

# Chladicí zařízení ve vazbě na energetické hospodářství klimatizovaného objektu

## Refrigerating equipment in relation to energy economy of air-conditioned building

Prof. Ing. Jiří PETRÁK, CSc.  
 ČVUT v Praze, fakulta strojní  
 Ing. Miroslav PETRÁK  
 Gúntner Tschechien

Článek popisuje současnou situaci v chladicí technice určené pro klimatizaci. Jsou zmíněna nová chladiva a zákonná omezení pro použití chladiva R 22. Pro snížení energetické náročnosti je ovšem nutná integrace chladicího zařízení do energetického hospodářství klimatizované budovy jak ve fázi projektu, tak během provozu.

**Klíčová slova:** chlazení, klimatizace, odpadní teplo, energetický faktor

Recenzent  
 prof. Ing. Karel Hemzal, CSc.

The article describes contemporary situation in refrigeration for air-conditioning. New refrigerants and legal limitations for use of R 22 are mentioned. However, for reduction of energy consumption, an integration of refrigeration plant into the complete energy system of the air-conditioned building must be considered during planning and operation phase.

**Key words:** refrigeration, air-conditioning, waste heat, energy factor

Chladicí zařízení představuje pro každého jeho provozovatele významný spotřebič elektrické energie a často i chladicí vody. Nejen s ohledem na trvalý růst jejich cen, ale i pod tlakem zákona číslo 406/2000 Sb. o hospodaření energií, prováděcích vyhlášek a energetických auditů, je nutno i v oboru chladicí techniky hledat cesty k úsporám energie. Je zřejmé, že jistých úspor energie lze dosáhnout na vlastním chladicím zařízení např. volbou chladiva, velikostí teplosměnných ploch, provozních teplot, údržbou apod. Většinou ale významnějších úspor energie je možné dosáhnout začleněním chladicího zařízení do energetického hospodářství objektu. To se v současné době neděje a výjimku částečně představuje pouze absorpční chladicí zařízení, úzce spolupracující se zdrojem tepelné energie.

S ohledem na omezený rozsah tohoto příspěvku, budeme se v následujícím zabývat pouze chladicím zařízením s oběhem parním (obecně označovaným jako „kompresorové“) s tím, že se jedná o dominantní typ zařízení. Zájemce o chladicí zařízení absorpční je možné odkázat na obecnou technickou literaturu, např. [1], nebo na práce, zabývající se též využitím tepla z kogeneračních jednotek, např. [2].

### 1. CHLADIVA

V současné době jsou do nových chladicích zařízení s parním oběhem určených pro klimatizaci používána chladiva:

#### Chladivo R 22

Jeho rozšíření u nás nastalo po roce 1990, kdy postupně vytlačovalo chladivo R 12, jednak pro svoji větší objemovou chladivost, jednak jako ekologicky přijatelnější. Ze všech dále uvedených chladiv jako jediné obsahuje chlór, působí tedy na ozónovou vrstvu Země a jeho používání v budoucnu je značně problematické. V době zpracování tohoto příspěvku (srpen 2001) existovaly dva materiály, řešící budoucnost tohoto chladiva:

- Nařízení č. 2037/2000 evropského parlamentu a Rady ze dne 29. 6. 2000 o látkách, které působí vyčerpávání ozónové vrstvy. To stanoví pro látky HCFC (např. R 22):  
 Od 1. 7. 2002 zákaz použití ve všech nových zařízeních s výjimkou klimatizačních reversibilních (chlazení / tepelné čerpadlo) o chladicím výkonu do 100 kW.  
 Od 1. 1. 2004 zákaz použití ve všech nových zařízeních.

Od 1. 1. 2010 zákaz použití nově vyrobeného chladiva pro údržbu a servis stávajících zařízení.

Od 1. 1. 2015 zákaz používání zařízení s tímto chladivem s tím, že před 1. 1. 2008 bude přezkoumána možnost zkrácení tohoto termínu.

- Vládní návrh Zákona o ovzduší (10. 5. 2001 schválen vládou, 24. 5. 2001 prošel prvním čtením v parlamentu), který v jednotlivých paragrafech předpokládá následující:  
 § 23 – regulace dovozu HCFC do 31. 12. 2009, potom zákaz dovozu a prodeje,  
 § 24 – zákaz použití HCFC jako chladiva,  
 § 29 – u stacionárního zařízení s náplní nad 3 kg HCFC každoroční kontrola úniku chladiva oprávněnou osobou.

#### Chladivo R 717 (čpavek)

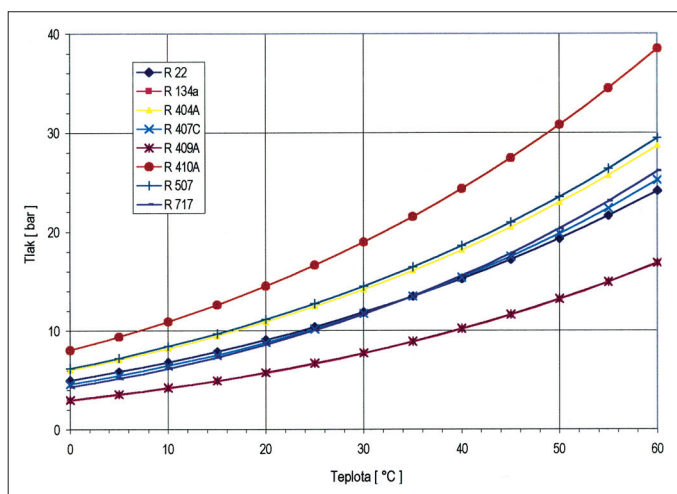
Čpavek je pro svoji jedovatost, výbušnost a hořlavost dosud málo používaným chladivem pro klimatizaci, jeho hlavní uplatnění je v průmyslovém chlazení. Existují ale i případy jeho použití v klimatizaci, např. Philip Morris ČR. Použití čpavku je výhodné jak ekologicky (bez vlivu na ozónovou vrstvu a skleníkový efekt, vysoká hodnota chladicího faktoru), tak i ekonomicky (vysoká objemová chladivost a chladicí faktor, nízká cena chladiva).

#### Chladivo R 134a

Toto chladivo představuje náhradu za dříve velmi rozšířené chladivo R 12 a má i podobné termodynamické vlastnosti. Jeho nevýhodou je menší objemová chladivost, výhodou nižší tlaky při stejných teplotách a tedy i možnost provozu chladicího zařízení při kondenzačních teplotách až do cca 70 °C.

#### Směsi chladiv

Směsi jak zeotropické (označení R 4..), tak i azeotropické (označení R 5..) vznikly zejména jako náhrada za chladivo R 22. U zeotropických směsí je nutno počítat s tím, že fázová změna při konstantním tlaku varu nebo kondenzace neprobíhá za konstantní teploty, jak jsme tomu zvyklí u jednosložkových látek nebo směsí azeotropických. U dále uvedených směsí je tato změna teploty nepatrná u R 410A, velmi malá u R 404A (desetiny K) a významná u R 407C a R 409A (4 až 8 K), kdy je nutné tuto změnu teploty respektovat při návrhu výparníku a kondenzátoru. Mezi dnes nejběžnější patří směsi R 404A, R 407C a R 507. Velký zájem je o R 410A, a to zejména pro vysokou objemovou chladivost, převyšující dokon-



Obr. 1 Závislost tlaku syté páry chladiv na teplotě

ce i čpavek. Nevýhodou jsou ale vysoké tlaky, na které musí být dimenzovány jednotlivé části zařízení. Hodnota chladicího faktoru u směsi je obecně menší, než u jednosložkových látek, zejména pak proti čpavku. V obr. 1 je pro jednotlivá chladiva uvedena závislost tlaku syté páry na teplotě. V tab. 1 jsou základní termodynamické hodnoty pro tepelný oběh určený pro chlazení vody z 12 na 6 °C při teplotě kondenzační 40 °C a izoentropické kompresi.

Tab. 1 Termodynamické vlastnosti jednotlivých chladiv

Chladivo	R 22	R 134a	R 404A	R 407C	R 409A	R 410A	R 507	R 717
Tlak vypařovací [bar]	5,31	3,15	6,44	5,32	3,54	8,57	6,60	4,63
Tlak kondenzační [bar]	15,2	10,2	18,2	17,5	12,0	24,4	18,6	15,6
Hmotnostní chladivost [kJ/kg]	161,3	147,8	113,9	157,6	153,8	164,7	111,6	1069
Objemová chladivost [kJ/m <sup>3</sup> ]	3511	2220	3558	3438	2418	5116	3637	3994
Měrná kompresní práce [kJ/kg]	27,3	25,1	21,3	30,0	28,8	29,9	20,9	174
Chladicí faktor [1]	5,90	5,88	5,35	5,25	5,34	5,50	5,35	6,15

Tab. 2 Chladicí zařízení bez dochlazovače

Chladivo	R 22	R 134a	R 404A	R 407C	R 409A	R 410A	R 507	R 717
Příkon [kW]	26,4	26,5	29,1	29,7	29,2	28,3	29,1	25,3
Průtok chladiva [kg/s]	0,620	0,677	0,878	0,634	0,650	0,607	0,896	0,094
Průtok v sání kompr. [m <sup>3</sup> /h]	102,5	162,1	101,2	104,7	148,9	70,4	99,0	90,1
Chladicí faktor [1]	3,78	3,77	3,43	3,37	3,42	3,53	3,43	3,95

Tab. 3 Chladicí zařízení s dochlazovačem.

Chladivo	R 22	R 134a	R 404A	R 407C	R 409A	R 410A	R 507	R 717
Příkon [kW]	22,9	22,2	22,9	24,6	24,6	23,4	22,9	23,4
Průtok chladiva [kg/s]	0,537	0,566	0,689	0,530	0,555	0,500	0,703	0,086
Průtok v sání kompr. [m <sup>3</sup> /h]	88,9	135,7	79,4	86,2	125,1	57,9	77,6	82,8
Chladicí faktor [1]	4,36	4,50	4,36	4,07	4,06	4,27	4,36	4,28

Tab. 4 Využití tepla z dochlazovače pro předehřev TUV z 10 na 34 °C

Chladivo	R 22	R 134a	R 404A	R 407C	R 409A	R 410A	R 507	R 717
Výkon dochlazovače [kW]	13,3	16,3	21,5	16,3	14,4	17,7	21,6	8,1
Průtok TUV [m <sup>3</sup> /h]	0,477	0,585	0,770	0,585	0,517	0,634	0,772	0,291
Chladicí faktor [1]	4,36	4,50	4,36	4,07	4,06	4,27	4,36	4,28
Energetický faktor [1]	4,94	5,24	5,30	4,73	4,65	5,03	5,31	4,62

## 2. ZVÝŠENÍ HOSPODÁRNOSTI CHLADICÍHO ZAŘÍZENÍ

Pracovníkům v oboru chladicí technika je známo, že chladicí výkon zařízení lze zvýšit podchlazením (dochlazením) kapalného chladiva vystupujícího z kondenzátoru ve výměníku tepla, nazývaném dochlazovač, který je zařazen mezi kondenzátor a škrťací ventil. Toto zapojení bylo velmi oblíbené před druhou světovou válkou, kdy byla poměrně vysoká cena elektrické energie při levné chladicí vodě. Je-li v dochlazovači teplo odváděno mimo tepelný oběh, roste chladicí výkon bez změny příkonu a zvětšuje se tedy i chladicí faktor. Pokud požadujeme určitý chladicí výkon, klesá použitím dochlazovače průtok chladiva a tedy i velikost kompresoru. Jaké jsou poměry při chlazení vody z 12 na 6 °C, kondenzační teplotě 40 °C, celkové izoentropické účinnosti komprese 64 % a požadovaném chladicím výkonu 100 kW u zařízení bez dochlazovače udává tab. 2, u zařízení s dochlazovačem pro podchlazení kapalného chladiva o 20 K tab. 3.

## 3. ZAČLENĚNÍ CHLADICÍHO ZAŘÍZENÍ DO ENERGETICKÉHO HOSPODÁŘSTVÍ

V současné době není většinou chladicí zařízení navrhováno ve vazbě na energetické hospodářství objektu resp. podniku. Je-li vyžadováno chlazení pro účely klimatizace nebo technologie, navrhuje chladicí zařízení specialista bez vazby na ostatní části energetického hospodářství a veškeré odpadní teplo z kondenzační strany je bez užítku odváděno do okolí.

Z porovnání chladicích faktorů v tabulkách 2 a 3 vyplývá, že vliv vlastního chladiva na energetickou náročnost provozu chladicího zařízení sice existuje, je ale relativně malý. Větší vliv má uspořádání tepelného oběhu. Protože spotřebu energie hodnotíme sice po jednotlivých technologických pochodech, ale objekt resp. podnik představuje jedno odběrní místo, je vhodné chladicí zařízení integrovat do energetického systému a snažit se alespoň částečně využít odpadní teplo dnes zejména pro předehřev nebo ohřev TUV.

Energetická náročnost provozu chladicího zařízení je posuzována tzv. *chladicím faktorem*, definovaným jako poměr chladicího výkonu ku příkonu. U tepelných čerpadel je definován *topný faktor* jako poměr topného výkonu ku příkonu. U chladicích zařízení s alespoň částečným využitím odpadního tepla se nově definuje *energetický faktor*, jako poměr součtu chladicího výkonu a využitého topného výkonu ku příkonu. Je zřejmé, že hodnota tohoto faktoru je ve velké míře závislá na místních možnostech využití odpadního tepla, např. na spotřebě TUV.

### 3.1 Využití odpadního tepla z dochlazovače

V tab. 3 je ukázán vliv podchlazení kapalného chladiva na průtok chladiva a chladicí faktor. Teplem z dochlazovače lze ve vloženém vodním okruhu předehřát TUV cca z 10 na cca 34 °C. O jak velké množství tepla a TUV se jedná, ukazuje pro chladicí zařízení z bodu 3 tab. 4.

Ve většině případů lze předpokládat, že pro malé množství předehřáté TUV teplem z dochlazovače se nalezne skoro vždy uplatnění a že je tedy toto

Tab. 5 Využití tepla z chladiče přehřáté páry pro dohřev TUV z 34 °C

Chladiivo	R 22	R 134a	R 404A	R 407C	R 409A	R 410A	R 507	R 717
Výkon chladiče par [kW]	15,8	10,3	13,5	15,8	12,9	19,2	13,6	17,3
Výtlačná teplota [°C]	74	56	55	69	72	68	54	107
Průtok TUV [m <sup>3</sup> /h]	0,477	0,585	0,770	0,585	0,517	0,634	0,772	0,291
Výstupní teplota TUV [°C]	62,3	49,2	49,1	57,3	55,3	60,0	49,2	84,9
Energetický faktor [1]	5,64	5,70	5,90	5,37	5,17	5,85	5,90	5,36

opatření technicky reálné a výhodné jak po stránce energetické, tak i ekonomické. Použití tepla z dochlazovače pro předehřev TUV dáváme přednost před teplem kondenzačním, protože má též příznivý vliv na vlastní chladičící zařízení. Kondenzační teplo se používá pouze v těch případech, kdy je nedostatek tepla z dochlazovače a to vždy společně s ním tam, kde je velká spotřeba TUV. Tato situace nebývá v klimatizovaných objektech, ale často se vyskytuje v průmyslu, zejména v masokombinátech s porážkou.

### 3.2 Využití odpadního tepla z chladiče přehřáté páry

U běžných chladiv, která jsou v tomto příspěvku uvažována, končí komprese v oblasti přehřáté páry a výtlačná teplota vždy převyšuje teplotu kondenzační. Využitím tepla z přehřáté páry lze ohřát určité množství TUV na teplotu 55 až 60 °C. Protože parametry chladiva na výstupu z kompresoru závisí nejen na tepelném oběhu (teplota vypařovací, v sání kompresoru a kondenzační) a na chladiči (největší výtlačná teplota u R 717), ale i na typu kompresoru (pístový, šroubový) a jeho provedení (chlazené či nechlazené hlavy a válce), je nutné vždy posoudit případ od případu ekonomickou a energetickou výhodnost tohoto řešení. Obecně platí, že využití tepla z přehřáté páry je výhodné zejména u čpavku, technicky jednodušší je při použití pístového kompresoru než u šroubového, kde s ohledem na nižší výtlačnou teplotu je nutné využít i teplo z chladiče oleje.

Pro ilustraci je pro chladičící zařízení z bodu 3 v tabulce 5 uvedeno základní zhodnocení pro kompresor pístový a přehřátí par chladiva v sání o 7 K nad teplotou sytosti při současném použití dochlazovače dle bodu 3.1.

### 3.3 Stabilizace, resp. i zvýšení kondenzační teploty

Kondenzační teplota závisí na množství odváděného tepla z chladičícího zařízení, velikosti a stavu teplosměnné plochy, a parametrech chladičící látky (druh, teplota, rychlost resp. i relativní vlhkost u vzduchu při použití odpařovacího kondenzátoru). Tato teplota během roku kolísá tak, jak se mění klimatické podmínky a požadavky na chladičící výkon. Při návrhu chladičícího zařízení se vždy vychází z podmínek pro provoz nejméně příznivých, to je většinou provoz v letním období.

Má-li se využívat odpadní teplo, je mnohdy vhodné celoročně stabilizovat kondenzační teplotu na konstantní hodnotě, odpovídající většinou podmínkám letního provozu. Při větším využití odpadního tepla může být dokonce výhodné, stabilizovat provoz chladičícího zařízení při vyšší kondenzační teplotě, než odpovídá podmínkám letního provozu. Za cenu snížení chladičícího výkonu a nárůstu příkonu, roste teplota chladičící látky, která potom nachází uplatnění a tím se zvětšuje podíl využitelného odpadního tepla.

Jako příklad může sloužit chladičící zařízení s chladivem R 134a, určené opět pro chlazení vody z 12 na 6 °C s požadavkem odvodu tepla z klimatizovaného prostoru ve výši 8,49 MWh/den (viz příklad v [3]) s potřebou chladu dle tab. 6.

Tab. 6 Potřeba chladu v průběhu dne

Čas	8–9	9–10	10–11	11–12	12–13	13–14	14–15	15–16	16–17	17–18
kWh	710	780	870	920	965	1015	990	840	750	650

Pro toto zařízení lze použít např. kompresor RC 612 z výrobního programu firmy GRASSO s parametry uvedenými v tab. 7.

První číselný sloupec představuje klasické řešení chladičícího zařízení. Pro dosažení požadovaného chladičícího výkonu musí být strojovna vybavena čtyřmi kompresory, z toho jeden tvoří rezervu.

Druhý sloupec udává provozní parametry tohoto kompresoru při využití odpadního tepla pro ohřev

TUV z 10 na 55 °C a stabilizaci kondenzační teploty na 60 °C. Současným použitím dochlazovače pro předehřev této TUV je nejen zabráněno poklesu chladičícího výkonu, ale dochází k jeho mírnému nárůstu. Tento režim provozu je použit pouze po dobu přípravy TUV a její akumulace v zásobníku. Po nabití akumulárního zásobníku TUV je přebytečné odpadní teplo odváděno do okolí při tomu odpovídající kondenzační teplotě a tedy i nižším příkonu kompresoru.

Třetí sloupec odpovídá provozním podmínkám běžného řešení při akumulaci do ledu tak, jak je to navrženo v [3], tj. v době mimo potřebu chladu. V tomto případě stačí strojovnu vybavit třemi kompresory, z toho jeden jako rezerva. Proti řešení bez akumulace chladu se zmenší velikost kondenzátoru, protože teplo je ze systému odváděno sice v poněkud větším množství s ohledem na horší chladičící faktor, ale po výrazně delší dobu. Přibude ale akumulární zásobník, jehož cena je většinou poměrně vysoká. Zjednodušené ekonomické porovnání investičních a provozních nákladů při realizaci chladičícího zařízení pro klimatizaci s a bez akumulace „chladu“ je uvedeno v [4]. Zde je ukázáno, že s ohledem na cenové tarify u elektrické energie, může její větší spotřeba u akumulárního systému při zrovnoměnění odběru a vyloučení špičkových pásem být levnější, než u systému bez akumulace.

Čtvrtý sloupec odpovídá akumulárnímu provozu při současném ohřevu TUV.

Tab. 7 Parametry kompresoru RC 612 s 970 ot/min

Teplota vypařovací [°C]	2	2	-10	-10
Teplota kondenzační [°C]	40	60	40	60
Podchlazení chladiva [K]	0	40	0	40
Chladičící výkon [kW]	361,4	393,0	205,3	208,4
Příkon [kW]	95,8	115,7	78,5	81,6
Kondenzační výkon [kW]	447,6	497,1	276,0	281,8
Chladičící faktor [1]	3,77	3,40	2,62	2,55
Energetický faktor [1]	3,77	7,69	2,62	6,01

## ZÁVĚR

Příspěvek si klád za cíl upozornit na nutnost komplexního přístupu k chladičícímu zařízení a na výhodnost jeho začlenění do energetického systému objektu resp. podniku. U číselných údajů stojí za povšimnutí, že čpavek jako chladivo vykazuje sice největší hodnotu chladičícího faktoru (viz tab. 1 a 2), podchlazení kapalného chladiva v dochlazovači přináší ale jen jeho malé zvýšení (viz tab. 2 a 3), takže při použití dochlazovače existuje celá řada chladiv s lepším chladičícím faktorem. Při využití tepla z dochlazovače resp. i chladiče přehřáté páry (viz tab. 4 a 5) pro předehřev resp. ohřev TUV a definování energetického faktoru jako poměru získané tepelné energie ve formě „chladu“ a „tepla“ k energii vynaložené pro pohon kompresoru, je převážná většina zde uvažovaných chladiv energeticky výhodnějších než čpavek.

Při potřebě ohřevu většího množství TUV než umožňuje teplo získané z přehřáté páry chladiva, nabízí se možnost využít teplo odváděné do okolí v kon-

denzátoru jako zdrojové pro tepelné čerpadlo. Netradiční možnost využití kondenzačního tepla stabilizací kondenzační teploty na zvýšené teplotní hladině je zmíněna v odstavci 3.3. S ohledem na omezený rozsah tohoto příspěvku nejsou tyto dvě možnosti většího využití kondenzačního tepla z chladicího zařízení vzájemně porovnávány. Autoři příspěvku ale předpokládají, že pro časopis Vytápění, větrání, instalace připraví v nejbližší době samostatný článek s touto problematikou.

## Literatura:

- [1] DVOŘÁK, Z., ČERVENKA, O.: Průmyslová chladicí zařízení. SNTL Praha, 1962
- [2] PETRÁK, J., PETRÁK, M.: Přehled zdrojů chladu a používaných chladiv pro klimatizaci. Sborník 14. konference Klimatizace a větrání pro příští století. STP Praha, 1999
- [3] CHYSKÝ, P.: Postup výpočtu zásobníků chladu CALMAC. Časopis Vytápění, větrání, instalace 3/1997
- [4] PETRÁK, J.: Ekonomické aspekty akumulace do ledu. Časopis Vytápění, větrání, instalace 2/1998
- [5] Technické podklady a software firmy GEA Grasso a Solkane. ■

*Příspěvek odezněl na konferenci Klimatizace a větrání 2002, pořádané Společností pro techniku prostředí v Praze 29. a 30. 1. 2002.*

## \* Multisplit systémy s proměnným průtokem chladiva

Asi před 10 léty se dostaly do Evropy ze států dálného východu systémy multi-split VRF (Variable Refrigerant Flow) pro individuální řešení klimatizace šetřící energii. Pro použití přicházejí v úvahu takové systémy VRF, u nichž na centrální venkovní jednotku je napojeno a regulováno až 32 vnitřních jednotek různých typů a chladicích výkonů, především pro malé a střední administrativní budovy, hotely, banky a spořitelny, prodejny aj. Oproti klasickým klimatizačním zařízením s centrální jednotkou, vzduchovým potrubím a vyústkami mají systémy VRF výhodu v jednoduché instalaci, šetřící místo a v rozvodu chladiva tenkými trubičkami.

Tato technika je zvlášť atraktivní pro modernizaci a dovybavování budov klimatizací.

Při provedení centrálních venkovních jednotek jako reverzibilní tepelná čerpadla, mohou být u tohoto systému klimatizované místnosti v chladném období naopak vytápěny. A některá z dnes vyráběných zařízení mohou současně v určitých místnostech vytápět a v jiných chladit. Venkovní jednotky pracují dnes již výhradně s chladivem R 407c.

CCI 11/2001

(Ku)

## \* Perspektiva oxidu uhličitého jako chladiva

Na semináři pořádaném Výzkumným centrem pro chladicí techniku a tepelná čerpadla v Hannoveru se 70 účastníků zabývalo otázkou perspektivy CO<sub>2</sub> jako chladiva. Závěr semináře zněl: Oxid uhličitý jako chladivo se již dobře zavedl, avšak jeho použití v klimatizaci si vyžadá ještě několik let, především pro malé chladicí výkony.

Na semináři proběhly informace o problémech při probíhajícím výzkumu chladicích zařízeních s CO<sub>2</sub> pro automobily a autobusy, jakož i o projektu vytápění budov za použití CO<sub>2</sub> v tepelných čerpadlech s vysokými výstupními teplotami...

CCI 11/2001

(Ku)

## \* Štítkování klimatizačních jednotek v EU

Od 1. června 2001 je ve státech EU, podle nařízení Energetické komise EU č. 92/75 EEC, povinné opatřovat elektricky poháněné klimatizační jednotky do 12 kW chladicího výkonu

štítky, z nichž bude patrna jejich energetická účinnost. Jednotky mají být zařazovány do jedné z tříd energetické účinnosti na podkladě hodnot EER. Jde o sedm tříd A až G, přičemž nejvyšší účinnost patří do třídy A. Za současného stavu špičkové jednotky lze zařadit do skupiny B, většina však patří do skupiny C až E.

Jedná se o tyto čtyři skupiny jednotek: jednotky kompaktní = okenní, stěnové (single packaged), samostatně dělené (split packaged), dělené s více vnitřními jednotkami (multi-split packaged), dělené jednokanálové (single ducted split packaged). Hodnota EER je poměr vyrobeného chladicího (topného) výkonu k tomu potřebnému el. příkonu.

Štítky mj. musejí obsahovat tyto údaje: výrobce/dodavatele, třídu energetické účinnosti (A až G), provozní režim (jen chlazení, chlazení/vytápění), max. chladicí výkon kW, max. topný výkon kW, příkon (při max. chladicím výkonu a 500 provozních hodinách), hodnotu EER při max. chladicí zátěži, údaj zda jsou vzduchem či vodou chlazené, hladinu hluku.

CCI 11/2001

(Ku)

## \* Klimatizace a nemoci

Prohlášení v tisku Dr. Martina Möritze z Institutu hygieny při technické univerzitě v Berlíně: „Klimatizační zařízení činí obyvatele Berlína nemocnými“ vyvolalo řadu emocí. Autor prověřil asi 1500 klimatizačních zařízení v hlavním městě SRN. Nejdůležitějšími poznatky prověrky jsou: jen asi 10 až 15 % zařízení bylo bez chyby, ostatním zařízením vystavil špatné vysvědčení pro nedostatečnou údržbu a hygienu. Odborným pracovníkům techniky prostředím předložil obrázky, i od novějších zařízení, s bakteriemi zamořenými filtry a nádržemi pod pračkami a chladicí, bakteriemi rozežranými těsněními a tlumiči hluku, z nichž jsou po krátké provozní době uvolňována vlákna. Očekává se, že tato „fušeřina“ nalezne sluchu u odborníků Sdružení pro vzduchotechniku a sušárenství (FLT) ke zjednaní nápravy.

CCI 11/2001

(Ku)

## \* Úvahy o budoucnosti klimatizace

V září 2001 se v rámci Sdružení pro vzduchotechniku a sušárenství sešlo na 40 německých špičkových vědců, projektantů, dodavatelů zařízení a výrobců komponentů v semináři na téma „Nové stěžejní body ve výzkumu technického vybavení budov“.

Sdružení pro vzduchotechniku a sušárenství (FLT) je vědecko-technický spolek, financující z členských příspěvků a dotací (ročně asi 13 až 15 mil. DM) projekty k průmyslovému výzkumu v oblasti technického vybavení budov a sušicí techniky. Byl založen v r. 1964 a dosud vypracoval přes 260 výzkumných záměrů.

V rámci diskuse se účastníci dohodli na těchto aktuálních tématech: fasády a technika prostředí (TP), vytvoření databanky úspěšných zařízení, podklady k hodnocení komfortu, kvalita vnitřního ovzduší a osobní výkonnost, spotřeba energie, energetické limity pro zařízení TP vzhledem k současným nařízením o úsporách energie, hybridní větrání, regulace a řízení procesů systémů TP (vč. senzoriky a chování při dílčí zátěži), ochrana proti požáru a odkuřování, filtrační technika šetřící energii, materiály proti růstu zárodků, propojování simulace a měření, používání obnovitelných energií v TP a v technické výstavbě budov, simulace proudění pro zařízení TP, zařízení TP v souladu s hygienickými předpisy. Na základě těchto témat byl postaven úkol vypracovat seznam priorit a na jeho podkladě formulovat konkrétní aktivity.

Závěr sešlosti vyzněl v tom smyslu, že přes různé výzkumné aktivity ke zlepšení techniky prostředí s ohledem na technická řešení, úspory energie a hygienické aspekty, je třeba nutně pracovat na opatřeních, která by zlepšila po léta špatný image klimatizační techniky v široké veřejnosti.

CCI 11/2001

(Ku)