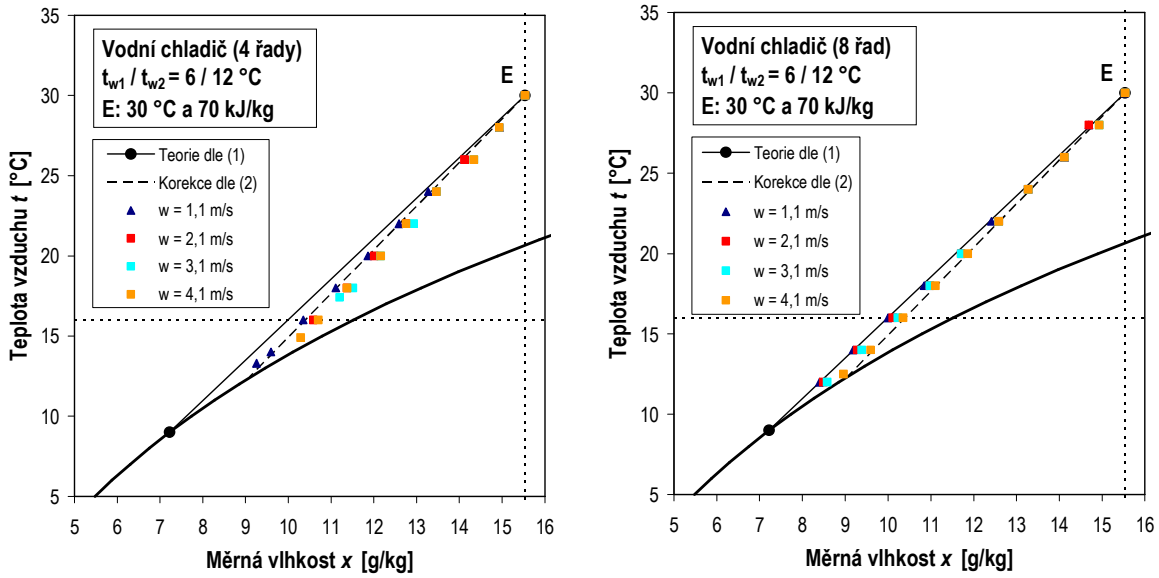
Z obr. 2a) je zřejmé, že při použití třířadého výměníku (13 vstupů, rozteč 3,2 mm) prakticky nedochází k odvlhčení vzduchu a to ani při relativně nízkých rychlostech proudění vzduchu. Je zřejmé, že doba kterou vzduch stráví ve výměníku je krátká. Z výsledků obdržených výpočtovým programem jsou pro rychlosti 2,1 m/s a teploty vzduchu za výměníkem 22 až 26 °C patrné vyšší měrné vlhkost vzduchu. Otázkou zůstává, zda má vzduch tendenci se navlhčit (unášet zpět kondenzát), nebo zda je tento jev způsoben např. regresí výsledků obdržených pro jiné okrajové podmínky.

U osmiřadého výměníku (26 vstupů, rozteč 2,1 mm) je již situace poněkud odlišná viz obr. 2b). Pro nízké rychlosti proudění vzduchu výměníkem se reálná úprava vzduchu přibližuje teoretické úpravě s povrchovou teplotou chladiče podle rovnice (1). Pomineme-li skutečnost, že rychlosti proudění $w < 1{,}6$ m/s a $w > 3{,}2$ m/s se v praktických aplikacích vyskytují minimálně (viz doporučené rychlosti proudění uvedené v tab. 1), je z obr. 2b) názorně vidět, že směr změny stavu vzduchu podstatně ovlivňuje právě rychlost proudění. Čím delší dobu stráví vzduch ve výměníku (nižší rychlost proudění, větší výměníková plocha), tím větší bude odvlhčení Δx.



a) *b)*

Obr. 2 *Průběh změny stavu vzduchu na reálném chladiči pro t_e = 32 °C, h_e = 58 kJ/kg a) 3 řadý výměník, b) 8 řadý výměník*



a) *b)*

Obr. 3 *Průběh změny stavu vzduchu na reálném chladiči pro t_e = 30 °C, h_e = 70 kJ/kg a) 4 řadý výměník, b) 8 řadý výměník*

Na obr. 3 jsou výsledky obdobného šetření s tím rozdílem, že nasávaný vzduch odpovídá extrémním klimatickým hodnotám z pohledu entalpie venkovního vzduchu: 30 °C a 70 kJ/kg (Praha 2003) [8]. Z obr. 3 je zřejmé, že při uvažování vyšší měrné vlhkosti resp. entalpie venkovního vzduchu jsou rozdíly v odvlhčení vzduchu pro různé rychlosti proudění výměníku téměř minimální a reálné závislosti se u třířadého chladiče přibližují změně stavu vzduchu po korekci dle (2), u osmiřadého pak leží mezi oběma přímkami.

Výkon chladiče

Představme si situaci, kdy navrhujeme výkon chladiče pro běžné návrhové podmínky 32 °C a 58 kJ/kg, kdy teplota přiváděného vzduchu t_{pe1} = 16 °C. Výrobce zařadí do klimatizační jednotky třířadý chladič (viz obr. 2a), který prakticky neodvlhčuje (obr. 4). Výkon chladiče je dán rozdílem entalpií

$$\Delta h_1 = h_{e1} - h_{pe1} = 58 - 41 = 17 \ \text{[kJ/kg]} \quad (3)$$

Pro případy, kdy během roku dojde k výskytu vyšší entalpie venkovního vzduchu (konkrétní hodnoty viz [8]) bude požadavek na výkon chladiče vyšší. Pro extrémní stav vzduchu 30 °C a 70 kJ/kg je potřebný výkon dán opět rozdílem entalpií

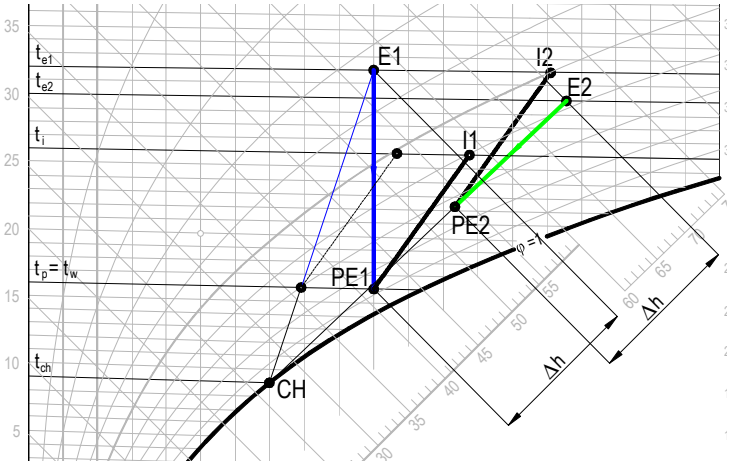
$$\Delta h_2 = h_{e2} - h_{pe2} = 70 - 41 = 29 \ \text{[kJ/kg]} \quad (4)$$

poměr výkonů 1 a 2 pak bude

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2} = \frac{17}{29} = 0{,}58 \ \text{[-]} \quad (5)$$

tzn., že pro zadaný případ bude chladič o 42 % poddimenzovaný.

I když k překročení uvažovaných návrhových podmínek venkovního vzduchu (32 °C a 58 kJ/kg) dochází omezenou část roku [8], u některých systémů může poddimenzování chladiče venkovního vzduchu představovat provozní problém. Jedná se zejména o vysokoteplotní klimatizační systémy (indukční jednotky, chladicí trámce, chladicí stropy) kdy je venkovním vzduchem odváděna vlhkostní zátěž prostoru. Jak je patrno z obr. 4 nejen, že chladič není schopen ochladit vzduch na požadovanou teplotu přiváděného vzduchu, ale hlavním problémem je nedostatečné odvlhčení vzduchu a následné problémy s kondenzací vodní páry na výměníkových plochách umístěných v místnosti.

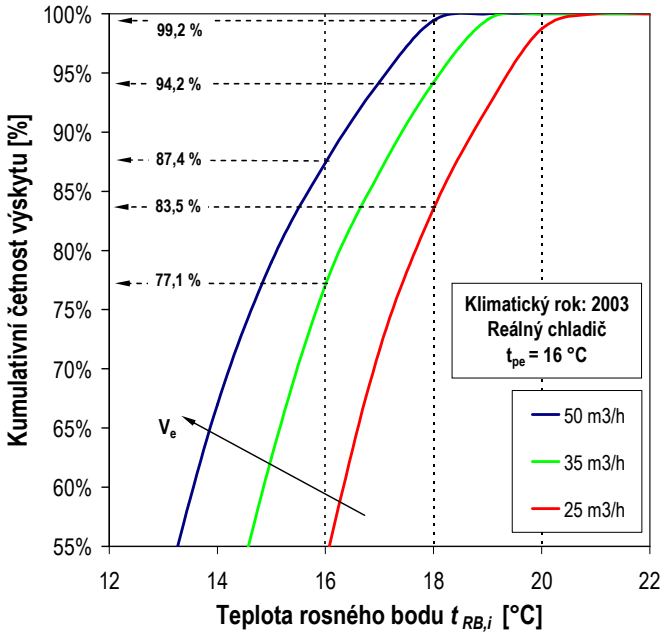


Obr. 4 *Znázornění rozdílů při chlazení venkovního vzduchu při různých venkovních podmínkách a zachování výkonu chladiče*

Riziko kondenzace

Na obr. 5 je znázorněn příklad vyhodnocení výsledků rizika kondenzace v podobě kumulativní četnosti teplot rosného bodu pro stav vnitřního vzduchu (t_i = 26 °C) při dávce vzduchu 25, 35 a 50 m^3/h na osobu a teplotě přiváděného vzduchu 16 °C. Zdrojem vlhkosti v komfortních prostorách je především člověk, produkce vlhkosti byla uvažována 116 g/hod na osobu. V analýzách je uvažováno s reálným průběhem na chladiči vzduchu s přímým výparem chladiva s povrchovou teplotou t_{ch} = 5 °C. Údaje platí pro extrémní klimatická data roku 2003 pro Prahu. Celkový počet hodin provozu klimatizačního zařízení ve zkoumaném období od 1. 5. do 31. 9. je 1414 hodin (předpokládá se doba provozu ve všední den od 7.00 do 19.00 hodin).

Tab. 2 prezentuje výsledky pro všechny analyzované případy a uvádí procento času (z celkového počtu 1414 hodin), kdy dochází k překročení teploty rosného bodu $t_{RB,i}$. Výsledky jsou prezentovány jak pro teoretickou, tak korigovanou úpravu vzduchu na chladiči. Je vidět, že při reálné úpravě vzduchu na chladiči je riziko kondenzace poněkud vyšší než při uvažování teoretického průběhu, rozdíly však nejsou zásadní. Z výsledků, uvedených v tab. 1 je zřejmé, že při zadaných klimatických podmínkách a teplotě vstupní vody t_{w1} = 16 °C může vzniknout riziko kondenzace i při relativně vysokém průtoku venkovního vzduchu 50 m^3/h.osobu. V takovém případě je nutné přijmout určitá opatření, v podobě regulačního zásahu viz [8].



Obr. 5 *Kumulativní četnost výskytu teploty rosného bodu pro reálný chladič a teplotu přiváděného venkovního vzduchu t_{pe} = 16 °C*

Tab. 2 *Vyhodnocení rizika kondenzace s odpovídajícím počtem hodin (extrémní klimatická data roku 2003 pro Prahu)*

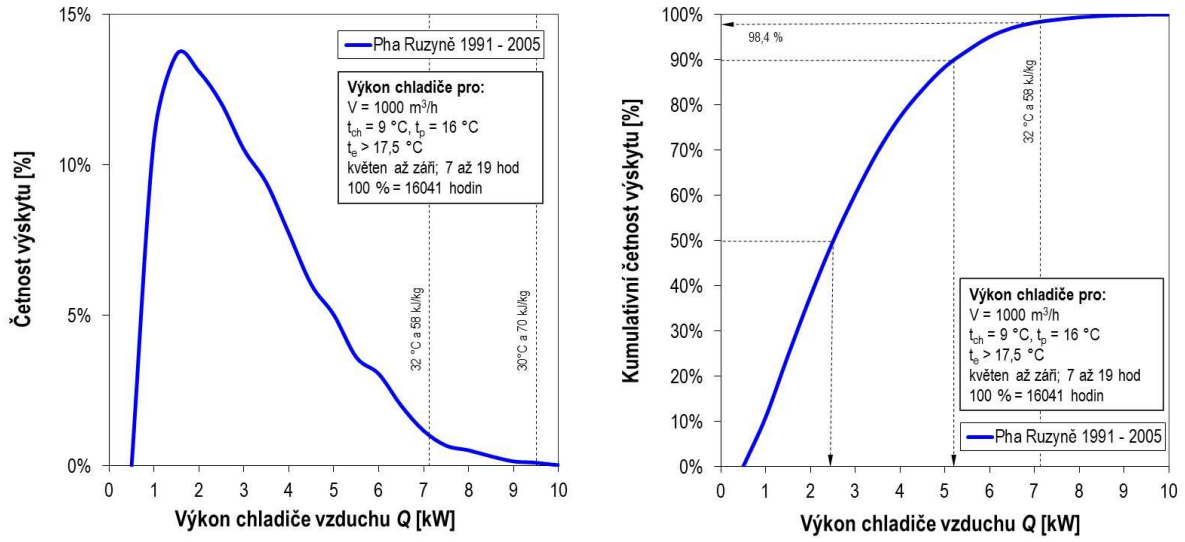
Riziko kondenzace	$t_{RB,i}$ **[°C]**	**Průtok venkovního vzduchu na osobu [m³/h.os]**					
		25		**35**		**50**	
		Teplota přiváděného vzduchu t_p [°C]					
		16	**20**	**16**	**20**	**16**	**20**
Teoretický průběh chlazení	> 16	37,4 %	47,9 %	19,4 %	28,8 %	12,3 %	20,2 %
	> 18	14,9 %	23,8 %	5,7 %	14,1 %	0,8 %	9,1 %
	> 20	1,4 %	9,6 %	0,0 %	4,2 %	0,0 %	1,2 %
Korigovaný průběh chlazení	> 16	46,5 %	57,1 %	22,9 %	35,9 %	12,6 %	24,7 %
	> 18	16,5 %	29,1 %	5,8 %	17,6 %	0,8 %	12,0 %
	> 20	1,4 %	12,9 %	0,0 %	6,1 %	0,0 %	1,9 %

Uvedené analýzy předpokládají, že výkon chladiče je navržen tak, aby za všech venkovních klimatických podmínek umožňoval chlazení venkovního vzduchu na 16 °C. Jak již bylo uvedeno, chladiče venkovního vzduchu centrálních jednotek pro aplikace s vysokoteplotními systémy (indukční jednotky, chladicí stropy) bývají často poddimenzované. V případě, že je chladič vzduchu navržen dle běžné projektové praxe s návrhovými hodnotami venkovního vzduchu 32 °C a 58 kJ/kg, pak při extrémních stavech venkovního vzduchu dochází k situaci, kdy výkon chladiče nepostačuje k odvlhčení vzduchu. V takových případech riziko kondenzace narůstá.

Využití chladiče vzduchu

Na obr. 6 je znázorněna četnost (obr. 6a) a kumulativní četnost (obr. 6b) výskytu výkonu chladiče během období 1991 až 2005. Provoz chladiče se předpokládá v období od května do září, 7 až 19 hodin (vč. víkendů). Výkon chladiče byl stanoven na základě teoretické závislosti s povrchovou teplotou chladiče určenou podle (1). Teplota přiváděného vzduchu t_p = 16 °C. Předpokládá se, že chladič je v provozu při teplotách venkovního vzduchu vyšších než 17,5 °C.

Z uvedeného vyplývá, že 90 % času pracuje chladič vzduchu s výkonem 5,1 kW, tedy cca polovičním, než jaký je za extrémních podmínek potřeba. Výkon chladiče navržený na podmínky 32 °C a 58 kJ/kg je 7,1kW a pouze 1,6 % času (což odpovídá 275 hodinám za 15 let) je zapotřebí výkon větší. Z hlediska výkonového využití chladiče tak větší výkon chladiče (větší počet řad) nemá na časový provoz prakticky vliv. Díky větší tlakové ztrátě má však vliv na spotřebu energie ventilátorů.



a) *b)*

Obr. 6 *Četnost a kumulativní četnost výskytu výkonu chladiče v průběhu 15 let*

Doporučení pro praktický návrh a provoz

Průtoky venkovního vzduchu a systém větrání
Z předložených analýz vyplývá, že z hlediska odvodu vázaného tepla je vhodné venkovní vzduch odvlhčovat, což znamená chladit vzduch na relativně nízkou teplotu (cca 16 °C). Výhodné se jeví přivádět vyšší průtoky čerstvého vzduchu (v souladu s hygienickými předpisy). Zatímco indukční jednotky slouží zároveň pro přívod větracího vzduchu, u sálavých chladicích systémů je nutné takto upravený vzduch v místnosti vhodně distribuovat (rozptýlit), což vede na použití směšovacího způsobu větrání s vířivými anemostaty.

V případě, že je budova vybavena současně nuceným větráním a zároveň otevíratelnými okny, je nutno přistoupit k některému z následujících opatření:

- okna vybavit koncovým kontaktem se signálem, na jehož základě dojde k uzavření přívodu chladicí vody - vypnutí chlazení (platí obecně téměř pro všechna klimatizační zařízení),
- vybavit systém ochranou proti kondenzaci v podobě čidla rosného bodu (viz dále).

Návrh chladiče vzduchu
V případě použití vysokoteplotních systémů klimatizace je tedy žádoucí venkovní vzduch odvlhčovat (chladit). Pro chlazení se jeví jako vhodné použít přímé výparníky, neboť pracují s nízkou povrchovou teplotou chladiče (4 až 5 °C). Chladicí zařízení s přímým výparníkem pracují navíc s vyššími chladicími faktory než běžně používané jednotky pro výrobu chlazené vody. Návrh výkonu chladiče vzduchu by se měl provádět pro extrémní stavy venkovního vzduchu. Pro analyzovaný extrémní klimatický rok 2003 je to 30 °C a 70 kJ/kg.

Měření a regulace
Sálavé velkoplošné chladicí systémy sice disponují samoregulační schopností, neboť chladicí výkon závisí na rozdílu mezi teplotou vzduchu v prostotu a povrchovou teplotou chladicí plochy - čím větší je tento rozdíl teplot, tím větší je chladicí výkon. Uvedená schopnost však nezabrání kondenzaci vodních par na povrchu chladicí plochy. Nezastupitelnou úlohu při provozu vysokoteplotních chladicích systémů má tedy systém měření a regulace.

Součástí systému měření a regulace je čidlo rosného bodu (u sálavých chladicích systémů vždy). V případě, že dojde k zaznamenání nebezpečí kondenzace, vyšle regulátor signál k akčnímu členu a dojde ke změně regulované veličiny. Čidlo se zpravidla umisťuje v blízkosti přívodního potrubí na vstupu do místnosti (nejchladnější místo systému), nebo v blízkosti otevíratelného okna tak, aby rychle zaznamenalo změnu vlhkosti způsobenou přirozeným větráním. Čidlo snímá relativní vlhkost a teplotu vzduchu v místnosti a je nutno jej instalovat tak, aby k němu byl umožněn přístup vzduchu.

V zásadě existují dva základní způsoby regulace vysokoteplotních klimatizačních systémů: kvantitativní a kvalitativní. Kvantitativní regulace představuje změnu výkonu průtokem chladicí vody, kvalitativní pak změnu teploty přívodní vody. Z technického hlediska je vhodné vybavit systém kombinací obou způsobů regulace. Chladicí voda je upravována centrálně ve strojovně chlazení na určitou teplotu (kvalitativně) a na odbočkách do jednotlivých místností se instalují uzavírací armatury (kvantitativní regulace). Systém měření vyhodnotí potřebu chladu (popř. riziko kondenzace) a na základě aktuálního požadavku dané zóny se reguluje teplota vstupní chladicí vody. Uzavírací ventily pak mohou v případě rizika kondenzace zcela uzavřít přívod vody do příslušné místnosti.

Závěr

Z uvedeného vyplývá, že při návrhu centrální klimatizační jednotky je nutno věnovat zvýšenou pozornost výslednému stavu vzduchu za chladičem vzduchu. Zejména se to týká prostorů, které mají celoročně přísné nároky na toleranci teploty a vlhkosti vzduchu (např. depozitáře) nebo při použití vysokoteplotních klimatizačních systémů (indukčních jednotek / chladicích trámců / chladicích stropů), kdy může v extrémních případech a nesprávném návrhu chladiče dojít k nežádoucí kondenzaci vodních par na výměníkových plochách umístěných ve vnitřních prostorách klimatizované budovy.

Zdroje

[1] ASHRAE Handbook 2009. Fundamentals. Atlanta: ASHRAE, Inc., 2009. ISBN 978-1-933742-55-7.
[2] DRKAL, F., ZMRHAL, V. *Větrání*. Vysokoškolské skriptum. Česká technika - nakladatelství ČVUT v Praze. 2013. ISBN 978-80-01-05181-8.
[3] CHYSKÝ, J. *Vlhký vzduch*. 2.vyd. Praha: SNTL, 1977.

[4] RECKNAGEL, H., SPRENGER, E., SCHRAMEK, E. *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*. München: Oldenbourg Industrieverlag, 2007. ISBN 10:3-8356-3104-7.
[5] Climacal. Návrhový software společnosti Janka Engineerig. Dostupný z <http://janka.cz/navrhovy-software.html>.
[6] ČSN EN 13053+A1 (12 7005) Větrání budov – Vzduchotechnické manipulační jednotky – Hodnocení a provedení jednotek, prvků a částí
[7] ZMRHAL, V., DRKAL, F., BARTÁK, M., LAIN, M. Specifikace metody výběru parametrů venkovního vzduchu pro dimenzování výměníků tepla ve větracích a klimatizačních zařízeních. Rozborový úkol č. RU/0006/13. ČVUT v Praze. 2014.
[8] ZMRHAL, V. Riziko kondenzace u vysokoteplotních klimatizačních systémů. In Vytápění, větrání, instalace, roč. 23, č. 2, s. 76-80, 2014. ISSN 1210-1389

Seznam označení

c	měrná tepelná kapacita	[J/(kg.K)]
h	entalpie	[kJ/kg]
Q	výkon	[kW]
t	teplota	[°C]
w	rychlost proudění	[m/s]
ρ	hustota	[kg/m^3]
η	účinnost	[-]