

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní

Katedra energetických zařízení



Diplomová práce

Rekuperační výměníky tepla

(Recovery heat exchangers)

Liberec 2010

Petr Novotný



**TECHNICKÁ UNIVERZITA
V LIBERCI**

Fakulta strojní



Katedra energetických zařízení

Studijní program: magisterský – M2301 strojní inženýrství

Obor: 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Tepelná technika

Petr Novotný

Rekuperační výměníky tepla

(Recovery heat exchangers)

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Tomáš Vít, Ph.D.

Konzultant diplomové práce: Ing. Jaroslav Chlup, 2VV Pardubice

Rozsah práce

Počet stran: 63

Počet obrázků: 12

Počet tabulek: 4

Počet grafů: 13

Počet příloh: 9

V Liberci 28. května 2010

Abstrakt

Tato diplomová práce se zaměřuje na hodnocení a porovnávání deskových rekuperačních výměníků tepla vzduch-vzduch, které jsou použity pro zpětné získávání tepla z odpadního větracího vzduchu. Práce obsahuje v teoretické části metodiku hodnocení rekuperačních výměníků tepla a základní poznatky o termodynamice vlhkého vzduchu. V experimentální části byly tři typy zkoumaných výměníků podrobeny měření. Data z měření sloužily jako vstupní údaje pro numerickou simulaci. Simulace měly určit vhodný typ viskózního modelu proudění pro tuto problematiku. Výsledky simulací jsou porovnány s měřením.

Klíčová slova

Rekuperační výměník tepla, zpětné získávání tepla, vlhký vzduch, numerická simulace, Fluent

Abstract

This thesis is focused on evaluation and comparison of plate recovery heat exchanger air-air, that exchangers are used for retrieving the heat from waste air back. The theoretical part of this thesis includes the method of evaluation of recovery heat exchangers and elementary knowledge about thermodynamic properties of a humid air. In experimental section there are three types of investigated exchangers which are measured. Data from the measurement were used as an initial condition for numerical simulations. These simulations should determine suitable type of viscous model of flow in this case. The results are compared with the outcome of experimentation.

Key words

Recovery heat exchanger, heat recovery, humid air, numerical simulation, Fluent



**TECHNICKÁ UNIVERZITA
V LIBERCI
Fakulta strojní**

Katedra energetických zařízení

Studijní rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Petr Novotný
Studijní program	magisterský – M2301 strojní inženýrství
Obor	2302T010 Konstrukce strojů a zařízení
Zaměření	Tepelná technika

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

Rekuperační výměníky tepla

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody vypracování)

1. Souhrn současných poznatků o konstrukci a použití rekuperačních výměníků tepla.
2. Metodika hodnocení rekuperačních výměníků tepla.
3. Měření provozních parametrů rekuperačního výměníku tepla.
4. Numerická simulace teplotních a proudových polí v rekuperačním výměníku tepla.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřeby TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mě požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci 28. května 2010

Podpis:

Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. Applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec (TUL) is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a license for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my theses to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

In Liberec 28th May 2010

Signature:

Poděkování:

Zde bych rád poděkoval především vedoucímu mé diplomové práce, panu doc. Ing. Tomáši Vítovi, PhD., za odborné vedení, cenné připomínky, motivaci, čas a trpělivost, a také firmě 2VV zejména panu Ing. Jaroslavu Chlupovi za vstřícnost a poznatky z praxe k mé práci.

V neposlední řadě bych rád poděkoval mým rodičům za podporu a dobré zázemí během celého mého studia.

Obsah

Úvod.....	11
1. Úvod do problematiky	12
1.1. Větrání.....	12
1.2. Zařízení pro zpětné získávání tepla	13
1.3. Rekuperační výměník pro ZZT	13
2. Termodynamika vlhkého vzduchu	14
2.1. Stavové veličiny vlhkého vzduchu	15
2.1.1. Vlhkost vzduchu	15
2.1.2. Entalpie vlhkého vzduchu	16
3. Rekuperační výměníky tepla	19
3.1. Matematický model	19
3.2. Kondenzace vzdušné vlhkosti v rekuperačním výměníku tepla	20
3.3. Tepelná bilance.....	21
3.4. Prostup tepla	22
4. Metodika hodnocení rekuperačních výměníků tepla.....	23
4.1. Energetická účinnost.....	23
4.2. Tlaková ztráta rekuperátoru	25
5. Lamely	27
5.1. Původní geometrie 2VV	28
5.2. Stávající geometrie 2VV	29
5.3. Geometrie Klingenburg	30
6. Orientační výpočet s využitím kritérií podobnosti	31
6.1. Teorie podobnosti.....	31
6.2. Přestup tepla při laminárním proudění v rovinné mezeře.....	32
6.3. Prostup tepla	33
7. Experiment	35
7.1. Norma ČSN EN 308	35
7.2. Bilance tepelných výkonů	36
7.3. Měření	36
7.4. Výsledky měření	39
8. Simulace	43
8.1. Úvod do CFD	43
8.2. Matematický model proudění tekutiny	44
8.3. Numerické řešení turbulentního proudění.....	45

8.4.	Turbulentní modely	47
8.5.	Postup numerické simulace	49
8.5.1.	Pre-procesing	49
8.5.2.	Procesing	51
8.5.3.	Post-procesing	51
8.6.	Parametry výpočetní sítě a volba okrajových podmínek	52
9.	Porovnání výsledků měření a simulace	54
9.1.	Porovnání výsledků měření a simulace s viskózním modelem turbulence $k-\varepsilon$	54
9.2.	Porovnání výsledků měření a simulace s viskózním modelem turbulence $k-\omega$	55
9.3.	Porovnání výsledků měření a simulace s laminárním viskózním modelem	57
9.4.	Rozbor tepelných zisků a termických účinností výměníků	59
10.	Závěr	63
	Literatura	64

Seznam použitých symbolů a označení

ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota vzduchu
p	$[\text{Pa}]$	tlak
p_p	$[\text{Pa}]$	parciální tlak vodní páry
p_v	$[\text{Pa}]$	parciální tlak suchého vzduchu
p_b	$[\text{Pa}]$	barometrický tlak vzduchu
T	$[\text{K}]$	termodynamická teplota
t	$[\text{°C}]$	teplota suchého teploměru
x	$[\text{kg} \cdot \text{kg}_{\text{s.v.}}^{-1}]$	měrná vlhkost vzduchu
φ	$[-, \%]$	relativní vlhkost vzduchu
L	$[\text{m}]$	délka
h	$[\text{m}]$	velikost mezery mezi lamelami
d_e	$[\text{m}]$	ekvivalentní průměr potrubí
D	$[\text{m}]$	určující rozměr
ξ	$[-]$	součinitel místního tlakové ztráty
w	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	střední rychlost tekutiny
P_e	$[\text{W}]$	elektrický příkon
e_R	$[-]$	energetická efektivnost rekuperace
l_0	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	výparné teplo vody při 0°C
r	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	plynová konstanta vlhkého vzduchu
c_p	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	izobarická měrná tepelná kapacita
h	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}_{\text{s.v.}}^{-1}]$	měrná entalpie vlhkého vzduchu
η	$[-, \%]$	účinnost
μ	$[\text{Pa} \cdot \text{s}^{-1}]$	dynamická viskozita tekutiny
ν	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita tekutiny
u	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost
λ	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost
	$[-]$	součinitel tření
a	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	teplotní vodivost
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	gravitační zrychlení

δ	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	hodnota směrového měřítka v h-x diagramu
	$[\text{m}]$	tloušťka lamely
v	$[-]$	faktor citelného tepla
ε	$[-]$	součinitel zvětšení tepelného toku při přenosu vlhkosti
$\dot{m}$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní průtok
$\dot{V}$	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	objemový průtok vzduchu
$\dot{q}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	hustota tepelného toku
$\dot{Q}_s$	$[\text{W}]$	souhrnný tok tepla
$\dot{Q}_c$	$[\text{W}]$	tok citelného tepla
$\dot{Q}_v$	$[\text{W}]$	tok vázaného tepla
$\dot{C}$	$[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná kapacita toku tekutiny
k	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel prostupu tepla
R_t	$[\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$	celkový tepelný odpor stěny
α	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla konvekcí
S	$[\text{m}^2]$	plocha
Δ		rozdíl hodnot veličiny
∇		Hamiltonův operátor nabla

Indexy

e	externí vzduch (ohříváný)
i	interní vzduch (ochlazovaný)
1	na vstupu do zařízení
2	na výstupu ze zařízení
P	vodní pára
V	suchý vzduch

Zkratky

ZZT	zpětné získávání tepla
CFD	computation fluid dynamics
FVM	finite volume method

Úvod

Spotřeba energie na celém světě se neustále navyšuje. Člověk v masivní míře využívá neobnovitelné nerostné bohatství země na pokrytí svých požadavků. Se stoupající nedostupností hornin stoupá i cena energie a podobně to platí i pro obnovitelná paliva. Lidé vyvíjejí různá energetická opatření. Jedním z oborů, ve kterém dochází k razantnímu vývoji minimalizace tepelných ztrát, je technika prostředí. Opatření se týkají jak samotné stavby, tak i vnitřního vybavení. K tepelným ztrátám objektu dochází třemi známými druhy přenosu energie: vedením, zářením a větráním. První dvě se dají minimalizovat, aniž by měly vliv na prostředí, ve kterém člověk pobývá, ale vzduch člověk potřebuje k životu. Moderní člověk si navykl na pohodlí a příjemné prostředí, ke kterému větší měrou přispívá stav vzduchu v budově. Zaváděním klimatizací pro úpravu teploty a vlhkosti vzduchu se však energetické požadavky navýšily.

Do systému nuceného větrání můžeme zařadit prvek, který nám část tepelné energie, která by bez užitku opustila budovu, vrátí zpět. Toto opatření se nazývá zpětné získávání tepla (ZZT) z odpadního vzduchu. Lze to realizovat různými způsoby, tato práce se zaměřuje na zpětné získávání tepla pomocí deskového rekuperačního výměníku vzduch-vzduch.

Tato práce vznikla v rámci optimalizace deskového křížově protiproudého rekuperačního výměníku vzduch-vzduch pro firmu 2VV s.r.o. Pardubice. Firma je renomovaný výrobce vzduchových clon, větracích zařízení a dalších vzduchotechnických výrobků. Ve větracím zařízení uplatňují systém ZZT. Tato práce hodnotí tři různá geometrická provedení teplosměnných ploch.

První část je zaměřena na teoretické poznatky k problematice ZZT. Další část práce obsahuje metodiku pro hodnocení rekuperačních výměníků tepla a shrnutí jevu, které v rekuperátoru nastávají. Praktickou částí této práce bylo experimentální určení provozních parametrů všech třech rekuperačních výměníků. Poslední oddíl se zabývá numerickou simulací procesu ZZT pomocí CFD softwaru. Popisované simulace a poznatky z nich by měly být k užitku při dalším vývoji či optimalizaci rekuperačních výměníků tepla, či při predikci podobných dějů v technické praxi. Na závěr dochází k porovnání výsledných dat z měření s daty ze simulace a k celkovému posouzení studovaných geometrií.

1. Úvod do problematiky

1.1. Větrání

Moderní člověk tráví většinu svého života v interním prostředí budov, jako je obytný dům, kanceláře, výrobní haly a jiné. Vnitřní klima objektu se upravuje tak, aby se většina přítomných osob cítila spokojeně. Vytápěním a chlazením se vytvářejí příznivé tepelné poměry prostředí, důležité z hlediska termoregulace člověka. Při větrání se ovzduší čistí, z hlediska hygieny a zdraví člověka by mělo mít optimální složení. Prostory jsou zatěžovány produkcí látkových škodlivin (plyny, páry, oděry, prachy, toxické látky, CO₂) a v některých aplikacích i nadměrnou produkcí tepelné energie (osoby, technologie, chov zvířat, tepelné zisky z vnějšího prostředí). Aby koncentrace škodlivin nepřekročila požadované hodnoty a aby bylo dosaženo vyhovujícího tepelného stavu prostředí, provádí se větrání vnitřního prostředí (odvod znehodnoceného vzduchu a přívod čerstvého venkovního vzduchu).

V dnešní době se klade důraz na úsporu všech druhů energií, v případě techniky prostředí, energie tepelné. Budovy se zateplují a vybavují se velice těsnými okny, aby se minimalizovali tepelné ztráty prostupem tepla a přirozenou infiltrací vzduchu štěrbinami oken a dveří. Při takovéto situaci již nelze dosáhnout ani minimálních požadavků na výměnu vzduchu, dopadem je poškození staveb vlhkostí a následnou tvorbou plísní, množení roztočů a alergenů, což vede až k chronickému onemocnění obyvatel.

Řešením je vybavení objektu nuceným větráním či klimatizací, v tomto případě obvykle tepelná ztráta větráním převyšuje ostatní ztráty. S ohledem na úsporu tepelné energie se do projektu nuceného větrání zařazuje zařízení pro zpětné získávání tepla (dále jen ZZT) z odpadního vzduchu. Tato část větracích jednotek má schopnost získat teplo (či chlad v letním období) z odpadního vzduchu a předat ho do čerstvého přiváděného vzduchu. Na rozdíl od klimatizačních zařízení (kde vzduch více či méně cirkuluje), nemohou u systému větrání se ZZT vzniknout problémy s bakteriemi, přenosem zápachů, nadměrnou koncentrací nežádoucích plynů, jako je CO₂ (koncentrace do 0,15% objemu., tzv. Pattenkoferovo hygienické pravidlo [5]) a radon.

1.2. Zařízení pro zpětné získávání tepla

Jedná se ve své podstatě o výměník tepla, jenž odebírá odpadnímu vzduchu energii a převádí ji do čerstvého vzduchu. Dle způsobu transportu tepla rozlišujeme dva základní principy přenosu tepla ve výměnících:

- Regenerační, kde přenos tepla zprostředkuje akumulární hmota, která je periodicky obtékána oběma tekutinami. Při hygroskopické úpravě povrchu mohou přenášet kromě citelného tepla i teplo vázané (vlhkost). Nevýhodou je neúplná těsnost mezi proudy vzduchu a nutnost pohonu pro periodický pohyb.
- Rekuperační, obě tekutiny jsou stále odděleny pevnou stěnou, ve které dochází k přenosu pouze citelného tepla. Někteří výrobci používají jako teplosměnné plochy speciální membrány či upravený papír, díky nimž je možný i zpětný přenos vzdušné vlhkosti.

Způsobů ZZT existuje celá řada, o kterých se zmíním jen krátce. Patří mezi ně výměníky z tepelných trubic, které využívají změnu fáze transportního média. Výměníky v zapojení vzduch-kapalina, které umožňují nepřímý přenos tepla mezi odpadním a vnějším vzduchem prostřednictvím kapaliny, která proudí mezi vzdálenými výměníky. Mezi zařízení pro ZZT můžeme zařadit i tepelné čerpadlo, které není limitováno vyšší teplotou odpadního vzduchu než přírodního, ale nevýhodou je nutnost elektrického pohonu kompresoru. Existují i lokální zařízení pro ZZT, které decentrálně vyměňují vzduch, tato zařízení jsou vhodná jako dodatečná opatření do rekonstruovaných objektů, nevyžadují vzduchotechnické rozvody.

1.3. Rekuperační výměník pro ZZT

Výrobci rekuperačních výměníků pro ZZT je celá řada. Konstrukteři navrhují různé geometrie a provedení těchto výměníků, aby se zlepšila rekuperece tepla z odpadního vzduchu. Materiály teplosměnné plochy mohou být různorodé: kovy, plasty, papír, textilie, keramika. Prvotní konstrukce výměníků byly křížového průtokového uspořádání, kde teplosměnné plochy byly plošného charakteru. Dnes se často setkáme s protiproudým či kombinovaným průtokovým uspořádáním s paralelními plochami.

Dokonce se na trhu ujal patentovaný typ výměníku, kde oddělený proud vzduchu předává teplo s druhým proudem po všech čtyřech stranách, systém navádění do těchto kanálků je patentován.

Tato práce se soustředí na rekuperační výměníky, kde jako teplosměnné plochy slouží speciálně profilované hliníkové fólie v paralelním uspořádání. Přívodní a odpadní vzduch jsou díky zvolené konstrukci převážně protiproudého charakteru. Celé zařízení je koncipováno jako součást strojovny centrálního nuceného větrání.

2. Termodynamika vlhkého vzduchu

Projektování větracího či klimatizačního zařízení se skládá z různých činností. Výpočet tepelné zátěže a tepelných ztrát, určení průtoku vnějšího vzduchu dle hygienických požadavků, psychrometrické výpočty zimního a letního provozu, výpočet tlakových ztrát a dimenzování vzduchovodů a ventilátorů, určení velikosti tepelného výměníku na dohřev přívodního vzduchu a volby automatické regulace.

Pro určení jednotlivých stavů vzduchu v procesu větrání se používají psychrometrické výpočty. Psychrometrické výpočty jsou výpočtově-grafické metody tepelné a vlhkostní úpravy vzduchu v zařízení. S výhodou se stavy a úpravy vzduchu znázorňují pomocí stavového diagramu h-x. Nejpoužívanější je Ramzin-Mollierův h-x diagram, který je konstruován pro výpočty procesů vztažené na 1 kg suchého vzduchu. Vzduch, který se uvažuje jako směs suchého vzduchu a vlhkosti (vodní páry, mlhy, ledu), nazýváme vlhký vzduch.

Vodní pára se ve vzduchu běžně vyskytuje v přehřátém stavu při malém parciálním tlaku, a proto vlhký vzduch můžeme považovat za ideální plyn, který se řídí podle [5]:

- Daltonova zákona, celkový tlak plynu je určen součtem parciálních tlaků jeho složek (suchý vzduch a vodní pára, $p_b = p_v + p_p$ [Pa])
- Stavovou rovnicí pro vlhký vzduch

$$\frac{p_b}{\rho} = r \cdot T \quad (2.1)$$

Kde: p_b ...barometrický tlak vzduchu [Pa]
 P_v ...parciální tlak suchého vzduchu [Pa]
 P_p ...parciální tlak vodní páry [Pa]
 ρ ...měrná hmotnost vlhkého vzduchu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
 T ...termodynamická teplota [K]
 r ... plynová konstanta vlhkého vzduchu [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]

2.1. Stavové veličiny vlhkého vzduchu

K definování stavu vlhkého vzduchu jsou zapotřebí dvě základní stavové veličiny (nejčastěji tlak a teplota suchého teploměru) a jedna veličina určující vlhkost (absolutní vlhkost, relativní vlhkost, teplota mokrého teploměru, teplota rosného bodu, měrná vlhkost).

2.1.1. Vlhkost vzduchu

Pro příjemné prostředí v interiéru je udržováno určité rozpětí teplot a relativní vlhkosti. Vlhký vzduch podle Daltonova zákona je součtem parciálních tlaků suchého vzduchu a vodní páry. Zvyšování obsahu vodní páry ve vzduchu se zvyšuje i její parciální tlak p_p , ale jen po určitou mezní hodnotu p_p^* , která odpovídá tlaku syté páry při teplotě vzduchu. Tlak syté páry je funkcí teploty. Při dosažení tlaku p_p^* a dalším zvýšením obsahu vodní páry, nebo naopak snížením teploty vzduchu, se vzdušná vlhkost vysráží ve vzduchu v podobě mlhy či jinovatky.

Právě k tomuto jevu může docházet ve výměníku pro ZZT. Zde odpadnímu vzduchu o určité teplotě a relativní vlhkosti je odebíráno teplo (přívodní vzduch se ohřívá), a tím se snižuje jeho teplota. Jakmile se teplejší odpadní vlhký vzduch dostane do styku s teplosměnnou plochou, která má nižší teplotu, než je teplota rosného bodu tohoto vzduchu, dochází ke kondenzaci vzdušné vlhkosti na povrchu teplosměnné plochy. Konstrukční uspořádání a montážní poloha musí být taková, aby kondenzát mohl samovolně odtékat skrz sifon ven ze zařízení. Při změně skupenství látky (kondenzace, tuhnutí) se uvolní měrné skupenské teplo, tato energie (vázané teplo) přechází skrz teplosměnnou plochu a ohřívá chladnější vzduch.

Při kondenzaci je množství energie $l_0 \doteq 2500 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, nazývá se výparné teplo vody. Tento jev zvyšuje celkovou energetickou výtěžnost procesu ZZT, ale při teplotách menších jak 0°C může docházet k namrzání částí rekuperačního výměníku, tento děj již žádaný není. Tepelná vodivost ledu je sice asi 4x větší ($\lambda_{led} = 2,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) než zkondenzované vody (kondenzát odtéká), ale oproti tepelné vodivosti materiálu teplosměnné plochy (hliník $\lambda_{Al} \doteq 200 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) zvyšuje vrstva námrazy enormně celkový tepelný odpor stěny. Při zamrzání může dojít až k poškození výměníku, z tohoto důvodu se při extrémně nízkých teplotách provádí některá opatření:

- Elektrický předehřev přívodního proudu vzduchu před výměníkem
- Snížení průtoku přívodního vzduchu, či cirkulací vnitřního vzduchu

Jak již bylo výše řečeno, tak pro příjemné vnitřní prostředí je zapotřebí optimální teplota a vzdušná vlhkost. Teploty docílíme vhodným dohřáním přívodního vzduchu (samostatně pouze u pasivních domů) nebo zapojením bivalentního zdroje tepla. Měrná vlhkost vzduchu se s teplotou nemění, ale zásadní je relativní vlhkost vzduchu, která se s rostoucí teplotou snižuje. Proto větráním v zimním období může docházet k poklesu relativní vlhkosti až pod přípustnou hranici. Tento deficit je hrazen výparem z pokožky lidí, vařením, mytím, apod. V některých striktnějších aplikacích s klimatizační jednotkou se vzdušná vlhkost doplňuje například polytropickou pračkou vzduchu. Jedním z pasivních opatření může být použití entalpického výměníku pro ZZT (regenerační s hydroskopickou vrstvou, či rekuperační se speciální membránou pro přenos vlhkosti).

2.1.2. Entalpie vlhkého vzduchu

Stavy vlhkého vzduchu [7] se s výhodou počítají pro 1 kg suchého vzduchu s obsahem určitého množství měrné vlhkosti $x \text{ [g} \cdot \text{kg}_{s.v.}^{-1}\text{]}$. Hmotnost suchého vzduchu se během změn vlhkého vzduchu nemění, může se měnit hmotnost vodní páry. Měrná entalpie definuje, kolik tepelné energie je obsaženo v jednotkovém množství látky. Stav vlhkého vzduchu lze vyjádřit právě i jeho entalpií, která se vztahuje také na 1 kg suchého vzduchu.

Pro entalpii směsi 1 kg suchého vzduchu a x kg vodní páry platí [7]:

$$h = h_V + x \cdot h_P \text{ [kJ} \cdot \text{kg}_{\text{s.v.}}^{-1}] \quad (2.2)$$

Entalpie suchého vzduchu h_V :

$$h_V = c_{pV} \cdot t \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.3)$$

Entalpie vodní páry h_P :

$$h_P = l_0 + c_{pP} \cdot t \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.4)$$

Kde: c_{pV} ...měrná tepelná kapacita suchého vzduchu, $c_{pV} = 1,01 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

c_{pP} ...měrná tepelná kapacita vodní páry, $c_{pP} = 1,872 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

l_0 ...výparné teplo vody při 0 °C, $l_0 = 2500 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

t ...teplota [°C]

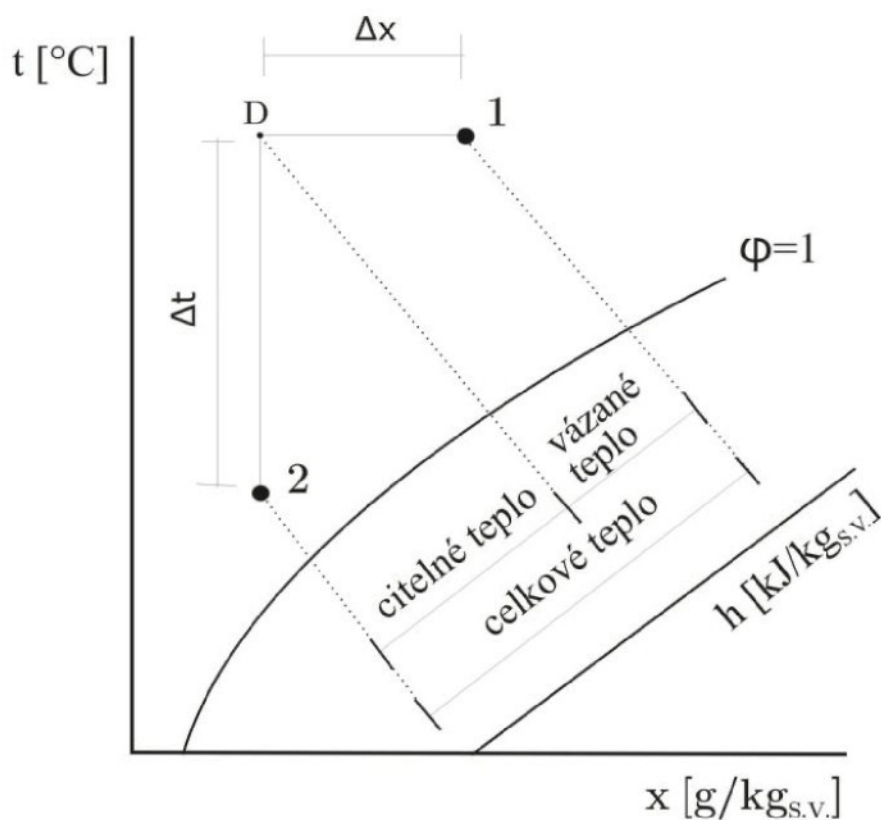
x ...měrná vlhkost vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{kg}_{\text{s.v.}}^{-1}$]

V technice prostředí uvažujeme měrnou tepelnou kapacitu za konstantní. Entalpie vodní páry je závislá na tlaku a teplotě, ale pro běžné stavy vzduchu je postačující vztah (2.4).

Po dosazení předešlých vztahů (2.3) a (2.4) do rovnice (2.2) dostáváme vztah pro entalpie $(1+x)$ kg nenasyceného a nasyceného vlhkého vzduchu:

$$h = 1,01 \cdot t + (2500 + 1,872 \cdot t) \cdot x \text{ [kJ} \cdot \text{kg}_{\text{s.v.}}^{-1}] \quad (2.5)$$

Tímto byly připomenuty hlavní veličiny pro určení stavových veličin vlhkého vzduchu. Vzdušná vlhkost se podílí na celkové energetické bilanci nemalou měrou, a to i přes svůj relativně malý obsah ve vzduchu. Proto kondenzace vzdušné vlhkosti podstatně ovlivňuje celkovou energetickou výtěžnost zařízení pro ZZT. Na obrázku 2.1 je znázorněno, jak se podílí citelné a latentní teplo na celkové energii při obecné úpravě stavu vzduchu.



Obr. 2.1 Podíl citelného a vázaného tepla

Změna z počátečního stavu 1 do koncového stavu 2 se často spojuje přímkou o určité směrnici. Směrnice přímky se určuje z tepelné a vlhkostní bilance úpravy vzduchu, neboli poměrem změny entalpie na 1 g změny vlhkosti. Tento poměr se často nazývá okrajové měřítko δ , jeho stupnice je na okraji h-x diagramu.

$$\delta = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.6)$$

Při přenosu tepla, kdy současně nastává přenos tepla a vlhkosti (orosování povrchu), je důležitou veličinou součinitel zvětšení tepelného toku ε . Je reciprokou hodnotou faktoru citelného tepla ϑ , platí pro něj:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_c} = \frac{1}{\vartheta} [-] \quad (2.7)$$

3. Rekuperační výměníky tepla

V rekuperačním výměníku pro ZZT se určitým způsobem izobaricky mění stav vzduchu. Na tento výměník se dá pohlízet jako na ohříváč či chladič vzduchu, platí pro něho stejné zákonitosti. Ze strany chladnějšího vzduchu se jedná o ohříváč a ze strany ochlazovaného vzduchu o chladič. Změna stavu vzduchu ve výměníku, který má vyšší povrchovou teplotu, než je teplota rosného bodu vzduchu, se děje za konstantní měrné vlhkosti ($\delta = \pm\infty$), mění se pouze relativní vlhkost vzduchu.

V případě, kdy teplosměnná plocha má nižší teplotu, než je teplota rosného bodu proudícího vzduchu, dochází ke kondenzaci vzdušné vlhkosti na povrchu lamel. Skutečný průběh změny stavu v rekuperátoru probíhá podél obecné křivky, závisí hlavně na vzájemném uspořádání proudů ve výměníku. Metodika pro chladiče vychází z představy, že část proudu prochází chladičem o 100% účinnosti a druhá část pomyslným bypassem a na konci procesu se smísí. Směr změny ochlazovaného proudu vzduchu je dán právě faktorem citelného tepla ϑ a výstupní stav se určí obtokovým součinitelem chladiče. Poměrné zvětšení tepelného toku při orosení povrchu charakterizuje součinitel zvětšení tepelného toku ε . V tomto případě se výměník počítá jako bez kondenzace a do výpočtového vztahu za součinitel přestupu tepla konvekcí α_k se dosazuje $\alpha_k \cdot \varepsilon$.

3.1. Matematický model

Sestavení matematického modelu výměníku je velice obtížné, bez zjednodušení neproveditelné. Obecně se jedná o soustavu parciálních diferenciálních rovnic skládající se z rovnice kontinuity, energetické a pohybové rovnice [1]:

$$\frac{D\rho}{Dt} = -\rho \cdot (\nabla \cdot \vec{w}) \quad (3.1)$$

$$\rho \cdot \frac{Du}{Dt} = -(\nabla \cdot \vec{q}) - p \cdot (\nabla \cdot \vec{w}) - \left(\vec{\tau} : \nabla : \vec{w} \right) \quad (3.2)$$

$$\rho \cdot \frac{D\vec{w}}{Dt} = -\nabla p - \left(\nabla \cdot \vec{\tau} \right) + \rho \cdot \vec{g} \quad (3.3)$$

U rekuperačního pro ZZT výměníku nelze analyticky určit veličiny pro přestup tepla, z tohoto důvodu je příhodné pro celkové řešení využít numerické simulace.

3.2. Kondenzace vzdušné vlhkosti v rekuperačním výměníku tepla

Při zkušebním měření v laboratoři firmy 2VV, kdy vstupní stavy vzduchu byly nastaveny tak, že docházelo ke kondenzaci vzdušné vlhkosti na povrchu teplosměnné plochy, měl ochlazovaný vzduch na výstupu z rekuperátoru téměř vždy 100% relativní vlhkost vzduchu. To je ukazatel, že dochází ke kondenzaci vzdušné vlhkosti. Ale při výpočtu entalpií výstupních proudů vzduchu měl ohříváný vzduch znatelně nižší přírůstek entalpie, než by odpovídalo úbytku entalpie ochlazovaného proudu (při 100% relativní vlhkosti a změřené teplotě suchého teploměru). Tento jev si vysvětluji tím, že dochází ke kondenzaci páry obsažené v ochlazovaném vzduchu, ale jen části na teplosměnné ploše (to je tepelný zisk pro ohříváný vzduch) a zbylá část zůstává jako mlha (případně jinovatka) v odcházejícím proudu. Takže k celkové entalpii odpadního nasyceného vzduchu [7] přibude $4,187 \cdot t \cdot (x - x'')$, což je právě entalpie mlhy, pro entalpii jinovatky platí vztah $(2,05 \cdot t - 333,4) \cdot (x - x'')$. Tato energie není využita na ohřátí druhého proudu vzduchu, ale odchází nevyužita. Ve výměníku s protiproudým uspořádáním dochází ke kondenzaci teplejšího vzduchu až na výstupní části, kde má ohříváný vzduch nejnižší teploty.

Výpočet stavů vzduchu a jejich tepelnou bilanci jsem provedl ve vlastní pomocné aplikaci Vzduch-stav, vytvořené v programu MS Excel, vstupními údaji byla data z měření a simulací. Část programu slouží k určení stavu vzduchu a všech dalších parametrů na základě teploty suchého teploměru a parametru určujícího vlhkost vzduchu (relativní vlhkost, měrná vlhkost, teploty rosného bodu, teploty mokrého teploměru nebo entalpie vlhkého vzduchu). V další části programu může uživatel zadat stavy vzduchu a objemové průtoky na výstupech a vstupech rekuperátoru (na základě měření a simulace), aplikace určí parametry rekuperátoru (termickou účinnost, tepelný výkon a další). Stav odpadního a čerstvého vzduchu a jejich změna je pro názornost vynesena v diagramu h-x.

V zimním období je ohříváným vzduchem čerstvý přívodní vzduch z venkovního prostředí a ochlazovaným je odpadní odsávaný vzduch z interiéru. V zimě je obvykle venkovní relativní vlhkost vysoká, ale absolutní vlhkost nízká. Za to v interiéru se snažíme držet relativní vlhkost v optimálních mezích a při interních teplotách je absolutní vlhkost vyšší.

3.3. Tepelná bilance

Ve výměníku tepla přechází tok tepla z jedné tekutiny do druhé a způsobí změnu jejich entalpie. V izolované soustavě se tepelný tok z odváděné tekutiny rovná tepelnému toku přiváděnému z druhé tekutiny.

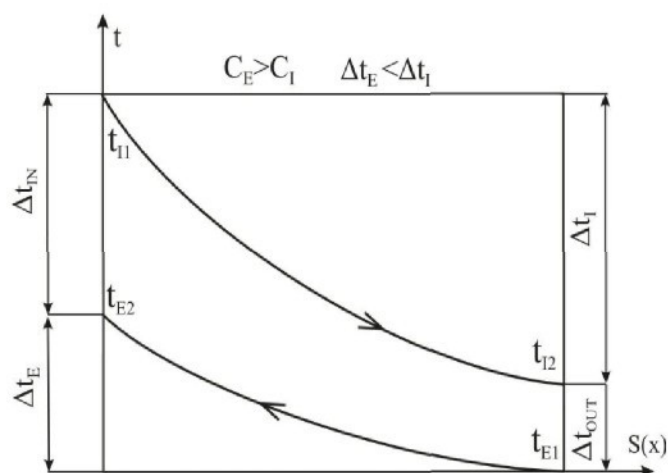
$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_1 = \dot{m}_2 \cdot \Delta h_2 \text{ [W]} \quad (3.4)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta t_1 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta t_2 \text{ [W]} \quad (3.5)$$

Kde: h ...entalpie [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 $\dot{m}$...hmotnostní tok vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
 c_p ...střední izobarická tepelná kapacita tekutiny [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 ρ ...hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Součin $\dot{C} = \dot{m} \cdot c_p = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \text{ [W} \cdot \text{K}^{-1}]$ charakterizuje tepelnou kapacitu toku tekutiny. Poté pro tepelný tok platí $\dot{Q} = \dot{C}_1 \cdot \Delta t_1 = \dot{C}_2 \cdot \Delta t_2 \text{ [W]}$. Ze vztahů lze vidět, že změny teplot tekutiny jsou nepřímo úměrné tepelným kapacitám toku a změny entalpie tekutin jsou nepřímo úměrné jejich hmotnostním tokům. Při změně skupenství platí pouze rovnice s rozdíly entalpií. Rovnice teplotních polí obou tekutin jsou funkcí minimálně dvou souřadnic, pro názornost na obrázku 3.1 je zobrazen průběh teplot v protiproudém uspořádání výměníku ve směru jedné souřadnice (průběhy by byly rovnoběžné v pouze v případě rovnosti tepelných kapacit toků).

Indexy: E...externí vzduch (čerstvý)
 I...interní (odpadní)
 1...vstupní do výměníku
 2...výstupní z výměníku



Obr. 3.1 Obecný průběh teplot tekutiny ve výměníku

3.4. Prostup tepla

Jak bylo zmíněno výše, tak tepelné toky skrz stěnu si musí být rovny. Pro hustotu tepelného toku $\dot{q}$ v rovinné stěně platí [3]:

$$\dot{q} = k \cdot \Delta t \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (3.6)$$

Obecně je rozdíl teplot ve výměníku různý, ale při předpokladu, že se teploty budou měnit exponenciálně, platí pro celkový tepelný tok:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_{lm} \text{ [W]} \quad (3.7)$$

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_{IN} - \Delta t_{OUT}}{\ln \frac{\Delta t_{IN}}{\Delta t_{OUT}}} \text{ [K]} \quad (3.8)$$

Pro součinitel přestupu tepla k platí:

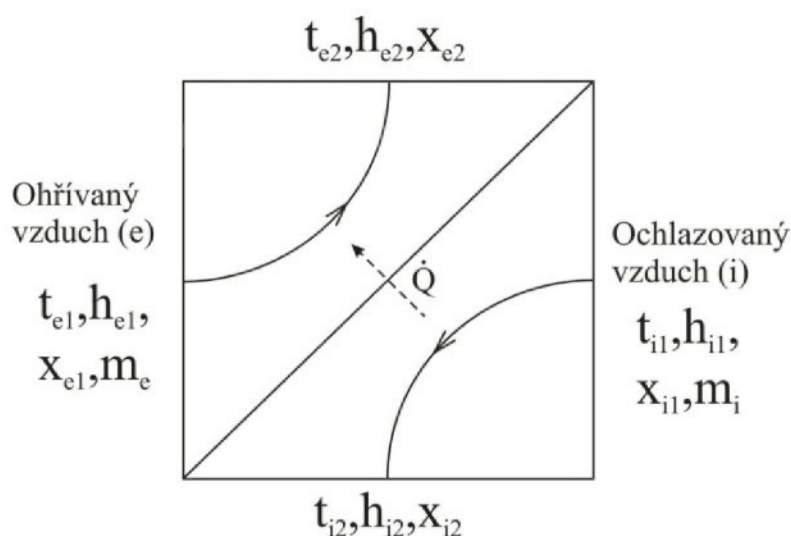
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (3.9)$$

Hodnoty součinitele přestupu tepla se můžou podél výměníku měnit, poté se určí střední součinitel přestupu tepla vztažený na jednotkovou plochu. Příkladem může být oblast, kde se sráží vlhkost, poté se do vztahu (3.9) namísto součinitele prostupu tepla konvekcí α dosazuje součin $\alpha \cdot \varepsilon$. Obdobně to platí i pro tepelnou kapacitu toku tekutiny, $\dot{C} \cdot \varepsilon$.

4. Metodika hodnocení rekuperačních výměníků tepla

4.1. Energetická účinnost

V izolované soustavě platí rovnost tepelného toku mezi odpadním a čerstvým vzduchem. Tepelný tok se obecně spočte jako součin hmotnostního průtoku suchého vzduchu a jeho měrné entalpie. Rekuperační výměníky pro ZZT se posuzují dle účinnosti dané poměrem tepelného toku předaného mezi odpadním a čerstvým vzduchem a rozdílem tepelných toků vstupujících do nich. Na obrázku 4.1 je obecné schéma rekuperačního výměníku.



Obr. 4.1 Obecné schéma rekuperačního výměníku

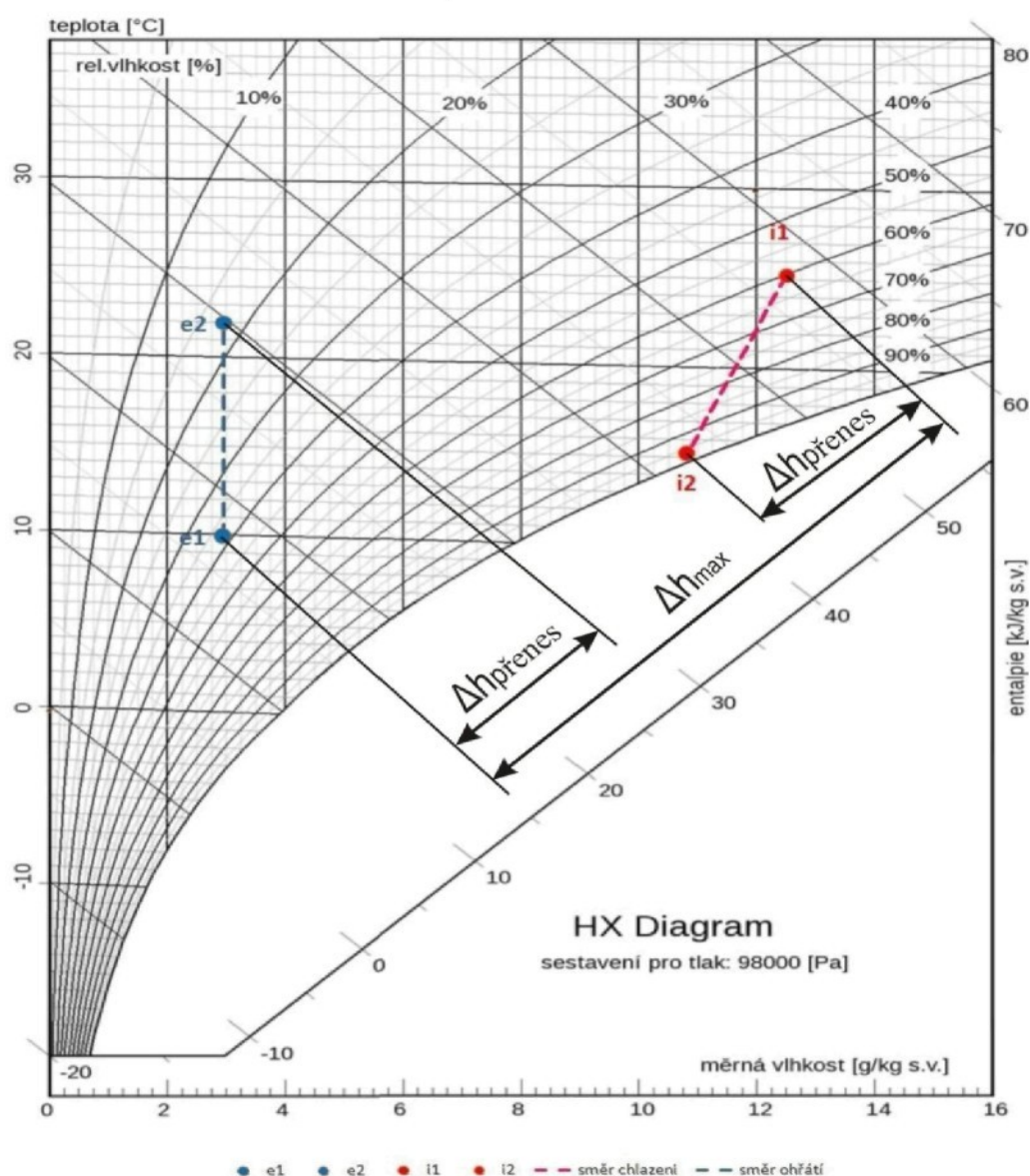
Vztah pro účinnost ZZT při rozdílných hmotnostních průtocích [7]:

$$\eta_{ZZT} = \frac{\dot{m}_i \cdot (h_{i1} - h_{i2})}{\dot{m}_i \cdot h_{i1} - \dot{m}_e \cdot h_{e1}} = \frac{\dot{m}_e \cdot (h_{e2} - h_{e1})}{\dot{m}_i \cdot h_{i1} - \dot{m}_e \cdot h_{e1}} [-] \quad (4.1)$$

Při předpokladu stejných hmotnostních průtoků suchého vzduchu platí:

$$\eta_{ZZT} = \frac{h_{i1} - h_{i2}}{h_{i1} - h_{e1}} = \frac{h_{e2} - h_{e1}}{h_{i1} - h_{e1}} [-] \quad (4.2)$$

Takto udaná účinnost je zcela objektivní. Její hodnota u reálného výměníku však závisí na mnoha faktorech. Hlavně na rozdílu vstupních teplot a také na množství vzdušné vlhkosti v odpadním vzduchu. Tuto efektivitu ZZT také ovlivňuje velikost samotného rekuperátoru, resp. rychlost tekutiny. Obecně lze říct, že čím déle tekutina setrvá ve výměníku, tím se zvýší účinnost přenosu tepla, ale zde je nutné posoudit finanční náklady. Větší výtěžnosti docílíme i přetlakovým větráním, kdy objemový průtok čerstvého vzduchu je větší než odpadního, ale závisí na konkrétní aplikaci (v rodinných domech se často setkáme s rovnotlakými systémy). Na obrázku 4.2 je v h-x diagramu je znázorněna maximální a skutečná změna entalpie.



Obr. 4.2 Změny entalpie přívodního a odpadního vzduchu ve výměníku

Často se můžeme setkat, že se účinnost uvádí jako podíl přírůstku teploty ohřívajícího vzduchu a rozdílu teplot přiváděných do výměníku. Toto tvrzení platí pouze za předpokladu, že během rekuperace nenastává kondenzace vzdušné vlhkosti (probíhá za konstantní měrné vlhkosti vzduchu). Můžeme ji nazvat jako základní účinnost rekuperace η_0 , je vždy menší nebo rovna celkové účinnosti ZZT.

$$\eta_0 = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e2}} [-] \quad (4.3)$$

Výrobci by měli tyto aspekty respektovat a udávat účinnost v závislosti na velikosti průtočných množství a také na rozdílu vstupních teplot vzduchu a relativní vlhkosti ochlazovaného média. Tyto proměnné lze vhodně nahradit například korekčními součiniteli.

4.2. Tlaková ztráta rekuperátoru

Při použití nuceného větrání s rekuperací představuje výměník určitou místní tlakovou ztrátu. Tato ztráta se musí připočíst ke ztrátě vzduchovodů při distribuci vzduchu, a to jak v odpadní, tak i přívodní větvi. Ventilátory musí překonat tyto hydraulické ztráty v závislosti na množství dopravovaného vzduchu. Celková tlaková ztráta sítě je rovna součtu ztráty třením v rovných úsecích a ztráty místními odpory [5].

$$\begin{aligned} \Delta p_z &= \Delta p_t + \Delta p_\xi + \Delta p_{rek} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d_e} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho + \Delta p_{rek} \\ &= \left(\lambda \cdot \frac{L}{d_e} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\dot{V}^2}{2S^2} \rho + \Delta p_{rek} [\text{Pa}] \end{aligned} \quad (4.4)$$

Kde:

- λ ...součinitel tření [-]
- L ...přímá délka potrubí [m]
- d_e ...ekvivalentní průměr potrubí [m]
- ξ ...součinitel místního tlakové ztráty [-]
- ξ_{rek} ...součinitel místního odporu rekuperátoru [-]
- w ...rychlost proudění ve vzduchovodu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
- ρ ...hustota dopravovaného média [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- $\dot{V}$...objemový průtok vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

Tlaková ztráta rekuperátoru se obvykle udává v pascálech při hodinovém objemovém průtoku vzduchu. Obecně platí, že při nižším objemovém průtoku jsou nižší ztráty. Celkovou tlakovou ztrátu v potrubí musí překonat námi zvolený ventilátor o určitém elektrickém příkonu P_e . Ve vztahu (4.5) je η_c celková účinnost ventilátoru.

$$P_e = \frac{\Delta p_z \cdot \dot{V}}{\eta_c} \text{ [W]} \quad (4.5)$$

Tento příkon je pro celé větrací zařízení přibližně dvojnásobný, protože v každé větvi (odpadní a přívodní) je obvykle jeden ventilátor. V tuto chvíli jsme schopni porovnat tepelný výkon v rekuperátoru a elektrický výkon potřebný k dopravě vzduchu. Poměr těchto výkonů nazveme energetická efektivnost rekuperace e_R .

$$e_R = \frac{\dot{Q}}{2 \cdot P_e} [-] \quad (4.6)$$

Vyjadřuje, kolik tepelné energie získáme při jednotkovém elektrickém výkonu. Dala by se přirovnat k topnému faktoru u tepelných čerpadel, ale zde obvykle dosahuje mnohem vyšších hodnot (až kolem 25).

Z výkonu ventilátoru v závislosti na režimu větrání lze spočítat náklady na pohon ventilátoru během roku. Odečteme-li tuto položku od celkové ušetřené tepelné energie, vyjde nám roční úspora (závisí na ceně tepelné a elektrické energie). Dále bychom museli do celkové bilance započítat náklady na údržbu, výměnu filtru a celkové náklady na pořízení zařízení o určité životnosti. Poté bychom získali dobu návratnosti celého opatření. Za sebe říkám, že když už nuceně větrat, tak s rekuperací odpadního tepla. V prvé řadě uspoříme určitou část tepelné energie při větrání a druhým efektem je, že můžeme instalovat bivalentní zdroj tepla o menším výkonu.

V rámci projektu byl vytvořen program Reku-vzduch v aplikaci MS Excel, který pro hodinové meteorologické stavy vzduchu v určité oblasti a stavu vzduchu ve vnitřním prostředí spočte veškeré zajímavé údaje během roku. Uživatel si může zvolit typ rekuperátoru (ten je definován svojí termickou účinností při určitém objemovém průtoku) a nastavit potřebné parametry pro interiér. Výstup tvoří tabulkové a grafické znázornění nákladu a úspor během zvoleného období, popřípadě celého roku. Tímto výpočtem jsem chtěl objektivně znázornit vliv ZZT na úsporu energie a financí.

5. Lamely

Tato práce porovnává a hodnotí tři druhy použitých geometrií teplosměnné plochy (lamely) deskového rekuperačního výměníku pro ZZT. Výsledky a hodnocení měly být nápomocí firmě 2VV s.r.o. ve vývoji tepelných výměníků vzduch-vzduch pro ZZT. Lamely jsou specifické svým křížově protiproudým uspořádáním. Lamely jsou vyrobeny lisováním z folie ze slitiny hliníku o tloušťce 0,1 mm. Dvě geometrie jsou konstrukčně navrženy firmou 2VV a jedna hodnocená lamela byla od německé firmy Klingenburg GmbH.

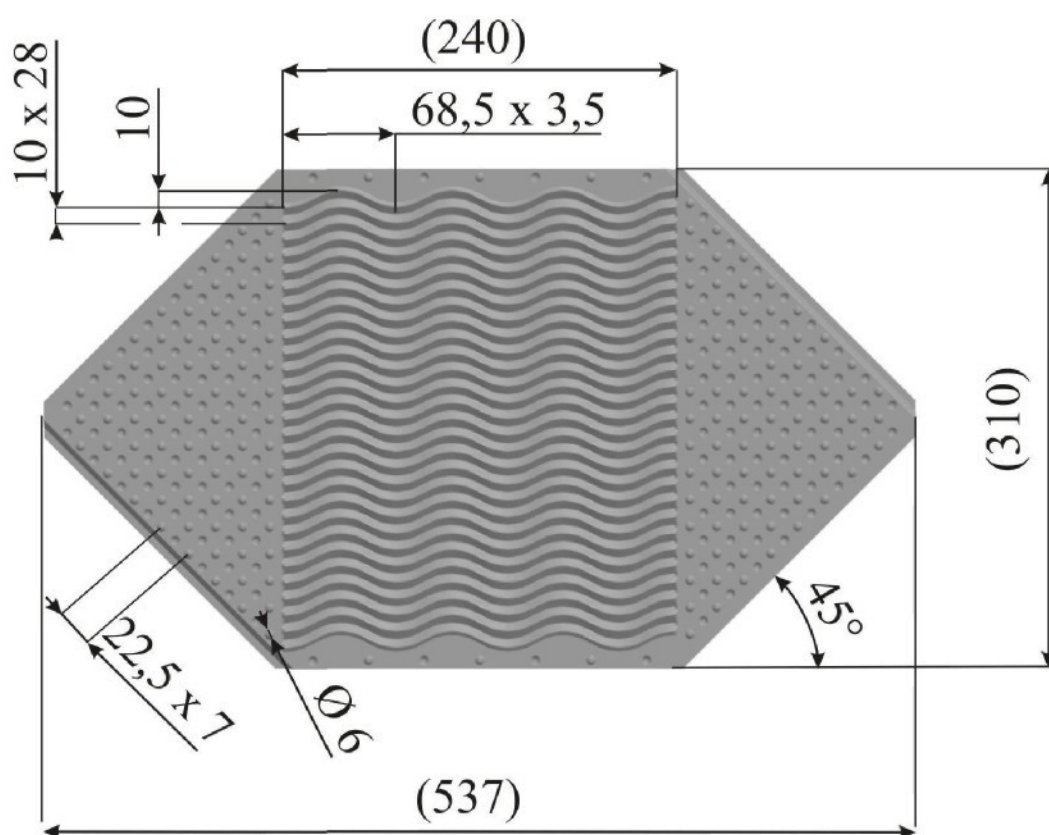
Všechny tři druhy lamel jsou poskládané a usazené do těla rekuperátoru o šířce 310 mm a výšce 200 mm. Firma 2VV používá rekuperátor ve své řadě výrobků jako je RECUBOX, ALFA, AVENTIS a ISIS, které se liší svým provedením a doporučeným použitím. Pro větší objemové průtoky vyrábějí i rekuperátory ve větší velikosti, ty se skládají z desek, které jsou v měřítku zvětšené od lamel uvažovaných v této práci.

Všechny tři druhy výměníku se podrobily experimentu ve firmě 2VV, který stanovil jejich důležité parametry, jako je tlaková ztráta a termická účinnost. V této práci byly všechny tři geometrie podrobeny simulací ustáleného proudění vzduchu za použití software CFD. Simulace by měla potvrdit experiment a být k užítku při predikci podobné problematiky ve vývoji rekuperačních výměníků vzduch-vzduch pomocí CFD.

Všechny uvažované lamely jsou koncipovány tak, že vrcholy profilu protiproudé části se periodicky navzájem kříží u dvou sousedních lamel. Tímto uspořádáním se ve větší či menší míře docílí promíchávání proudu vzduchu, a tím docílíme zintenzivnění přenosu tepla konvekcí. Lamely si firma 2VV nechává na zakázku vyrábět specializovanou firmou.

5.1. Původní geometrie 2VV

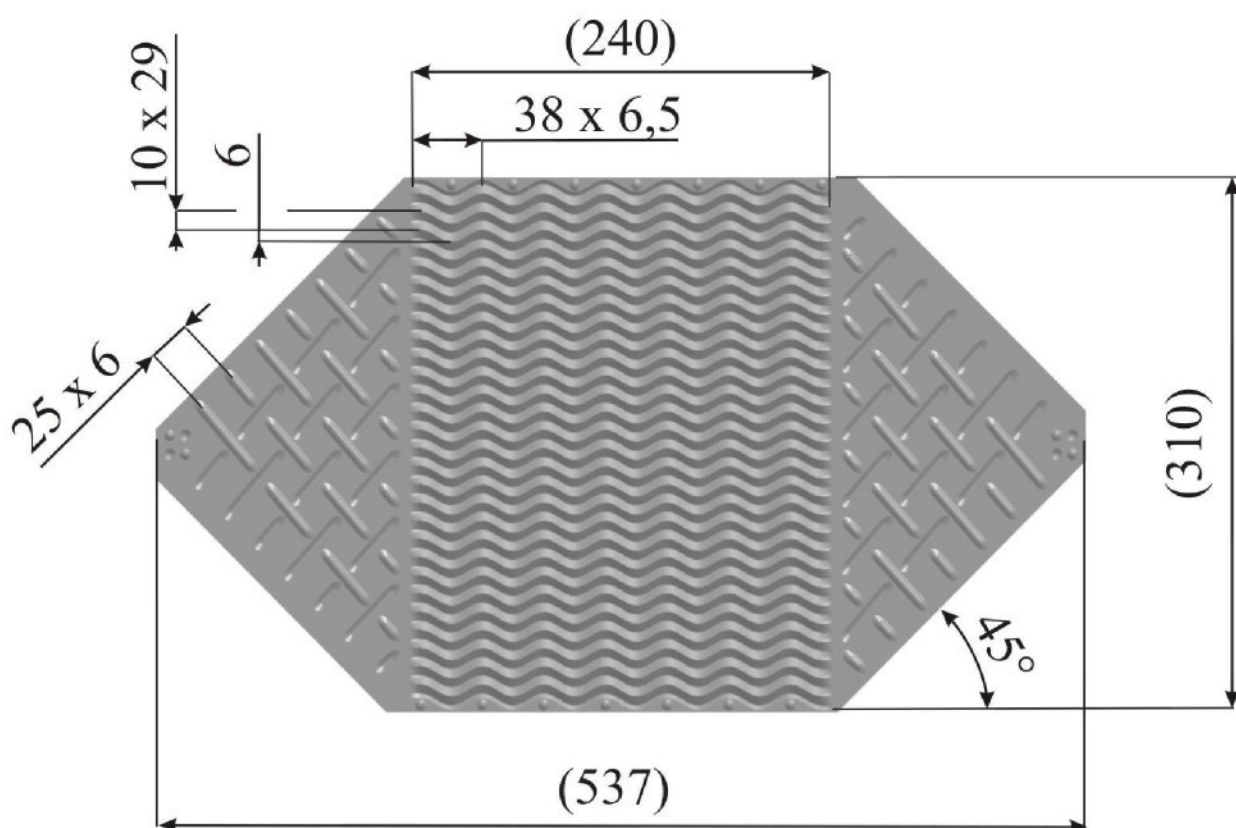
Tuto starší geometrii již firma 2VV pro výrobu rekuperátorů nepoužívá. Naváděcí křížová část je tvořena pouze distančními dosedy a protiproudá část je vylisována ve tvaru periodické křivky sinus. Rozteč mezi deskami je 2,6 mm. Nespornou výhodou tohoto provedení je, že pro výrobu stačí pouze jedna sada nástrojů.



Obr. 5.1 Rozměrové řešení původní geometrie 2VV

5.2. Stávající geometrie 2VV

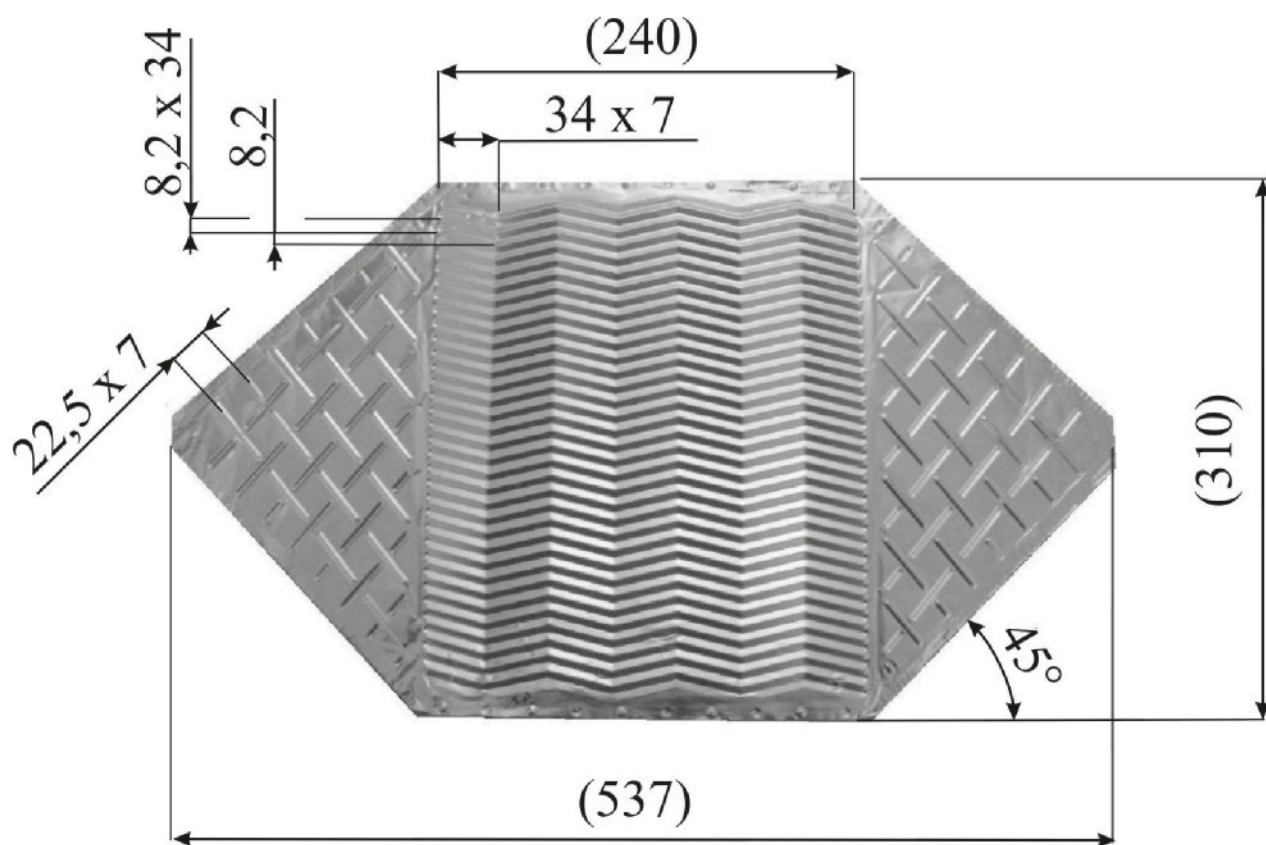
Tato geometrie byla navržena se spoluprací TU v Liberci a momentálně je používaná ve výrobě. Od staré geometrie se modifikovala v křížové části naváděcími kanály a v protiproudé části zvýšením počtu vln a jejich rozměrů. Tato geometrie se osvědčila jako účinnější, ale pro výrobu jsou zapotřebí dvě sady nástrojů. Rozteč mezi dvěma lamelami je 2,2 mm.



Obr. 5.2 Rozměrové řešení stávající geometrie 2VV

5.3. Geometrie Klingenburg

Tato geometrie je vyráběna firmou Klingenburg GmbH a v mé práci byla zařazena pro hodnocení. Křížová část je tvořena naváděcími kanály a protiproudá je vylisována ve tvaru lomených čar. Rozteč mezi deskami je 2,0 mm.



Obr. 5.3 Rozměrové řešení geometrie Klingenburg

6. Orientační výpočet s využitím kriterií podobnosti

V numerické simulaci jsem zanedbal vliv kondukce v hliníkové teplosměnné desce. Níže je ukázáno, že na prostup tepla má zásadní vliv tepelný odpor mezní vrstvy proudícího vzduchu.

Uvažovaný výměník:

rozměry: 300x200 mm, mezera mezi lamelami $h=2,5$ mm, tloušťka lamely $\delta=0,1$ mm, délka lamely (i s křížovou částí) $L=0,5$ m

objemový průtok vzduchu $\dot{V} = 500 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

parametry vzduchu: $\lambda \doteq 0,025 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $\rho = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, $c_p = 1005 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$t_{el}=25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{il}=5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

6.1. Teorie podobnosti

Použitím teorie podobnosti (geometrická a hydrodynamická podobnost) byly zvoleny vhodné kritériální rovnice, které popisují podobné fyzikální děje uvažovaného uspořádání výměníku. Do kritériálních rovnic se dosazují kritéria podobnosti tepelné konvekce (bezrozměrné veličiny ve tvaru poměru fyzikálních či geometrických parametrů charakterizujících určitý přenosový jev).

Nejprve si určíme charakter proudění pomocí Reynoldsova čísla (poměr setrvačných vazkých sil)

$$Re = \frac{\omega \cdot D}{\nu} [-] \quad (6.1)$$

Kde: D ...určující rozměr [m], $D=2h$

ν ...kinematická viskozita tekutiny [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$], $\nu \doteq 16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

ω ...střední rychlost tekutiny v kanálu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

$$\omega = \frac{\dot{V}}{S} = \frac{500}{0,3 \cdot 0,2 \cdot 0,5 \cdot 3600} \doteq 4,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.2)$$

Objemový průtok prochází kvůli konstrukčnímu uspořádání výměníku polovičním průřezem. Tloušťka lamely je malá, proto je teplota povrchu uvažována jako aritmetický průměr teplot proudů vzduchu:

$$t_{se} = t_{si} = t_s = \frac{t_e + t_i}{2} [^{\circ}\text{C}] \quad (6.3)$$

Dosazením potřebných veličin do vztahu (6.1) vychází Reynoldsovo číslo $Re \doteq 1250$. Dle rozdělení typu proudění by se jednalo o laminární proudění, ale toto nelze s jistotou tvrdit.

6.2. Přestup tepla při laminárním proudění v rovinné mezeře

Teplotní vodivost vzduchu [7]:

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} = 2,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.4)$$

Pecletovo číslo (vztah mezi kondukcí a přestupem tepla nucenou konvekcí):

$$Pe = \frac{w \cdot D}{a} = \frac{4,6 \cdot 0,005}{2,1 \cdot 10^{-5}} = 1100 \quad (6.5)$$

Prandtlovo číslo (podobnost fyzikálních vlastností tekutin v podobných soustavách):

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{1,6 \cdot 10^{-5}}{2,1 \cdot 10^{-5}} = 0,77 \quad (6.6)$$

Grashofovo číslo (vztah mezi vztakovými a vazkými silami v tekutině):

$$Gr = \frac{\beta \cdot g D^3 \cdot (t_s - t_e)}{\nu^2} \doteq 200 \quad (6.7)$$

Kde β je teplotní objemová roztažnost tekutiny [K^{-1}]

Pro $Re < 2300$, $Pr \cdot Gr < 5 \cdot 10^5$ a $Pe \cdot 2h/L < 70$ platí (dle Kutateladze S.S):

$$Nu = 7,6$$

Stejně Nusseltovo číslo vychází i z kritériálních rovnic pro deskové výměníky. Dále z Nusseltova kritéria, vyjadřujícím poměr tepelných odporů při přenosu tepla

vedením a prouděním v mezní vrstvě tekutiny na povrchu tekutiny, určíme součinitel přestupu tepla konvekcí α_k .

$$Nu = \frac{\alpha_k \cdot D}{\lambda} \rightarrow \alpha_k = 38 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.8)$$

6.3. Prostup tepla

Součinitel vedení tepla pro hliník je přibližně $\lambda \doteq 200 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}$

Plošná hustota tepelného toku stěnou je

$$\dot{q} = k \cdot \Delta t = \frac{\Delta t}{R_t} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (6.9)$$

Kde R_t je reciproká hodnota součinitele přestupu k , celkový odpor přestupu tepla:

$$R_t = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} [\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}] \quad (6.10)$$

Podíl $\delta/\lambda = 5 \cdot 10^{-7}$ je o mnoho řádů nižší než tepelný odpor mezní vrstvy (0,026), proto vliv kondukce v desce můžeme zanedbat. Celkový tepelný odpor stěny je tedy přibližně:

$$R_t = 0,053 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \quad (k \doteq 19 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1})$$

Pro názornost uvažujeme, že je součinitel přestupu tepla k po celé délce výměníku konstantní. Pro rekuperační protiproudý výměník s termickou účinností $\eta=70\%$ platí:

$$\eta = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} [-] \quad (6.11)$$

$$t_{e1} = 5 \text{ }^\circ\text{C}, t_{i1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}, t_{e2} = 19 \text{ }^\circ\text{C}, t_{i2} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$$

Plošná hustota tepelného toku na straně OUT:

$$\dot{q} = k \cdot (t_{i2} - t_{e1}) = 19 \cdot (11 - 5) = 114 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Plošná hustota tepelného toku na straně IN:

$$\dot{q} = k \cdot (t_{i1} - t_{e2}) = 19 \cdot (25 - 19) = 114 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Obecně pro celkový tepelný tok platí:

$$\Delta \dot{Q} = k \cdot \Delta \bar{t}_{ln} \cdot S \text{ [W]} \quad (6.12)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta \bar{t}_{ln} = \frac{(t_{i1} - t_{e2}) + (t_{i2} - t_{e1})}{\ln \frac{t_{i1} - t_{e2}}{t_{i2} - t_{e1}}} = \frac{(25 - 15) - (11 - 5)}{\ln \frac{25 - 15}{11 - 5}} = 7,83 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.13)$$

Poté (průměrná) hustota tepelného toku podél celého výměníku::

$$q_{ln} = k \cdot \Delta \bar{t}_{ln} = 19 \cdot 7,83 = 150 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Plocha jedné desky: $S_i=0,12 \text{ m}^2$, počet desek v uvažovaném výměníku $n=80$.

Přibližná celková plocha výměníku je $S = S_i \cdot n = 9,6 \text{ m}^2$.

Na základě toho uspořádání teplot odpadního a čerstvého vzduchu ve výměníku a spočteného součinitele prostupu tepla vychází celkový tepelný tok rekuperačního výměníku:

$$\dot{Q} = 1440 \text{ W}$$

Výsledek je pouze orientační, výměník není čistě protiproudý a jedná se pouze o odhad kritérií podobnosti. Zároveň se neuvažuje případná kondenzace vzdušné vlhkosti na povrchu lamely. Reálné hodnoty budou bezesporu větší.

7. Experiment

7.1. Norma ČSN EN 308

Předmětem evropské normy ČSN EN 308 je stanovení metod, které mají být použity pro laboratorní zařízení pro regeneraci tepla metodou vzduch-vzduch za účelem získání jmenovitých hodnot. Určuje požadavky na provedení těchto zkoušek a vstupní kritéria pro zkoušky na ověření výkonu předaných výrobcem [10].

Používá se jako podklad pro zkoušení zařízení na regeneraci tepla pro HVAC (Heating, Ventilating, Air Conditioning) zařízení samostatně instalovaného bez přídavných komponent (obrázek 7.1).

Norma stanoví metody zkoušek pro:

- Vnější netěsnost (přetlak 400 Pa)
- Vnitřní netěsnost mezi proudy vzduchu při daném tlakovém rozdílu (250 Pa)
- Poměr teplot a vlhkostí
- Tlakové ztráty na odsávané a přívodní straně vzduchu

Pro námi uvažovaný rekuperační výměník platí tyto hodnoty teplot vzduchu:

- Odsávaný vzduch: $t_{e1} = 25\text{ °C}$ při teplotě mokrého teploměru menší jak 14 °C
- Dodávaný vzduch: $t_{e1} = 5\text{ °C}$ při teplotě mokrého teploměru menší jak 3 °C

Tyto vstupní podmínky jsou určeny pro standardní zkoušky pro ověření výkonnostních údajů dodaných výrobcem. Pro chladné období, kdy nastává kondenzace a následně namrzání výměníku, by měla zkouška trvat minimálně 6 hodin a poté následuje vizuální kontrola jednotky.

Tlaková ztráta v přívodní i odvodní větvi musí být stanovena minimálně pro 5 různých objemových průtoků vzduchu. Tlakové ztráty Δp_e a Δp_i určené z rozdílu celkového přetlaku mezi vstupní a výstupní sekci na straně dodávaného a odváděného vzduchu, jsou stanoveny ze změřených statických přetlaků a dynamických tlaků vypočtených ze změřených velikostí průtoků vzduchu. Hustota přiváděného vzduchu by měla být v rozmezí $1,16\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ až $1,24\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Výsledné poměry teplot a vlhkostí se stanoví měřením středních hodnot teplot suchého a vlhkého teploměru (popřípadě relativní vlhkosti) ve všech vstupních a výstupních sekcích. Vstupní teploty musí být nastaveny s přesností $\pm 0,5$ °C a celé průběžné měření probíhá minimálně 30 minut. Neurčitost měření teplot nesmí překročit $\pm 0,2$ °C.

Pro výsledné poměry platí.

$$\eta_t = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} [-] \quad (7.1)$$

$$\eta_x = \frac{x_{e2} - x_{e1}}{x_{i1} - x_{e1}} [-] \quad (7.2)$$

7.2. Bilance tepelných výkonů

Aby bylo měření platné, musí být tepelný výkon vypočten pro každou zkoušku a poměr výkonů mezi odvodním a přívodním médiem musí být roven jedné s odchylkou $\pm 0,5$ %. Tepelný výkon je definován:

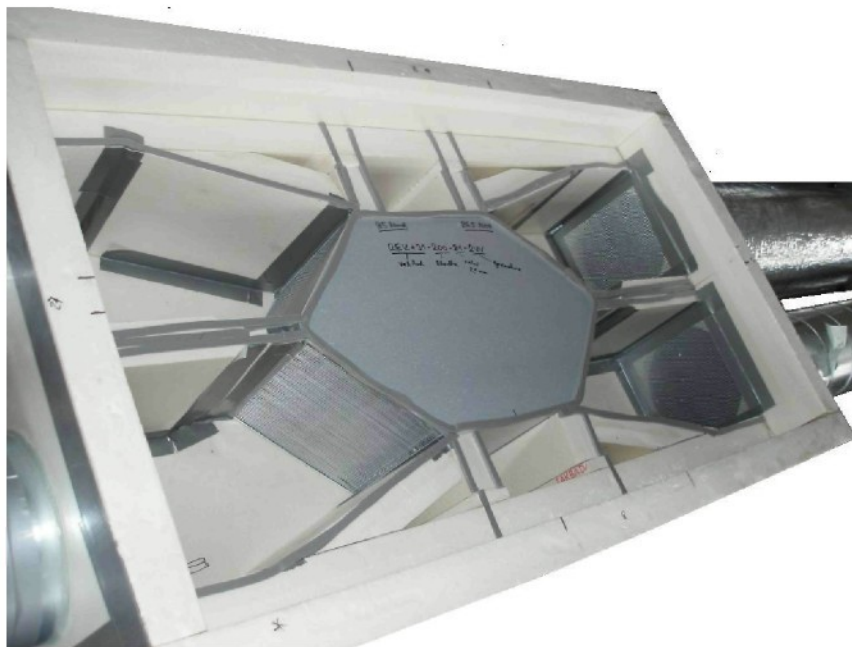
$$P_e = c_p \cdot \dot{m}_e \cdot \Delta t_e [W] \quad (7.3)$$

$$P_i = c_p \cdot \dot{m}_i \cdot \Delta t_i [W] \quad (7.4)$$

7.3. Měření

Měření probíhalo ve firmě 2VV s.r.o. na připravené měřicí trati. Trať se skládala ze čtyř potrubí o průměru 200 mm, která byla zavedena do izolovaného boxu, ve kterém byl umístěn měřený výměník. Přívodní větev chladného vzduchu se skládala z chladicího zařízení a regulovatelného elektrického ohřivače. Pro měření objemového průtoku vzduchu se zabudovala centrická clonka s komorovým odběrem tlakové difference o průměru $100 \pm 0,05$ mm s jmenovitým objemovým průtokem $600 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Přívodní potrubí obsahovalo elektrický ohřivač a centrickou clonku. Přívod chladného a teplého vzduchu byl realizován plynule regulovatelnými radiálními ventilátory umístěnými na konci výstupního potrubí. Vzduch o upravených parametrech byl hnán skrz rekuperátor podtlakovým způsobem. Izolovaný box s rekuperátorem byl na výstupní straně z

rekuperátoru opatřen sifonovým odvodem případného kondenzátu. Box pro experimentální měření se zabudovaným rekuperátorem je zobrazen na obrázku 5.1.



Obr. 7.1 Izolovaný box se zabudovaným rekuperátorem

Stav přivodního vzduchu se po celou dobu měření udržoval na parametrech určených normou ČSN EN 308. Měření jednoho pracovního stavu rekuperátoru daného objemovým průtokem vzduchu v přivodních větvích do rekuperátoru probíhalo minimálně 20 minut. Vešker potřebné údaje o teplotě, vlhkosti a tlaku vzduchu byly měřeny na přístrojích od firmy Ahlborn a v intervalu 40 sekund. Zpracování veškerých údajů probíhalo v programu MS Excel, kde byl dále spočten výkon rekuperátoru a jiné potřebné a zajímavé údaje. Z tohoto programu byly vygenerovány všechny uvedené grafy a tabulky. Na obrázku 7.2 je zobrazen izolovaný box se rekuperátorem na měřicí trati, box a clonky jsou vybaveny potřebnými měřicími čidly. Data jsou shromažďována ve sběrnici ALMEMO 5690-2M. Na vstupech a výstupech z rekuperátoru se měřila teplota, vlhkost a rozdíl tlaku vzduchu (tlaková ztráta). V přivodním potrubí se pomocí centrické clonky stanovil objemový průtok vzduchu [4].

Použitá měřidla a čidla:

Při měření byly použity měřicí přístroje od německé firmy Ahlborn.

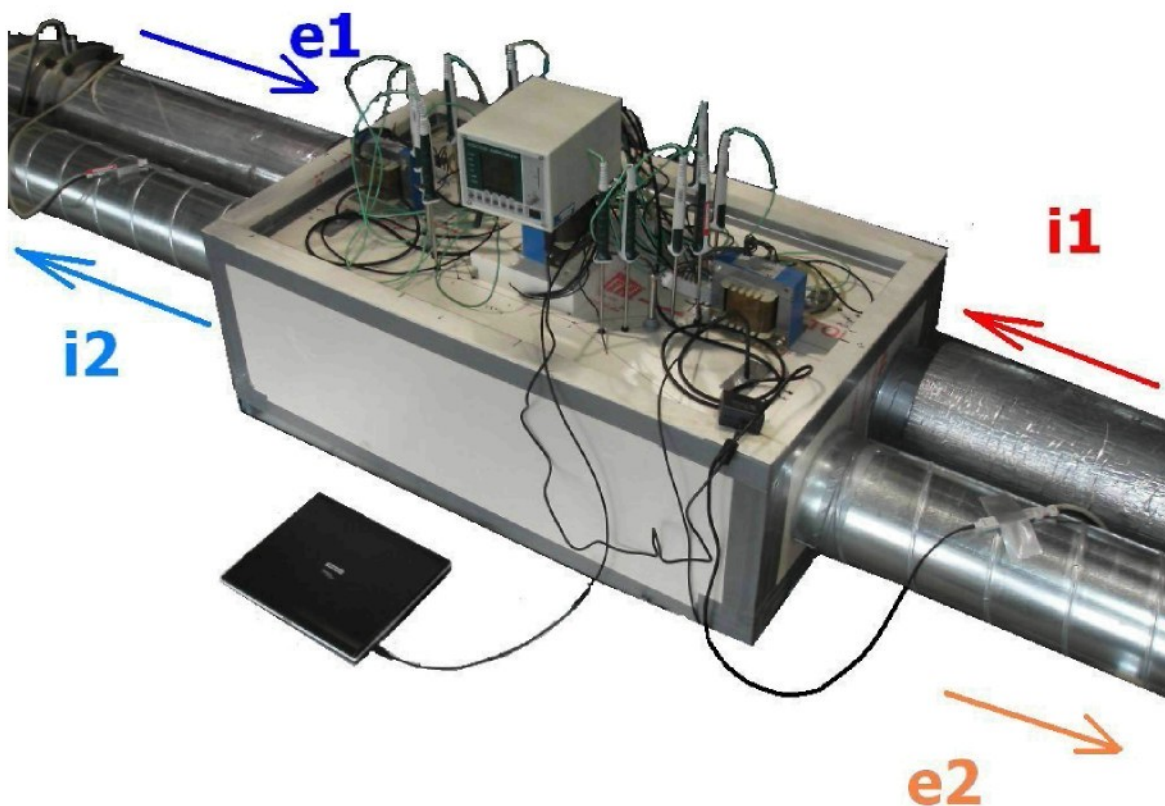
ALMEMO 5690-2M: ústředna pro měření fyzikálních veličin

ALMEMO FD A612-SA: snímač tlakové difference, měřena dvěma snímači absolutního tlaku ALMEMO FD A602-S1K

ALMEMO FVA915-S 220: anemometrické čidlo pro měření rychlosti proudění vzduchu

ALMEMO ZA 9020FS: teplotní odporové čidlo

ALMEMO FH A646-E2C: kombinované čidlo teploty a vlhkosti vzduchu



Obr. 7.2 Izolovaný box s rekuperátorem v ústřední části měřicí trati

7.4. Výsledky měření

Tab. č. 7.1 Výsledky měření výměníku s původní geometrií 2VV

Výsledky měření - původní geometrie 2VV						
měrný bod		1	2	3	4	5
Přívodní větev (e)	objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$]	418	363	301	194	127
	tlak ztráta větve [Pa]	452	352	255	123	62
	teplota [$^{\circ}\text{C}$]	e1	5,31	5,11	5,05	5,26
		e2	20,21	20,13	20,31	20,84
	změna teploty [$^{\circ}\text{C}$]	14,91	15,02	15,25	15,58	15,72
	relativní vlhkost [%]	e1	69,8%	70,4%	70,9%	70,7%
		e2	27,4%	27,2%	27,1%	26,7%
	hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	1,234	1,235	1,235	1,234	1,233
	hmotnostní průtok [$\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1}$]	515,8	448,2	371,7	239,4	156,5
	tepelný výkon [W]	2147	1879	1583	1041	687
Odvodní větev (i)	objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$]	469	375	287	211	126
	tlak ztráta větve [Pa]	377	264	177	113	54
	teplota [$^{\circ}\text{C}$]	e1	25,32	25,21	25,24	25,24
		e2	10,54	10,48	10,11	9,80
	změna teploty [$^{\circ}\text{C}$]	-14,78	-14,74	-15,14	-15,44	-15,34
	relativní vlhkost [%]	e1	19,7%	19,8%	22,2%	21,3%
		e2	44,9%	44,8%	49,4%	50,6%
	hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	1,164	1,164	1,174	1,174	1,174
	hmotnostní průtok [$\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1}$]	545,7	436,6	336,9	247,6	147,9
	tepelný výkon [W]	-2252	-1796	-1424	-1067	-633
	termická účinnost [%]	74,5%	74,7%	75,5%	78,0%	80,2%

Tab. č. 7.2 Výsledky měření výměníku se stávající geometrií 2VV

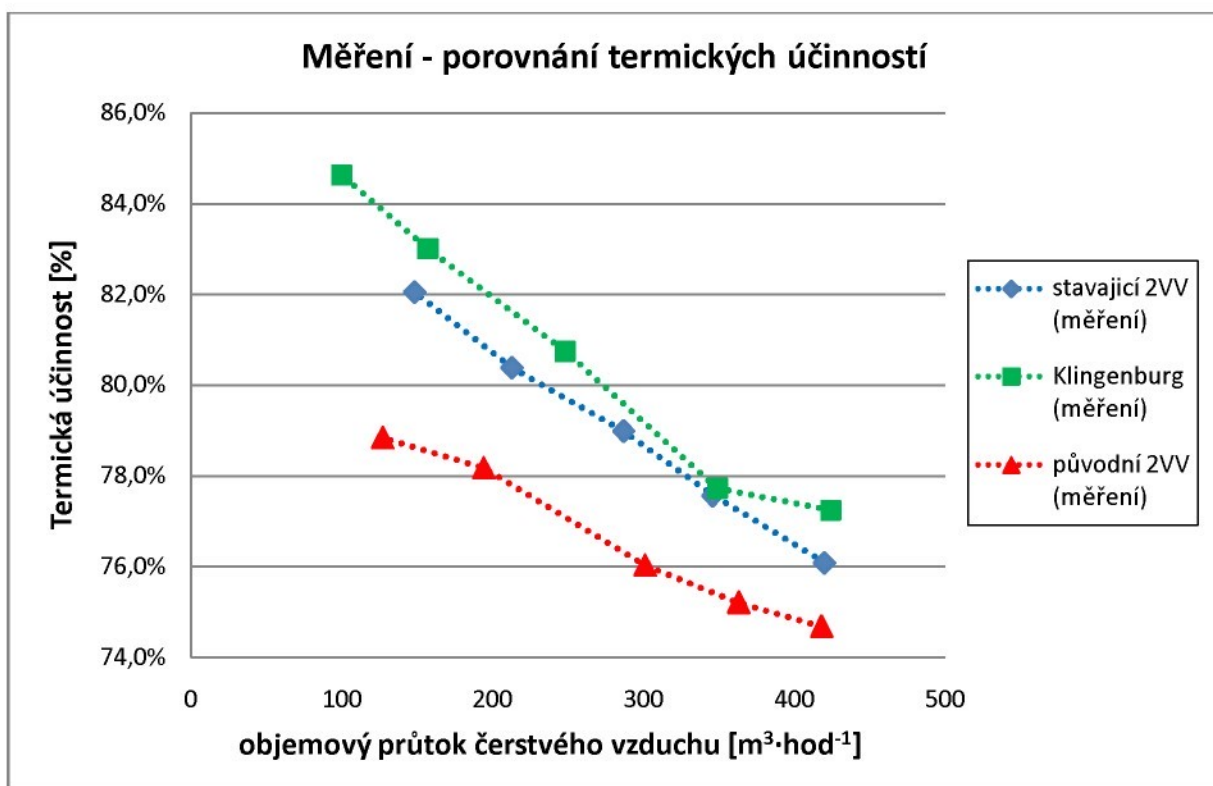
Výsledky měření - stávající geometrie 2VV

měrný bod		1	2	3	4	5
Přívodní větev (e)	objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$]	420	346	287	213	149
	tlak ztráta větve [Pa]	344	251	186	118	69
	teplota [$^{\circ}\text{C}$]	e1	4,88	5,07	5,05	4,94
		e2	20,12	20,49	20,65	20,92
	změna teploty [$^{\circ}\text{C}$]	15,24	15,42	15,60	15,98	16,36
	relativní vlhkost [%]	e1	45,1%	47,7%	53,6%	43,3%
		e2	16,5%	17,4%	19,1%	15,6%
	hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	1,221	1,220	1,220	1,225	1,225
	hmotnostní průtok [$\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1}$]	512,6	422,1	350,2	260,9	181,9
	tepelný výkon [W]	2181	1817	1525	1164	831
Odvodní větev (i)	objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$]	451	372	306	227	158
	tlak ztráta větve [Pa]	344	251	186	118	70
	teplota [$^{\circ}\text{C}$]	e1	24,91	24,95	24,80	24,82
		e2	9,52	9,46	9,18	8,67
	změna teploty [$^{\circ}\text{C}$]	-15,39	-15,49	-15,62	-16,15	-16,41
	relativní vlhkost [%]	e1	22,7%	22,9%	22,7%	22,6%
		e2	61,7%	62,5%	62,2%	62,0%
	hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	1,140	1,140	1,140	1,144	1,144
	hmotnostní průtok [$\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1}$]	514,1	424,1	348,9	259,8	180,8
	tepelný výkon [W]	-2209	-1834	-1522	-1171	-828
	termická účinnost [%]	76,1%	77,6%	79,0%	80,4%	82,0%

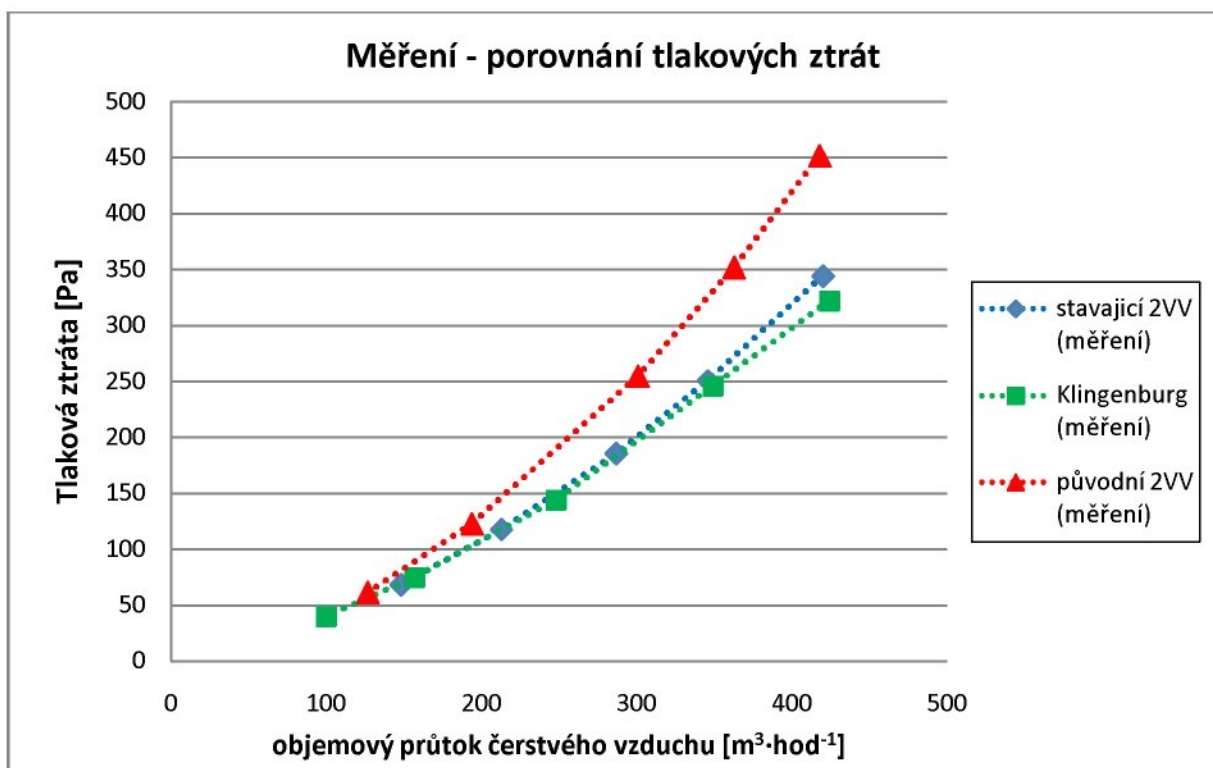
Tab. č. 7.3 Výsledky měření výměníku s geometrií Klingenburg

Výsledky měření - geometrie Klingenburg						
měrný bod		1	2	3	4	5
Přívodní větev (i)	objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$]	424	349	248	157	100
	tlak ztráta větve [Pa]	322	246	144	75	40
	teplota [$^{\circ}\text{C}$]	e1	5,15	5,09	5,28	5,13
		e2	20,53	20,73	21,26	21,74
	změna teploty [$^{\circ}\text{C}$]	15,38	15,64	15,98	16,61	16,52
	relativní vlhkost [%]	e1	78,9%	76,1%	76,6%	77,2%
		e2	29,3%	28,1%	28,4%	27,6%
	hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	1,239	1,239	1,238	1,239	1,236
	hmotnostní průtok [$\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1}$]	525,3	432,4	307,0	194,5	123,6
	tepelný výkon [W]	2256	1888	1370	902	570
Odpadní větev (e)	objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$]	460	376	269	167	103
	tlak ztráta větve [Pa]	370	269	164	84	44
	teplota [$^{\circ}\text{C}$]	e1	25,06	25,21	25,07	25,14
		e2	9,97	9,64	9,44	8,91
	změna teploty [$^{\circ}\text{C}$]	15,09	15,57	15,63	16,23	16,38
	relativní vlhkost [%]	e1	23,1%	22,7%	22,7%	22,7%
		e2	54,3%	54,5%	54,3%	56,0%
	hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	1,156	1,156	1,156	1,156	1,155
	hmotnostní průtok [$\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1}$]	531,8	434,7	311,0	193,1	119,0
	tepelný výkon [W]	2240	1889	1357	875	544
	termická účinnost [%]	77,2%	77,7%	80,7%	83,0%	84,6%

Na následujících grafech je vynesena termická účinnost a tlaková ztráta přívodní větve rekuperátoru v závislosti na velikosti objemového průtoku čerstvého vzduchu pro jednotlivé rekuperátory.



Graf č. 7.1 Porovnání termických účinností měřených výměníků



Graf č. 7.2 Porovnání tlakových ztrát přívodní větve měřených výměníků

8. Simulace

8.1. Úvod do CFD

V dnešní době, kdy vývoj technických zařízení je stále rychlejší, se častěji využívají numerické simulace nejrozmanitějších fyzikálních jevů. Simulační metody, oproti sestavení modelu pro experiment, výrazně uspoří čas a finanční prostředky při predikci fyzikálního problému. Další z mnoha výhod je možnost zobrazení veličin v místech, ve kterých by bylo provedení měření složité, nebo by znatelně ovlivňovalo výsledky měření.

CFD

Computational Fluid Dynamics, což se dá volně přeložit jako matematické modelování proudící tekutiny. Podstatou této metody je přibližné numerické řešení soustavy parciálních diferenciálních rovnic, které matematicky popisují proudění tekutiny, přenos tepla či chemické reakce. Metoda řeší rovnice zachování hybnosti, hmotnosti a energie. Při řešení se používají diskretizační metody, v případě proudění nejčastěji metoda konečných objemů (FVM).

FVM

Finite volume method, metoda konečných objemů. Spojité prostředí (kontinuum) je diskretizováno, rozděleno na malé kontrolní oblasti (objemy, buňky). Proměnné proudového pole jsou aproximovány svými hodnotami ve středu elementu. Metoda kontrolních objemů zachovává kontinuitu v objemovém elementu, aplikací Gaussovy věty jsou stranové hodnoty počítaných proměnných násobeny plochou strany neortogonálních objemových elementů.

8.2. Matematický model proudění tekutiny

Navier-Stokesovy rovnice

Jsou vektorové diferenciální rovnice popisující pohyb tekutiny. Vyjadřují rovnováhu sil působících na element proudící viskózní kapaliny, uvažují s vlivem třecích sil. Ve složitějších případech lze nalézt řešení pouze numericky.

Pro popis laminárního i turbulentního režimu proudění tekutin se využívá základních fyzikálních zákonů. Je použit zákon zachování hybnosti, hmoty a energie. Pro případ nestacionárního nestlačitelného neizotermního proudění má tento tvar [8]:

Rovnice kontinuity představující zákon zachování hmoty,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (8.1)$$

Navier-Stokesovy rovnice reprezentují zákon zachování hybnosti a

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \cdot u_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_i \cdot u_j)}{\partial x_j} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \rho \cdot \delta_{i3} \cdot g + \rho \cdot f_c \cdot \varepsilon_{ij3} \cdot u_j + \rho \cdot f_i \end{aligned} \quad (8.2)$$

rovnice pro přenos tepla, tj. zákon zachování energie pro statickou entalpii.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_0) + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j \rho h_0) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\tau_{jk} u_j)}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (8.3)$$

Kde: u ...složky rychlosti proudění

p ...tlak

x ...souřadnice

μ ...dynamická viskozita $\eta = \rho \cdot \nu_m$

ρ ...hustota tekutiny

h_0 ...celková entalpie

f_i ...složky vnější objemové síly

λ ...molekulová tepelná vodivost

g ...gravitační zrychlení v případě vztlkových sil

8.3. Numerické řešení turbulentního proudění

Turbulentní proudění je založeno na numerickém řešení výše uvedených rovnic. Při popisu turbulentního proudění jsou důležité střední parametry proudění. Pro řešení pohybových rovnic, popisujících chaotické nestacionární turbulentní proudění, jsou dva možné přístupy:

DNS

Direct Numerical Simulation, přímá numerická simulace. Metoda spočívá v řešení pohybových rovnic pro dané okrajové a počáteční podmínky a určení středních hodnot za určitý časový úsek. DNS vyžaduje vysokou hustotu výpočetní sítě, zvláště v oblastech mezní vrstvy. Požadavky na paměť a rychlost počítače se zvyšují s rostoucím Reynoldsovým číslem. Počet uzlů sítě je úměrný $Re^{9/4}$, dnes je přímá simulace možná pro Reynoldsova čísla do 10^5 . Simulace však určí parametry turbulentního proudění, které nelze získat experimentálně.

Reynoldsovo středování

Jde o statistický přístup, který spočívá v rozdělení okamžitých hodnot nestacionárních veličin na střední a flukuační část a v řešení pohybových rovnic pro střední hodnoty závisle proměnných. Modely turbulence založeny na tomto principu, jsou označovány jako RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations), Reynoldsovo středování Navier-Stokesových rovnic. Soustava rovnic však není uzavřena, a proto se musí doplnit tzv. modelem turbulence.

Statistický přístup (RANS) neumožňuje tak kvalitní simulace jako přímá numerická simulace (DNS), ale je nejčastějším způsobem řešení turbulentního proudění. DNS klade velké požadavky na výpočetní techniku.

Středování pohybových rovnic

Turbulentní proudění se vyznačuje stochastickým charakterem, ale statisticky stabilním. Využitím časového středování lze okamžitou místní hodnotu turbulentních veličin vyjádřit jako superpozici místní střední hodnoty a fluktuace [8].

Časově středované hodnoty konvergují ke stejným hodnotám.

$$\bar{g}(x_i) = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} g(x_i, t) dt \quad (8.4)$$

$$u = \bar{u} + u' \quad (8.5)$$

Po časovém středování má rovnice kontinuity výsledný tvar:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot \bar{u}_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (8.6)$$

Navier-Stokesovy rovnice po úpravě, Reynoldsovy rovnice:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \cdot \bar{u}_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot \overline{u_i \cdot u_j})}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + \rho \cdot \delta_{i3} \cdot g + \rho \cdot f_c \cdot \varepsilon_{ij3} \cdot \bar{u}_j + \rho \cdot f_i \end{aligned} \quad (8.7)$$

A rovnice pro přenos tepla:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{h}_0) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \rho \bar{h}_0) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{\tau_{ji} u_j})}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda_t \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \quad (8.8)$$

Kde: λ ...efektivní teplotní vodivost v důsledku turbulentního transportu

V rovnicích popisující střední pohyb tekutiny se vyskytuje Reynoldsovo napětí $-\rho \overline{u'_i u'_j}$, tvoří zásadní problém výpočtu, systém rovnic není kompletní.

Statistické modely turbulence lze uzavřít dvěma způsoby. První skupinu modelů založené na analogii mezi molekulárním a turbulentním přenosem hybnosti dle Boussinesq. Druhou možností, patřící mezi nejjednodušší, je použití algebraických modelů turbulence, které spolu s pohybovými rovnicemi tvoří řešitelný systém rovnic. Nejrozšířenější jsou dvourovnicové modely turbulence, obsahují dvě transportní rovnice pro veličiny charakterizující turbulentní a délkové měřítko.

8.4. Turbulentní modely

k-ε

Dvourovnicový model k-ε určující turbulentní viskozitu pomocí dvou transportních rovnic pro turbulentní kinetickou energii k a rychlost disipace ε . Model využívá Boussinesqovy hypotézy o vírové viskozitě a vztahuje η_t ke k , ε a C_η .

$$\mu_t \approx l \cdot \bar{v} = \rho C_\eta \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8.9)$$

Z Navier-Stokesových rovnic je odvozena transportní rovnice pro turbulentní kinetickou energii k (rychlostní měřítko):

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \eta_t \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} - g_j \frac{\mu_t}{\rho \sigma_t} \frac{\partial \rho}{\partial k_j} - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (8.10)$$

Kde: σ_k a σ_h ... empirické konstanty

Druhá transportní rovnice charakterizující turbulentní pohyb je vyjádřením specifické rychlosti disipace ε (délkové měřítko l):

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \\ &= \rho c_{1\varepsilon} \left(\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_j} - c_{3\varepsilon} g_j \frac{\mu_t}{\rho \sigma_h} \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \right) - \rho c_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (8.11)$$

Kde: $C_{1\varepsilon}=1,44$, $C_{2\varepsilon}=1,92$, $C_{3\varepsilon}=1$, $\sigma_k=1$, $\sigma_\varepsilon=1,3$ jsou empirické konstanty

$\sigma_k = \frac{\mu_t}{\lambda_t} c_p$ je Prandtlovo turbulentní číslo.

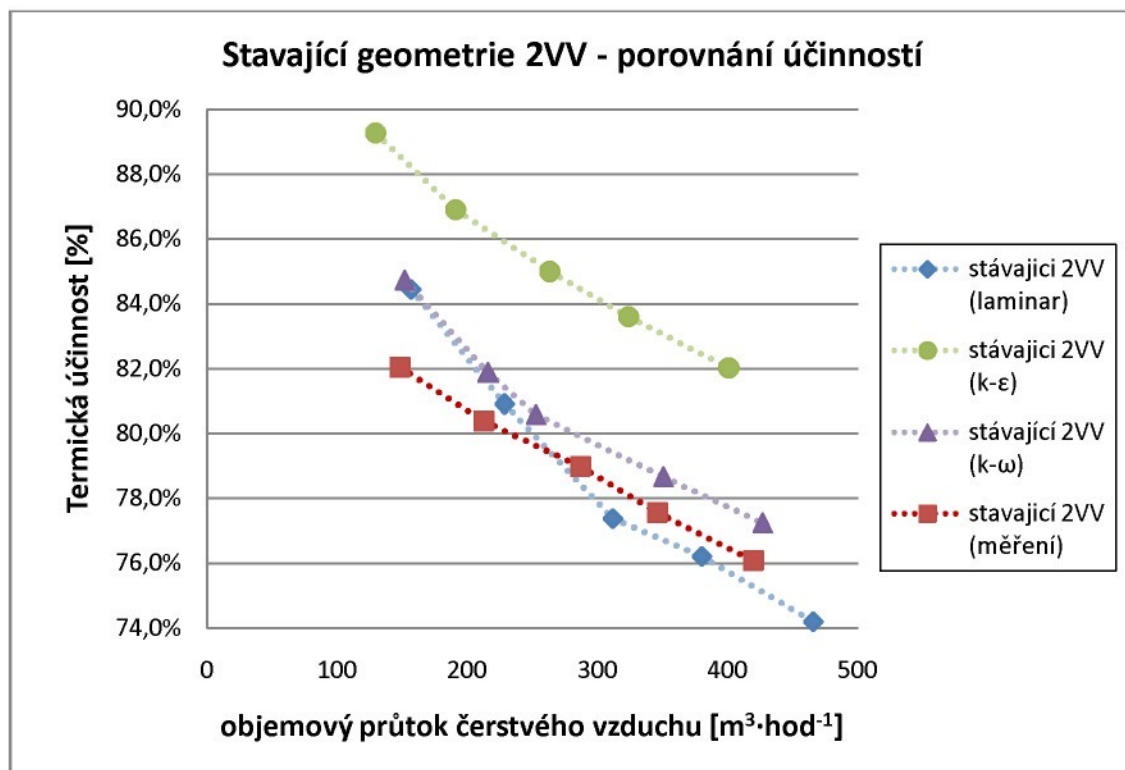
Turbulentní model k-ε byl použit v numerické simulaci studovaných výměníků. Během řešení a porovnávání výsledků simulace a měření se ukázalo, že použití modelu k-ε není nejvhodnější. Výsledky simulace vycházely poměrně odlišně od experimentu. Toto se dá vysvětlit tím, že proudění v mezeře není s jistotou definovatelné. Z Reynoldsova kritéria na vstupu do výměníku vycházejí hodnoty v rozsahu 500 až 1500 Re a vzhledem k uvažované geometrii se jedná o přechodný typ proudění. Z tohoto důvodu byl otestován laminární viskózní model proudění na stejné výpočetní síti modelů.

Laminární proudění

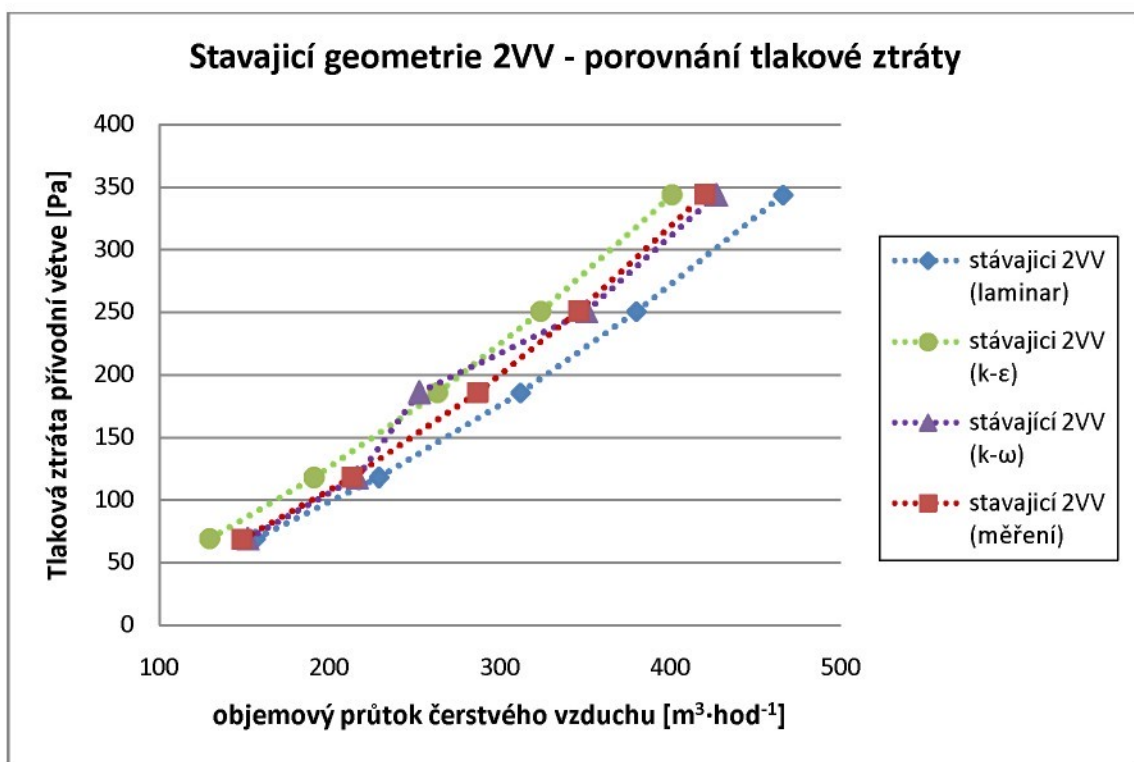
Proudění tekutiny, kdy proudnice vazké tekutiny jsou rovnoběžné a nemísí se, se nazývá laminárním prouděním. Mezi vrstvami tekutiny se předpokládá vnitřní tření, které reprezentuje Newtonův viskózní zákon. Tečné napětí je úměrné dynamické viskozitě tekutiny μ a gradientu rychlosti mezi dvěma sousedními vrstvami proudící tekutiny.

$$\tau_{xy} = -\mu \frac{du_x}{dy} \quad (8.12)$$

Výsledky simulace s použitím laminárního viskózního modelu proudění mnohem lépe postihovaly problematiku proudění v mezeře mezi teplosměnnými plochami. V tomto případě se sledované hodnoty blížily experimentálním výsledkům. Tyto hodnoty jsou primárně brány jako správné, použití laminárního viskózního modelu je vhodnější. Byl odzkoušen i turbulentní model $k-\omega$, který reprezentoval lépe experiment než model $k-\epsilon$, ale sledované parametry vycházely ideálněji než u experimentu. Na následujících grafech můžeme vidět průběh vybraných parametrů v závislosti na objemovém průtoku čerstvého vzduchu pro uvažované modely proudění a experimentu u současné geometrie 2VV.



Graf č. 8.1 Porovnání termické účinností modelů a měření stávající geometrie 2VV



Graf č. 8.2 Porovnání tlakové ztráty mezi modely a měřením u stávající geometrie 2VV

8.5. Postup numerické simulace

8.5.1. Pre-processing

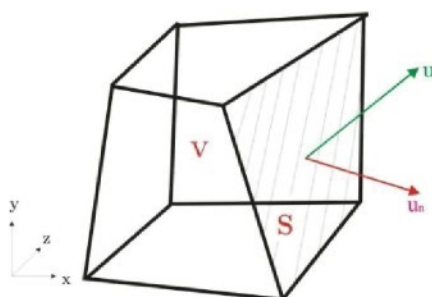
Zásadní tvůrčí činnost výpočtáře před samotnou simulací musí obsahovat několik důležitých úkonů [9]:

- Stanovení cílů simulace a definování geometrie sledované oblasti
- Rozdělení oblasti na menší na sebe navazující podoblasti (výpočetní síť)
- Volba fyzikálního modelu a specifikace fyzikálních vlastností proudící tekutiny
- Definování okrajových podmínek na plochách modelu tak, aby vhodně postihovali reálné proudění

Jednotlivé body sítě se nazývají uzly, ty tvoří rohy elementů (ve 3D hexaedr, pentaedr a jiné). Proměnné hodnoty proudového pole se aproximují ve středu těchto kontrolních objemů se zachováním kontinuity skrz element. Přesnost výsledků závisí na

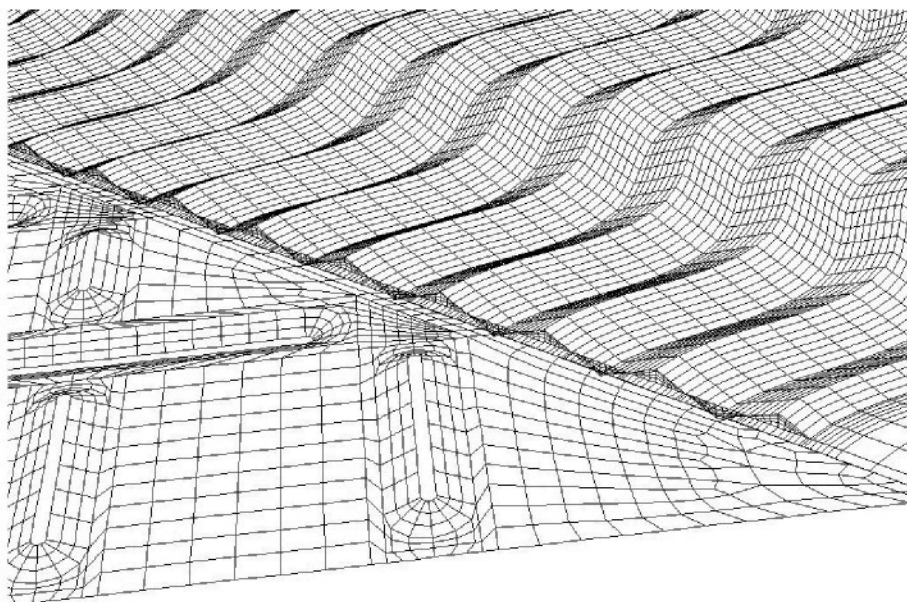
optimální tvorbě výpočetní sítě s ohledem na výpočetní kapacitu. Tvorba sítě je nejvíce časově náročná činnost v celém procesu.

Pro tvorbu sítě jsem využil program MSC:Marc Mentat 2005r3, specifikaci okrajových ploch jsem definoval v programu Gambit 6.3.26. V mém případě jsem 3D objem definoval manuálně, převážně pomocí šestistěnů (hexaedrů) uspořádaných strukturovaně (stejný počet uzlů na jedné i druhé straně). Toto uspořádání by mělo vést k rychlejší konvergenci výsledku, zároveň bylo nutné volit poměr stran elementu rozumně.



Obr. 8.1 Ilustrace šestistěmu

Na obrázku 8.1 je znázorněn obecný šestiboký element, pro nestlačitelné proudění platí rovnice kontinuity $\int_S \vec{V} \cdot \hat{n} dS = 0$ a například vztah $\vec{V}_i = u_i \hat{i} + u_j \hat{j} + u_k \hat{k}$ platí pro rychlost na ploše i .



Obr. 8.2 Ukázka výpočetní sítě na teplosměnné ploše (stávající geometrie 2VV)

8.5.2. Procesing

Je samotný numerický výpočet využívající různé techniky, jako je metoda konečných diferencí, konečných prvků a konečných objemů. Poslední jmenovaná se ve většině případů používá při řešení proudění tekutiny. Numerický algoritmus se sestává z následujících kroků:

- Diskretizace, přeměna integrálních rovnic na systém algebraických rovnic
- Řešení algebraických rovnic iterativní metodou

K tomuto účelu je několik komerčních i nekomerčních softwarů, v této práci byl použit program Fluent 6.3.26 od společnosti Ansys Fluent Inc.

Fluent

Je program pro numerické simulace obsahující širokou škálu matematicko-fyzikálních modelů postihujících proudění, turbulenci, přenos tepla a chemické reakce pro různé aplikace. Nedílnou součástí je možnost volby rozličných modelů turbulence (laminární, k- ϵ , k- ω , S-A), jejich volba závisí na uvažované problematice. Z široké databáze můžeme vybrat vhodnou tekutinu s již definovanými vlastnostmi. Další možnost je definovat vlastní uživatelské funkce pro implementaci nových uživatelských modelů dle požadavků uživatele. Výsledky výpočtu je možné graficky zobrazit přímo ve Fluent.

8.5.3. Post-procesing

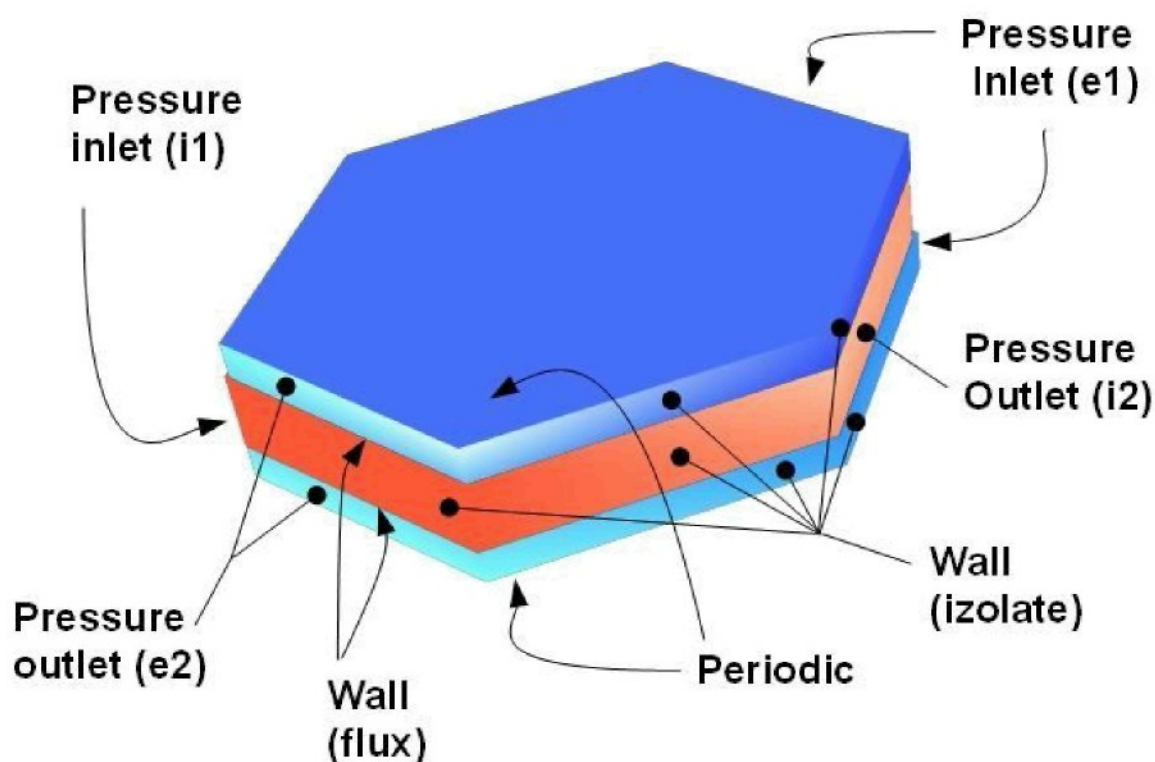
Každému elementu byla výpočtem přiřazena hodnota sledované veličiny. Data jsou uživatelsky nepřehledná, proto jsou vytvořeny aplikace, které tato data interpretují v grafické podobě. Součástí Fluent je přímé grafické zobrazení výsledku. Můžeme nechat program vykreslit námi sledované veličiny, a to ve formě vektorového pole, proudnic nebo mapy. Poslední, často používaná, metoda přiřadí elementu příslušnou barvu dle hodnoty veličiny. Další možností je numerické výpis veličin ve sledované rovině, oblasti apod.

V analytické fázi je možné vytvořit grafy, které vhodně znázorňují výsledky simulace. Celkově hodnotíme výsledek simulace, popřípadě porovnáváme vypočtené hodnoty s experimentem.

8.6. Parametry výpočetní sítě a volba okrajových podmínek

Výpočetní síť byla tvořena v programu MSC:Marc Mentat 2005r3, okrajové podmínky se doplnily v programu Gambit 6.3.26. Definování počátečních podmínek a samotná simulace probíhaly v programu Fluent 6.3.26.

Model obsahoval jeden prostor mezi lamelami, ten reprezentoval teplý odváděný vzduch. Model studeného přiváděného vzduchu rozděleného na polovinu, sendvičově obklopoval prostor teplého vzduchu. Vnější plochy musely být opatřeny podmínkou periodic. Model náběžné a protiproudé části se tvořil separátně, veškeré styčné plochy uvnitř celého modelu byly nastaveny jako interface. Na obrázku 8.3 je názorné schéma.



Obr. 8.3 Okrajové podmínky

Celý model je 3D charakteru, tvořen převážně z hexaedrů. Proudění v modelech bylo řešeno jako ustálené proudění, vzduch reprezentoval ideální plyn. Okrajové podmínky teplosměnné plochy byly nastaveny jako wall s přenosem tepla. Tloušťka teplosměnné plochy nebyla uvažována, což je zdůvodněno v kapitole 6.

Tab. č. 8.1 Počty elementů a uzlů výpočetní sítě u jednotlivých modelů

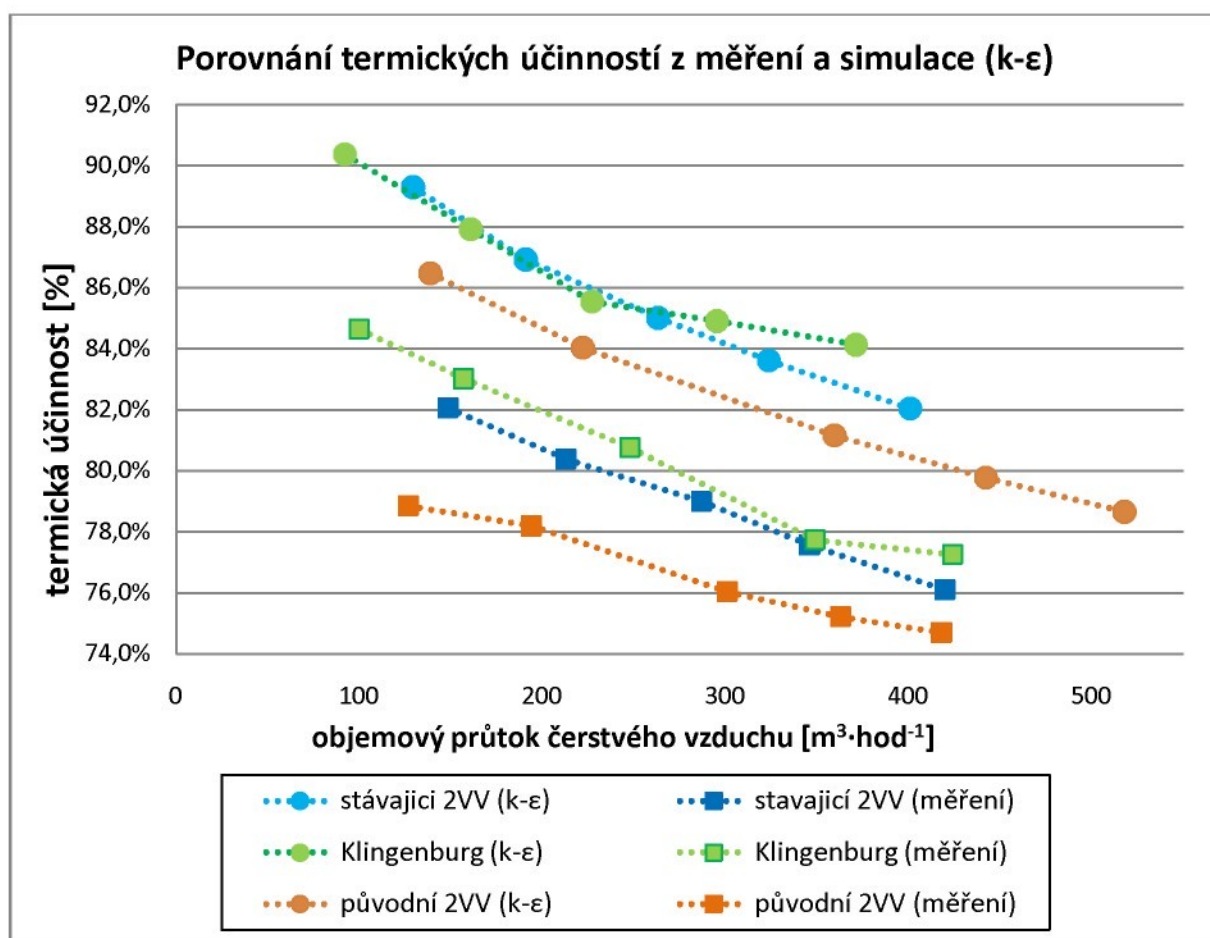
	Počet elementů sítě	Počet uzlů sítě
Původní geometrie 2VV	1978752	2328348
Stávající geometrie 2VV	1219472	1484456
Geometrie Klingenburg	1390496	1689577

Výstupní hodnoty sledovaných veličin byly vygenerovány na sledovaných plochách. Ty byly zpracovány stejným způsobem jako hodnoty z experimentu. V následující kapitole jsou výsledky měření a simulací graficky porovnány.

9. Porovnání výsledků měření a simulace

V této kapitole je porovnán experiment se simulací. Počátečními podmínkami pro simulaci byly teploty vstupních proudů vzduchů a tlakové ztráty větví rekuperátoru na základě měření (u geometrie Klingenburg jsou vstupní hodnoty mírně odlišné, ale celkový průběh je porovnatelný). Při měření všech třech výměníků si byly hmotnostní průtoky ve větví přírodní a odvodní rovny (objemový průtok závisí na hustotě, teplotě). I přes tento fakt uvádím veškeré sledované veličiny v závislosti na objemovém průtoku čerstvého vzduchu a termickou účinnost postačuje určit dle vztahu (4.3). Z těchto důvodů jsem v simulaci zvolil tekutinu jako ideální plyn (měrná hmotnost se mění s teplotou). Rozdíl vstupních teplot proudů vzduchů byl držen na 20 °C.

9.1. Porovnání výsledků měření a simulace s viskózním modelem turbulence k-ε

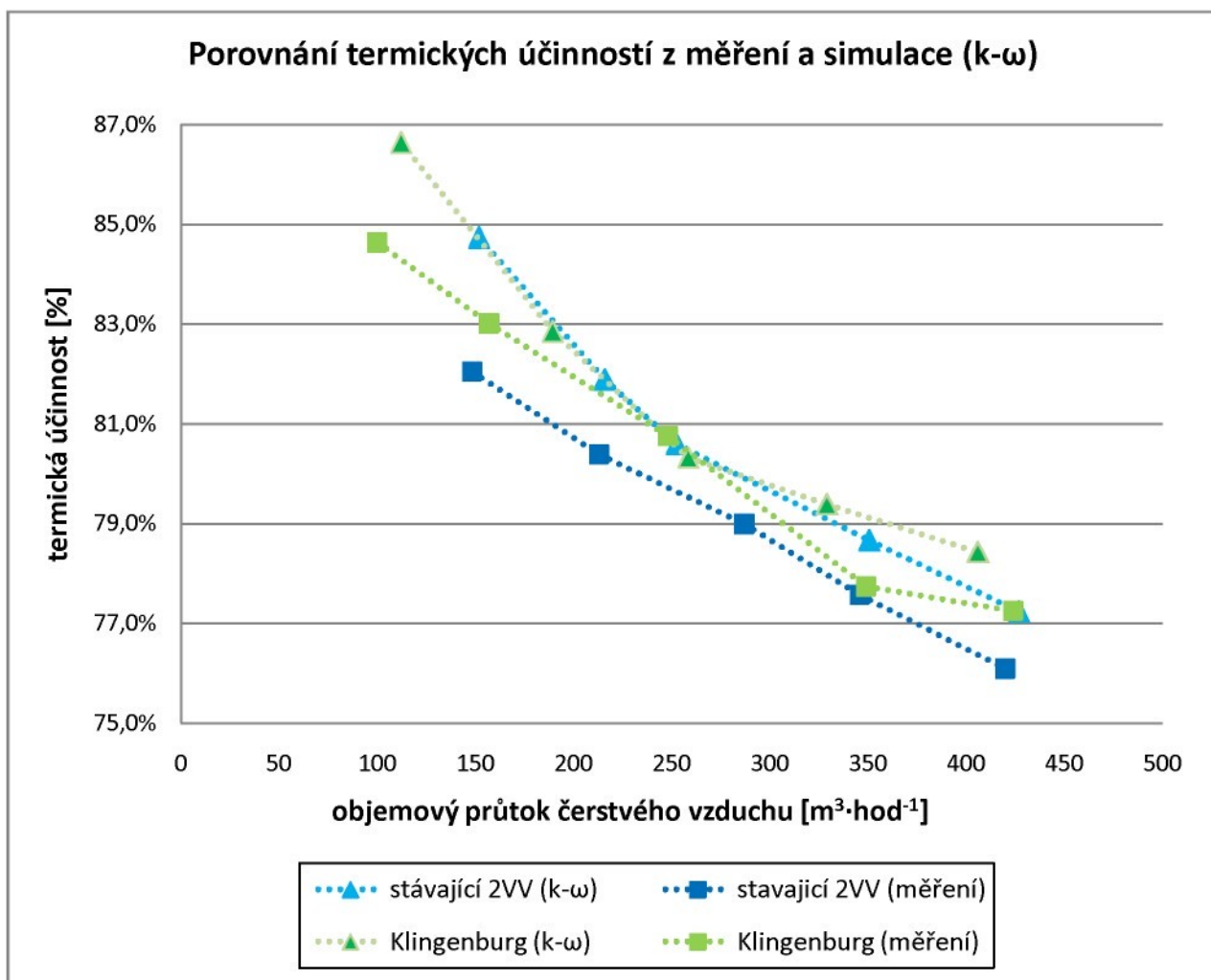


Graf č. 9.1 Porovnání termických účinností z měření a simulace s modelem k-ε

Na předchozím grafu č. 9.1 je porovnání měření a simulace, při které byl jako turbulentní viskózní model zvolen $k-\varepsilon$. Model $k-\varepsilon$ je vhodný pro rozvinuté turbulentní proudění, a jak jde vidět ze srovnání na grafu, není vhodný pro tuto problematiku. Pro připomenutí bylo Reynoldsovo číslo ve vstupní části v rozmezí 500 až 1500. Pro srovnání je uvedeno pouze porovnání termických účinností, tlaková ztráta rekuperátoru s tímto modelem je obecně nižší než u měření.

9.2. Porovnání výsledků měření a simulace s viskózním modelem turbulence $k-\omega$

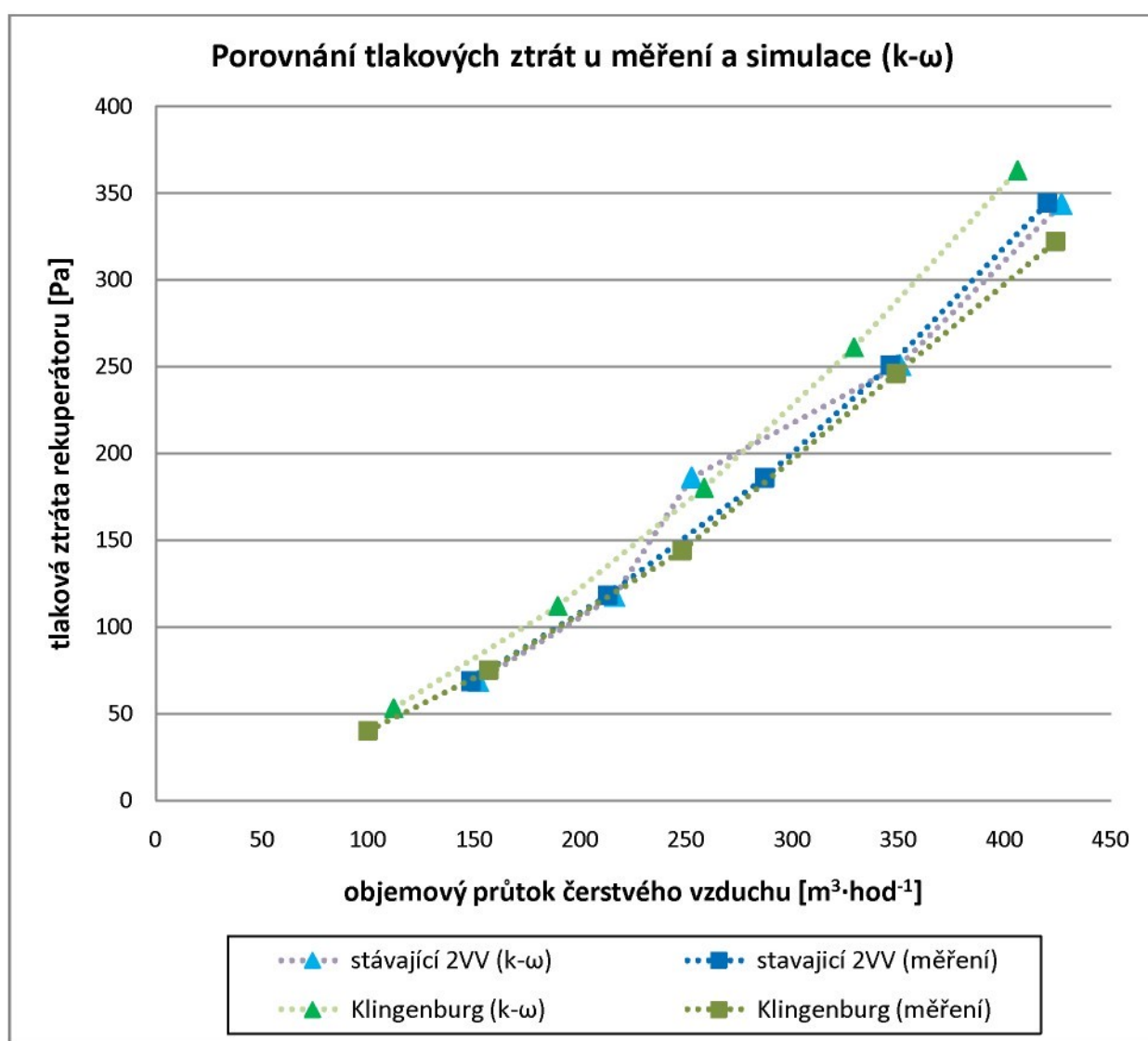
Dále byl pro stávající geometrii 2VV a geometrii Klingenburg odzkoušen viskózní turbulentní model $k-\omega$. Na grafu č. 9.2 můžeme vidět, že hodnoty termických účinností ze simulací jsou blíže hodnotám měření než u modelu $k-\varepsilon$.



Graf č. 9.2 Porovnání termických účinností z měření a simulace s modelem $k-\omega$

Viskózní model turbulence $k-\omega$ lépe respektuje oblasti u stěn při turbulentním proudění. Charakter proudění závisí na velikosti Reynoldsova čísla, to vyházelo ve vstupní části v rozmezí 200 až 1200 (dle velikosti objemového průtoku). Jedná se o přechodný typ proudění. Proto byl vyzkoušen ještě laminární viskózní model.

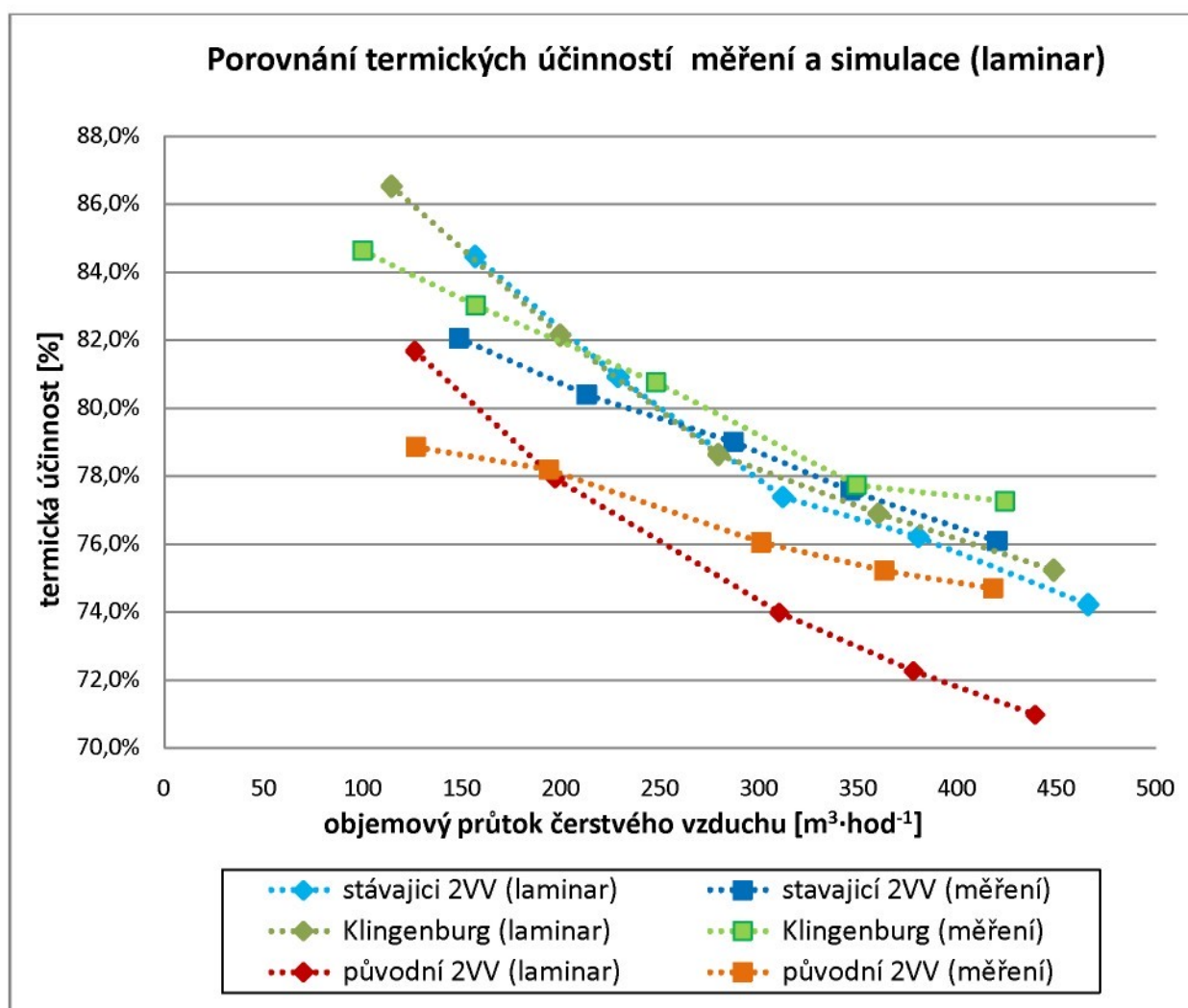
Tlaková ztráta simulovaného výměníku Klingenburg s viskózním turbulentním modelem $k-\omega$ je svým průběhem příznivější než u experimentu.



Graf č. 9.3 Porovnání tlakové ztráty rekuperátoru z měření a simulace s modelem $k-\omega$

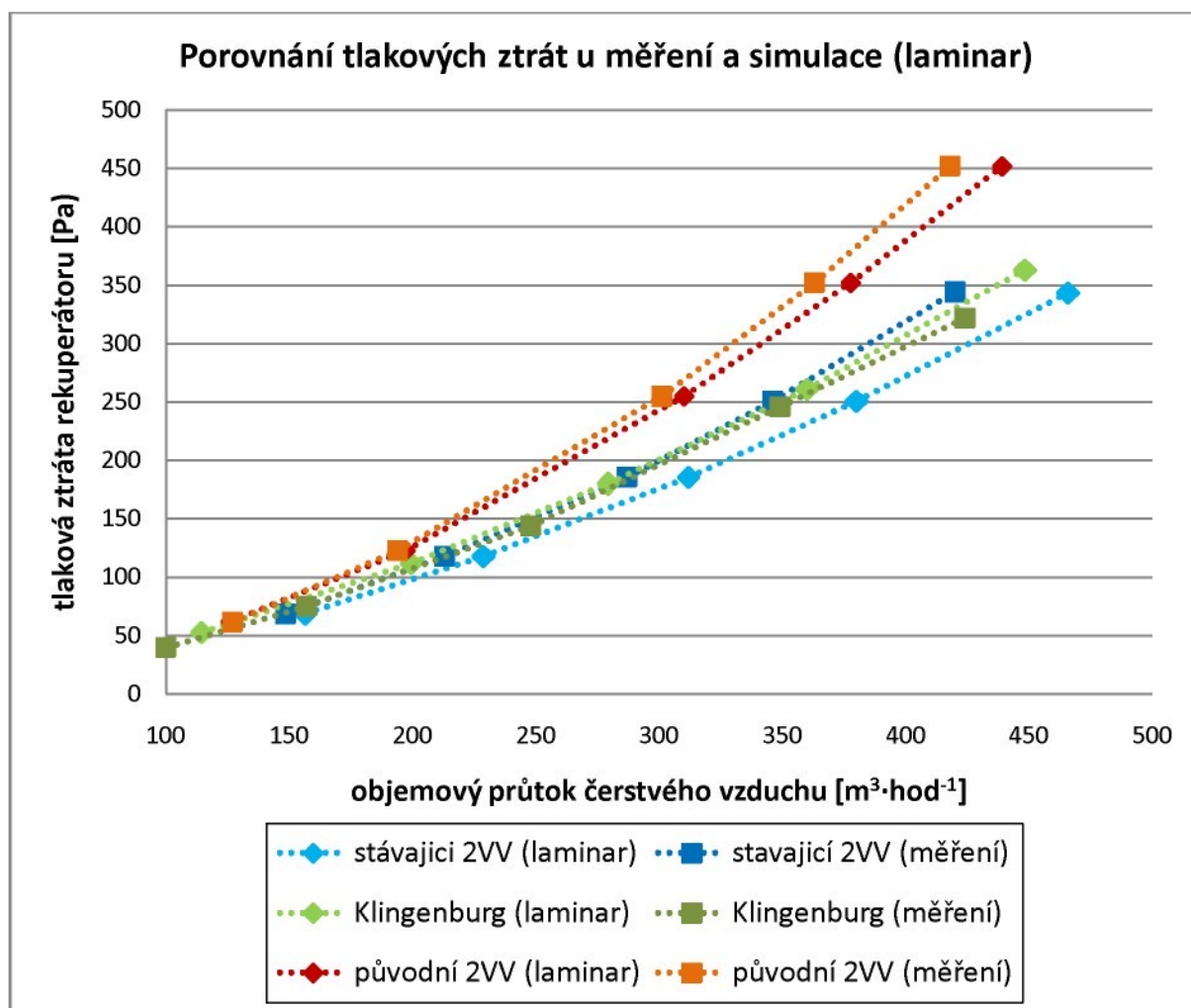
9.3. Porovnání výsledků měření a simulace s laminárním viskózním modelem

Posledním viskózním modelem pro simulaci byl model laminar. Tento model předpokládá, že proudnice tekutiny jsou rovnoběžné a nemísí se. Profilování v protiproudé části teplosměnné plochy se vytváří právě z důvodu promíchávání proudu, aby se narušila mezní vrstva a tím se snížil tepelný odpor při přestupu tepla. I přesto viskózní laminární model více respektuje experiment, než viskózní turbulentní model $k-\omega$.



Graf č. 9.4 Porovnání termických účinností měření a simulace s modelem $k-\omega$

Tlakové ztráty ze simulací s laminárním viskózním modelem se poměrně dobře blíží k experimentu, lze vidět na grafu č. 9.5.

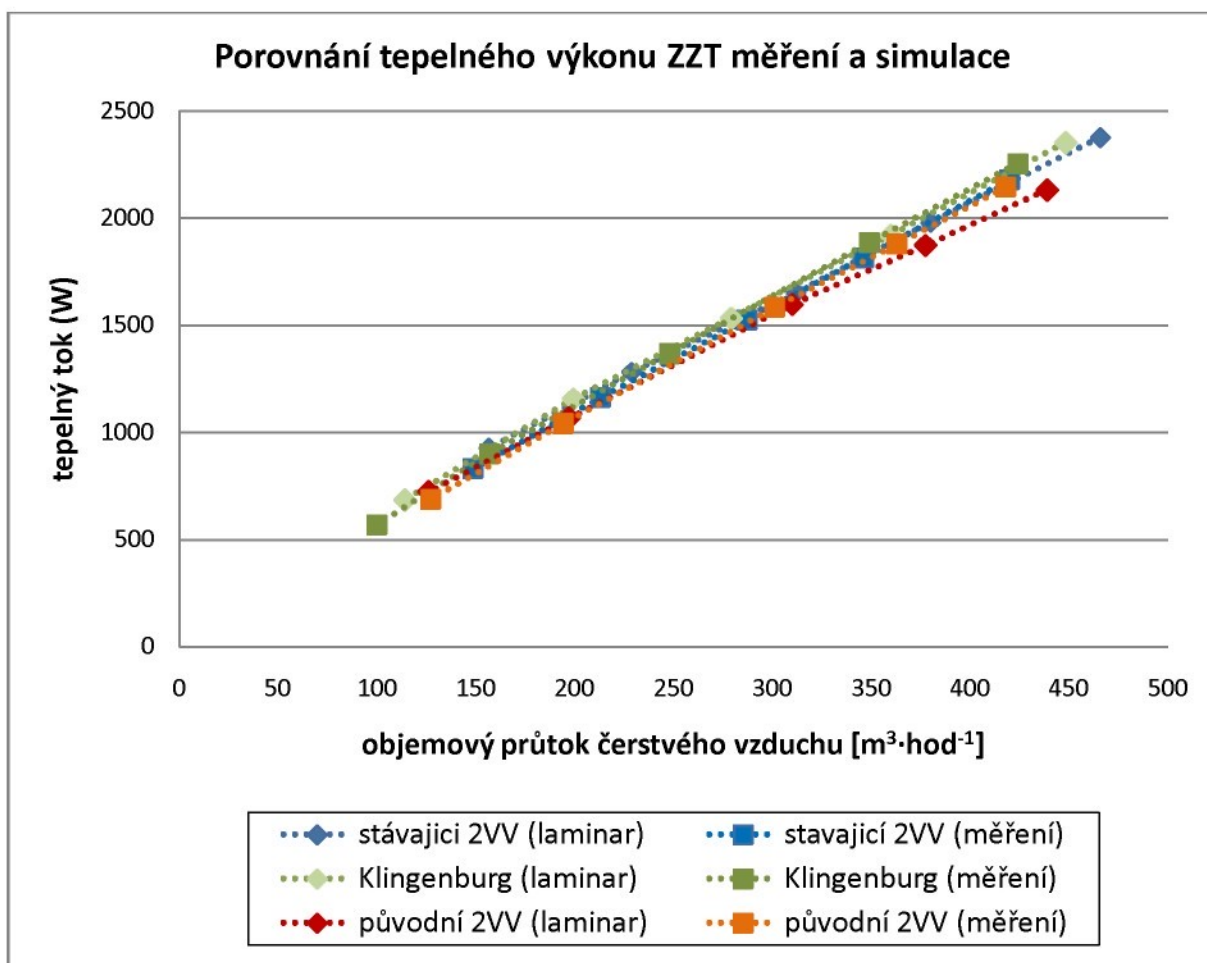


Graf č. 9.5 Porovnání tlakových ztrát u měření a simulace s modelem laminar

Parametry ze simulací s laminárním modelem vycházejí nejpříznivěji experimentu. Simulace s viskózním modelem $k-\omega$ je možné použít v případě, kdy očekáváme ve větší míře turbulentní proudění. Vesměs lze tvrdit, že čím je rozteč teplosměnných ploch a rychlost proudění větší, tím se více hodí model $k-\omega$. V této práci sledované výměníky však měly rozteč lamel v rozmezí od 2 mm do 2,6 mm. Proto byl pro simulaci vhodnější laminární viskózní model.

9.4. Rozbor tepelných zisků a termických účinností výměníků

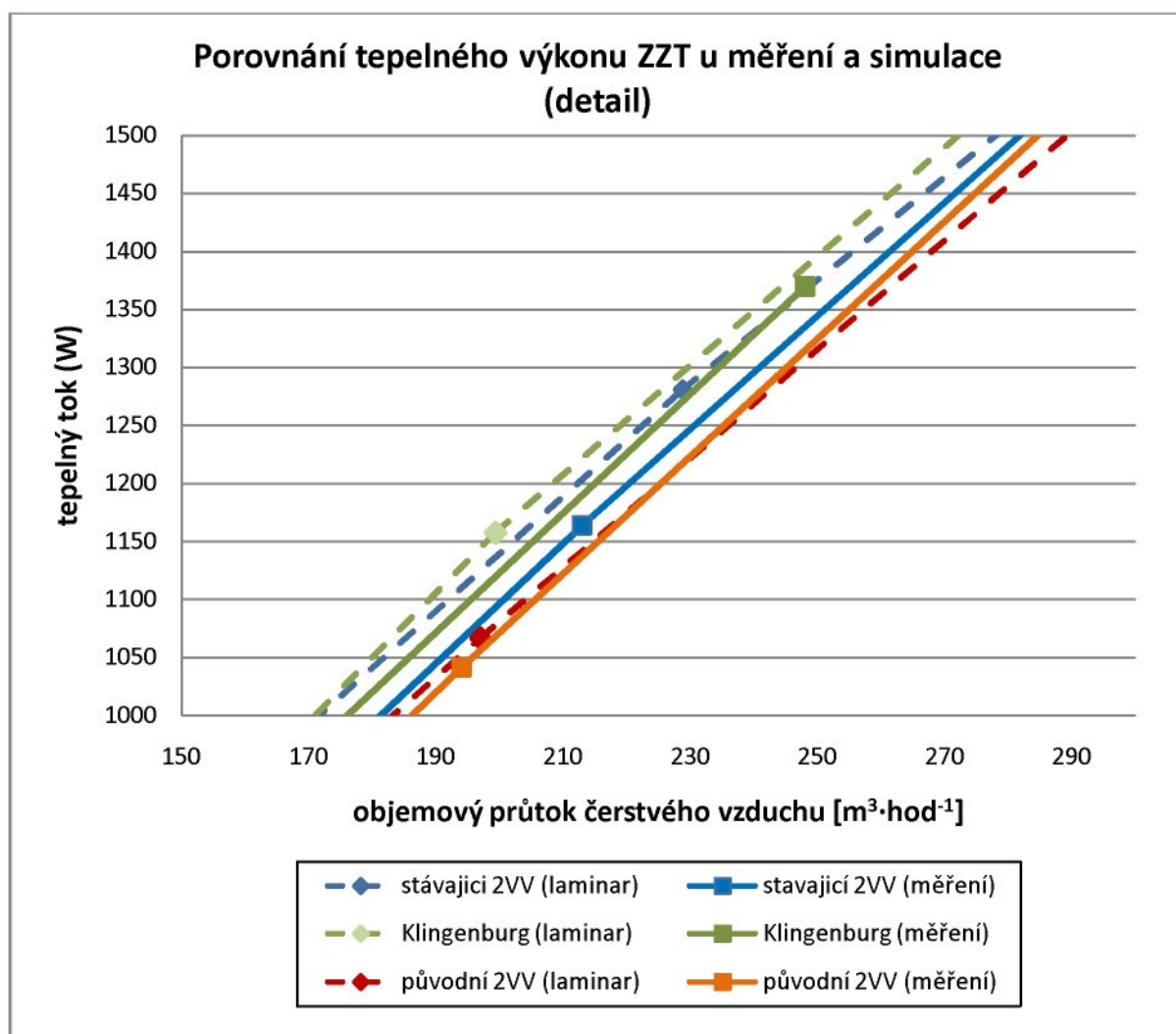
Na následujícím grafu č. 9.6 bychom mohli vidět tepelný výkon ZZT jednotlivých rekuperátorů. Tento nepřehledný graf je ponechán úmyslně. Je na něm vidět fakt, že při aplikování i méně účinného rekuperátoru je celkově zpětně získaný výkon úctyhodný. Z této skutečnosti lze tvrdit, že použití výměníku pro ZZT při nuceném větrání má své energetické opodstatnění. Takto zpětně získanou energii již nemusíme přivádět do objektu bivalentním zdrojem tepla. Po minimalizování teplotních ztrát prostupem a infiltrací, získáváme rekuperací velkou část celkového tepla na vytápění budovy zpět, na tomto faktu jsou založeny nízkoenergetické a pasivní domy. ZZT se využívá i v průmyslových aplikacích, kde se dosahuje mnohem větších tepelných výkonů.



Graf č. 9.6 Tepelný výkon ZZT u měření a simulace s laminárním modelem

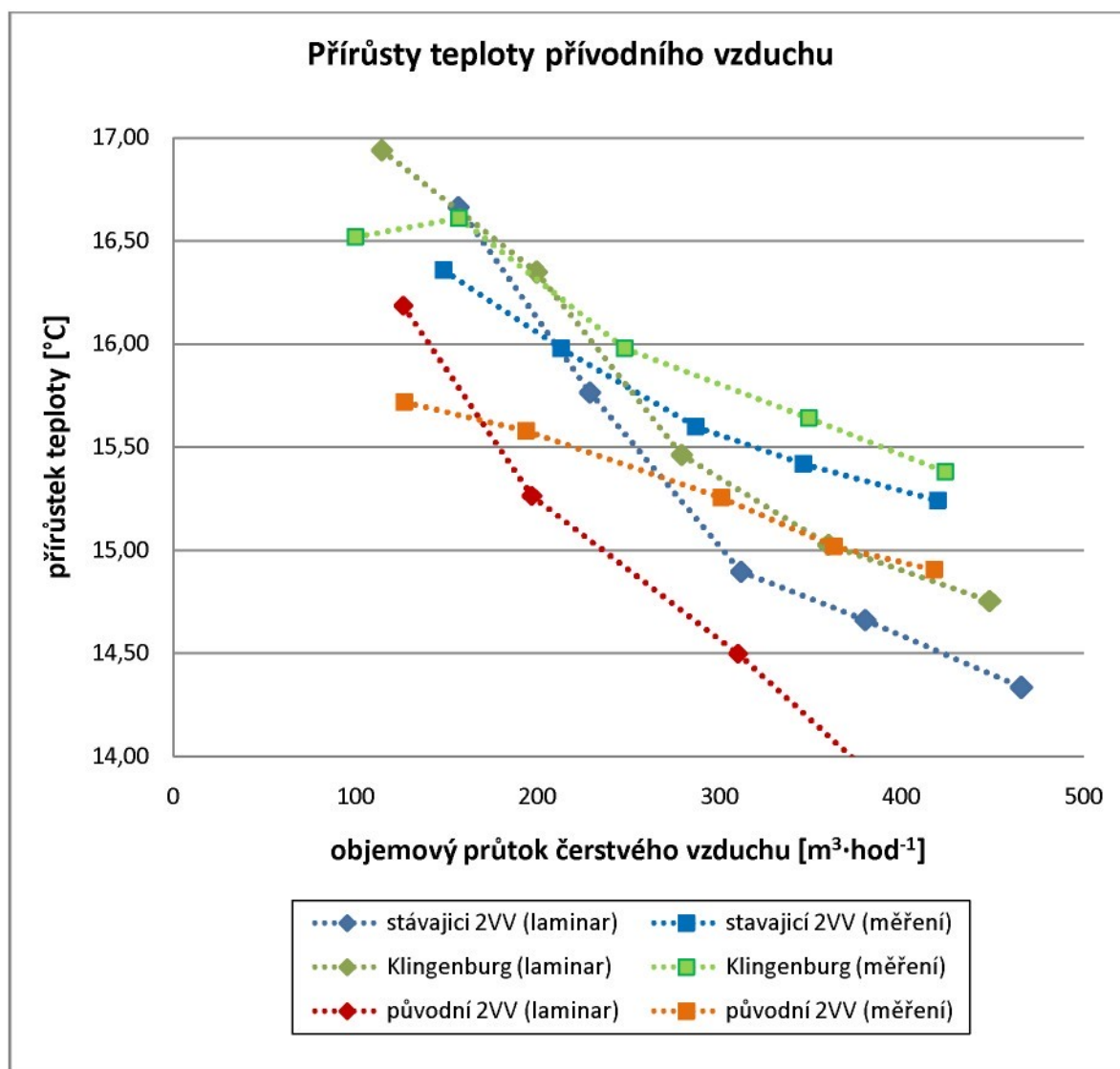
Ze vztahu (3.5) lze určit jaký je potřebný výkon na ohřátí daného hmotnostního průtoku o 1 °C (tepelné kapacity toku tekutiny jsou stejné). Při teplotním rozdílu 20 °C vstupních proudů vzduchů do rekuperátoru se termická účinnost zvýší o 5%, při ohřátí přívodního vzduchu o 1 °C. Na ohřátí o 1 °C však postačí dle průtočného množství výkon 50 až 150 W.

Na grafu č. 9.7 je zobrazen detail jednotlivých tepelných výkonů u měření a simulace v závislosti na objemovém průtoku čerstvého vzduchu.



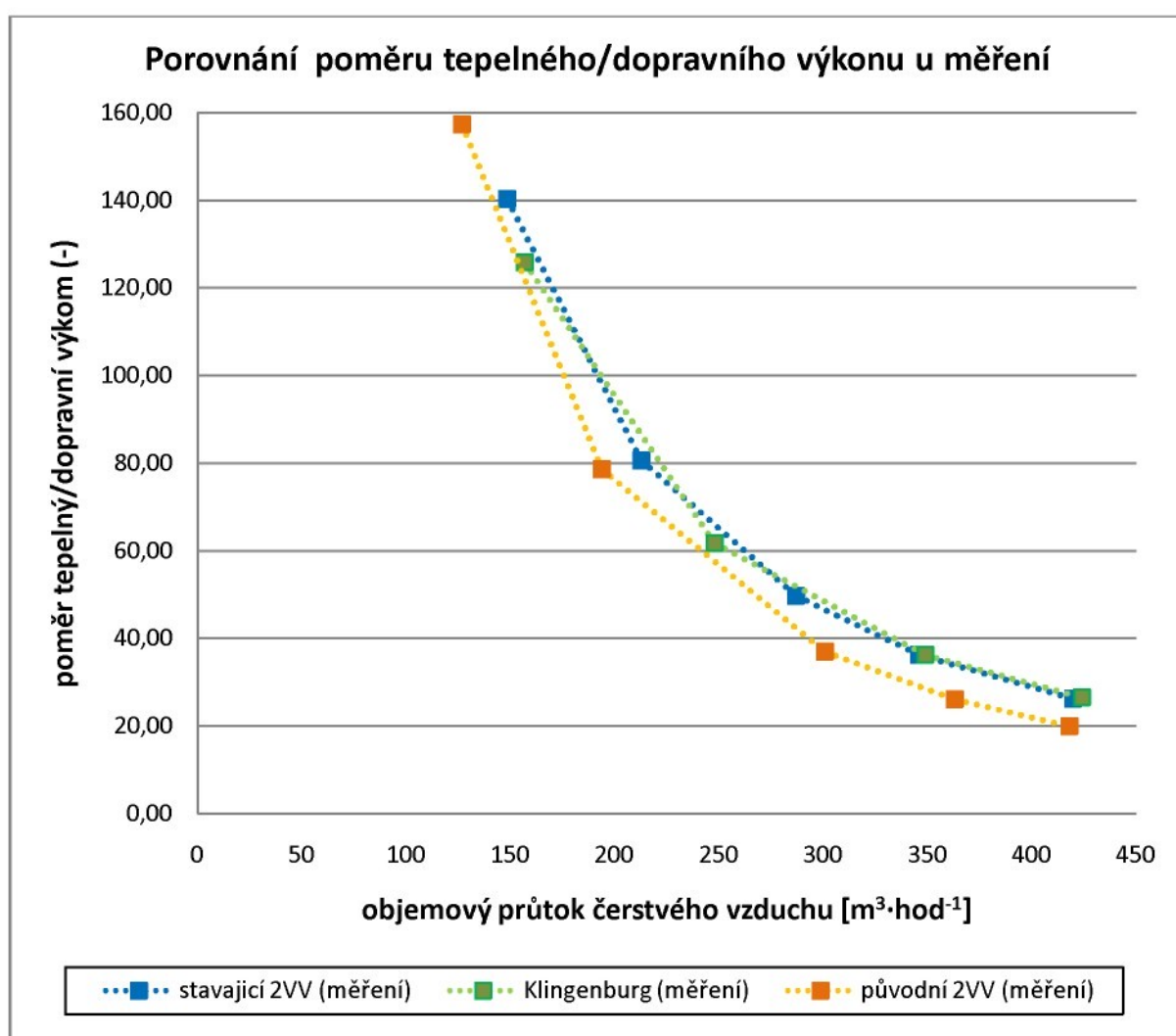
Graf č. 9.7 Detail z porovnání tepelného výkonu ZZT rekuperátorů

V grafu č. 9.8 je vyneseno zvýšení teploty přívodního vzduchu v závislosti na objemovém průtoku pro jednotlivé rekuperátory.



Graf č. 9.8 Navýšení teploty přívodního vzduchu

Na dalším grafu č. 9.9 je vyneseno poměr získaného tepelného výkonu oproti potřebnému výkonu na překonání tlakových ztrát rekuperátoru (obě dvě větve). Je to pouze teoretický výpočet, ve kterém není počítáno s účinností ventilátorů (4.5) a s dalšími ztrátami v potrubní síti (4.4). Z průběhů lze patrně vidět, že stávající geometrie 2VV a geometrie Klingenburg, které mají vyšší termické účinnosti než původní rekuperátor 2VV, mají poměr výkonů příznivější.



Graf č. 9.9 Porovnání poměru tepelného výkonu a výkonu na překonání ztrát u sledovaných rekuperátorů

10. Závěr

Základním úkolem diplomové práce bylo hodnocení rekuperačních deskových výměníků tepla vzduch-vzduch pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu. Zkoumány byly celkem tři typy výměníků s odlišnými geometriemi teplosměnných ploch. Výměníky jsou koncipovány jako křížově protiproudé. Práce byla zhotovena v rámci optimalizace provedení rekuperačních výměníků pro zvýšení teplotní účinnosti a snížení tlakových ztrát, pro firmu 2VV s.r.o. Pardubice.

Všechny tři druhy výměníků byly experimentálně proměřeny na měřicí trati ve firmě 2VV dle normy ČSN EN 308. Vytvořené výpočtové modely výměníků byly podrobeny numerické simulaci pomocí softwaru CFD. Vstupními parametry výpočtu byla data z měření. Výsledky numerických simulací měly být porovnány s experimentem. Pro řešení ustáleného proudění vzduchu v rekuperátorech se však nejprve musel zvolit vhodný typ viskózního modelu proudění.

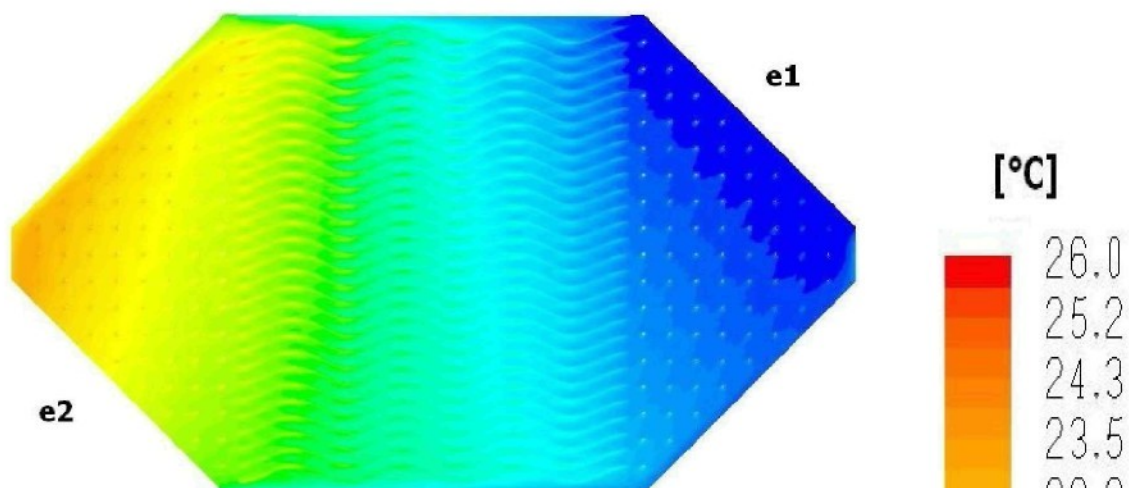
Jak se ukázalo, viskózní turbulentní model $k-\varepsilon$ není vhodný pro tento typ proudění s přenosem tepla. Model viskózní turbulence $k-\omega$ by byl vhodný pouze pro geometrie s větší roztečí lamel. Pro porovnání měřených výměníků se však ve větší míře osvědčil laminární model proudění.

V závěru práce je srovnání naměřených hodnot s hodnotami ze simulací. Dále byl rozebrán vliv termické účinnosti a tlakové ztráty rekuperátoru na celkové energetické bilanci při zpětném získávání tepla z odpadního vzduchu.

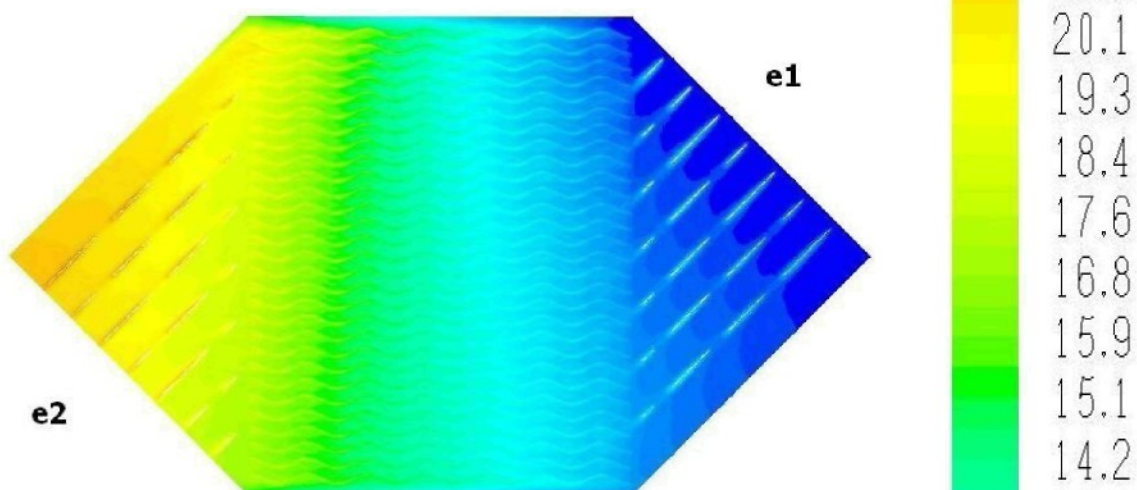
Všechny simulace byly provedeny na 3D výpočetních modelech. Další zkoumání by šlo rozšířit o sledování proudění při nestacionárních režimech proudění. Teoretická část se zmiňuje o vlivu kondenzace vzdušné vlhkosti na teplosměnné ploše, tato problematika by byla neméně zajímavá při numerické simulaci.

Literatura

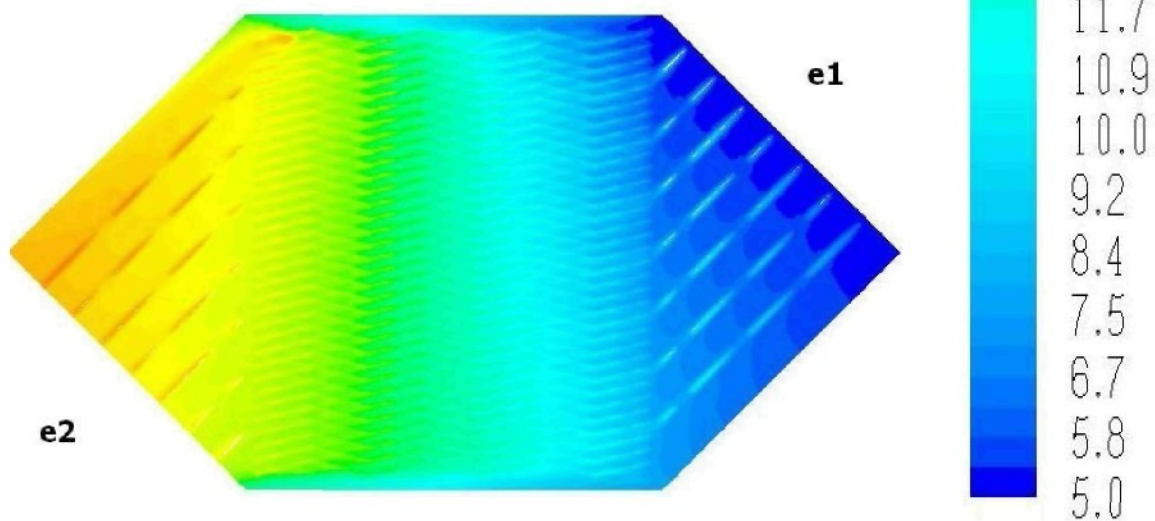
- [1] Lienhardm J.H.: A Heat Transfer Textbook, Phlogiston Press, MIT, 2005
- [2] Ansys Fluent: FLUENT 6.3 User's Guide
- [3] Rieger, F., Šesták, J.: Přenos hybnosti, tepla a hmoty, 1996 Vydavatelství ČVUT Praha
- [4] Jenčík, J., Volf, J.: Technická měření, Skripta ČVUT Praha, 2003
- [5] Chyský, J., Hemzal, K. a kol.: Větrání a klimatizace, Brno: Bolit-B Press, 1993
- [6] TU Liberec, KEZ: Technické zprávy 2008 - 2009
- [7] Székyová, M., Ferst, K., Nový, R.: Větrání a klimatizace, Bratislava: Jaga, 2006
- [8] Příhoda, J., Louda, P.: Matematické modelování turbulentního proudění, nakladatelství ČVUT Praha, 2007
- [9] Shaw, C.T.: Using Computational Fluid Dynamics, Prentice Hall, 1992
- [10] ČSN EN 308 Výměníky tepla – Metody zkoušek pro ověření výkonnosti zařízení pro regeneraci tepla, 1. 6. 1998



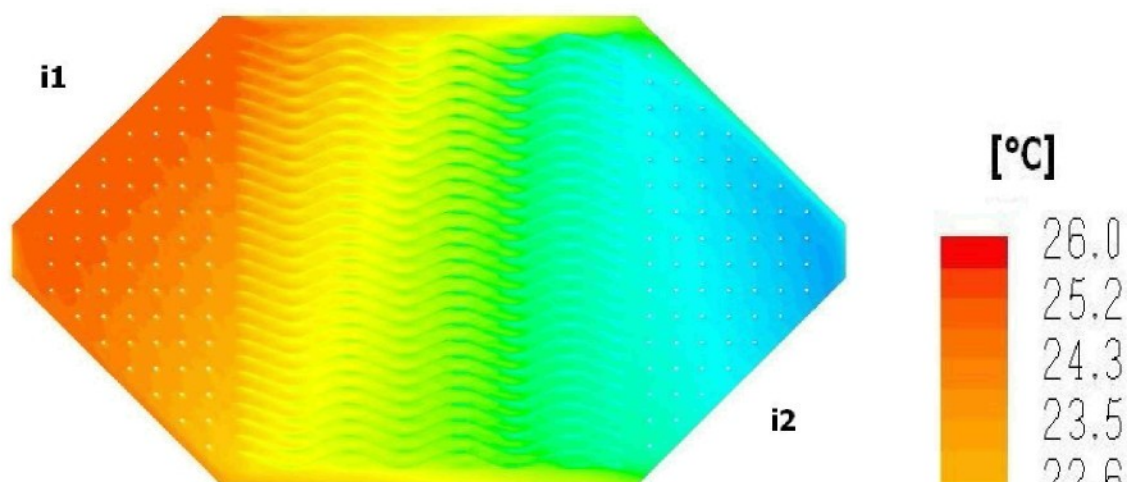
Obr. P.1 Teplotní pole přívodního proudu – původní geometrie 2VV
($\Delta p_{rek}=255 \text{ Pa}$, $V=301 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)



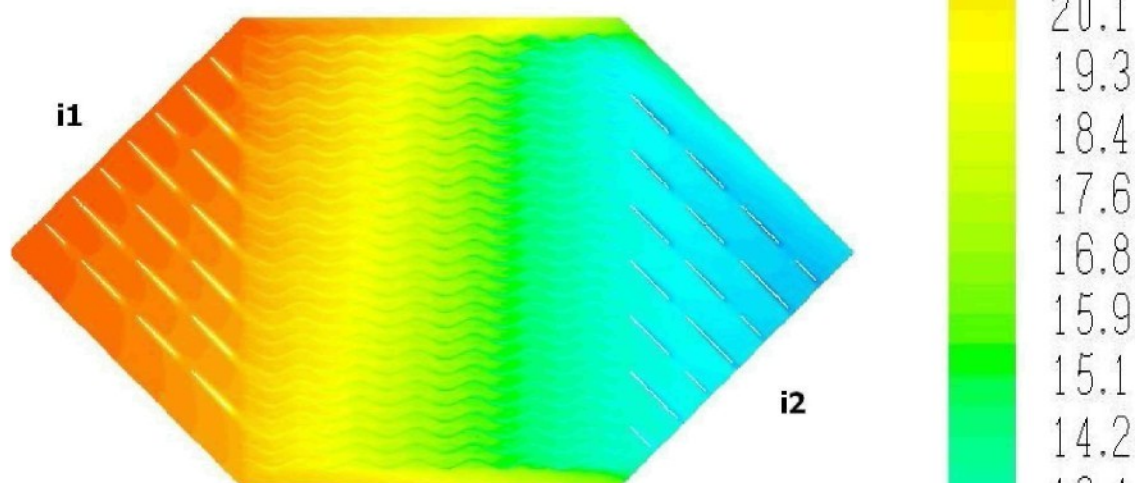
Obr. P.2 Teplotní pole přívodního proudu – stávající geometrie 2VV
($\Delta p_{rek}=257 \text{ Pa}$, $V=335 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)



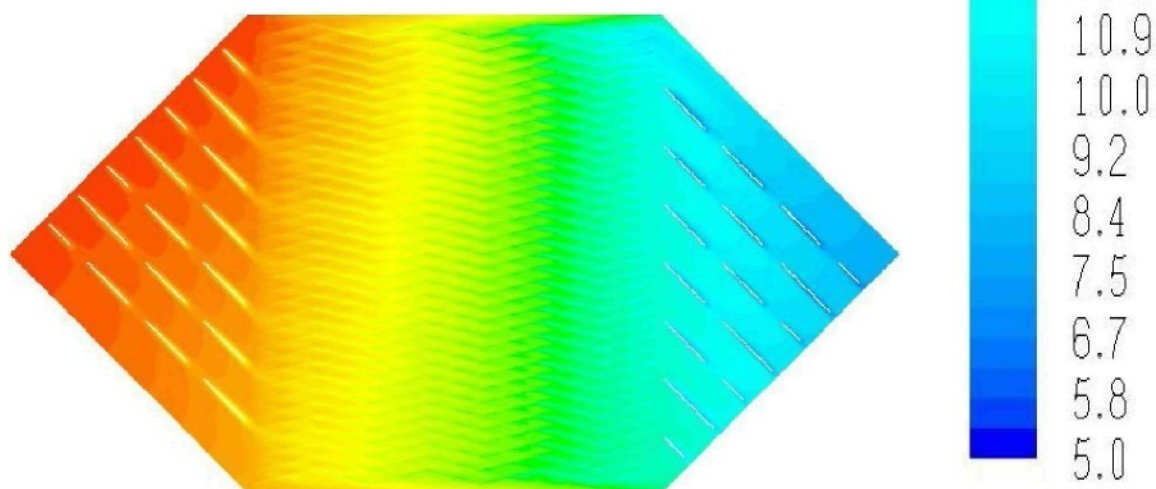
Obr. P.3 Teplotní pole přívodního proudu – geometrie Klingenburg
($\Delta p_{rek}=264 \text{ Pa}$, $V=375 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)



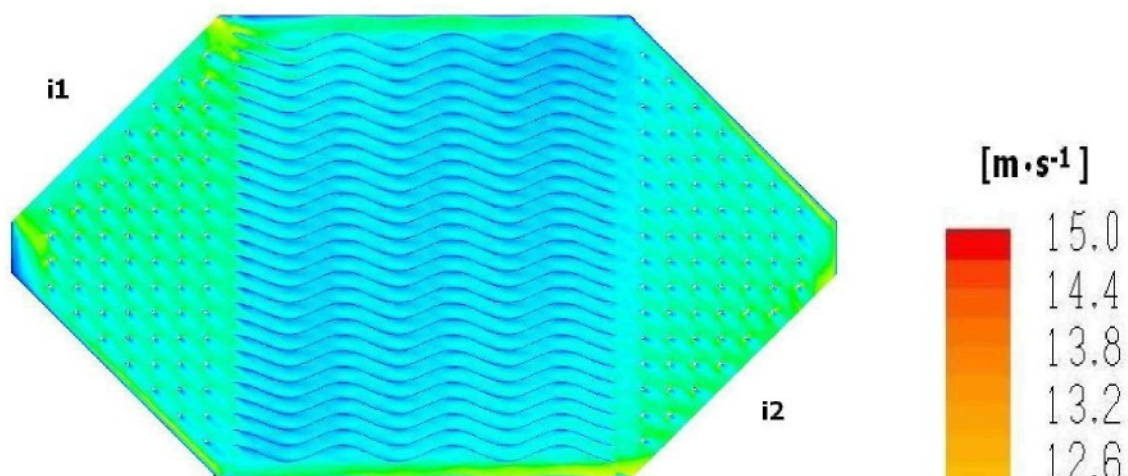
Obr. P.4 Teplotní pole odpadního proudu – původní geometrie 2VV
 $(\Delta p_{rek}=241 \text{ Pa}, V=322 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1})$



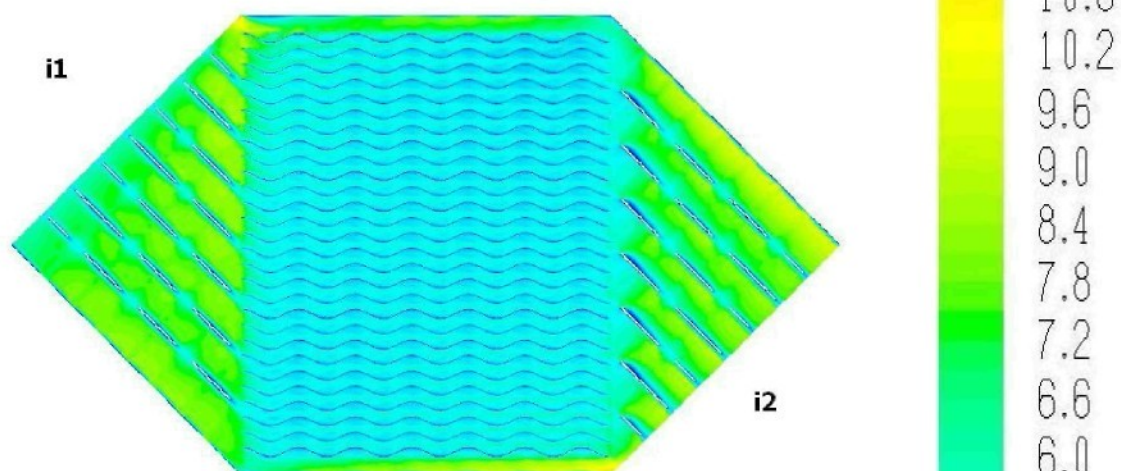
Obr. P.5 Teplotní pole přívodního proudu – stávající geometrie 2VV
 $(\Delta p_{rek}=259 \text{ Pa}, V=361 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1})$



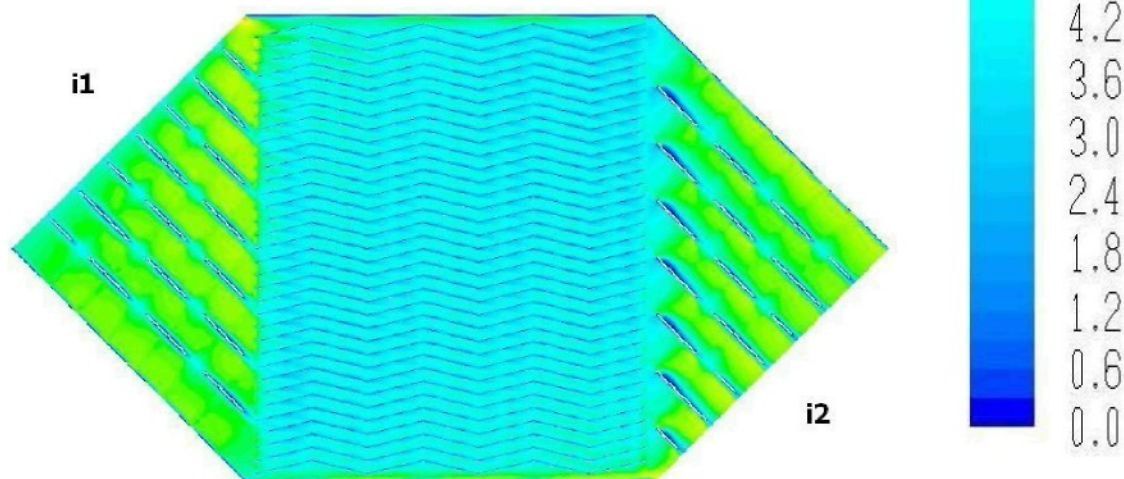
Obr. P.6 Teplotní pole přívodního proudu – geometrie Klingenburg
 $(\Delta p_{rek}=261 \text{ Pa}, V=348 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1})$



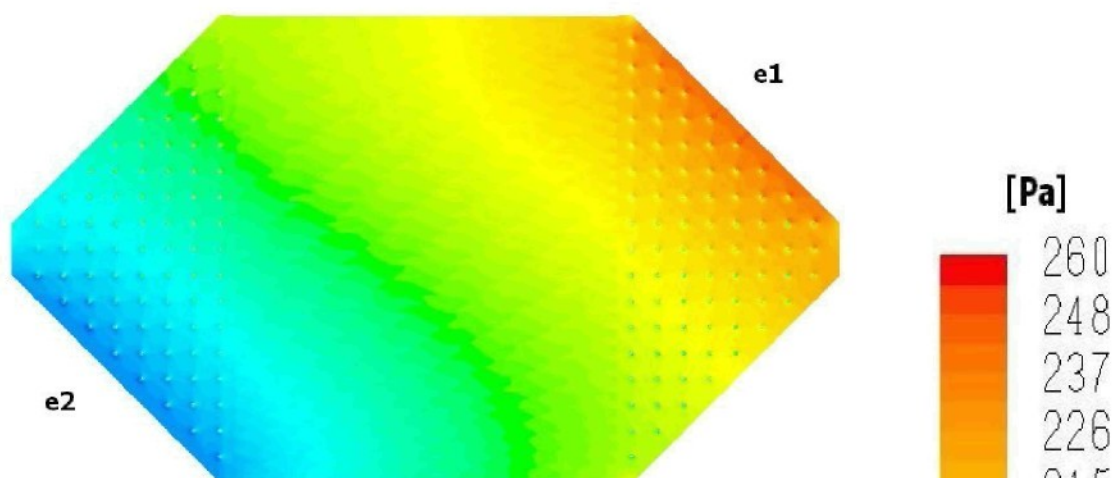
Obr. P.7 Rychlostní pole odpadního proudu – původní geometrie 2VV
($\Delta p_{rek}=241 \text{ Pa}$, $V=322 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)



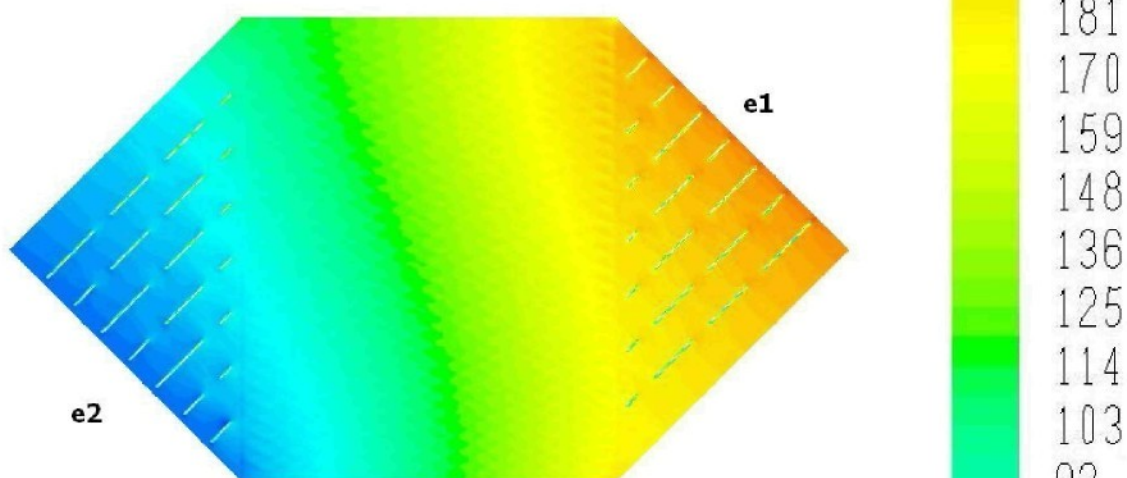
Obr. P.8 Rychlostní pole odpadního proudu – stávající geometrie 2VV
($\Delta p_{rek}=259 \text{ Pa}$, $V=361 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)



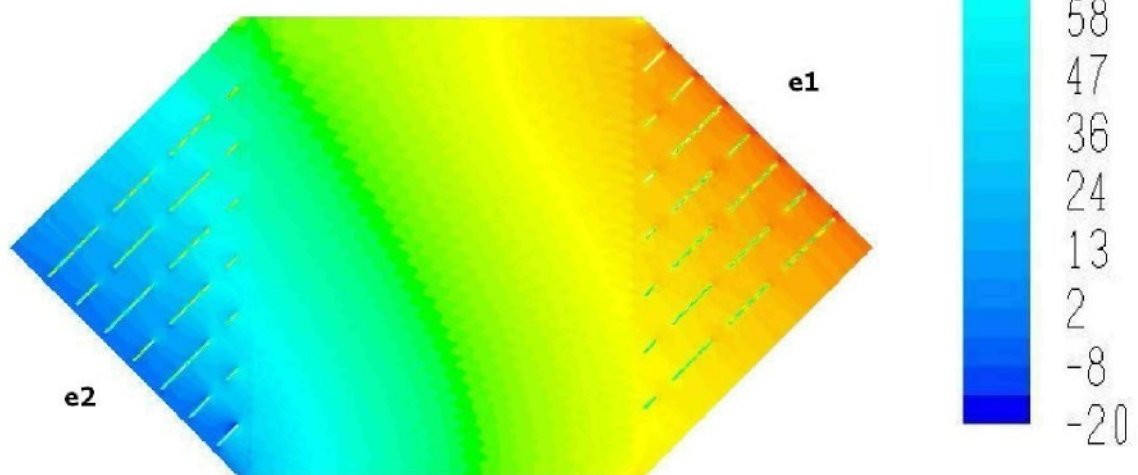
Obr. P.9 Rychlostní pole odpadního proudu – geometrie Klingenburg
($\Delta p_{rek}=264 \text{ Pa}$, $V=375 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)



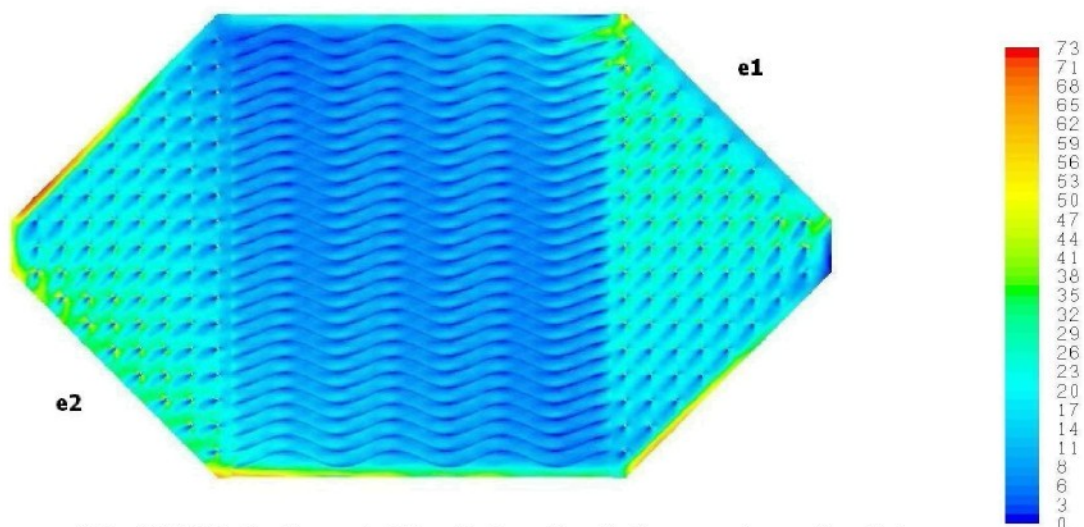
Obr. P.10 Pole statického přetlaku v přívodní větvi - původní geometrie 2VV ($\Delta p_{rek}=255 \text{ Pa}$, $V=301 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)



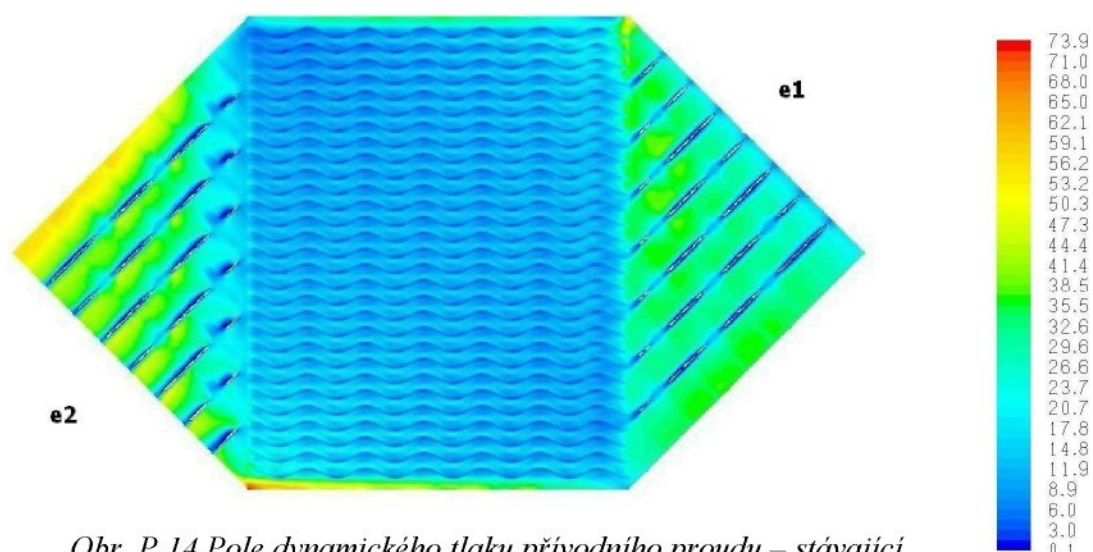
Obr. P.11 Pole statického přetlaku v přívodní větvi – stávající geometrie 2VV ($\Delta p_{rek}=257 \text{ Pa}$, $V=335 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)



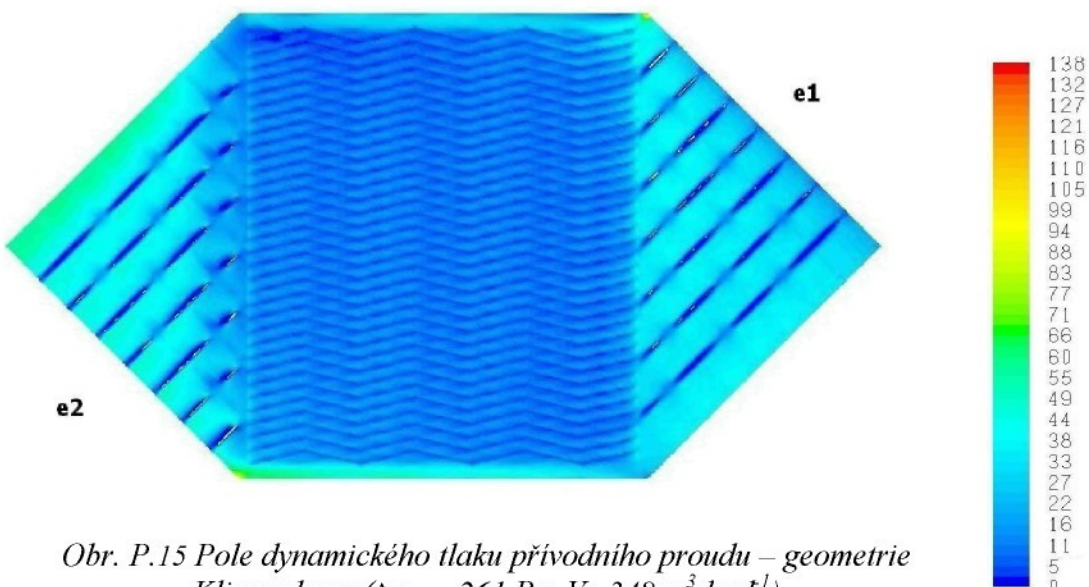
Obr. P.12 Pole statického přetlaku v přívodní větvi – geometrie Klingenburg ($\Delta p_{rek}=261 \text{ Pa}$, $V=348 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)



Obr. P.13 Pole dynamického tlaku přívodního proudu – původní geometrie 2VV ($\Delta p_{rek}=255 \text{ Pa}$, $V=301 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)



Obr. P.14 Pole dynamického tlaku přívodního proudu – stávající geometrie 2VV ($\Delta p_{rek}=261 \text{ Pa}$, $V=348 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)



Obr. P.15 Pole dynamického tlaku přívodního proudu – geometrie Klingenburg ($\Delta p_{rek}=261 \text{ Pa}$, $V=348 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)

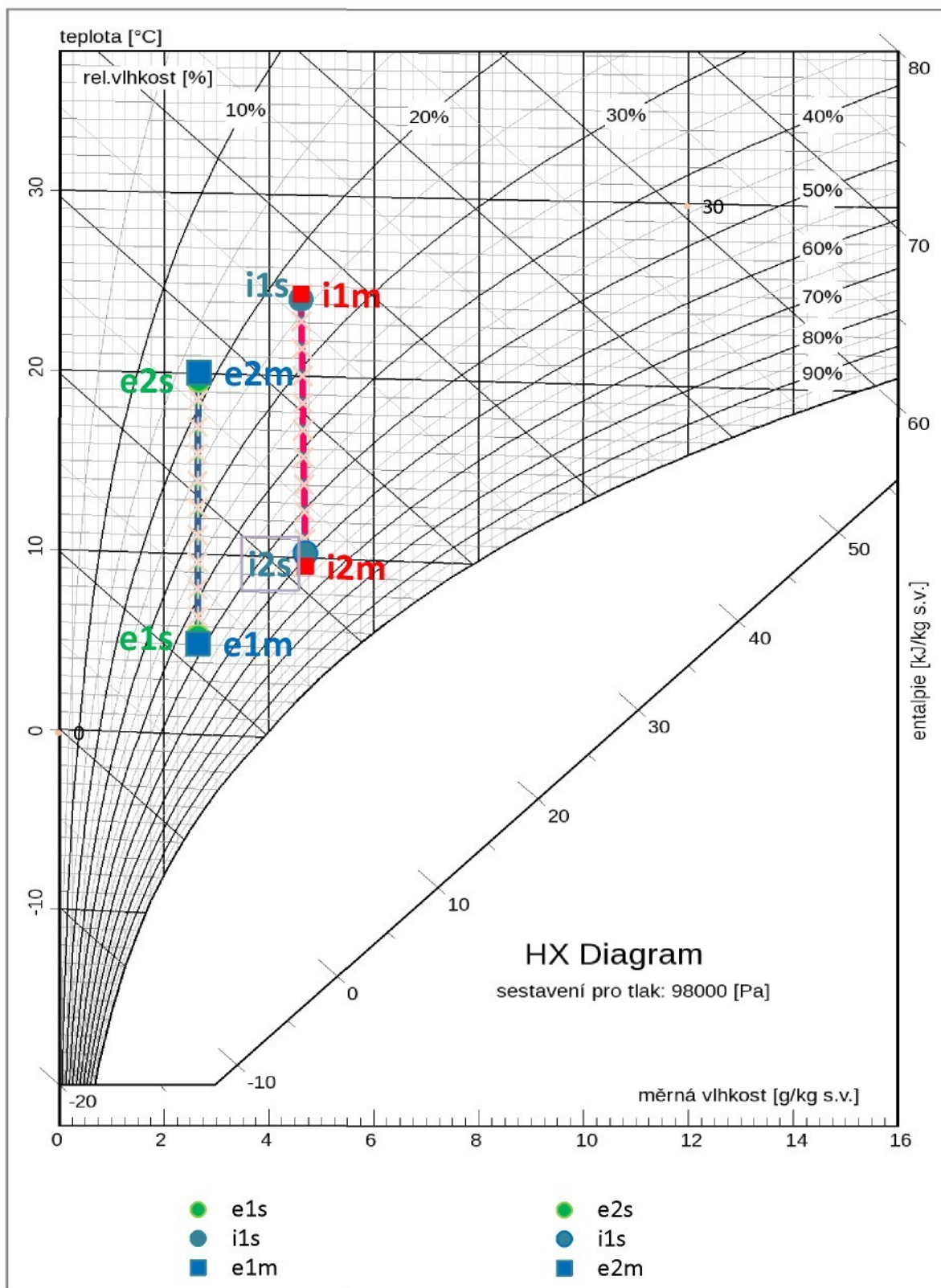
Tab. P.1 Ukázka programu Vzduch-stav (zeleně vstupní data)

Atmosférický tlak						
tlak atmosférického vzduchu	pb	kPa	98,30			
				venkovní	přívodní	vnitřní
						odpadní
Vstupní parametry (t+vlhkost)			e1	e2	i1	i2
Teplota (suchý teploměr)	t	°C	5,07	20,49	24,95	9,46
teplota mokrého teploměru	tm≈tad	°C				
teplota rosného bodu	tr	°C				
relativní vlhkost	φ	%	47,73%	17,41%	22,95%	62,48%
měrná vlhkost vzduchu	x	g/kg s.v.				
entalpie vlhkého vzduchu	h	kJ/kg s.v.				

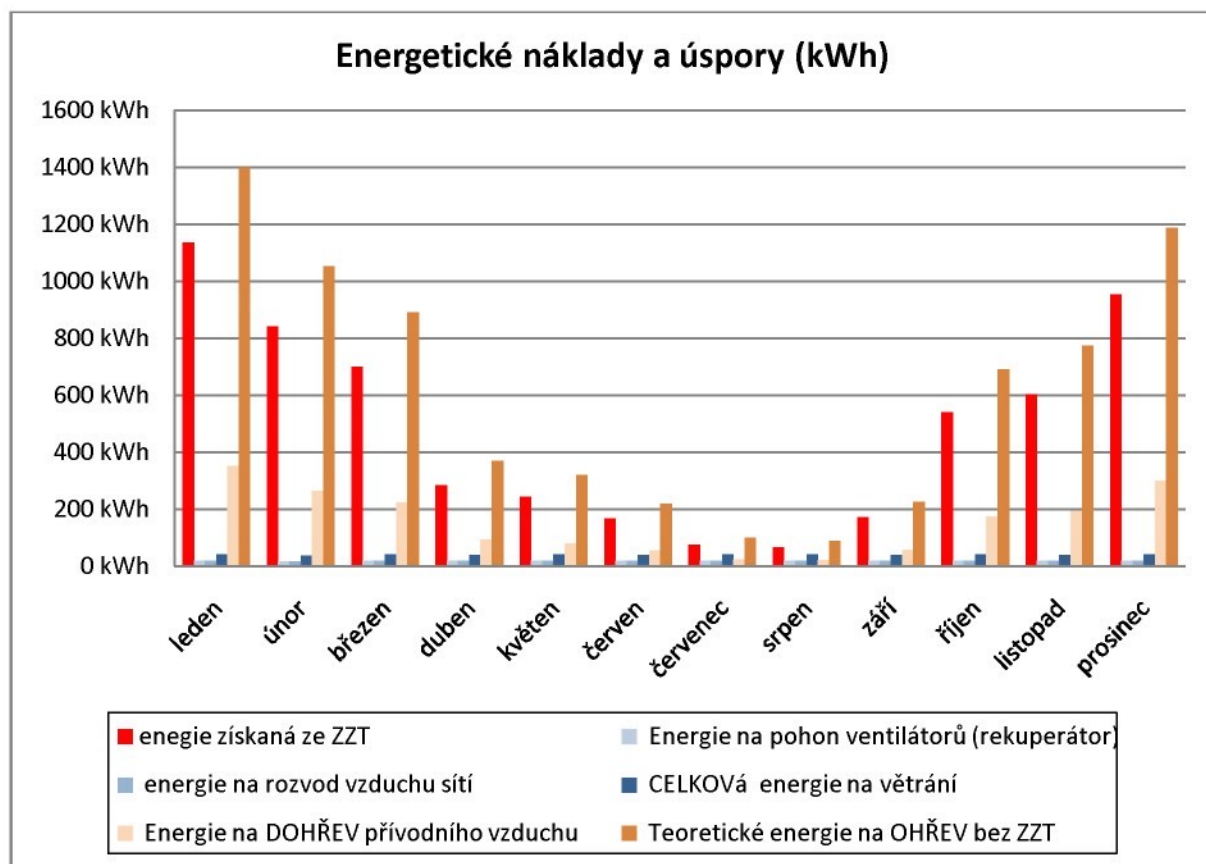
Stav vzduchu			e1	e2	i1	i2
Teplota	t	°C	5,07	20,49	24,95	9,46
relativní vlhkost	φ	%	47,73%	17,41%	22,95%	62,48%
termodynamická teplota	T	K	278,22	293,64	298,10	282,61
měrná vlhkost vzduchu	x	g/kg s.v.	2,660	2,668	4,623	4,720
absolutní vlhkost vzduchu	a	g/m3	3,260	3,098	5,271	5,676
měrná entalpie suchého vzduchu	ha	kJ/kg s.v.	5,12	20,69	25,20	9,55
měrná entalpie vodní páry	hd	kJ/kg	6,67	6,77	11,77	11,88
entalpie vlhkého vzduchu	h	kJ/kg s.v.	11,80	27,47	36,97	21,44
parciální tlak syté vodní páry	pd``	Pa	876,88	2411,64	3160,08	1184,83
parciální tlak vodní páry	pd`	Pa	418,53	419,87	725,24	740,28
parciální tlak vzduchu	pa	Pa	97881	97880	97575	97560
teplota mokrého teploměru	tm≈tad	°C	4,15	9,98	19,57	14,79
parciální tlak syté vodní páry při tm	pdm``	Pa	822	1227	2278	1683
měrná vlhkost při teplotě tm	xm``	g/kg s.v.	5,248	7,860	14,759	10,838
Psychrometrický rozdíl teplot	tps	°C	5,87	12,43	5,54	0,00
teplota rosného bodu	tr	°C	-4,51	-4,47	2,38	2,67
plynová konstanta vlhkého vzduchu	r	J/(kg.K)	287,525	287,526	287,865	287,882
tepelná kapacita vlhkého vzduchu	cp	kJ/(K.kg s.v)	1,015	1,015	1,019	1,019
měrná hmotnost vlhkého vzduchu	ρ	kg/m3	1,229	1,164	1,146	1,208
měrná hmotnost suchého vzduchu	ρa	kg/m3	1,226	1,161	1,140	1,203
měrná hmotnost páry	ρd	kg/m3	0,003	0,003	0,005	0,006

Směrové (okrajové) měřítko	g	kJ/kg	+nekonečno	-160,77
faktor citelného tepla	v	-	1,00	1,02
součinitel zvětšení tepleného toku	e	-	1,00	0,98

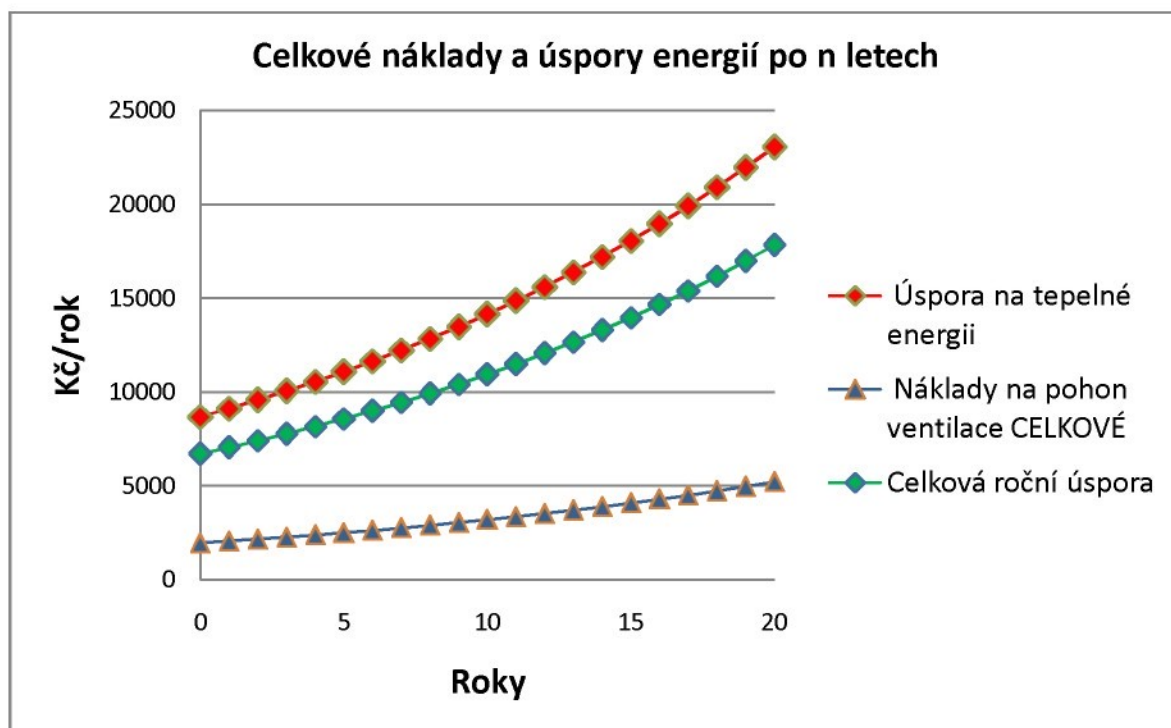
			čerstvý		odpadní	
objemový průtok vzduchu	V	m3/hod	346,00	365,18	349,00	330,92
hmotnostní průtok vlhkého vzduchu	m	kg/hod	425,17	425,17	399,78	399,82
hmotnostní průtok suchého vzduchu	ma	kg s.v./hod	424,04		397,94	
měrná tepelná kapacita	cpv	kJ/(K.kg s.v.)	1,0150	1,0150	1,0187	1,0188
průtočná tepelná kapacita	C	J/(s.K)	119,55	119,56	112,60	112,62



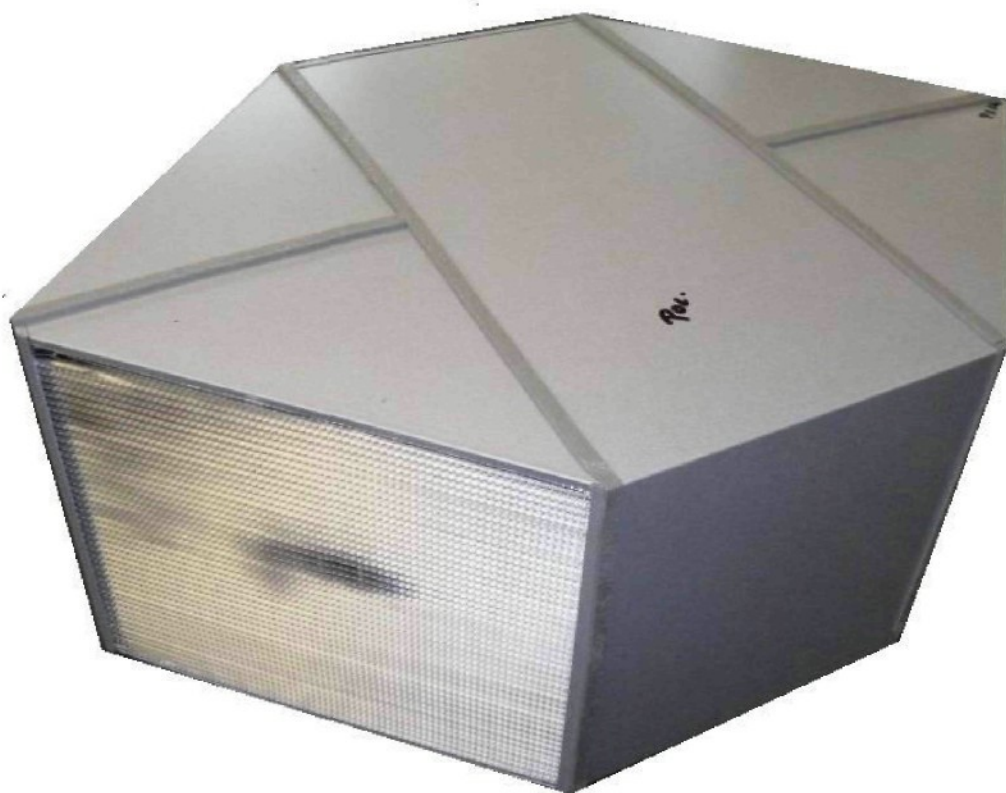
Obr. P.16 Ukázka grafického výstupu programu Vzduch-stavy (h-x diagram)



Graf P.1 Ukázka energetických nákladů a úpor během roku (program Reku-vzduch)



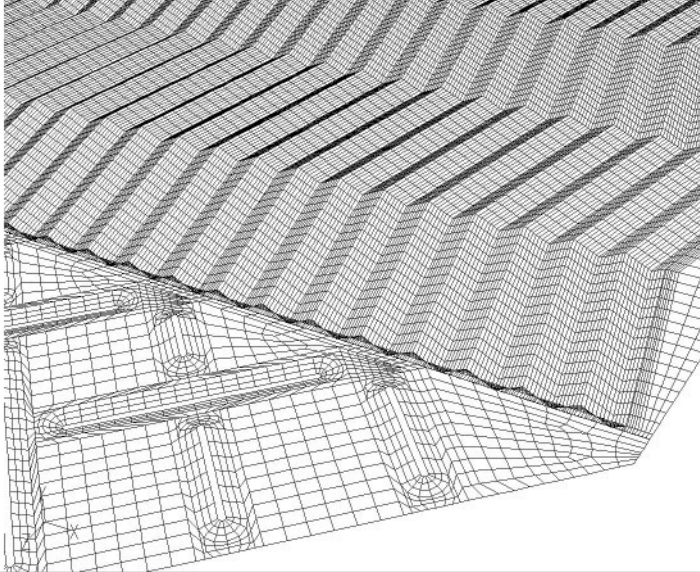
Graf P. 2 Znáznornění úspory po několika letech provozu rekuperace (výpočet zahrnuje 5%roční nárůst cen elektřiny a tepelné energie) výstup z programu Reku- vzduch

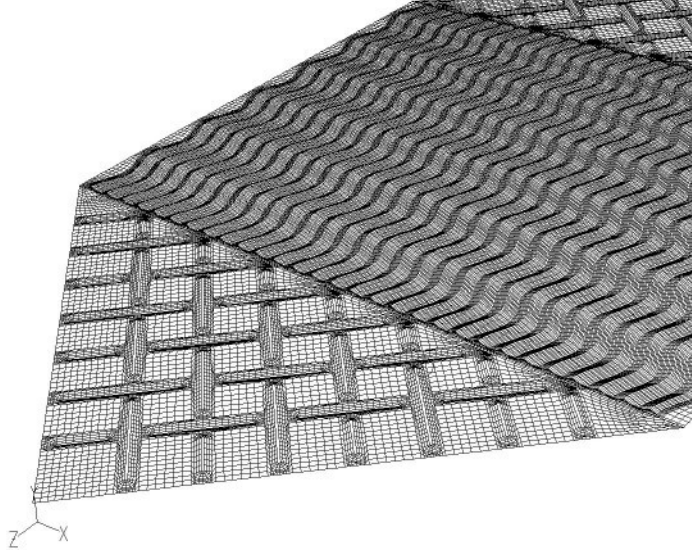


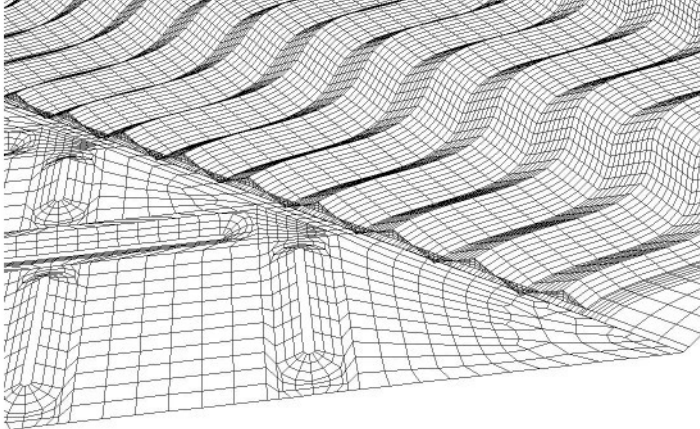
Obr. P.17 Rekuperační výměník vzduch - vzduch 2VV



Obr. P.18 Reku box se zabudovaným rekuperátorem a filtry firmy 2VV s.r.o.

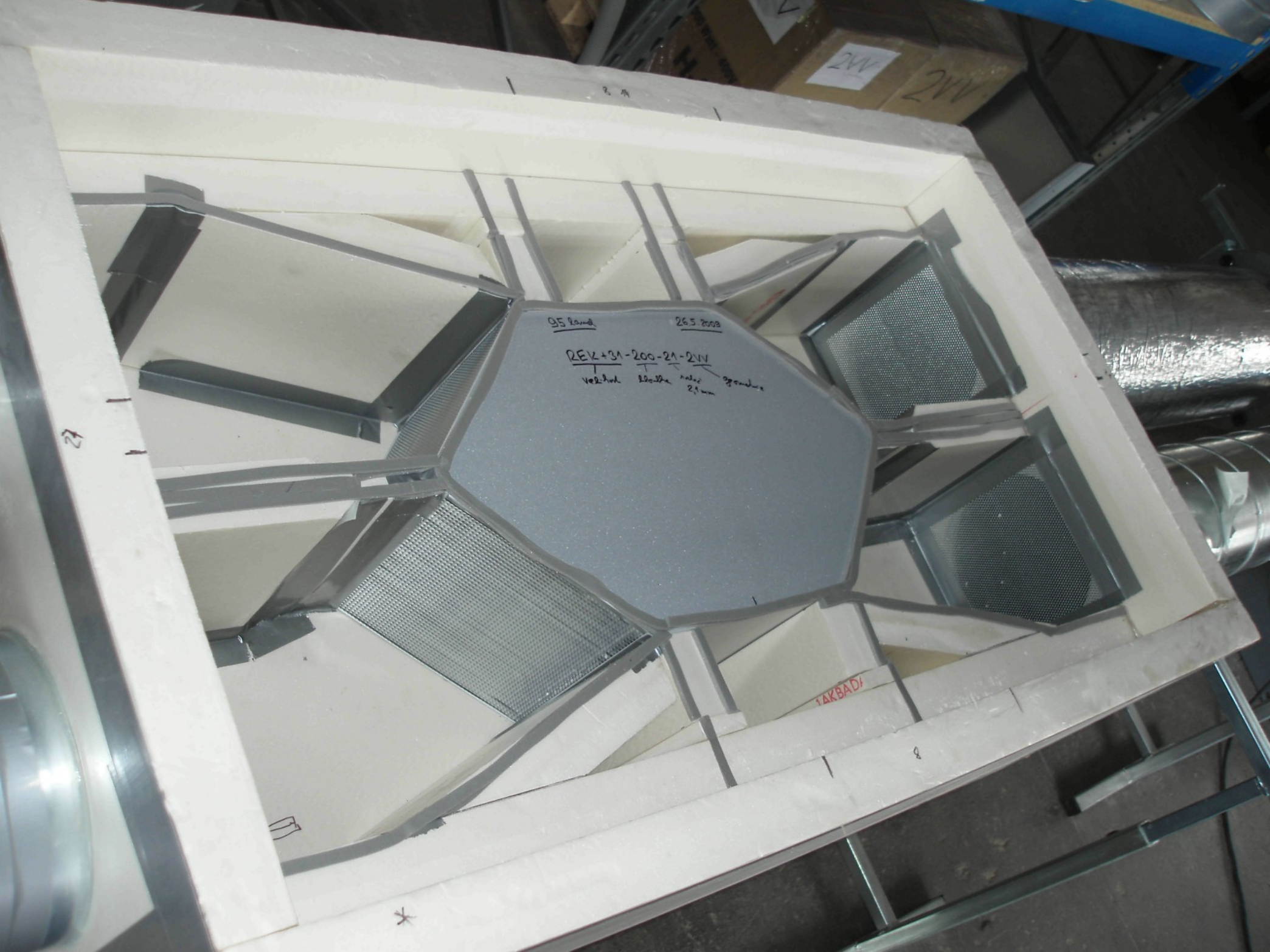












95 Band

26.5 2003

REF+31-200-21-2W

Ved. Ind.

22-22a

21-21a

21-21a

TAKBADI

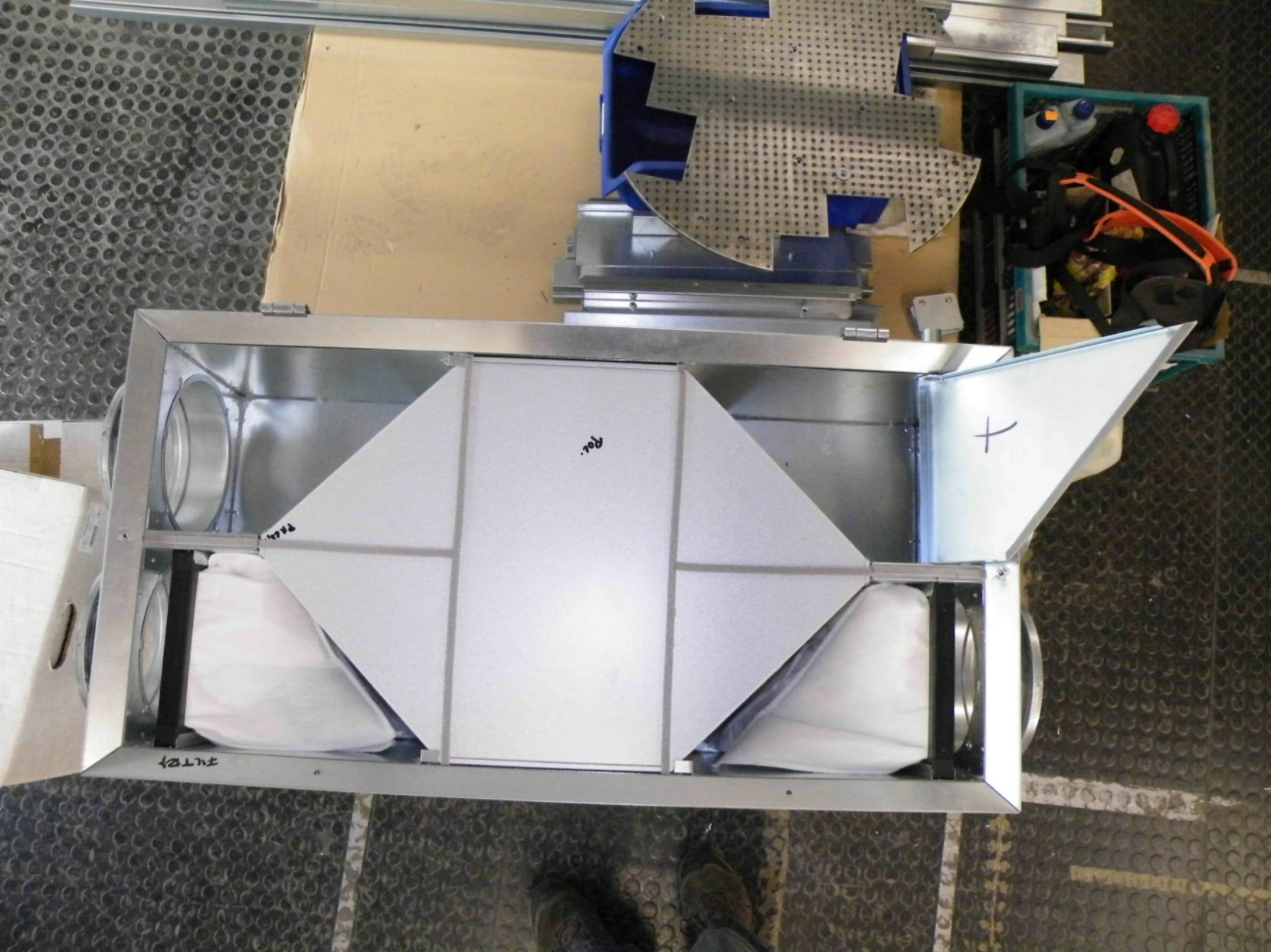




SKD - D

VZORKY PRO
TESTOVANI

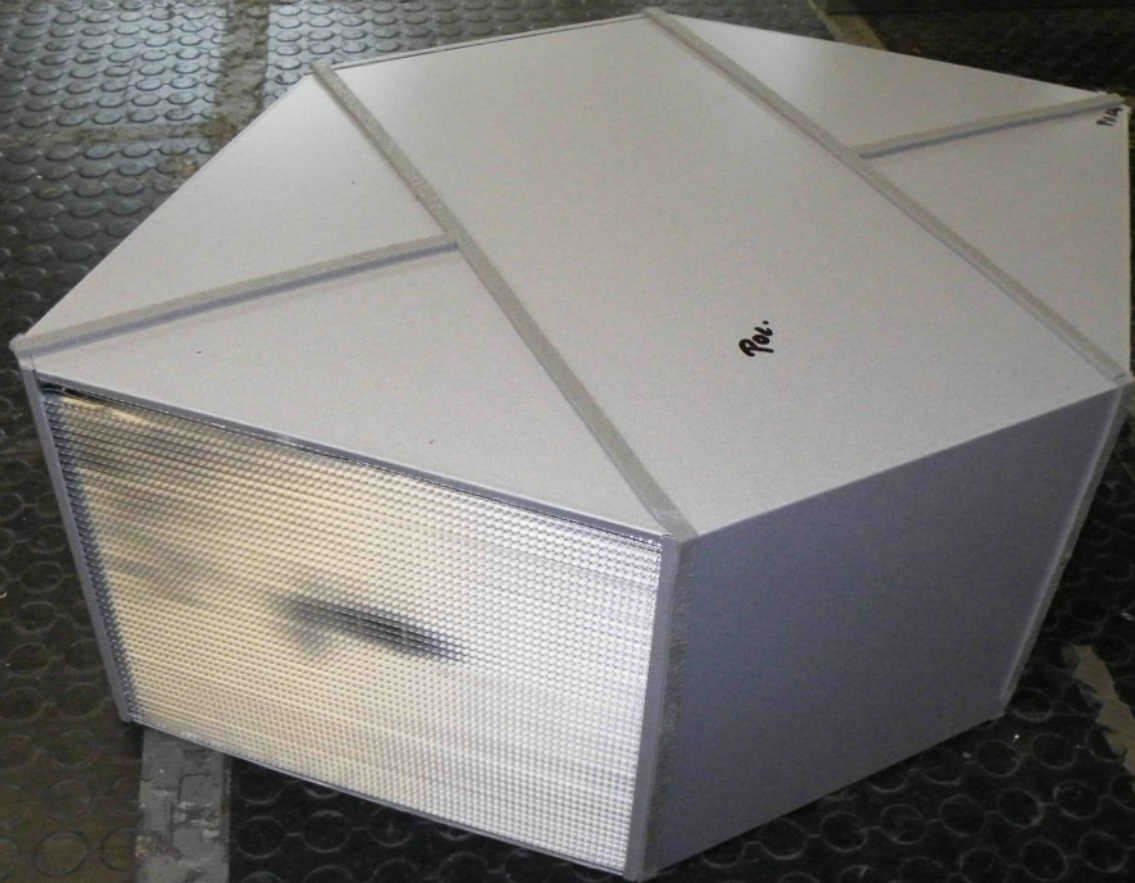
HL
Vzorky pro
testování



+

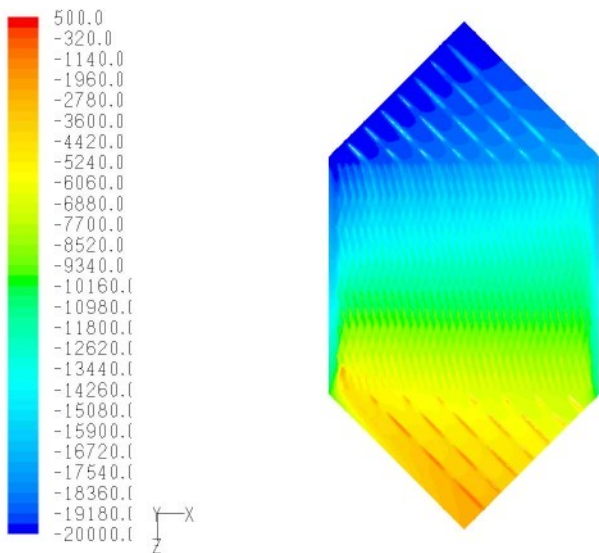
Rev.

FLTD

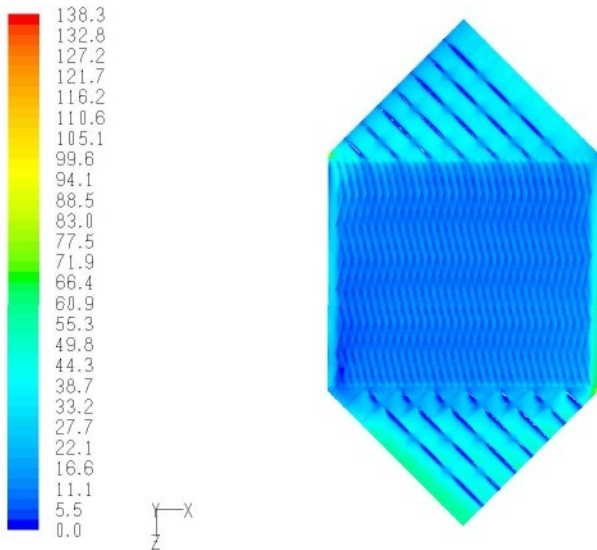






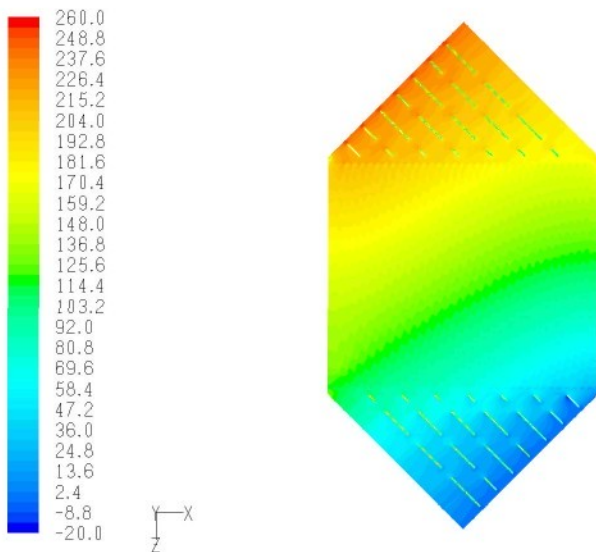


Contours of Enthalpy (j/kg)



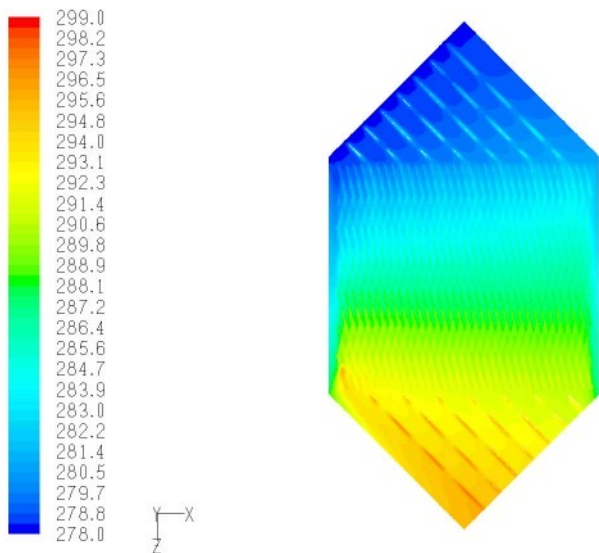
Contours of Dynamic Pressure (pascal)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

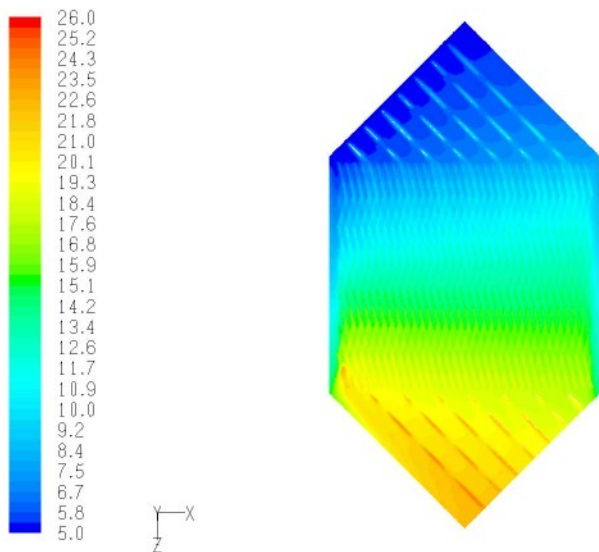


Contours of Static Pressure (pascal)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

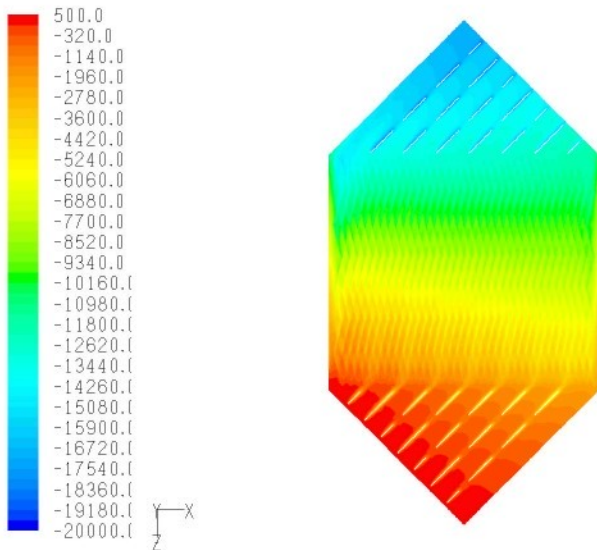


Contours of Static Temperature (k)



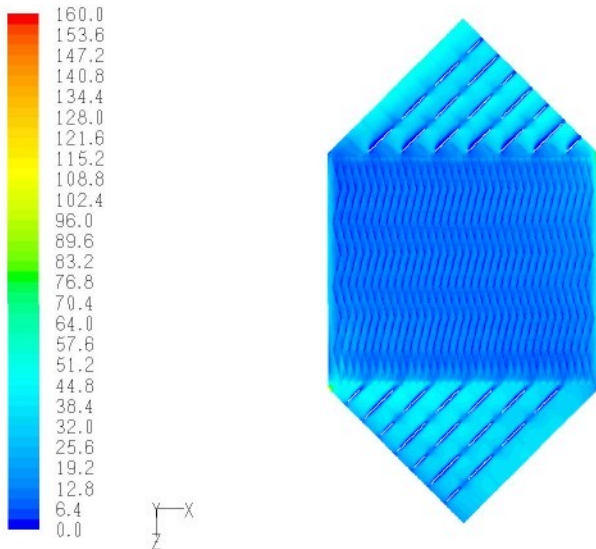
Contours of teplota

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



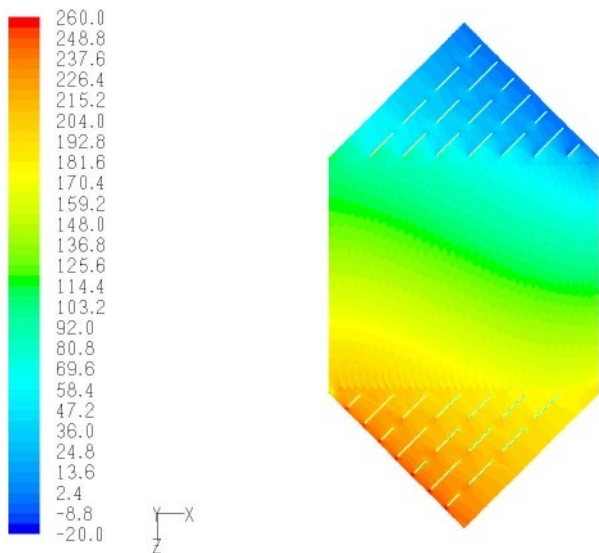
Contours of Enthalpy (j/kg)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

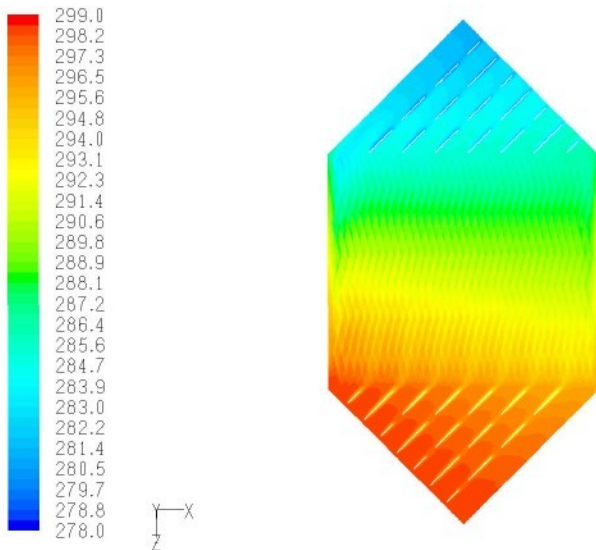


Contours of Dynamic Pressure (pascal)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

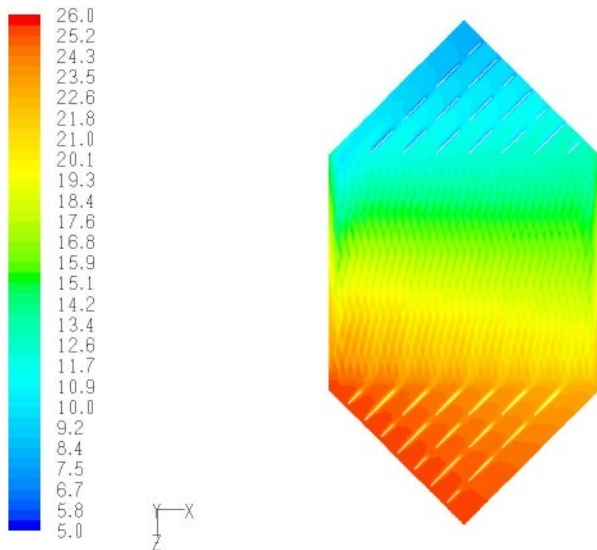


Contours of Static Pressure (pascal)



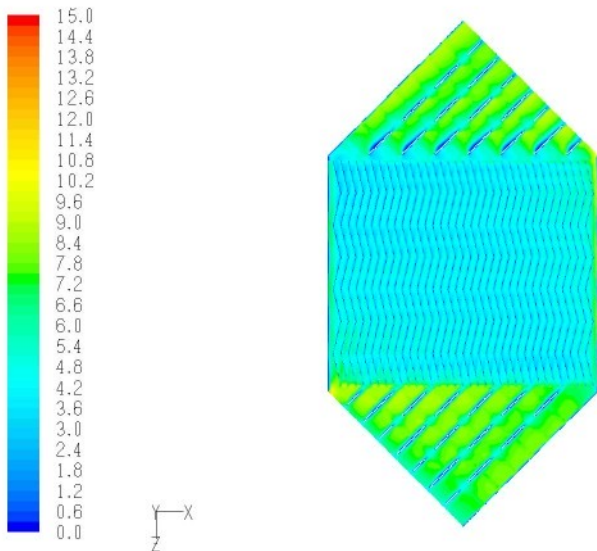
Contours of Static Temperature (k)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



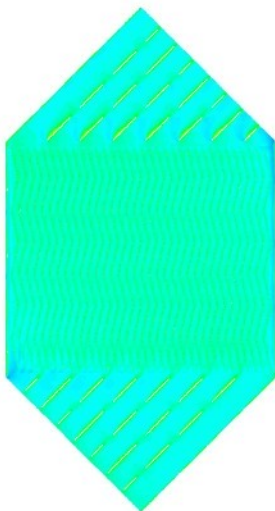
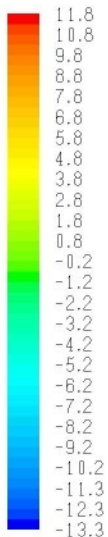
Contours of teplota

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



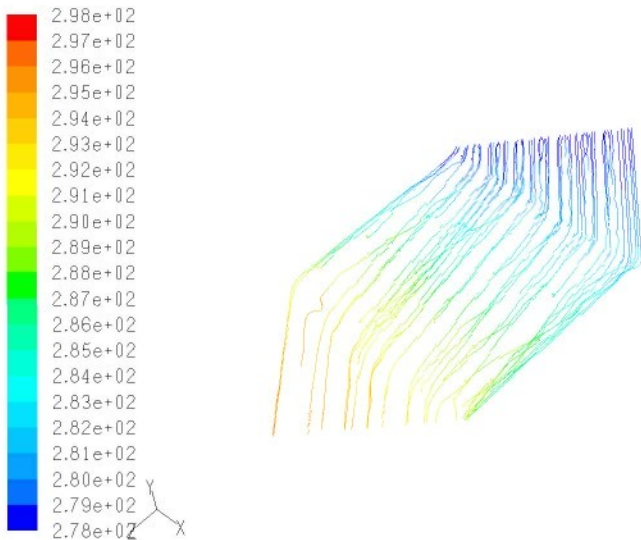
Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



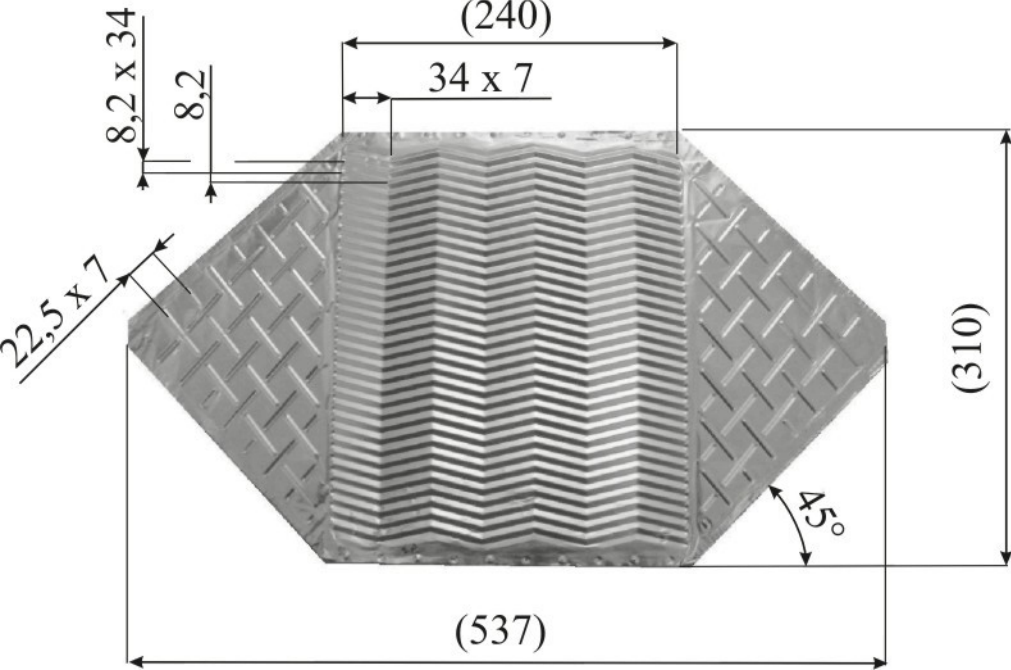
Contours of Z Velocity (m/s)

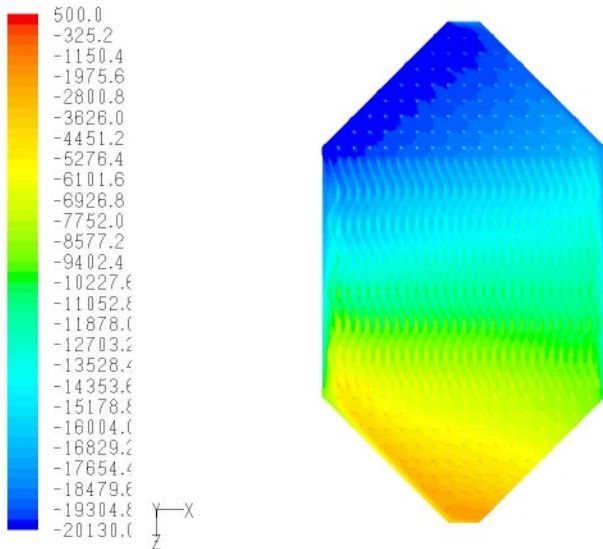
May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



Pathlines Colored by Static Temperature (k)

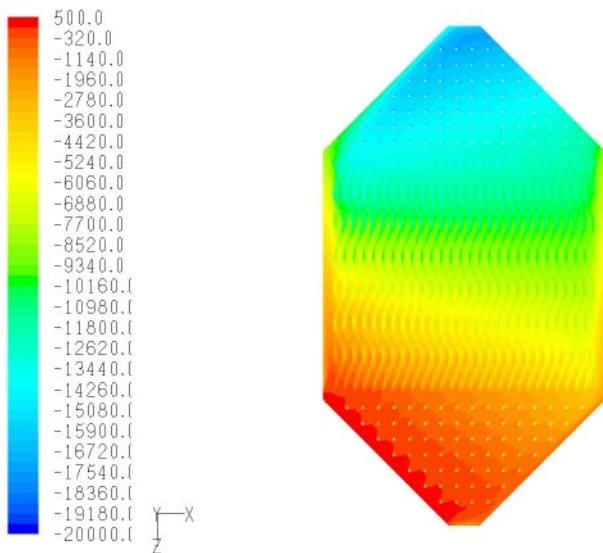
May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



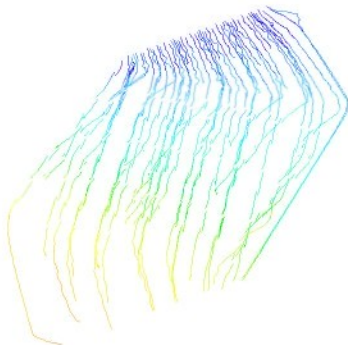
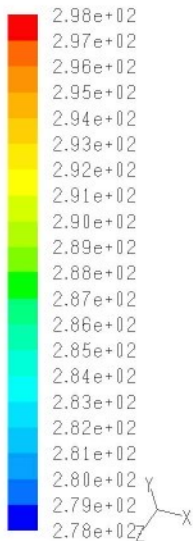


Contours of Enthalpy (j/kg)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

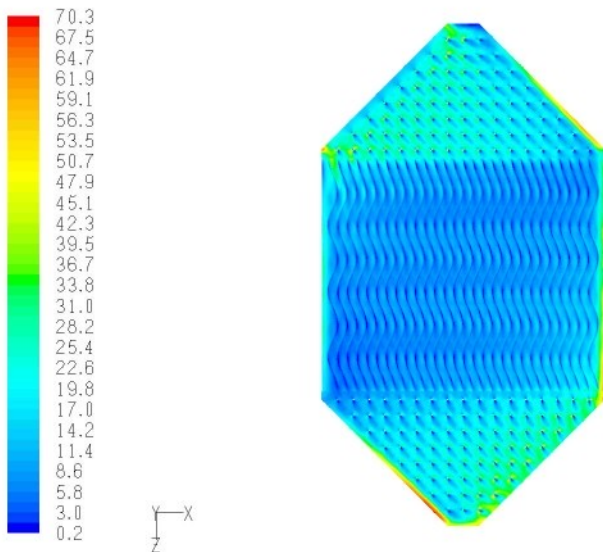


Contours of Enthalpy (j/kg)



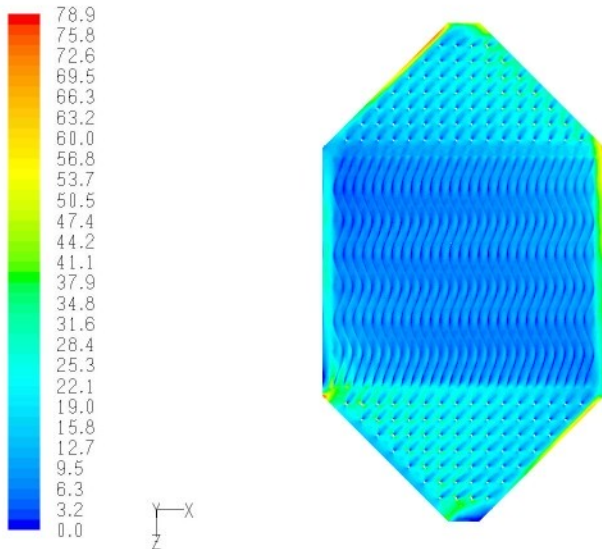
Pathlines Colored by Static Temperature (k)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



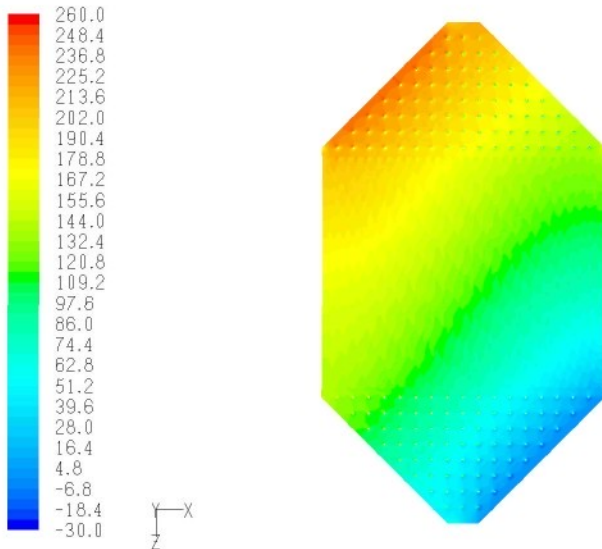
Contours of Dynamic Pressure (pascal)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



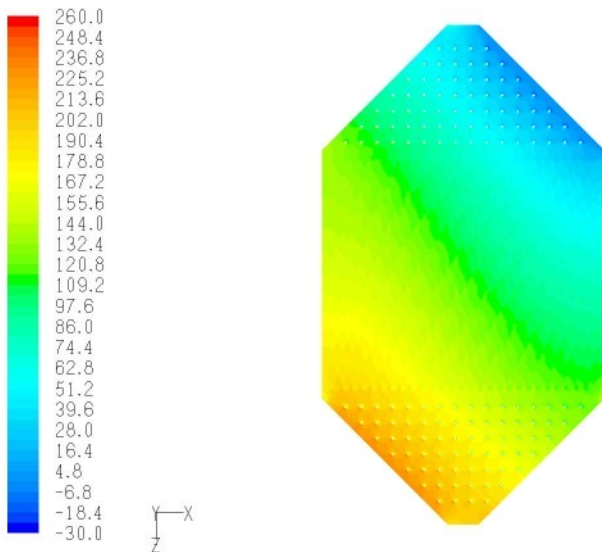
Contours of Dynamic Pressure (pascal)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



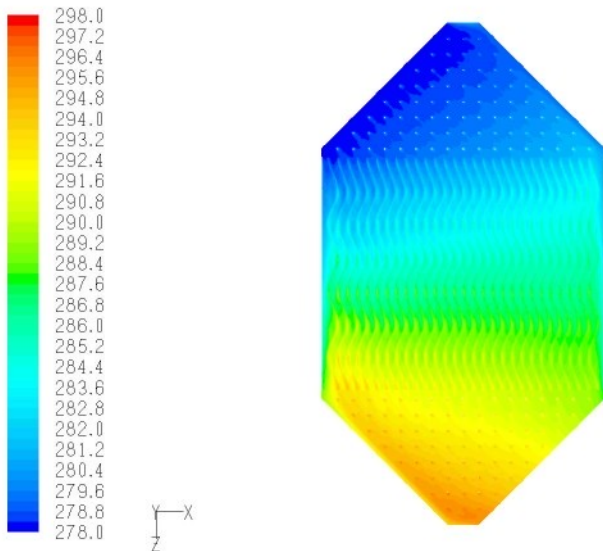
Contours of Static Pressure (pascal)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



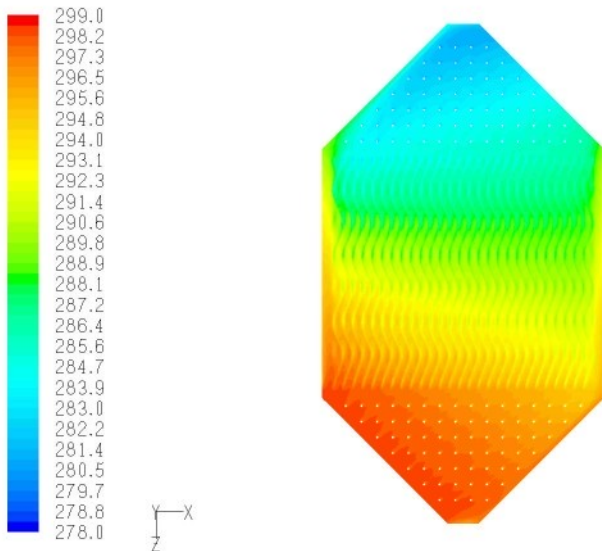
Contours of Static Pressure (pascal)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



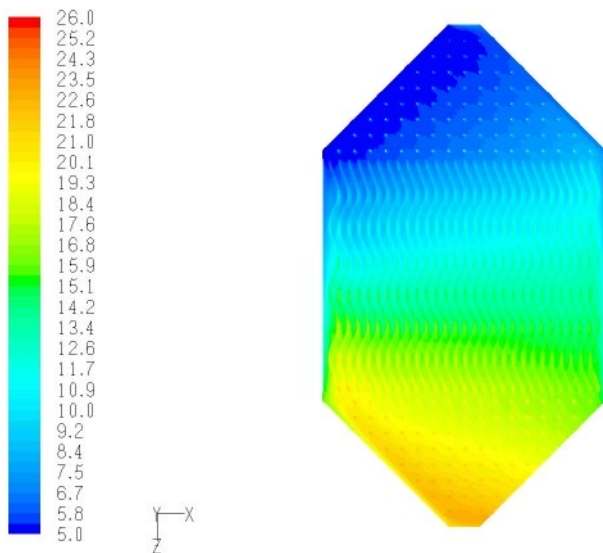
Contours of Static Temperature (k)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

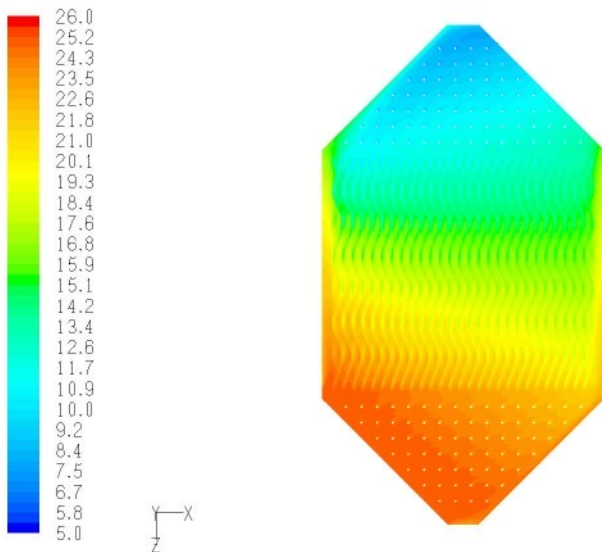


Contours of Static Temperature (k)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

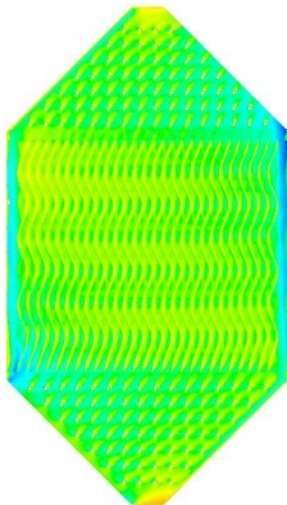
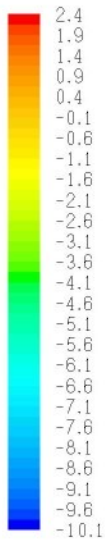


Contours of teplota



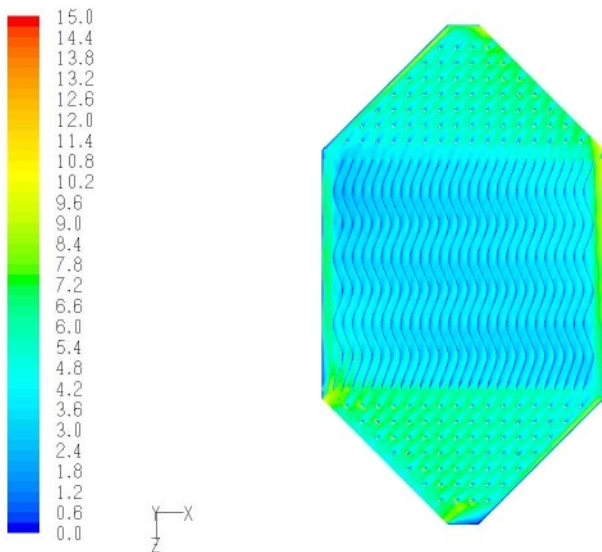
Contours of teplota

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



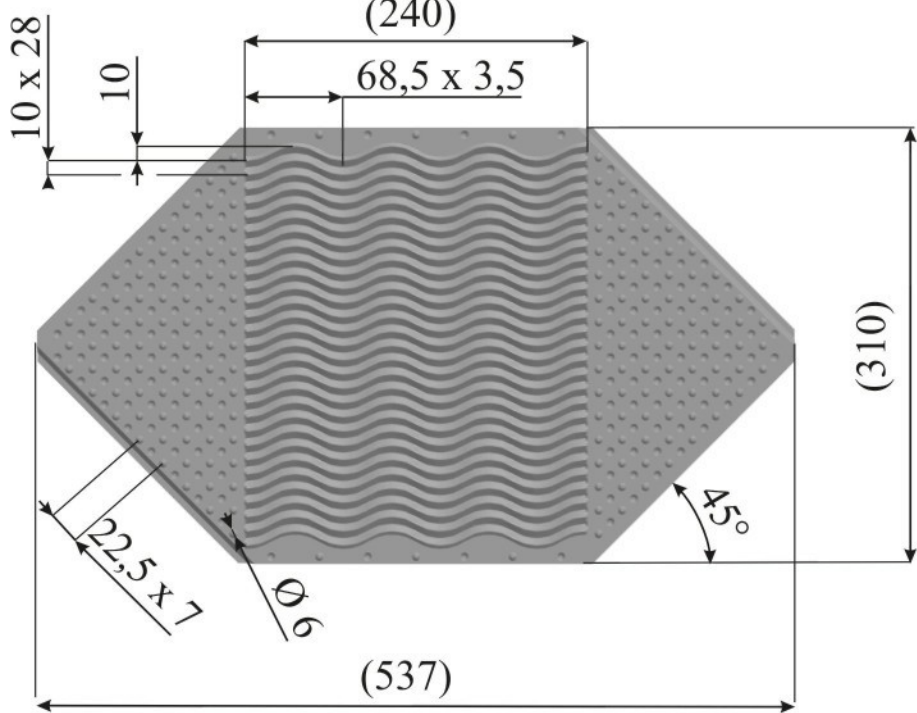
Contours of Z Velocity (m/s)

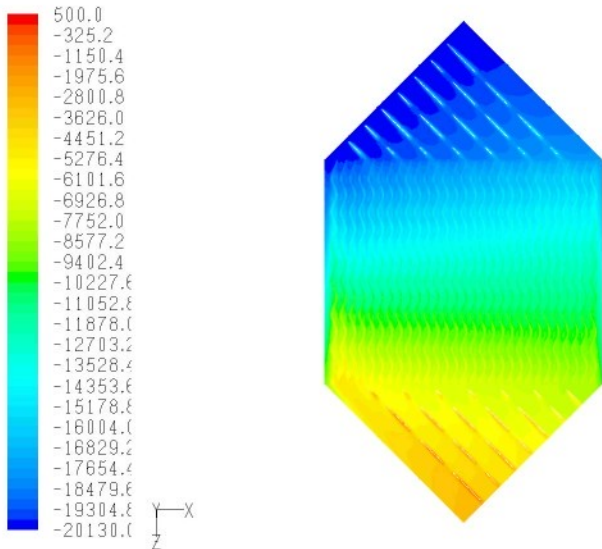
May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

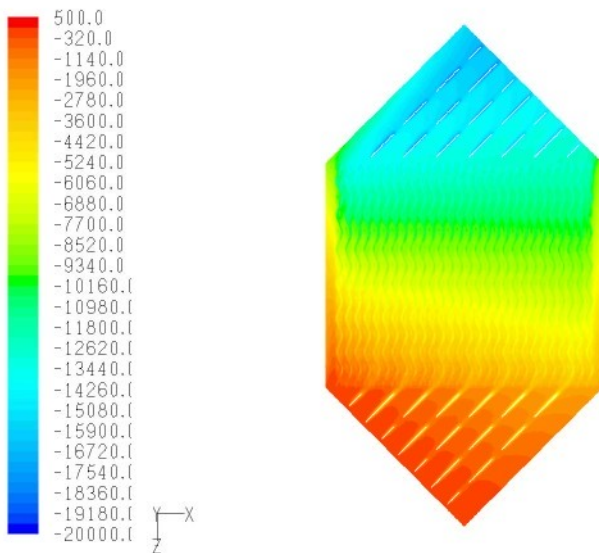
May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



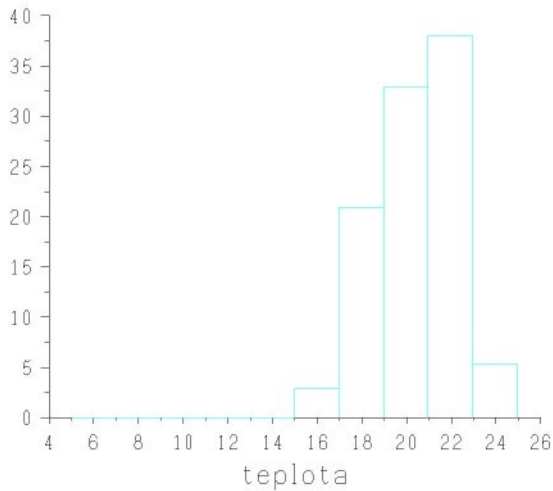


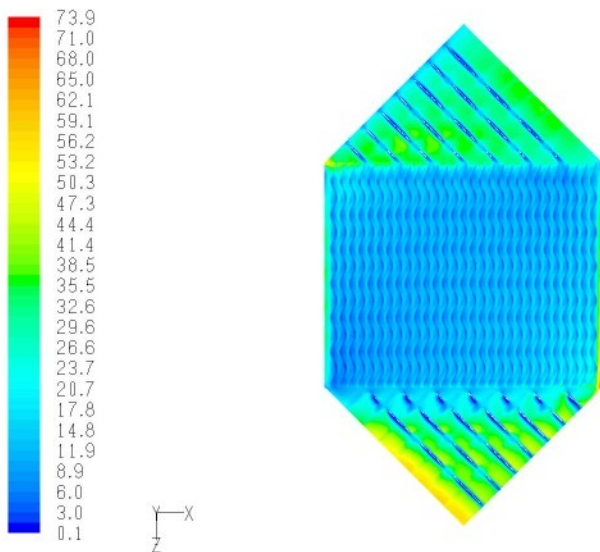
Contours of Enthalpy (j/kg)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



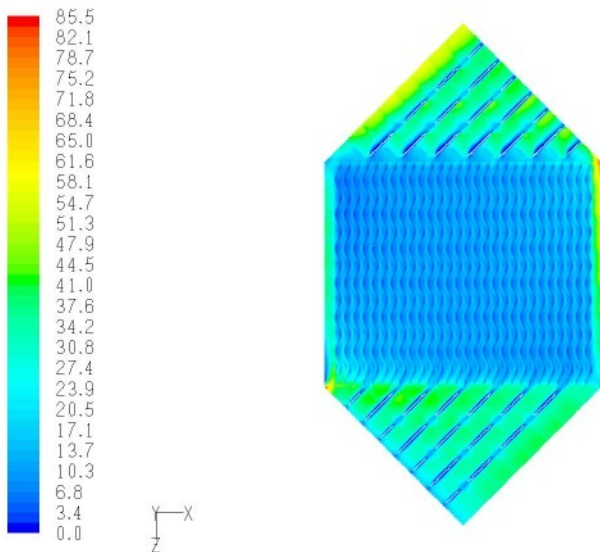
Contours of Enthalpy (j/kg)





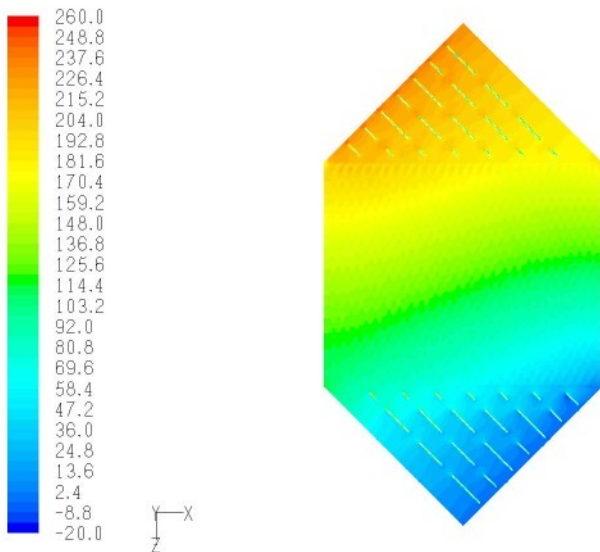
Contours of Dynamic Pressure (pascal)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



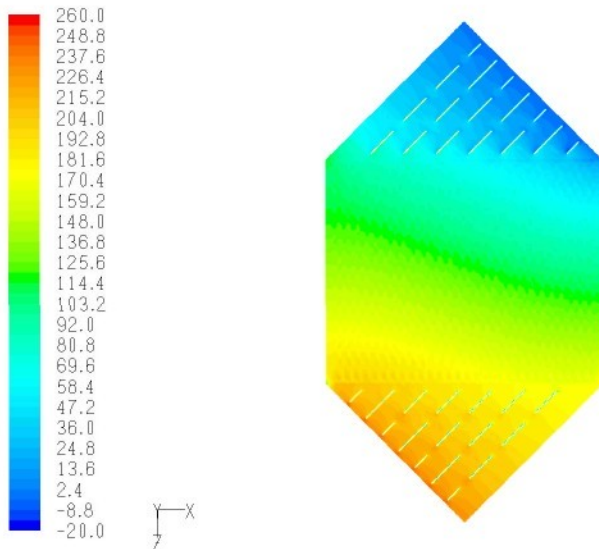
Contours of Dynamic Pressure (pascal)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



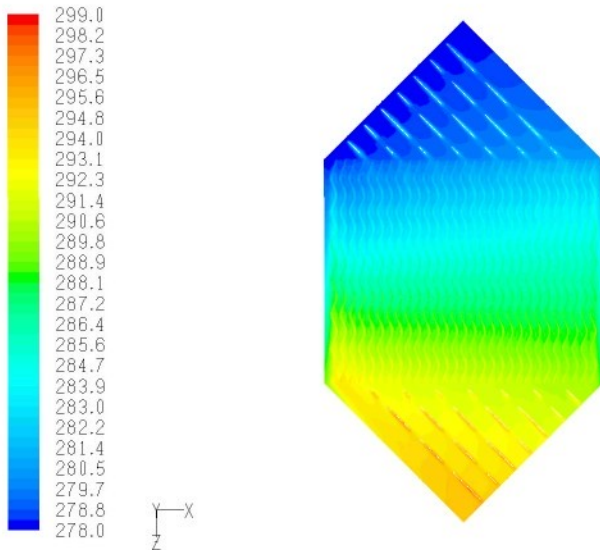
Contours of Static Pressure (pascal)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



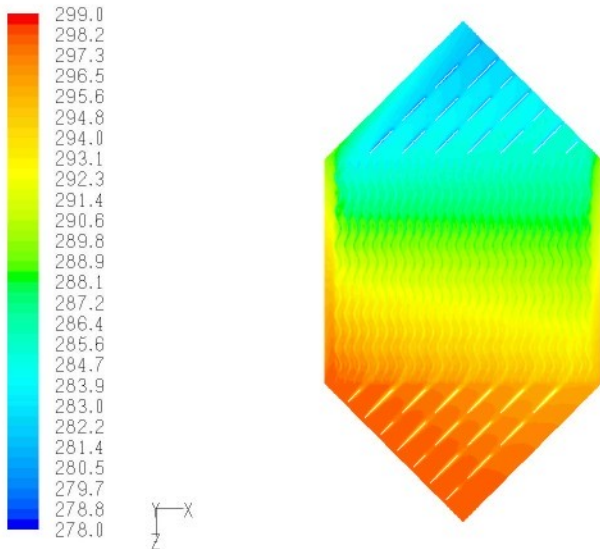
Contours of Static Pressure (pascal)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



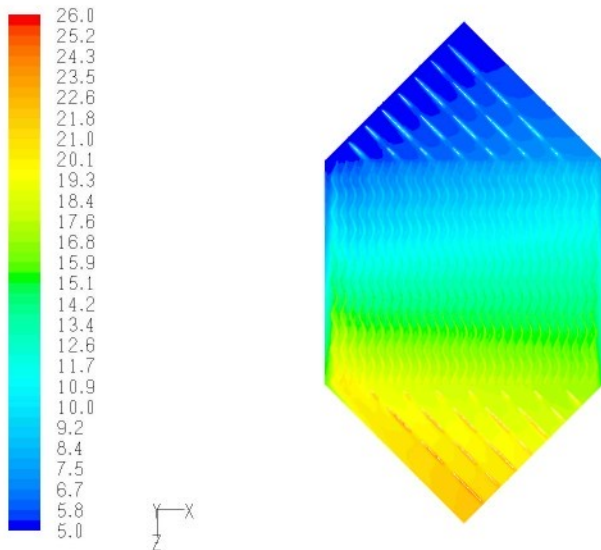
Contours of Static Temperature (k)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



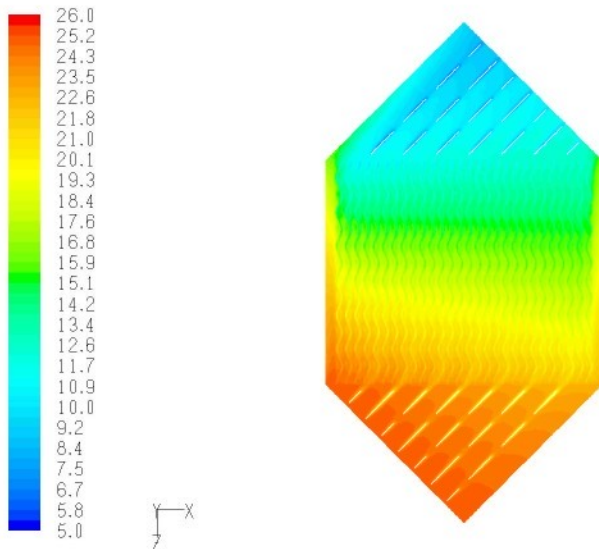
Contours of Static Temperature (k)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



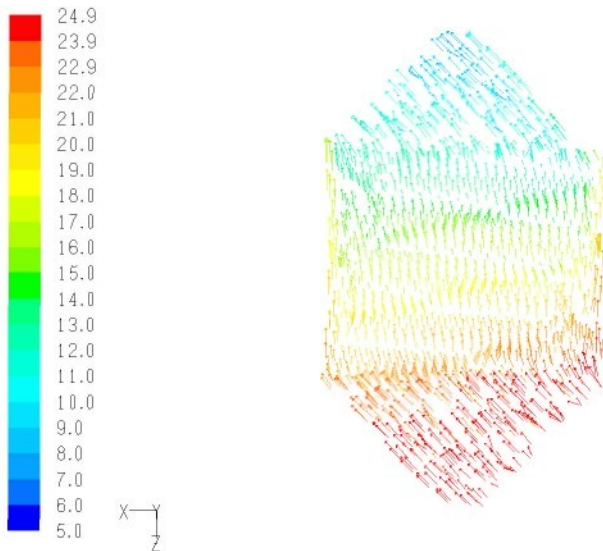
Contours of teplota

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



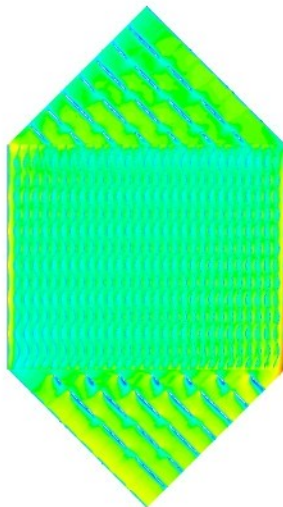
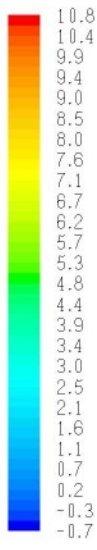
Contours of teplota

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



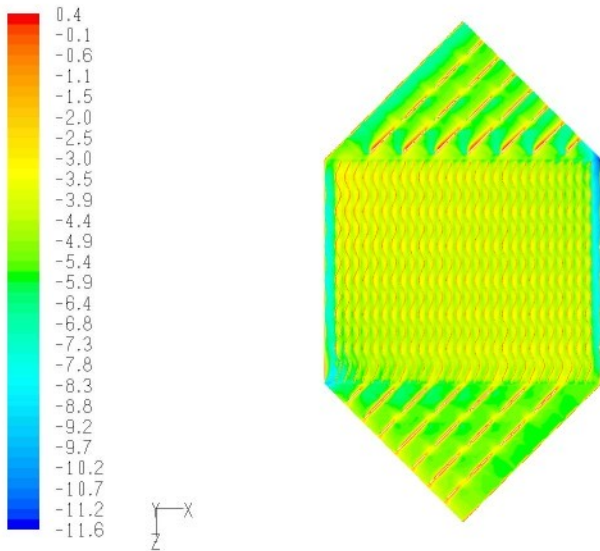
Velocity Vectors Colored By teplota

May 27, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



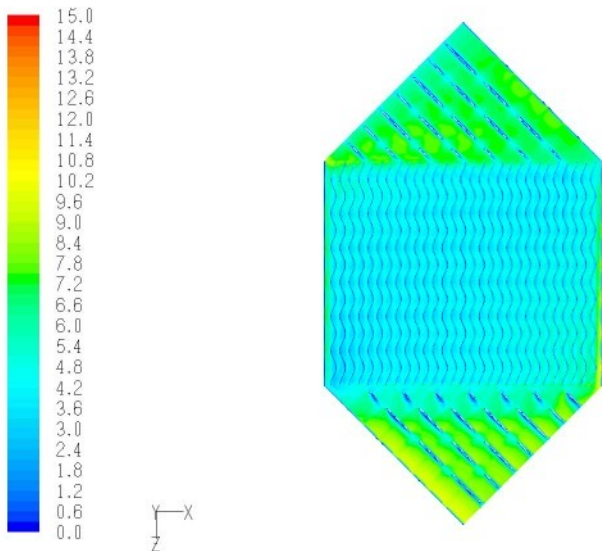
Contours of Z Velocity (m/s)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



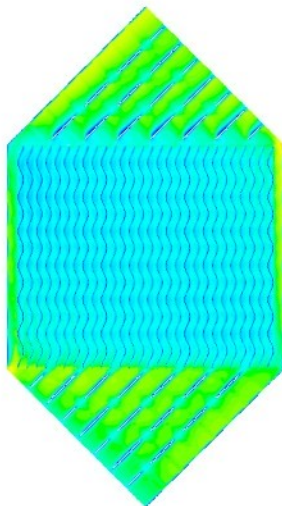
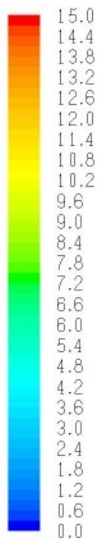
Contours of Z Velocity (m/s)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 25, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

