

Účinnost rotačních výměníků tepla ovlivněná netěsností



Rotary Heat Exchanger Efficiency as Influenced by an Air Leakage Loss

Tepelná účinnost rotačních výměníků tepla je závislá na tlakových rozdílech mezi čelními plochami rotoru. Průtoky venkovního a odváděného vzduchu jsou odděleny obvodovými a radiálními těsnicími pásy na povrchu rotoru, které nejsou dokonale těsné. Pronikání vzduchu těmito netěsnostmi je doprovázeno přenosem příměsí vzduchu a teplem, které ovlivňuje účinnost zpětného získávání tepla. V příspěvku jsou uvedeny závislosti průtoku netěsnostmi na rozdílech tlaků na základě laboratorních a provozních měření. Diskutován je problém s aplikací normy EN 308/1998 pro hodnocení výměníků tepla a možnost pro její zlepšení.

Klíčová slova: výměníky tepla, účinnost, tlakové rozdíly, netěsnost

The thermal efficiency of rotary heat exchangers depends on pressure differences existing on face surfaces of the rotor. The air passages of extracted and ventilation air flows are separated by peripheral and radial sealing strips that are not perfectly tight. Air penetrating through this clearance is associated with transferring contaminants and heat that changes the efficiency of heat regeneration. The functional relationship between the pressure differences and clearance air flow is described as based on laboratory and field measurements. Discussed are also the problem with application of code EN 308/1998 for testing and rating of heat exchangers, and the opportunity for its improvements.

Key words: heat exchangers, effectiveness, pressure differences, leakage

ÚVOD DO PROBLEMATIKY

Výkonnost rotačních výměníků tepla je ověřována metodou podle ČSN EN 308 z května 1998 [1].

Výkonnost je vyjádřena těmito parametry:

1. účinnost výměny tepla
2. tlakové ztráty
3. těsnost pláště a těsnících lišt, vyjádřené
 - vnější netěsností,
 - vnitřní netěsností;
4. přenos vzduchu rotací a čistícím sektorem (pokud jej výměník má) – tato zkouška, vyžadující použití analyzátor plynů, nebyla pro nedostupnost měřicí techniky (analyzátor plynů) zařazena do programu zkoušek.

Podmínky pro určení těchto parametrů udává ČSN EN 308. Ke splnění těchto podmínek byla měřicí trať pro měření výkonosti upravena přidáním třetího ventilátoru, jak bude vysvětleno dále.

METODIKA MĚŘENÍ A ANALÝZA

Účinnost

Účinnost výměny citelného tepla z odváděného vnitřního vzduchu do proudu vzduchu venkovního, vztažená na průtok venkovního vzduchu na vstupu do rotoru

$$\phi_e = \frac{\Delta t_e}{\Delta t_1} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e2}} = f(M_e)$$

je vyjádřena poměrem ohřátí venkovního vzduchu a rozdílu teplot vzduchu odpadního (vnitřního) a venkovního na vstupu do výměníku.

Účinnost je závislá na obou průtocích vzduchu. *Referenční (jmenovitý) průtok* $M_i = M_e$ odpovídá čelní rychlosti nabíhajícího vzduchu $v_e = 2,5$ m/s při hustotě vzduchu $\rho = 1,2$ kg/m³.

Účinnost závisí také na velikosti poměru hmotnostních průtoků venkovního a odpadního (vnitřního) vzduchu M_e / M_i (hodnoty M_i na vstupu a M_e na výstupu výměníku). Hodnota účinnosti, stanovená měřením při nerovných průtocích $M_e \neq M_i$ byla korigována faktorem k_F (vztah jsem odvodil z projektových podkladů fy. Flákt)

$$k_F = -0,0202 \cdot (M_e / M_i)^2 - 0,3143 \cdot (M_e / M_i) + 1,3317$$

který pro $M_e < M_i$ je $k_F > 1$

a korigovaná hodnota účinnosti je $\Phi_{e \text{ kor}} = \Phi_{e \text{ měřím}} / k_F$.

Podmínky pro měření účinnosti

Tlaky

$p_{e2} = p_{i1} + (0 \text{ až } 20) \text{ Pa}$

tato podmínka nepřipouští kontaminaci venkovního vzduchu odpadním vzduchem.

Teploty

$t_{i1} - t_{e1} \geq 20 \text{ K}$

tato podmínka zajišťuje dostatečnou přesnost určení rozdílů teplot.

Výměník pro průtok menší než $1,5 \text{ m}^3/\text{s} = 5400 \text{ m}^3/\text{h}$ musí být opatřen izolací o tloušťce nejméně 50 mm. Použita byla izolace molitanem 100 mm nebo 50 mm skelné vláknité rohože.

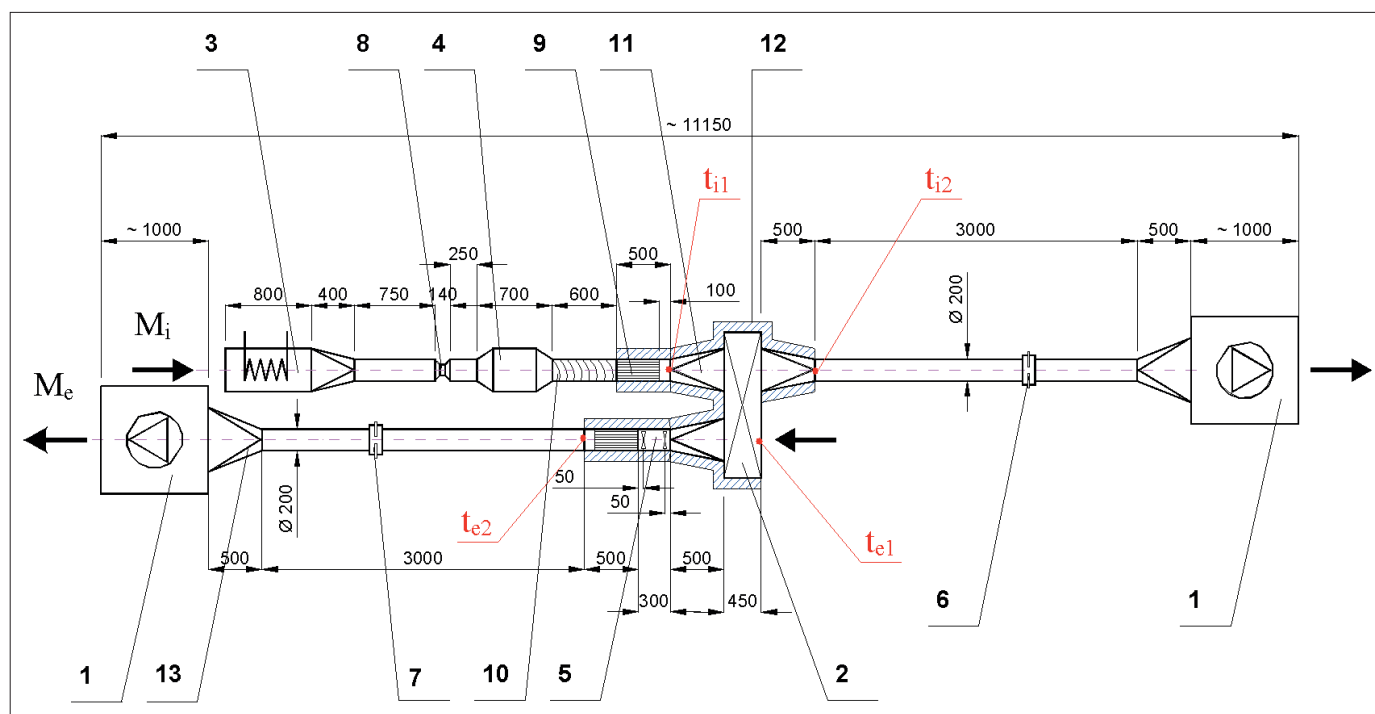
Výsledky lze brát za správné, pokud kontrolní měření **poměru přenesených tepelných toků** prokáže, že jsou v mezích

$$0,95 \leq P_e / P_i \leq 1,05$$

$$\text{kde } P = \rho \cdot c_p \cdot V \cdot \Delta t$$

Poměr přenesených toků tepla je požadován stanovit pro kombinace průtoků

M_i/M_i	2	1	0,67	1,5	0,67	1	1	1,5
M_e/M_i	1	1	1	1	0,67	0,67	1,5	1,5



Obr. 1 Experimentální zařízení k testování rotačních regeneračních výměníků tepla
 t – odporové teploměry vícenásobné Pt 100 třídy B, odběry statického tlaku k určení tlakové ztráty byly v komorách přechodu u výměníku

- Legenda:

- 1 – Ventilátor s regulací otáček ve 20 stupních
- 2 – Měření regenerační výměník
- 3 – Ohřivač 6 kW/6 stupňů nastavení
- 4 – Ventilátor Mixvent TD, plně regulovatelný

- 5 – Dvojitý vířič
- 6 – Clona měřicí (průtok interní)
- 7 – Clona měřicí (průtok externí)
- 8 – Průtokoměr typu Venturi FMU Lindab
- 9 – Usměrňovač proudu vzduchu před clonkovou tratí
- 10 – Pružná hadice z PVC s drátěnou vložkou – mezikus k vyrovnání teplotního profilu
- 11 – Přečhy ze skříně rotoru na Ø clony
- 12 – Izolace 100 mm molitan, resp. 50 mm skelná vlna
- 13 – Přečhod

Tato podmínka nemohla být splněna pro neurčitost teploty t_{i2} , ovlivněné značně přiměšováním venkovního vzduchu o teplotě t_{e1} do vzduchu odpadního netěsnostmi radiálních lišt, pod působením rozdílu tlaků, daného dvojnásobkem tlakové ztráty rotoru, při splnění podmínky $p_{e2} = p_{i1} + (0)$. Protože také průtok $M_{i2} > M_{i1}$ vlivem přísávání netěsnostmi, byla tato podmínka pominuta.

Podmínka pro tlaky $p_{e2} = p_{11} + (0 \text{ až } 20)$ by nemohla být nikdy splněna při uspořádání zkoušky podle obr. 3 citované normy, proto bylo zapojení doplněno pomocným ventilátorem v cestě odpadního vzduchu podle obr. 1.

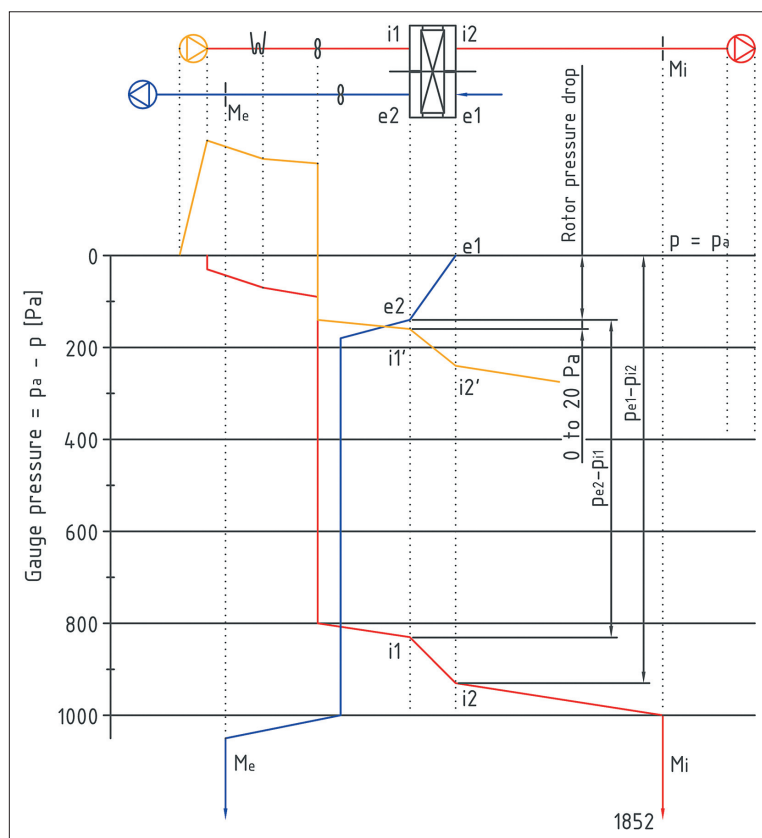
V obr. 2 je zakreslen průběh tlaků v obou větvích, venkovního (modře) a odváděného vzduchu. V trati podle normy je průběh podtlaků v cestě odváděného vzduchu červeně. Rozdíl tlaků mezi komorami e2 a i1 je 150–830 – – 670 Pa. Na normou požadovaný rozdíl (0 až 20) Pa je možné průběh tlaku upravit třetím (žlutým) ventilátorem s plynulou regulací otáček.

Neurčitosti při měření průtoků se připouštějí $\pm 3 \%$ a výsledné účinnosti rovněž $\pm 3 \%$. Použitím clonových tratí se dosáhlo neurčitosti určitě lepší, než je požadovaná normou.

Tlaková ztráta

se stanoví při stejných průtocích vstupujícího vzduchu do výměníku $M_{e1} = M_{i1}$. Výsledek se koriguje na standardní hustotu vzduchu

$$\Delta p = \Delta p_m \frac{\rho_m}{1.2} = f(M)$$



Obr. 2 Naměřené podtlaky podél propojených částí experimentálního zařízení.

Gauge pressure = podtlak vůči okolnímu atmosférickému tlaku,

Rotor pressure drop = tlaková ztráta rotoru

Přetlak mezi výstupní komorou venkovního a vstupní komorou vnitřního vzduchu smí být při měření tlakové ztráty v mezích

$$\Delta p_{e2-i1} \leq \pm 50 \text{ Pa}$$

Neurčitost měření rozdílu tlaků se připouští do $\pm 3 \%$, chyba průtoků opět do $\pm 3 \%$.

Vnější netěsnost

Pronikání vzduchu pláštěm se stanoví pro rozdíl tlaků na plášť výměníku 400 (250) Pa. Udává se poměrem průtoku pláštěm ke jmenovitému průtoku výměníkem

$$M_{ne} / M_j \cdot 100 [\%]$$

Skříň byla zkoušena při vnitřním přetlaku. Požadovaná přesnost měření tlaku $\pm 3 \%$ tj. ± 12 resp. ($\pm 7,5$) Pa, což bylo bezpečně splněno.

Vnitřní netěsnost

Pronikání vzduchu obvodovými a radiálními lištami byla stanovena pro tlakové rozdíly 10 a 20 Pa mezi prostorami na vstupech/výstupech rotoru, za jeho rotace nominálními otáčkami

$$\Delta p_{e1-i1} (= 11-21) \text{ a } \Delta p_{e1-i2} (= 11-22).$$

Uspořádání měření ukazují obr. 3 a 4. Výsledek se udává poměrem průtoku pláštěm ke jmenovitému průtoku výměníkem

$$M_{ni} / M_j \cdot 100 [\%]$$

Algoritmus použitý k měření netěsnosti

Průtok vzduchu netěsnostmi závisí na přetlaku (podtlaku) v potrubí (v jednotce, součásti VZT zařízení). Průtok netěsnostmi pláště rotoru byl zjišťován za přetlaku uvnitř.

$$M_{ni} = f(\Delta p_p).$$

K měření průtoku byly použity kalibrované vstupní kónické clony (podle britské normy), které jsou výměnné, ve třech velikostech. Cejchovní závislosti **hmotnostního průtoku netěsnostmi** [kg/s] na podtlaku ve cloně [Pa] mají tvar

$$M_{ni} = A \cdot \Delta p_c^m \cdot \sqrt{\rho_c} \quad [\text{kg/s, Pa, kg/m}^3].$$

Kalibrací zjištěné veličiny mají hodnoty

Vstupní clona	Konstanta A	Exponent m
A	$1,3215 \cdot 10^{-3}$	0,4980
B	$0,8251 \cdot 10^{-3}$	0,4589
C	$2,765 \cdot 10^{-4}$	0,5083

Podtlak v měřicí trysce použité k měření průtoku Δp_c byl stanoven z výchytky Δl_c (mm) mikromanometru plněného lihem o hustotě $\rho_M = f(t_M)$ [kg/m³], při nastavitelném sklonu $\sin \gamma = 1:a$ (s hodnotami $a = 1, 2, 4, 8, 10, 25, 50$)

$$\Delta p_c = g \cdot \Delta l_c \cdot \rho_M \cdot 10^{-3} \cdot \sin \gamma.$$

Obdobně z výchytky Δl_p byl stanoven přetlak ve skříni s rotorem Δp_p .

Hustota vzduchu nasávaného do trysky byla stanovena z barometrického tlaku vzduchu p v laboratoři s korekcí na tlak vodních par p_D zjištěný aspiračním psychrometrem a při teplotě nasávaného vzduchu t_c ze vztahu

$$\rho_c = \frac{p - 0,378 \cdot p_D}{287,1 \cdot (273,15 + t_c)}$$

Fiktivní rychlost pronikání vzduchu stěnou (povrchem pláště skříně rotoru) o ploše S_p

$$v_s = \frac{M_n}{\rho_c \cdot S_p} \left[\frac{\text{m}^3 / \text{s}}{\text{m}^2} = \text{m} / \text{s} \right]$$

Vnější netěsnost byla stanovena v poměru ke jmenovitému průtoku standardního vzduchu M_j , vypočítanému z čelní rychlosti 2,5 m/s, čelní plochou A_c jedné poloviny činné části rotoru

$$M_j = 1,2 \cdot A_c \cdot 2,5 \quad [\text{kg/s}].$$

VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Presentované výsledky byly získány měřením v laboratoři na rotorech o průměru 500 a 700 mm s hloubkou rotoru 250 mm. Materiálem rotorů byl neupravený tenký hliníkový plech, plochý a zvlněný. Otáčky rotoru byly 12,5 a 14,2 1/min.

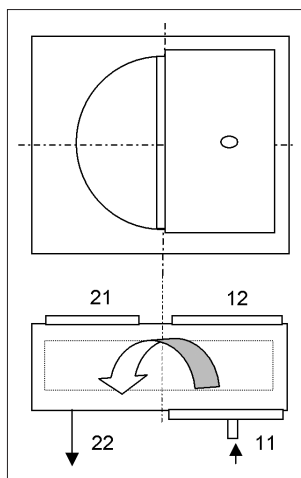
Vnější netěsnost byla stanovena po pečlivém zakrytí vstupních a výstupních otvorů ve skříni výměníku. Příklad výsledku je v obr. 5. Průtok netěsnostmi závisí na pracovním tlaku v nainstalované VZT jednotce. Uvedené výsledky průtoku jsou vztaheny k nominálnímu průtoku jedním směrem. Pokud je vnitřní tlak menší než vnější, M_{ne} je třeba přičíst k dopravovaným průtokům (napůl k průtokům každým z ventilátorů).

Vnitřní netěsnost je způsobena nedokonalou těsností obvodových a radiálních těsnicích lišt. Hodnoty průtoků mezi komorami 11–22 a 11–21 jsou prakticky stejné, jak je zřejmé z obr. 6. Tato netěsnost dominantně ovlivňuje vnitřní přiměšování venkovního vzduchu do vnitřního. Průtok vnitřní netěsností v zobrazení je vztahen k povrchu pláště výměníku. Průtok vnějšího vzduchu 11–21 snižuje vstupní teplotu vnitřního vzduchu a tím snižuje tepelnou kapacitu hmoty rotoru a tím také tepelnou účinnost zpětného získávání tepla. Průtokem vzduchu netěsností 11–22 je pouze ovlivněn průtok odváděcím ventilátorem, bez vlivu na tepelnou účinnost. Oba vnitřní průtoky netěsnostmi jsou paralelní, avšak jejich velikost závisí na skutečných tlakových rozdílech. Hodnoty je možné z výsledků testů vypočítat s použitím analytických vztahů.

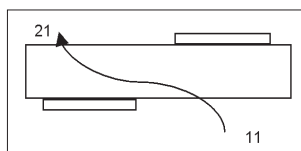
Tlaková ztráta rotoru závisí na konstrukčních parametrech zvlnění pásků plechu v rotoru (rozteč a výška vln). Dvojnásobná hodnota tlakové ztráty je limitem pro minimální tlakový rozdíl mezi komorami e2 a i1. V našem případě byla tato hodnota 300 Pa (podle obr. 7) pro menší a 200 Pa pro větší rotor, při nominální čelní rychlosti 2,5 m/s.

Teplotní účinnost. Výsledné hodnoty, uvedené v obr. 8 ukazují rozptyl $\pm 2 \%$. Tyto hodnoty byly získány při pečlivém respektování podmínek, vyžadovaných normou EN 308. Praktické tlakové poměry na rotoru, instalovaném ve VZT jednotce jsou většinou jiné. Pro bezpečnost, s ohledem na zamezení přenosu vnitřního vzduchu do čerstvého venkovního, jsou doporučovány hodnoty

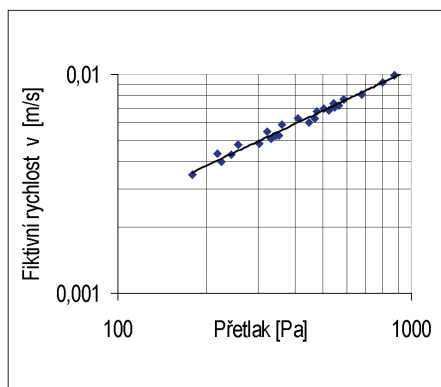
$$p_{e1} = p_{i2} + (140 \text{ až } 350) \text{ Pa}.$$



Obr. 3 Příklad uspořádání měření vnitřní netěsnosti mezi komorami 11 a 22

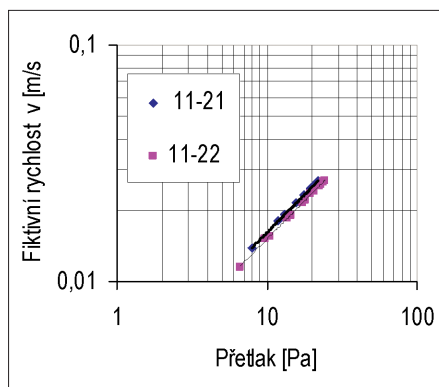


Obr. 4 Průtok vnitřní netěsností mezi komorami 11 a 21

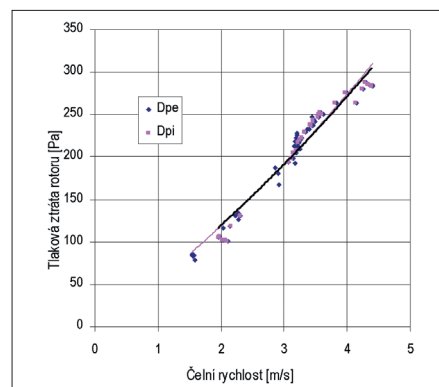


Obr. 5 Příklad naměřeného průtoku vzduchu netěsností plášťem výměníku

Hodnoty M_{ne} jsou 2,3 % nominálního průtoku vzduchu M_j při vnitřním přetlaku 400 Pa

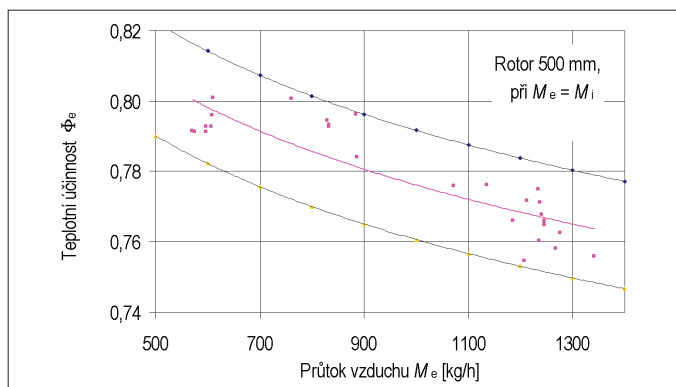


Obr. 6 Příklad naměřeného průtoku vzduchu vnitřní netěsností mezi komorami 11–21 a 11–22. Hodnoty M_{ni} jsou 9,6 % nominálního průtoku vzduchu M_j při vnitřním přetlaku 20 Pa



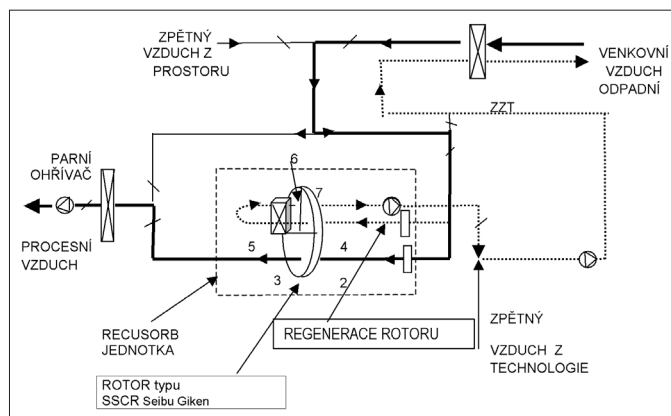
Obr. 7 Tlaková ztráta při průtoku rotorem o průměru 500 mm.

Hodnoty při průtoku vnitřního i venkovního vzduchu jsou stejné.



Obr. 8 Výsledky měření teplotní účinnosti na rotoru o průměru 500 mm

Křivka středních hodnot a horní a dolní mez pro odchylky $\pm 2\%$ od průměru



Obr. 9 Desikační rotor pro technologické zařízení pro sušení materiálu odvlhčovaným vzduchem

Zda budou tyto hodnoty dostatečné, závisí na tlakové ztrátě rotoru. Přesněji je tato podmínka vyjádřena na druhé straně rotoru, tj. přetlaky musí být

$$p_{e2} \geq p_{i1} + (\text{bezpečnostní přírážka, např. 0 až 20) Pa}.$$

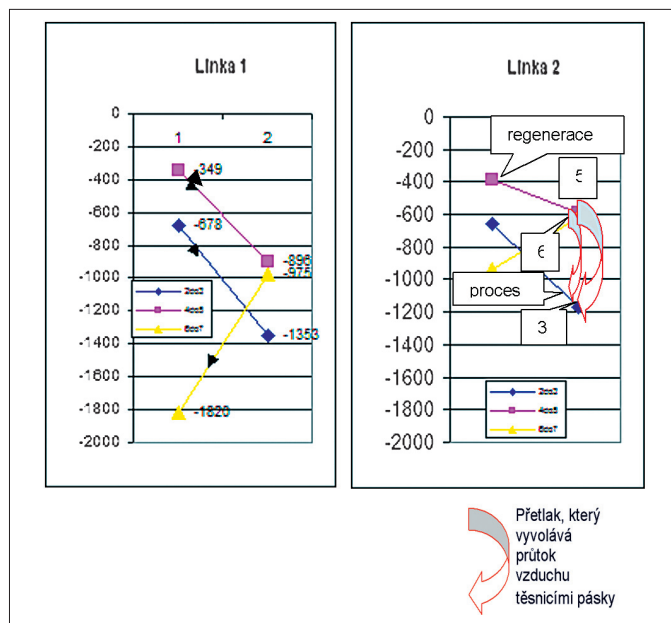
Tento limit je nezávislý na umístění přiváděcího a odváděcího ventilátoru.

Podstatně složitější jsou průtokové a tlakové poměry v praktických aplikacích, jak demonstruje obr. 9. Desikační rotor má regenerační část rozdělenou na dvě poloviny, skutečnou regenerační část 6–7 a dochlazovací část při průtoku 4–5. V obr. 10 jsou naměřené tlakové rozdíly na dvou výrobních linkách. Kritický je nevhodný průnik vzduchu z komory 5 a 6 do komory 3, spojený s přenosem vlhkého regenerovaného vzduchu do proudu vysušeného procesního vzduchu.

Tepelná účinnost, jako kritérium kvality zpětného získávání tepla, je ovlivněna směřováním venkovního vzduchu, pronikajícího vnitřními netěsnostmi v rotoru a jeho skříni do proudu vnitřního vzduchu před jeho vstupem do rotoru. Stejný účinek má průnik venkovního vzduchu čistícím sektorem. Tímto míšením se snižuje vstupní teplota vnitřního vzduchu na

$$t_{i1} = t_{i1} - \Delta t_i$$

kde pokles teploty Δt_i je dán bilanční rovnicí adiabatického směřování dvou proudů vzduchu – odváděného s pronikajícím vnitřní netěsností 11–21 a 12–21.



Obr. 10 Tlaky [Pa] v komorách skříňe výměníku podle obr. 9

ZÁVĚRY

U rotačních regeneračních výměníků nejsou nikdy oba proudy vzduchu dokonale odděleny. Průtoky netěsnostmi v těsnících lištách jsou závislé na rozdílech tlaků mezi komorami výměníku.

Pro přípustné hodnoty průtoků netěsnostmi jsou nejdůležitější pozitivní (nebo alespoň nulové) rozdíly tlaků mezi výstupní komorou venkovního přiváděného vzduchu a vstupní komorou odváděného vzduchu (v tomto příspěvku označené jako $e_2 - i_1$ nebo 12–21). Určitý přetlak je potřebný pro správnou funkci čistícího sektoru, když je důležité bránit přenosu škodlivin (operační sály nemocnic, laboratoře, čisté prostory).

V praktických instalacích, kde jsou větší rozdíly tlaků na kole rotoru, je účinnost ZZT vždy menší, než udávají výsledky laboratorního testování těchto výměníků.

Použité symboly

A – aktivní čelní plocha rotoru [m^2]
 c – měrná tepelná kapacita [$J/(kg \cdot K)$]
 g – gravitační zrychlení [m/s^2]
 k – korekční faktor
 l – výchylka mikromanometru [mm]
 M – hmotnostní průtok vzduchu [kg/s]
 p – tlak [Pa]
 P – sdílený tepelný tok [W]
 S – povrch komory výměníku [m^2]
 t – teplota [$^{\circ}C$]
 v – rychlost [m/s]
 V – objemový průtok vzduchu [m^3/s , m^3/h]
 Δ – rozdíl dvou hodnot
 Φ – tepelná nebo teplotní účinnost výměny tepla
 γ – úhel sklonu mikromanometru [$^{\circ}$]
 ρ – hustota [kg/m^3]

Indexy

a – atmosférický (tlak v laboratoři)
 c – podmínky měření clonou
 cor – korigovaná hodnota
 D – vodní pára
 e – vnější (přiváděný, venkovní) průtok vzduchu
 i – vnitřní (odváděný) průtok vzduchu
 j – jmenovitá (referenční) hodnota
 m – měřená hodnota
 M – mikromanometr
 n – průtok vzduchu netěsností
 p – přetlak
 1, 2 – vstupní, výstupní strana výměníku (rotoru), 11 – vstup prvního vzduchu, 21 – vstup druhého vzduchu, 12 – výstup prvního vzduchu, 22 – výstup druhého vzduchu – označení použité při měření netěsností

Poděkování.

Příspěvek byl připraven s použitím výsledků měření na experimentálním zařízení postaveném s podporou firmy Elektrodesign Ventilátory. Poděkování také patří MŠMT České republiky za podporu výzkumným záměrem č. 6840770011 „Technika životního prostředí“.

Článek je upraveným příspěvkem autora, který byl přednesen na mezinárodní konferenci Klimatizace a větrání 2006 v Praze.

Použité zdroje:

- [1] ČSN EN 308 (květen 1998): Výměníky tepla – Zkušební metody pro ověřování zařízení pro zpětné získávání tepla.
- [2] VDI Richtlinien: Heat recovery in heating, ventilation and air conditioning plants. Düsseldorf December 1997

Ze zahraniční literatury

□ Khoder, M. I.: **Formaldehyde and Aromatic Volatile Hydrocarbons in the Indoor Air of Egyptian Office Buildings.** (Formaldehyd a aromatické uhlovodíky ve vnitřním ovzduší egyptských administrativních budov).

Indoor and Built Environment, 15, 2006, č. 4, s. 379–387.

V zimním období 2003–2004 byly v šesti administrativních budovách na předměstí egyptské Gizy a v jejich blízkosti venku měřeny koncentrace formaldehydu a aromatických uhlovodíků (benzen, toluen, etylbenzen, m,p-xylén, o-xylén).

Průměrná hodnota formaldehydu uvnitř nekuřáckých budov byla 59,79 ppb a 81,01 ppb v budovách s povoleným kouřením. Nejvyšší hodnoty formaldehydu byly naměřeny ve zcela nové budově s kouřením (90 ppb), nejnižší (36,16 ppb) ve staré nekuřácké budově. Během celého období trvání studie byla překročena NPK pro formaldehyd (dle ASHRAE 0,1 ppm) ve 13,33 % v nekuřáckých prostorech, ve 20 % v kuřáckých a v 16,67 % ve všech měřených budovách. Průměrné vnitřní koncentrace uvedených aromatických uhlovodíků byly: benzen 4,32 ppb, toluen 25,06 ppb, etylbenzen 3,60 ppb, m, p-xylén 9,14 ppb a o-xylén 4,38 ppb. Průměrná koncentrace aromatických uhlovodíků v nekuřáckých kancelářích byla nižší a v kuřáckých vyšší než průměrná hodnota. Výjimkou byl benzen, jehož hodnota venku byla vždy vyšší. Všechny budovy byly řádně větrány a uklizeny.

Výsledky měření ukazují, že rakovinotvorné produkty spalování tabáku v interiéru dlouhodobě přetrvávají navzdory větrání a úklidu.

(Laj)

* Světový trh klimatizace mírně roste

Podle japonského časopisu *Jarn*, v důsledku lehkého poklesu odbytu v Evropě a v Číně, stabilního prodeje v Japonsku a malého nárůstu v USA, vzrostl v roce 2005 světový trh klimatizačních jednotek jen asi o 3 % na 60 mil. přístrojů.

V Číně mírně poklesl obyt klimatizačních jednotek z 20 na 19,5 mil. kusů, v USA naopak vzrostl z 12,9 na 13,5 mil. kusů, z čehož je cca 6 mil. kusů okenních klimatizačních jednotek. S cca 7,7 mil. kusů klimatizačních jednotek byl japonský trh v roce 2005, ve srovnání s předešlým, stabilní.

V Evropě sleduje Jarn pravidelně trh v Německu, Francii, Velké Británii, Itálii, Španělsku a v Řecku. Po rekordním obytu cca 4,8 mil. kusů v roce 2004, v důsledku mimořádně teplého léta v roce 2003, poklesl trh klimatizačních jednotek v roce 2005 asi o 12 % na 4,2 mil. kusů jednotek. Jarn odhaduje pro rok 2006 obyt v Itálii na 1,6 mil. kusů, ve Španělsku na 1,5 mil. kusů a ve Francii, Řecku a Velké Británii mezi 320 až 450 tis. kusy. O Německu nemá Jarn žádné údaje.

CCI 3/2006

(Ku)

* Ekologické tepelné čerpadlo

Švýcarská vývojová firma awtec AG z Curychu ve spolupráci s výrobcem tepelné techniky Stiebel Eltron AG vyvinula nové tepelné čerpadlo pro vytápění a ohřev teplé vody v nízkoenergetických a pasivních domech. Ekologické tepelné čerpadlo s deskovým výměníkem používá jako první pro přenos energie přírodního, nejezdového a nehořlavého oxidu uhličitého. Použití CO_2 má termodynamické výhody při ohřevu vody na vyšší teploty, vylučuje užívání i dosud přípustných halogenovaných uhlovodíků a představuje nekorodující médium pro konstrukci výměníku.

Prototyp čerpadla prošel typovou certifikací ve zkušebním ústavu pro tepelná čerpadla ve Fachhochschule Buchs. Jeho předností je účinnost, při níž se z každé kWh energie vložené do pohonu čerpadla získává 5 kWh energie v teple a teplé vodě. Čerpadlo získalo nominaci na cenu Swiss Technology Award 2006 a připravuje se u Stiebel Eltron k uvedení na trh.

Pramen: Tisková zpráva ceny Swiss Technology Award 2006 k veletrhu Hannover Messe 2006

(AB)