

Stanovení účinnosti ZTZ

Determination of the Efficiency of Heat Recovery

Recenzent
Ing. Miloš Lain, Ph.D.

Chcete-li určit účinnost zpětného získávání tepla ventilační jednotky v členských státech EU, je třeba použít několik různých metod. Tento článek si klade za cíl upozornit na rozdíly v hodnotách účinnosti rekuperace tepla pro stejnou větrací jednotku, získané různými metodami.

Klíčová slova: rekuperace tepla, zkušební postupy

To determine the effectiveness of heat recovery of ventilation unit in EU Member States you need to use several different methods. This article aims to highlight the differences in the values efficiency of the heat recovery for the same ventilation unit obtained by different methods.

Keywords: heat recovery, test procedures

ÚVOD

V článku jsou porovnány tři metodiky stanovení účinnosti zpětného získávání tepla (dále ZTZ) u větrací jednotky s výměníkem ZTZ.

Pro porovnání jsou vybrány postupy uznávané u státních institucí i u významných soukromých organizací, které významně ovlivňují trh s těmito výrobky v Evropské unii.

Jde o následující dokumenty:

- ČSN EN 308 [1],
- Požadavky a testovací postupy... PHI Darmstadt [2],
- Specifické postupy pro ventilátory a větrací jednotky k posouzení možnosti jejich zařazení do databáze EPB [3].

U každého z těchto dokumentů je odlišné matematické i fyzikální vyjádření účinnosti zpětného získávání tepla z odváděného vzduchu do přiváděného vzduchu u větraného prostoru.

K porovnání jsou využity parametry fiktivní vzduchotechnické jednotky, které zjednodušují výpočty a dodržují požadované podmínky testů.

PARAMETRY FIKTIVNÍ VĚTRACÍ JEDNOTKY

Fiktivní větrací jednotka (dále jen „FVJ“) je zvolena tak, aby plně vyhověla požadavkům normy ČSN EN 308 a přitom umožnila zjednodušení výpočtů a následné porovnání s výsledky výpočtů podle ostatních dokumentů.

FVJ je větrací jednotka s deskovým rekuperačním výměníkem tepla, která má provozní rozsah průtoků 100 až 300 m³/h. Protiproudý křížový deskový výměník je vyroben z plastu. Předpokládá se tvarová odolnost kanálků i při kombinaci přetlaku v jednom proudě a podtlaku v druhém proudě vzduchu. Jednotka s tímto výměníkem má nulovou vnitřní i vnější netěsnost. Vzduchové cesty, včetně vstupních a výstupních otvorů, jsou u obou proudů vzduchu shodné. Použité filtry na vstupech proudů jsou shodné G4.

Teploty přivodního vzduchu na vstupu do jednotky jsou:

$$t_{21} = 5^{\circ}\text{C}, t_{m21} = 3^{\circ}\text{C} \text{ při } \rho_{21} = 1,27 \text{ kg/m}^3, x_{21} = 3,9 \text{ g/kg}, \varphi_{21} = 72 \%$$

Teploty odváděného vzduchu na vstupu do jednotky jsou:

$$t_{11} = 25^{\circ}\text{C}, t_{m11} < 14^{\circ}\text{C} \text{ při } \rho_{11} = 1,18 \text{ kg/m}^3, x_{11} = 5,5 \text{ g/kg}, \varphi_{11} = 28 \%$$

Tyto teploty jsou požadovány, aby bylo zabráněno kondenzaci vlhkosti u odváděného vzduchu.

Předpokladem je, že hmotnostní průtoky u přiváděného i odváděného vzduchu jsou si rovny. Externí tlakové ztráty jsou při všech průtocích v obou případech shodné 100 Pa, dělené po 50 Pa na vstupní i výstupní stranu.

ROZDÍLY V POSTUPECH STANOVENÍ ÚČINNOSTI

Postup podle ČSN EN 308

Zkušební postup pro stanovení tepelné účinnosti rekuperace podle ČSN EN 308 je znázorněn na obr. 1. Ventilátory zkoušené jednotky (1) jsou mimo provoz a průtok na straně přiváděného vzduchu V_{v21} a odváděného vzduchu V_{v11} zajišťují pomocné externí ventilátory (5). Podle schématu, které je uvedeno v normě ČSN EN 306, je rekuperační výměník podroben kombinaci přetlaku na straně odváděného teplého vzduchu a podtlaku na straně venkovního chladného vzduchu.

Požadavek na toto uspořádání vyžaduje tuhou konstrukci výměníku ZTZ, která se nedeformuje přetlakem na jedné straně a podtlakem na druhé straně stěny kanálku.

Měřené teploty na vstupech a výstupech zkoušené jednotky jsou určeny pouze vlastnostmi rekuperačního výměníku a teplo dodávané protékajícím vzduchu výměníkem ZTZ pomocnými ventilátory není zahrnuto do bilance.

Účinnost ZTZ za předpokladu, že při přenosu tepla nedochází ke kondenzaci vlhkosti z odváděného vzduchu, se určí z výrazu:

$$\eta_{\text{ta}} = (t_{22} - t_{21}) / (t_{11} - t_{21}) \quad [-] \quad (1)$$

V tabulce 1 jsou uvedeny další hodnoty jednotlivých veličin u FVJ, které odpovídají údajům zjištěným při zkoušce podle ČSN EN 308, a výsledné hodnoty tepelné účinnosti ZTZ.

Tab. 1 Výsledky podle [1]

V_{vn}	[m ³ /h]	100	150	200	250	300
V_{v11}	[m ³ /h]	102,5	155,1	208,5	256,8	310,2
V_{v21}	[m ³ /h]	95,3	144,0	193,7	238,6	288,2
$V_{m11} = V_{m21}$	[kg/h]	121	183	246	303	366
t_{12}	[°C]	7,4	8,0	8,4	8,8	9,2
t_{22}	[°C]	22,6	22,0	21,6	21,2	20,8
P_{el}	[W]	43	64	85	105	128
$\eta_{t12-11}, \eta_{t21-22}$	[-]	0,88	0,85	0,83	0,81	0,79

V tab 1, obr 1 a obr 2 veličiny značí:

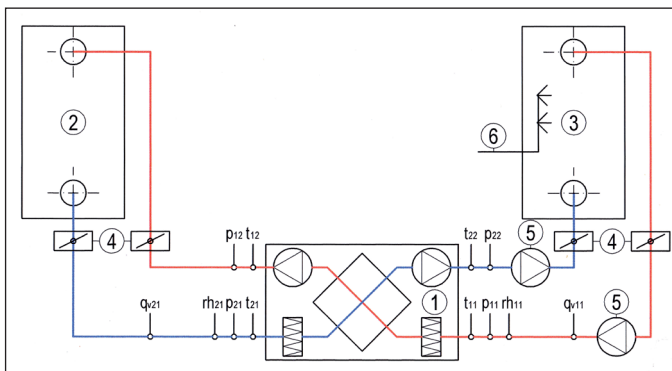
- V_{vN} jmenovitý průtok,
- V_{v11}, V_{v21} objemové průtoky vzduchu při shodě hmotnostních průtoků,
- t_{12}, t_{22} teploty na výstupech z FVJ,
- rh_{11}, rh_{21} relativní vlhkost na vstupech do FVJ (pro všechny průtoky shodná, uvedená výše),
- P_{el} příkon jednotky při shodné externí tlakové ztrátě 100 Pa v obou sledovaných průtocích.

Postup podle požadavků PHI BDR

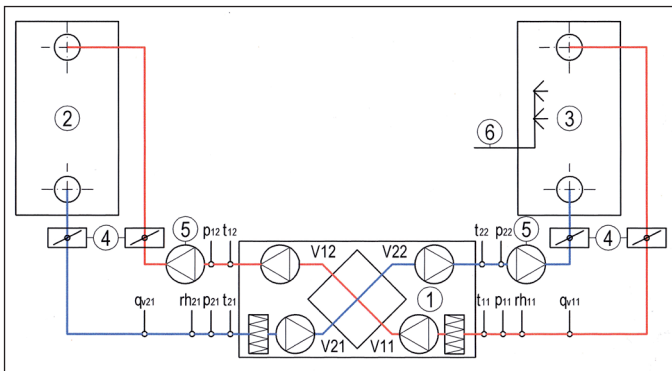
Zkoušky pro získání certifikátu Passivhaus Institutu v BDR [2] se netýkají pouze výměníku ZZT jako v předchozím případě, ale kompletní větrací jednotky. Z tohoto důvodu jsou při zkouškách ventilátory jednotky v provozu a externí ventilátory slouží pouze ke krytí tlakových ztrát rozvodů a přístrojů zkušebního zařízení. Uspořádání ve FVJ, u které jsou ventilátory umístěny podle přání výrobců, je znázorněno na obr. 2.

Ve zkoušené jednotce jsou vždy pouze dva ventilátory. Na schématu na obr. 2 jsou znázorněny dvě možnosti jejich umístění. Ventilátory označené V11 a V21 mají výměník tepla na výtlaku. Ventilátory označené V12 a V22 mají výměník tepla na jejich sání.

Teploty a vlhkosti přiváděného vzduchu a teploty a vlhkosti odváděného vzduchu na vstupech do jednotky nejsou striktně stanoveny, je tedy



Obr. 1 Schéma zkušebního zařízení pro ČSN EN 308



Obr. 2 Schéma zkušebního zařízení pro PHI a EPB.

Legenda k obr. 1 a 2: (1) Zkoušená větrací jednotka s výměníkem ZZT. (2) Studená komora s chladičem vzduchu pro nastavení teploty venkovního vzduchu na vstupu jednotky. (3) Teplá komora s ohřivačem vzduchu pro nastavení teploty odváděného vzduchu na vstupu do jednotky. (4) Regulační klapky pro nastavení tlakové ztráty v jednotlivých větvích. (5) Pomocné ventilátory s plynulou regulací pro nastavení průtoku vzduchu a pokrytí tlakových ztrát jednotky, rozvodů vzduchu a měřících zařízení. (6) Parní zvlhčovač pro nastavení požadované vlhkosti odváděného vzduchu z teplé komory.

V chladné komoře je vlhkost snižována na požadovanou hodnotu chladičí jednotkou komory. Vzduch v komoře cirkuluje přes výparník chladičí jednotky, na kterém lze nastavit potřebnou povrchovou teplotu pro získání požadované vlhkosti vzduchu.

možné použít stavy vzduchu z předchozího postupu. Ostatní požadavky jako externí tlaková ztráta 100 Pa rovnoměrně rozdělená do obou větví, stejně jako požadavek průběhu zkoušky bez kondenzace, jsou shodné s předchozím případem.

Malé ventilátory, které jsou používány u větracích jednotek s příkonem do 100 W, mají nízkou účinnost mezi 20 až 30 %. Směrnice [5], která stanovuje minimální celkové účinnosti ventilátorů ve dvou etapách pro rok 2013 a 2015, se ve většině případů na bytové a domovní jednotky nevztahuje. Platí pro ventilátory s příkony od 125 W do 500 kW a většina těchto malých jednotek má ventilátory s příkonem nižším než 100 W. Výrobci, kteří jsou pod velkým tlakem trhu, přecházejí na EC motory s vyšší účinností.

Pro další postup v porovnání hodnotících postupů je třeba stanovit celkovou účinnost ventilátorů a teplo, které ventilátory předávají do proudu vzduchu. Z podkladu [4] jsou po úpravě použity následující výrazy:

Pro účinnost ventilátoru

$$\eta_c = V_v \cdot \Delta p_c / P_p \quad [-] \quad (2)$$

Pro teplo předané do vzduchu

$$\Delta t_c = \Delta p / (\rho \cdot c_p \cdot \eta_c) \quad [K] \quad (3)$$

kde je:

- P_p příkon ventilátoru snížený o příslušnou část příkonu ovládání jednotky $P_p = (P_{el} - 4) / 2$ [W],
- V_v objemový průtok vzduchu $V_v = V_{v11}$ [m³/s],
- Δp_c celkový dopravní tlak [Pa],
- Δt_c celkové ohřátí vzduchu [K],
- $\rho_{11,21}$ hustota proudícího vzduchu [kg/m³],
- c_p měrná tepelná kapacita vzduchu [J/kg.K],
- η_c celková účinnost ventilátoru [-].

Pro stanovení účinnosti ZZT jsou ve výrazu použita stejná označení a indexy jako v předchozím případě:

$$\eta_{IB} = ((t_{11} - t_{12}) + P_{el} / M_m \cdot c_p) / (t_{11} - t_{21}) \quad [-] \quad (4)$$

kde M_m je hmotnostní průtok odváděného vzduchu [kg/h]

Z výrazu (4) je patrné, že účinnost ZZT se stanoví z ochlazení odváděného vzduchu, na rozdíl od předešlého případu, ve kterém se vychází z přiváděného vzduchu. V tomto neobvyklém řešení je ochlazení odváděného vzduchu korigováno teplem předaným oběma proudům ventilátory FVJ. Naměřená teplota t_{12} zahrnuje snížení hodnoty ochlazení odvádě-

Tab. 2 Výsledky podle [2]

V_{vN}	[m³/h]	100	150	200	250	300
V_v	[m³/s]	0,0285	0,0431	0,0579	0,0713	0,0861
P_p	[W]	19,5	30,0	40,5	52,5	64,0
Δp_c	[Pa]	145	167	192	213	235
η_c	[-]	0,21	0,24	0,27	0,29	0,32
Δt_{12}	[K]	0,58	0,58	0,60	0,62	0,62
$t_{12} + \Delta t_{12}$	[°C]	7,98	8,58	9,00	9,42	9,82
$P_{el} / V_v \cdot c_p$	[K]	1,27	1,25	1,23	1,24	1,25
η_{IB}	[-]	0,914	0,883	0,862	0,841	0,822

ného vzduchu o teplo dodané ventilátorem. V originálním předpisu je dosazovaný průtok vzduchu v kg/h a měrná tepelná kapacita vzduchu je 0,28 Wh/kg.K. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 2.

Pro stanovení účinnosti ZZT není rozhodující uspořádání ventilátorů v jednotce. Když ventilátory tlačí vzduch do výměníku, nebo sají vzduch z výměníku, výsledek vyhodnocení to neovlivní.

Postup podle požadavků EPB Belgie

V Belgii je používán společností EPB předpis [3], který vychází ze zkušební postupu EN 308. Výpočet při vyhodnocení však zohledňuje teplo předané od ventilátorů. Základem je aritmetický průměr z účinností ZZT u přiváděného a odváděného vzduchu. Postup je patrný z následujících výrazů:

$$\eta_{t,c} = \eta_{t,epb} = (\eta_{t,sup} + \eta_{t,eha}) / 2 \quad [-] \quad (5)$$

$$\eta_{t,sup} = (t_{22} - \Delta t_{22} - t_{21} - \Delta t_{21}) / (t_{11} - \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}) \quad [-] \quad (6)$$

$$\eta_{t,eha} = (t_{11} - \Delta t_{11} - t_{12} - \Delta t_{12}) / (t_{11} - \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}) \quad [-] \quad (7)$$

$$\Delta t_{11} = \Delta t_{12} = 0,5 P_{el} / 0,34 V_{v1} \quad [K] \quad (8a)$$

$$\Delta t_{21} = \Delta t_{22} = 0,5 P_{el} / 0,34 V_{v2} \quad [K] \quad (8b)$$

kde je:

$\eta_{t,sup}$ tepelná účinnost na straně přiváděného vzduchu,
 $\eta_{t,eha}$ tepelná účinnost na straně odváděného vzduchu.

Úpravou výrazů (5), (6), (7) a využitím rovnosti hmotnostních průtoků v posuzovaném případě získáme výraz:

$$\eta_{t,c} = \frac{(t_{22} - t_{21}) - 0,5(\Delta t_{22} - \Delta t_{21} - \Delta t_{11} + \Delta t_{12})}{(t_{11} - t_{21}) + (\Delta t_{11} - \Delta t_{21})} \quad [-] \quad (9)$$

Tento předpis zohledňuje polohu ventilátorů v jednotce. Jsou čtyři možnosti:

Výměník tepla je v sání obou ventilátorů $\Delta t_{21}, \Delta t_{11} = 0$
 Výměník tepla je na výtlačku obou ventilátorů $\Delta t_{22}, \Delta t_{12} = 0$
 Přívodní ventilátor tlačí a odtahový ventilátor saje $\Delta t_{21}, \Delta t_{12} = 0$
 Přívodní ventilátor saje a odtahový ventilátor tlačí $\Delta t_{22}, \Delta t_{11} = 0$

V daném předpisu je nazýván celkový příkon jednotky P_{el} spotřebou elektrické energie při zkoušce tepelné účinnosti. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab. 3 Výsledky podle [3]

V_{vN}	[m ³ /h]	100	150	200	250	300
$\Delta t_{11} = \Delta t_{12}^*$	[K]	0,617	0,607	0,600	0,601	0,607
$\Delta t_{21} = \Delta t_{22}^*$	[K]	0,622	0,612	0,605	0,607	0,612
$\eta_{t,sup}$	[-]	0,85	0,82	0,80	0,78	0,76
$\eta_{t,eha}$	[-]	0,91	0,88	0,86	0,84	0,82
η_{tc}	[-]	0,88	0,85	0,83	0,81	0,79

* Ohřátí vzduchu je stanoveno podle pokynů EPB.

ZÁVĚR

Vypočtené hodnoty účinnosti ZZT podle [3] η_{tc} jsou zaokrouhlené, a tudíž číselně shodné s hodnotami stanovenými podle [1] η_{IA} . Ve skuteč-

nosti jsou pro tento případ vyšší o $2,5 \times 10^{-4}$. Vyšší hodnoty vycházejí postupem podle [2], kde je zahrnutý vliv přidaného tepla od ventilátorů jednotky. Předpis [2] omezuje zneužití této výhody výrobci, kteří by chtěli dosahovat komerčně atraktivních hodnot účinnosti ZZT přeměnou elektrické energie na teplo ventilátorů s nízkou účinností, a to požadavkem na elektrickou účinnost zařízení.

Jedná se o celkový příkon elektrické energie větrací jednotky (všechny ventilátory, ovládací zařízení a veškeré nezbytné externí systémy), který by neměl na horní mezi pracovního rozsahu překročit hodnotu 0,45 W na m³/h dopravovaného přiváděného vzduchu.

Kontakt na autora: zlerl@seznam.cz

Použité zdroje

- [1] EN 308. Heat exchangers – Test procedures for establishing performance of air to air and flue gases heat recovery devices. 1998.
- [2] Requirements and testing procedures for energetic and acoustical assessment of Passive House ventilation systems for Certification as „Passive House suitable component“. 24. 9. 2003. (Požadavky a zkušební postupy pro hodnocení energetické náročnosti a hlučnosti větracích systémů pasivních domů pro účely certifikace „vhodného komponentu pro pasivní domy“)
- [3] Specific Procedure for fans and ventilation units in the EPB product database in Belgium. This document is version 1.1 of 21/09/2011. (Specifický postup pro ventilátory a větrací jednotky pro výrobní seznam EPB v Belgii)
- [4] ZMRHAL, V. Prvky větracích a klimatizačních zařízení (I) – 1. část. TZB-info. 2006.
- [5] Směrnice ErP (Energy related Products-Directive) 2009/125/EC
- [6] SCHILD, P. G. M., MYSEN, M. Doporučení pro měrný příkon ventilátorů (SFP) a účinnost vzduchotechnických systémů. TZB-info 2014

Poznámka redakce:

V článku je použita nepřesná terminologie, se kterou se bohužel běžně setkáme jak ve firemních podkladech, tak už i v evropských předpisech. Jedná se o termín účinnost, kterým se v textu označuje poměr rozdílů teplot.

Účinnost přenosu tepla slouží k posouzení, jak daný výměník využívá maximální teplotní rozdíl, který je v určitém provozním stavu k dispozici, tj. rozdíl teplot obou tekutin před výměníkem. V odborné literatuře je tato účinnost definována poměrem skutečného výkonu přenášeného výměníkem a teoretického výkonu, který by výměník přenášel při nekonečně velké teplosměnné ploše, na níž lze právě využít výše popsaný maximální rozdíl teplot. Účinnost přenosu tepla je stejná pro obě tekutiny (pro obě strany výměníku), mezi nimiž se předává teplo.

Pro poměr rozdílů teplot by se měl používat odlišný termín, např. teplotní faktor. Teplotní faktor je obecně jiný pro každou tekutinu (každou stranu výměníku) a od účinnosti přenosu tepla se liší v tom, že nezahrnuje vliv průtočné kapacity, tj. součinu hmotnostního průtoku a měrného tepla látky. Teplotní faktor a účinnost přenosu tepla lze zaměňovat pouze v případě, kdy mají obě tekutiny stejnou průtočnou kapacitu.

Cofely: vodní chlazení s chladivem HFO1234ze

Na veletrhu Chillventa přišel Cofely s prototypem prvního vodního chlazení s chladivem HFO1234ze řady Quantum G, kde G znamená Green pro nízkou hodnotu GWP = 1. Prototyp spočívá na bezolejovém a magneticky uloženém turbokompresoru s chladicím výkonem 1,1 MW.

Vedle tohoto stroje vystavil Cofely řadu Pensum pro výkony až do 480 kW, řadu Marenum pro námořní aplikace, řadu Spectrum s otáčkově ovládaným šroubovým kompresorem a konečně řadu Amonum chlazenou čpavkem s pístovým kompresorem a výkony od 50 do 200 kW.

Pramen: CCI 11/2014, s. 19

(AB)