

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV MECHANIKY TEKUTIN A TERMODYNAMIKY

---



MATEMATICKÝ MODEL KŘÍŽOPROUDÉHO VÝMĚNÍKU  
TEPLA PRO NEHOMOGENNÍ VSTUPNÍ PODMÍNKU

DIPLOMOVÁ PRÁCE

VYPRACOVAL: VOJTĚCH HUDEČEK  
VEDOUCÍ DP: ING. JAN ČÍŽEK, PH.D.

PRAHA  
2015



## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

pro: **Bc. Vojtěch Hudeček**

program: **Strojní inženýrství**

obor: **Aplikovaná mechanika**

název česky: **Matematický model křížoproudého výměníku tepla pro nehomogenní vstupní podmínku**


název anglicky: **Mathematical Model for Cross-flow Heat Exchanger for Inhomogeneous Inlet Condition**


### **Zásady pro vypracování:**

- 1) Proveďte rešerši křížoproudých výměníků tepla a jejich matematických modelů.
- 2) Navrhněte vhodný matematický model, který bude zohledňovat vnitřní tlakovou ztrátu výměníku.
- 3) Navržený matematický model vytvořte a na základě existujících dat validujte.
- 4) Vytvořený model použijte pro zjištění citlivosti výkonových charakteristik několika automobilových výměníků na geometriích jejich teplosměnných ploch.

Rozsah průvodní zprávy: cca 50 stran textu včetně obrázků  
Rozsah grafických prací: schémata a obrázky ve vhodné formě  
Seznam doporučené literatury: dle doporučení vedoucího diplomové práce  
Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Čížek, Ph.D  
Konzultant diplomové práce: -  
Datum zadání diplomové práce: 10. 4. 2015  
Datum odevzdání diplomové práce: 19. 6. 2015



  
.....  
Prof. Ing. Jiří Nožička, CSc.  
Vedoucí Ú 12112

  
.....  
Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
Děkan fakulty

V Praze dne 10. 4. 2015



## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Matematický model křížoproudého výměníku tepla pro nehomogenní vstupní podmínku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Čížka, Ph.D., s odbornými konzultacemi Ing. Zdeňka Sumary a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Praze dne 10. července 2015

.....  
Vojtěch Hudeček



## Poděkování

Děkuji Ing. Janu Čížkovi, Ph.D. za vedení této diplomové práce a děkuji Ing. Zdeňku Sumarovi za odborné konzultace jak k teoretické, tak k experimentální části práce.



## Anotační list

Jméno autora:	<b>Vojtěch Hudeček</b>
Název DP:	Matematický model křížoproudého výměníku tepla pro nehomogenní vstupní podmínku
Anglický název:	Mathematical model for cross-flow heat exchanger for inhomogeneous inlet condition
Rok:	2015
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	3901T003 Aplikovaná mechanika
Forma studia:	Prezenční
Ústav:	Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky
Vedoucí DP:	Ing. Jan Čížek, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 55 Počet obrázků: 28 Počet tabulek: 7 Počet příloh: 1

### **Anotace:**

Tato práce se zabývá návrhem a vytvořením matematického modelu křížoproudého výměníku a analýzou teplosměnných ploch. V první části jsou zmíněny základní informace o stavbě a použití křížoproudých výměníků a jsou popsány vybrané návrhové a kontrolní postupy. V druhé kapitole je popsána funkce navrženého a vytvořeného matematického modelu. Ve třetí části je popsána validace modelu pomocí experimentální úlohy. Poslední část je věnována analýze teplosměnných ploch několika automobilových výměníků z hlediska vlivu na množství sděleného tepla.

### **Klíčová slova:**

křížoproudý výměník tepla, výpočet sděleného tepla, analýza teplosměnných ploch

### **Abstract:**

This master thesis deals with the proposal and creation of cross-flow heat exchanger mathematical model and with the heat transfer surfaces analysis. The first part describes basics about structure and usage of cross-flow heat exchangers, following by description of design procedures. Second chapter describes proposed and built mathematical model. Third chapter describes validation of mathematical model using experimental measured data. Last part includes analysis, focused to amount of transferred heat depending on heat transfer surface geometry.

### **Keywords:**

crossflow heat exchanger, heat performance computing, heat transfer surfaces analysis



## Obsah

Prohlášení.....	3
Poděkování.....	4
Anotační list.....	5
Obsah.....	6
Seznam značení.....	7
Úvod.....	10
1 Křížoproudé výměníky.....	11
1.1 Stavba.....	11
1.2 Návrhové a kontrolní výpočty.....	14
2 Matematický model výměníku.....	17
2.1 Diskretizace teplosměnné plochy.....	17
2.2 Model sdíleného tepla.....	20
2.2.1 Popis modelu.....	21
2.2.2 Aplikace okrajových podmínek.....	23
2.2.3 Výstupy.....	23
2.2.4 Identifikace modelu.....	24
2.3 Model vnitřní tlakové ztráty.....	25
2.3.1 Popis modelu.....	26
2.3.2 Okrajové podmínky.....	27
2.3.3 Výstupy.....	27
2.3.4 Identifikace modelu.....	28
3 Validace numerického modelu.....	29
3.1 Popis měřících tratí.....	29
3.1.1 Studený tunel.....	29
3.1.2 Teplý tunel.....	30
3.2 Výroba a sestavení experimentální úlohy.....	31
3.3 Proměření rychlostního profilu clony.....	33
3.4 Teplé měření výměníku.....	36
3.5 Porovnání experimentu s výpočtem.....	37
4 Analýza teplosměnných ploch.....	40
Závěr.....	47
Seznam obrázků.....	48
Seznam tabulek.....	49
Přílohy.....	50
Seznam literatury.....	55



## Seznam značení

### Veličiny:

$A$	$[m^2]$	plocha
$A_Q$	[1]	koeficient modelu sděleného tepla
$A_{\Delta P}$	[1]	koeficient modelu tlakové ztráty
$\alpha$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
$\alpha$	$[K^{-1}]$	součinitel délkové teplotní roztažnosti
$B_Q$	[1]	koeficient modelu sděleného tepla
$B_{\Delta P}$	[1]	koeficient modelu tlakové ztráty
$b$	[m]	šířka
$\beta$	[1]	kompaktnost
$C$	$[W \cdot K^{-1}], [1]$	tepelná kapacita proudu, koeficient
$C_Q$	[1]	koeficient modelu sděleného tepla
$C_{\Delta P}$	[1]	koeficient modelu tlakové ztráty
$c_p$	$[J \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita při konst. taku
$D_{\Delta P}$	[1]	koeficient modelu tlakové ztráty
$d_h$	[m]	hydraulický průměr
$dx, dy, dz$	[m]	rozměry buňky
$\varepsilon$	[1]	efektivita
$F$	[1]	korekční faktor střední teplotní difference
$f$	[1]	součinitel třecích ztrát
$h$	[m]	hloubka
$K$	[1]	koeficient urychlení proudu vzduchu ve výměníku
$L$	[m]	délka
$M$	[1]	počet buněk modelu v ose z
$m$	[kg],[1]	hmotnost, souřadnice buňky v ose z
$\dot{m}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok
$N$	[1]	počet buněk modelu v ose y
$n$	$[min^{-1}], [1], [1]$	otáčky, souřadnice buňky v ose y, počet
$O$	[1]	počet buněk modelu v ose x
$o$	[1]	souřadnice buňky v ose
$P$	[1]	parametr výměníku
$Pr$	[1]	Prandtlovo podobnostní číslo
$p$	[Pa]	tlak
$Q$	[J]	teplo





$\dot{Q}$	[W], [kW]	tepelný tok
$R$	[m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup> ],[1]	tepelný odpor, koeficient modelu sděleného tepla
$Re$	[1]	Reynoldsovo podobnostní číslo
$S$	[m <sup>2</sup> ], [1]	plocha, parametr toku výměníkem
$\check{s}$	[m]	šířka
$T$	[°C], [K]	teplota
$V$	[m <sup>3</sup> ]	objem
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ], [l.min <sup>-1</sup> ]	objemový tok
$U$	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	součinitel celkového prostupu tepla
$\Delta$	[1]	rozdíl, diference
$\lambda$	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	součinitel tepelné vodivosti
$\lambda_f$	[1]	součinitel třecích ztrát
$\nu$	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita
$v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost
$v$	[m]	výška
$\rho$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	hustota
$\varphi$	[1]	relativní vlhkost vzduchu

#### Zkratky:

CFD	Computational fluid dynamic
HWK	Heißwasser Kühler (hlavní vodní chladič automobilu)
R	obor reálných čísel

#### Indexy horní:

#### Indexy dolní:

$c$	strana studeného média
$celk$	celkový
$char$	charakteristický
$ext$	vnější médium (vzduch)
$f$	třecí, vlivem drsnosti (friction)
$h$	strana horkého média
$IN$	vstupní
$i, int$	vnitřní médium (kapalina)
$int$ -prutok	plocha kolmá na směr průtoku
$kap$	kapalina



<i>lam</i>	lamela
<i>lm</i>	logaritmický
<i>m</i>	mean, střední hodnota
<i>OUT</i>	výstupní
<i>o</i>	vnější
<i>p</i>	při stálém tlaku
<i>trub</i>	trubička výměníku
<i>Q</i>	pro model sděleného tepla
<i>v</i>	při stálém objemu
<i>w</i>	wall, povrch stěny



## Úvod

Motivací pro vypracování této diplomové práce bylo zpřesnit výpočty křížoproudých výměníků typu voda-vzduch pro nehomogenní vstupní podmínky. Dosud používané odhady tepelných výkonů chladičů jsou založeny na nalezení pracovního bodu ve změřené charakteristice. Tato měření probíhají v aerodynamickém tunelu se zatěsněným výměníkem pro homogenní vstupní podmínky. V praxi však výměníky téměř nikdy nepracují v tomto ideálním režimu. Rychlostní i teplotní pole vstupující na výměník je obvykle nehomogenní a odvedené množství tepla je tak odlišné od hodnoty změřené pro stejný pracovní bod s rovnoměrným rozložením teploty a rychlosti.

Matematický model tak musí být schopen podchytit tyto jevy a s rozumnou odchylkou predikovat množství sděleného tepla a vnitřní tlakovou ztrátu

Z hlediska praktického využití stojí za to zmínit model chladícího okruhu vozu, který byl autorem této práce vytvořen v rámci ročního praktikantského pobytu ve firmě Škoda Auto a.s. Zadáním práce bylo nasimulovat pracovní bod okruhu konkrétního automobilu pro zadané kritické jízdní režimy a ohodnotit riziko vzniku lokálního varu uvnitř systému. Součástí tohoto modelu byl pouze zjednodušený 1D výpočet prostupu tepla na výměníku odpovídající homogennímu teplotnímu a rychlostnímu poli. V reálném voze jsou ale tyto vstupy na vodní chladič značně nehomogenní, což je ovlivňováno několika faktory. Svou roli hraje velikost a tvar vstupních otvorů (masky a mřížky), uspořádání výměníků v paketu, různé štěrbiny a netěsnosti atd. Všechny tyto faktory ovlivňují parametry vzduchu vstupující na vodní chladič. Implementováním vytvořeného modelu výměníku do modelu chladícího okruhu se tak naskýtá příležitost k vytvoření komplexnější výpočtové sestavy pro návrhy a kontroly chladičích systémů automobilů.

V poslední části práce byla s pomocí modelu provedena analýza teplosměnných ploch několika různých automobilových výměníků. Analýza byla zaměřena na prozkoumání závislosti mezi velikostí součinitele přestupu tepla na vnitřní i vnější straně a geometrickými parametry teplosměnné plochy, které lze jednoduše změřit, aniž by byl výměník zničen.



## 1 Křížoproudé výměníky

V průmyslovém odvětví se můžeme setkat s mnoha typy výměníků tepla. Jejich tvar, velikost, vnitřní stavba a princip sdílení tepla je výsledkem návrhu a optimalizace dle konkrétních případů a použití. V automobilovém průmyslu se u spalovacích, vodou chlazených motorů již od samých počátků využívá k odvodu přebytečného tepla převážně křížoproudých výměníků, které se k tomuto účelu hodí svojí kompaktností a tvarem. Nejčastějším typem je výměník voda – vzduch, který je součástí hlavního chladicího okruhu. Vnitřním médiem je zde chladicí kapalina motoru (zjednodušeně „voda“, „kapalina“) a vnějším médiem je okolní vzduch, který proudí přes teplosměnnou plochu výměníku samostatně náparem nebo s pomocí ventilátoru. Tímto typem výměníku se dále v práci budeme podrobněji zabývat a používat tak uvedené označení médií. V moderním automobilu však můžeme setkat i s výměníky typu vzduch – vzduch nebo vzduch – voda, které mohou být součástí okruhu chlazení plnicího vzduchu u přeplňovaných motorů.

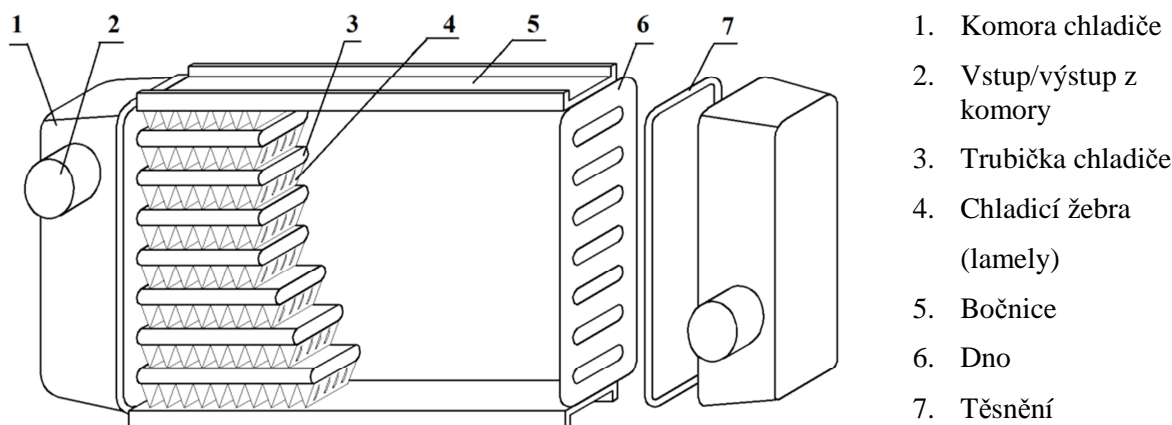
Skutečnost, že se po celá desetiletí využívá stále stejného principu, však neznamená, že automobilové výměníky a celé chladicí okruhy neprošly významným vývojem. V jeho průběhu se ukázaly jak slepé uličky pokroku, tak i významný vliv výměníků nejen na chladicí výkon okruhu, ale také např. na aerodynamiku vozu.

### 1.1 Stavba

U křížoproudých výměníků dochází k přenosu tepelné energie (entalpie) mezi dvěma látkami (tekutinami). Směr tepelného toku je z teplejšího média na chladnější podle druhého termodynamického zákona. Proudění těchto dvou látek jsou, jak název napovídá, kolmo na sebe přiváděny do výměníku. V něm dochází k tepelné výměně a v případě konstrukce s nemísitelnými toky, jakými automobilové výměníky jsou, opouští obě média výměník také separátně.

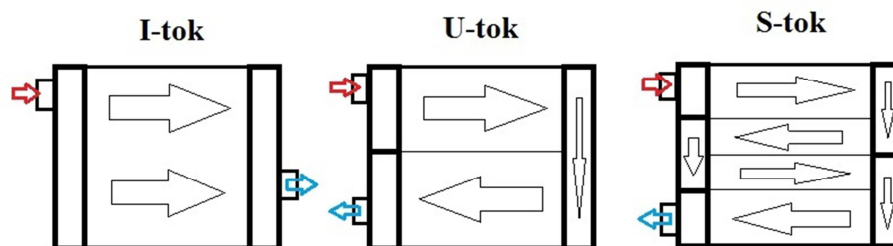
Základními konstrukčními prvky křížoproudého výměníku jsou komory, dna a samotná plocha, na které dochází k tepelné výměně. Ta je tvořená trubičkami, které jsou uspořádané a zapájené ve dnech a spojují obě komory. Na trubičkách jsou napájeny žebra sloužící k usměrnění proudu vzduchu a ke zvětšení vnější teplosměnné plochy. Pojem teplosměnná plocha zde fyzikálně přesně značí celkovou plochu trubiček a žeber, která je v kontaktu se vzduchem. Tato plocha je ale jen obtížně měřitelná a k posouzení výměníků budeme velikostí teplosměnné plochy uvažovat její čelní průmět ve směru proudu vzduchu. Komory slouží jako

sběrná místa a jsou na nich umístěny přípojky pro přívodní a odvodní hadice. Přes těsnění je komora slisována se dnem a vytváří tak uzavřený prostor na obou koncích výměníku. Jednotlivé části jsou na Obr. 1.



Obr. 1: Konstrukce křížoproudého výměníku

Kapalina může trubičkami výměníku protékat jedním nebo více směry. Podle toho označujeme tzv. tok výměníku, a to velkými písmeny I, U nebo S, jejichž tvar naznačuje trasu průtoku. V případě I-toku je do jedné komory přiváděna kapalina a všemi trubičkami protéká do druhé komory, ze které výměník opouští. Výměník s U-tokem má přívod i odvod kapaliny umístěný na jedné komoře, která je uvnitř rozdělena přepážkou. Kapalina protéká cca polovinou trubiček do druhé komory a z ní se vrací zbylými zpět a opouští výměník. S-tok není u chladičů hlavního vodního okruhu automobilu obvyklý, používá se u klimakondenzátorů. Spočívá v 3 a více – násobném průtoku kapaliny stejným principem jako u U-toku, jak je naznačeno na Obr. 2.



Obr. 2: Schéma průtoku výměníkem

Jedním z parametrů k posouzení výměníků, kterého využijeme i při analýze teplosměnných ploch, je tzv. kompaktnost  $\beta$ . Ta udává poměr mezi skutečnou velikostí teplosměnné plochy  $A_{ext}$  a jejím objemem  $V_{celk}$ :

$$\beta = \frac{A_{ext}}{V_{celk}} \quad [m^2 / m^3], \quad (1)$$

a u automobilových výměníků se pohybuje v rozmezí  $\beta \cong (500 \div 2000) m^2 / m^3$ . Pro představu, lidské plíce jakožto výměník mají kompaktnost okolo  $20000 m^2 / m^3$ .

Nepříliš často se u sériových automobilových výměníků můžeme setkat s úpravami pro intenzifikaci přestupu tepla, které jsou běžnější u větších průmyslových výměníků. Mezi tyto úpravy patří např. nízkožebrované trubky pro zvětšení teplosměnné plochy (u výměníků typu shell & tube) nebo různé turbulátory, vkládané dovnitř trubek. Ty mohou mít tvar zkrouceného pásu či jakési drátěnky (Obr. 3) a slouží ke zvýšení součinitele přestupu tepla na vnitřní straně. Užitím takových úprav se ale zároveň zvýší vnitřní tlaková ztráta.



Obr. 3: Turbulátor hiTRAN

Zdroj: <http://www.calgavin.com/heat-exchanger-solutions/hitransystems/>

Naopak, vlivem provozního opotřebení se povrch teplosměnných ploch v průběhu životnosti výměníku zanáší a dochází tak ke zhoršování přestupu tepla. Takovému jevu říkáme fouling. Příkladem u automobilových výměníků na straně vzduchu může být zanášení lamel kombinací prachu a vody, která se na horkém povrchu rychle odpaří a na lamelách zůstává prachová vrstvička. Na straně vody dochází uvnitř trubiček k usazování nečistot, které mohou v extrémním případě vést až k neprůchodnosti trubičky. Toto riziko je ale dnes při používání



moderních chladicích kapalin minimální. Mezi další negativní vlivy, které zhoršují tepelné vlastnosti výměníku, patří také různá mechanická poškození lamel či jejich zanášení hmyzem.

## 1.2 Návrhové a kontrolní výpočty

Níže popsané výpočty výměníků jsou uvažovány s následujícími zjednodušujícími předpoklady:

- 1) řešíme ustálený stav, tzn. konstantní vnitřní průtok, vnější průtok (rychlostní pole) a teploty (teplotní pole)
- 2) ve výměníku nedochází k fázovým přeměnám, pokud to není výslovně uvažováno (výpočet kondenzátorů)
- 3) látkové vlastnosti médií jsou konstantní v celém výměníku
- 4) zanedbáváme množství tepla sdělené radiací a tepelné ztráty výměníku
- 5) neuvažujeme tepelné zdroje uvnitř výměníku (elektrický ohřev, chemická reakce...)
- 6) rychlosti (průtoky) a teploty zadané na vstupu do výměníku uvažujeme konstantní v celém výměníku, tzn. nedochází ke změně rychlosti vzduchu ve výměníku či k přerozdělení vnitřního průtoku vlivem změny kinematické viskozity

Mějme základní rovnici pro tepelný výpočet výměníku tepla – entalpickou bilanci

$$\dot{m}_{\text{int}} \cdot c_{p \text{int}} \cdot (T_{\text{int} IN} - T_{\text{int} OUT}) + \dot{m}_{\text{ext}} \cdot c_{p \text{ext}} \cdot (T_{\text{ext} IN} - T_{\text{ext} OUT}) = 0, \quad (2)$$

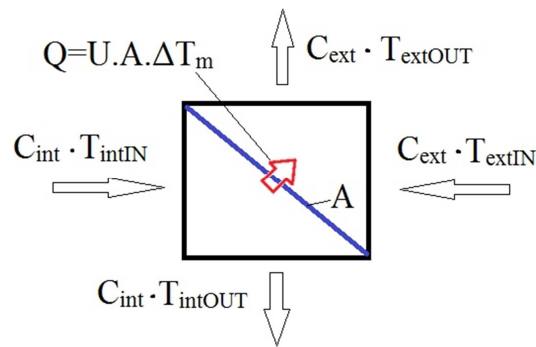
kde součin  $\dot{m} \cdot c_p = C$  značí tepelnou kapacitu proudu. Rovnici (2) pak můžeme vyjádřit ve tvaru (viz Obr. 4)

$$C_{\text{int}} \cdot (T_{\text{int} IN} - T_{\text{int} OUT}) = C_{\text{ext}} \cdot (T_{\text{ext} OUT} - T_{\text{ext} IN}) = U \cdot A \cdot \Delta T_m = Q, \quad (3)$$

, kde  $U$  je celkový součinitel prostupu tepla vyjádřený vztahem

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{int}}} + R + \frac{1}{\alpha_{\text{ext}}}} \quad (4)$$

a  $A$  je teplosměnná plocha.



Obr. 4: Entalpická bilance výměníku

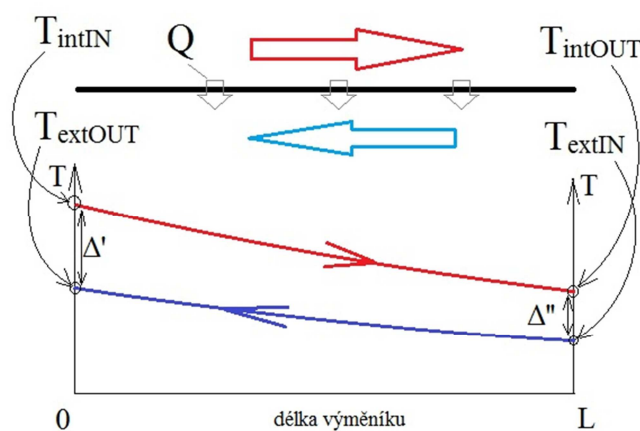
Cílem návrhových výpočtů je nalezení neznámé teplosměnné plochy  $A$  z rovnice (3) při znalosti vstupních/výstupních teplot a tepelného výkonu. Při kontrolním výpočtu se zpětně dopočítávají výstupní teploty při znalosti vstupních teplot a parametrů výměníku.

Střední teplotní diference  $\Delta T_m$  je vyjádřena vztahem

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \int (T_{int} - T_{ext}) \cdot dA. \quad (5)$$

a její konkrétní vyjádření závisí na stavbě (toku) výměníku resp. na průběhu teplotních profilů.

Ideálním případem výměníku tepla je paralelní protiproudý výměník. Jeho schéma a průběhy teplot jednotlivých médií jsou na Obr. 5. Ve shodě s teplotami médií u automobilového výměníku byl označen teplý proud jako interní médium a chladný proud jako externí.



Obr. 5: Protiproudý výměník

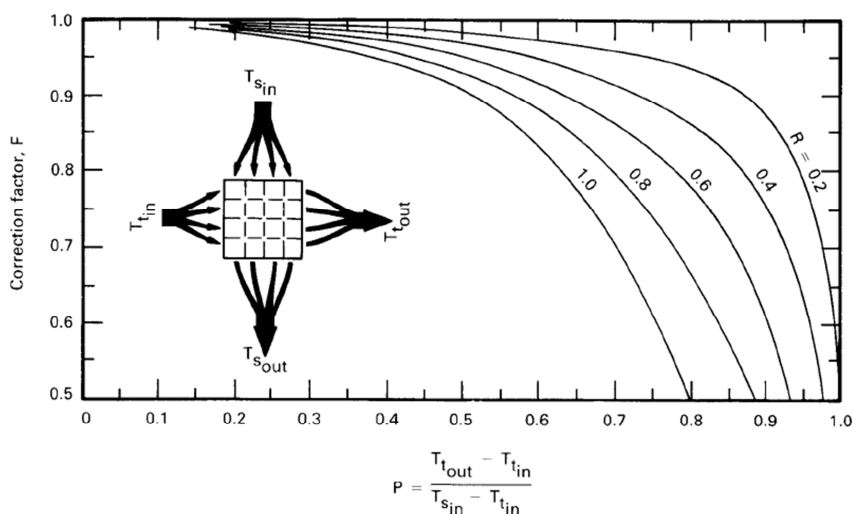


V případě paralelního toku můžeme střední teplotní rozdíl vyjádřit pouze ze znalosti vstupních a výstupních teplot na koncích výměníku. Tento rozdíl pak nazýváme střední logaritmický teplotní spád.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{int IN} - T_{ext OUT}) - (T_{int OUT} - T_{ext IN})}{\ln \frac{T_{int IN} - T_{ext OUT}}{T_{int OUT} - T_{ext IN}}} = \frac{\Delta' - \Delta''}{\ln \frac{\Delta'}{\Delta''}} \quad (6)$$

Pro výměníky s jiným než paralelním tokem používáme korekci od  $\Delta T_{lm}$  ideálního protiproudého výměníku – korekční faktor  $F$ . Jako příklad uvedeme graf pro odečet korekčního faktoru pro křížové výměníky s nemísenými toky (Obr. 6). Faktor  $F$  nabývá hodnot  $< 1$  a střední teplotní spád  $\Delta T_m$  z rovnice (3) má pak tvar

$$\Delta T_m = F \cdot \Delta T_{lm} \quad (7)$$



Obr. 6: Korekční faktory pro křížoproudý výměník s nemísenými toky <sup>[8]</sup>

Parametry  $P$  a  $R$ , nutné pro odečet korekce vypočítáme ze vztahů

$$P = \frac{T_{ext OUT} - T_{ext IN}}{T_{int IN} - T_{ext IN}} = \frac{Q}{Q_{max}} = \varepsilon, \quad R = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{T_{int OUT} - T_{int IN}}{T_{ext IN} - T_{ext OUT}} \quad (8)$$

v případě, že externí médium je slabším proudem. Pokud by  $R > 1$ , přepočítají se parametry  $P = P \cdot R$  a  $R = 1/R$ . Parametr  $P$  vyjadřuje efektivitu výměníku, poměr mezi skutečně odvedeným teplem a teoreticky maximálním odvedeným teplem, které by odvedl výměník protiproudé konstrukce.



## 2 Matematický model výměníku

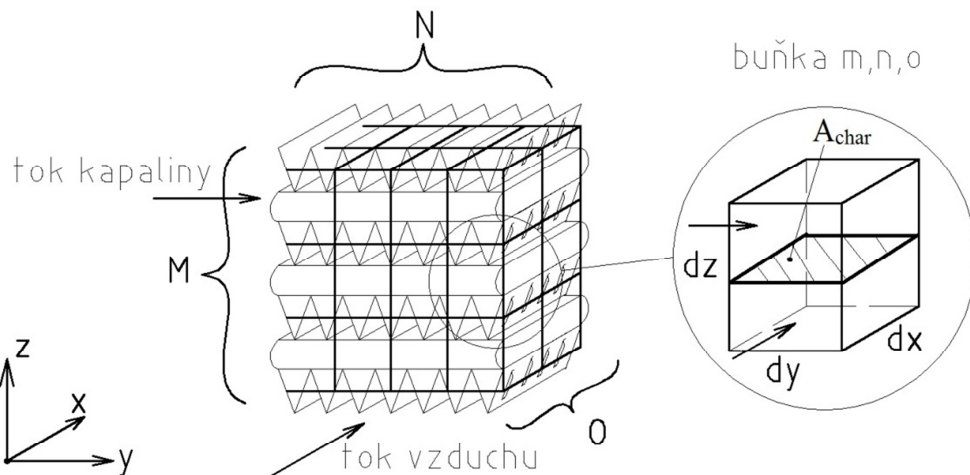
Pro vytvoření komplexního modelu křížoproudého výměníku bylo zapotřebí podchytit dva základní fyzikální principy/děje, které se ve výměníku odehrávají a výrazně ovlivňují množství sděleného tepla při ustáleném pracovním stavu. Těmi jsou celkový prostup tepla z teplejšího do chladnějšího média a vnitřní tlaková ztráta výměníku. Vliv vnitřní tlakové ztráty spočívá v nerovnoměrném rozdělení vnitřního průtoku jednotlivými trubičkami pro nehomogenní vstupní podmínky vnějšího média. Při rozdílné rychlosti v trubičkách dochází ke změně charakteru proudění a změně součinitele přestupu tepla na vnitřní straně, což zpětně ovlivní množství odevzdaného tepla.

Vnější tlakovou ztrátou se v tomto modelu zabývat nebudeme, neboť uvažujeme konkrétně definované vstupní podmínky vzduchu na výměník (rychlostní a teplotní pole, popř. rozložení hmotnostního toku). V takovém případě nemá vnější tlaková ztráta vliv na celkový tepelný výkon výměníku.

Důležitou vlastností modelu je také invariance vůči použitému rozdělení teplosměnné plochy, které je popsáno v následující kapitole. Se vzrůstajícím počtem buněk se vypočtené průběhy teplot a tlaků musí blížit skutečným.

### 2.1 Diskretizace teplosměnné plochy

Nejprve bylo nutné vytvořit výpočtovou síť pro numerický model, resp. definovat rozdělení teplosměnné plochy na jednotlivé buňky. Každá buňka má tvar pravidelného čtyřbokého hranolu. Představuje malý křížoproudý výměník, kde tepelný tok prochází přes plochu  $A_{char} = dx \cdot dy$  oddělující obě média. Buňky jsou umístěny v globálním souřadném systému  $x, y, z$ , viz Obr. 7. Osa  $x$  je souhlasná se směrem toku vzduchu (rozměr reálné teplosměnné plochy v  $x$  je hloubka výměníku) a osa  $y$  je souhlasná s průtokem kapaliny (rozměr v  $y$  - šířka výměníku). Rozměr v ose  $z$  představuje výšku výměníku. Přes stěny buněk v tomto směru nedochází k žádnému toku média ani k tepelné výměně.



Obr. 7: Diskretizace teplosměnné plochy

Všechny buňky jsou stejně veliké, rozměry jednotlivých hran  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  záleží na reálných rozměrech teplosměnné plochy a na zvoleném počtu dělení v každém směru. Dělení po výšce výměníku je na  $M$  prvků, po šířce na  $N$  prvků a do hloubky na  $O$  prvků. Každé buňce můžeme přiřadit souřadnice  $m$ ,  $n$ ,  $o$ , kde malé písmeno vždy nabývá hodnot  $\langle 1, \text{max. dělení} \rangle$ , tedy např.  $m \in \langle 1, M \rangle$ . Velikost hran buňky se tak dá vyjádřit vztahy:

$$dx = \frac{\text{hloubka výměníku}}{O}; \quad dy = \frac{\text{šířka výměníku}}{N}; \quad dz = \frac{\text{výška výměníku}}{M} \quad [m], \quad (9)$$

Rozdělení po výšce výměníku na  $M$  prvků je zvoleno vždy jako počet trubiček v jednom tahu. Jedna buňka tak teoreticky obsahuje trubičku a z každé strany jednu polovinu výšky lamel. Dělení po šířce ( $N$ ) a po hloubce ( $O$ ) výměníku je libovolné, je však vhodné, aby hrany buňky byly přibližně stejně veliké.

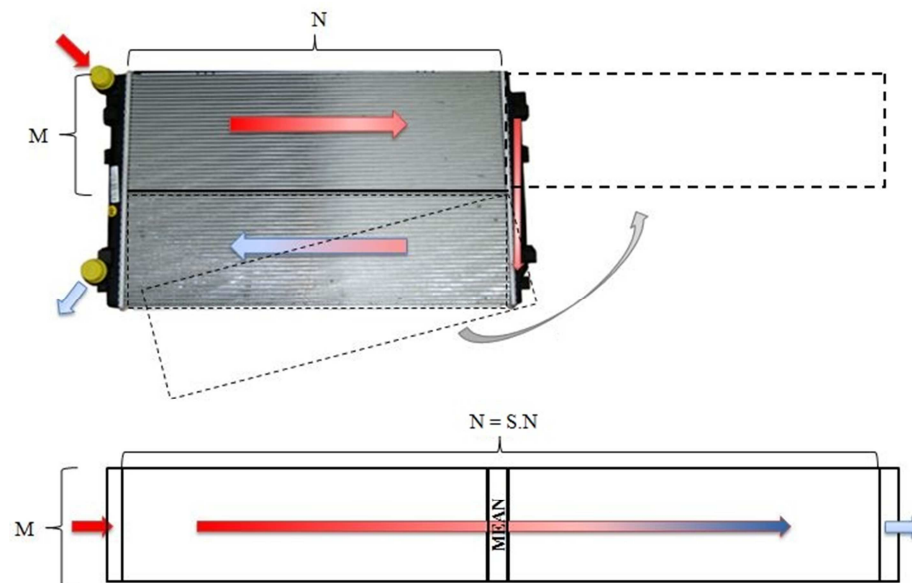
Toto dělení platí bez úprav pro výměník s jedním tahem, neboli I – tokem. Pokud označíme počet tahů parametrem  $S$ , v případě I – toku je  $S = 1$ . Rozdíly mezi jednotlivými toky jsou popsány v kapitole 1.1. Je tak zřejmé, že pro druhý námi používaný typ výměníku v této práci – výměník s U-tokem – bude parametr  $S = 2$ .

Celkový počet trubiček  $n_{trub}$  a konstrukce vnitřního průtoku ( $= S$ ) jsou automaticky načítány ze souboru charakterizující měřený výměník (...-exchanger-info.xml). Jak již bylo řečeno, v případě  $S = 1$  je reálná teplosměnná plocha shodná s modelovou. V jiném případě je modelová teplosměnná plocha a její rozměry upraveny tak, aby kapalina protékala buňkami

pouze jedním směrem. Počet trubiček v jednom tahu je  $M = \frac{n\_trub}{S}$ . V případě, že je  $n\_trub$  liché číslo, je  $M$  zaokrouhlena vždy dolů na celé číslo. Rozměry buňky  $dx$  a  $dy$  zůstávají stejné, hrana  $dz$  je přepočítána vztahem

$$dz = \frac{\text{vyska vymeniku}}{S \cdot M} \quad [m]. \quad (10)$$

Buňky, kterými by jinak kapalina protékala opačným směrem, se překlopí a zařadí se za první část buněk, viz Obr. 8. Vznikne tak modelová teplosměnná plocha, která má po délce  $S \times N$  buněk. Stejnou úpravou musí samozřejmě projít i vstupní podmínky (rychlostní a teplotní pole vzduchu) tak, aby jejich vliv zůstal nezměněný. Při výpočtu pro nehomogenní vstupní podmínky dojde po  $N$  buňkách ke zprůměrování teploty kapaliny, což simuluje promíchání kapaliny v komoře při změně směru toku.



Obr. 8: Úprava modelové teplosměnné plochy pro  $S=2$

## 2.2 Model sděleného tepla

Teplu, přivedenému kapalinou, brání v prostupu do chladnějšího vzduchu tepelné odpory. Obě média jsou oddělená, nedochází k jejich mísení. Přenos tepla zářením do okolí vzhledem k relativně nízkým teplotám zanedbáváme. Na vnitřní straně trubičky (tzn. z kapaliny do stěny) a vnějším povrchu teplosměnné plochy (ze stěny do vzduchu) dochází k přestupu tepla podle Newtonova ochlazovacího zákona

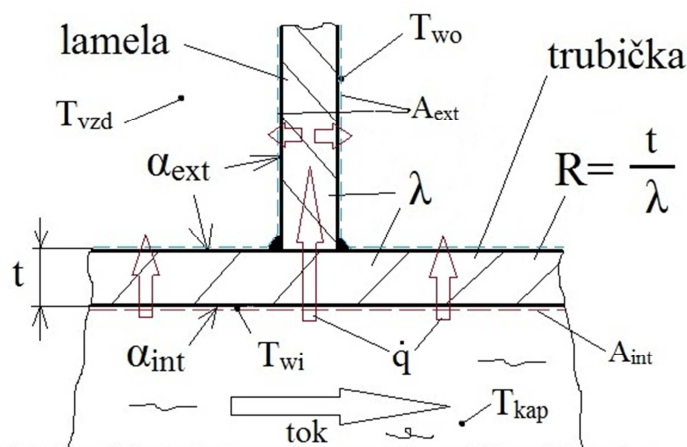
$$\dot{Q}_{\text{int}} = \alpha_{\text{int}} \cdot A_{\text{int}} \cdot (T_{\text{kap}} - T_{\text{wi}}); \quad \dot{Q}_{\text{ext}} = \alpha_{\text{ext}} \cdot A_{\text{ext}} \cdot (T_{\text{wo}} - T_{\text{vzd}}) \quad [\text{W}], \quad (11)$$

kde  $\alpha_{\text{int}}$  a  $\alpha_{\text{ext}}$  jsou součinitele přestupu tepla na vnější resp. vnitřní straně,  $A_{\text{int}}$  a  $A_{\text{ext}}$  jsou plochy, na kterých dochází k přestupu tepla. Teploty  $T_{\text{wi}}$ ,  $T_{\text{wo}}$  jsou teploty na stěně a  $T_{\text{kap}}$ ,  $T_{\text{vzd}}$  jsou teploty v jádru daného média.

Druhým jevem je vedení tepla uvnitř materiálu trubiček a lamel. Velikost tepelného toku vztaženého na jednotku plochy vyjadřuje Fourierův zákon vedení tepla

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad}(T), \quad (12)$$

kde  $\lambda$  je součinitel tepelné vodivosti. Prostup tepla stěnou výměníku je naznačen na Obr. 9.



Obr. 9: Prostup tepla stěnou výměníku



### 2.2.1 Popis modelu

První částí je model pro výpočet sděleného tepla. Řešíme ustálený stav, tzn. průtoky obou médií jsou konstantní a akumulace tepla výměníkem je nulová. Platí rovnost tepelné bilance na vnitřní a vnější straně

$$\dot{Q}_{\text{int}} = \dot{Q}_{\text{ext}}, \quad \text{neboli} \quad \dot{m}_{\text{int}} \cdot c_{p_{\text{int}}} \cdot \Delta T_{\text{int}} = \dot{m}_{\text{ext}} \cdot c_{p_{\text{ext}}} \cdot \Delta T_{\text{ext}}. \quad (13)$$

Modelová teplosměnná plocha je tvořena sítí buněk, viz kapitola 2.1. Jak již bylo řečeno, zjednodušujícím předpokladem je, že ve směru  $z$  neprobíhá mezi buňkami tepelná výměna, což dobře odráží realitu pouze při homogenních podmínkách. Při nehomogenních parametrech vzduchu vzniká ve skutečnosti mezi trubičkami v ose  $z$  teplotní gradient, který vytváří tepelný tok.

Látkové vlastnosti jsou pro obě média závislé na teplotě:

$$\begin{aligned} \text{Vzduch} : & \quad \rho_{\text{ext}}(T); \quad c_{p_{\text{ext}}}(T); \quad \nu_{\text{ext}}(T); \quad \lambda_{\text{ext}}(T) \\ \text{Kapalina} : & \quad \rho_{\text{int}}(T); \quad c_{p_{\text{int}}}(T); \quad \nu_{\text{int}}(T); \quad \lambda_{\text{int}}(T). \end{aligned} \quad (14)$$

Uvnitř každé buňky tyto hodnoty konstantní, vypočítané pro vstupní teplotu média do buňky.

Pro každou buňku máme k dispozici soustavu dvou lineárních rovnic pro dvě neznámé výstupní teploty  $T_{\text{intOUT}}$ ,  $T_{\text{extOUT}}$  (pro přehlednost psáno bez horních indexů  $m$ ,  $n$ ,  $o$ ):

$$\nu_{\text{ext}} \cdot A_{\text{vzd}} \cdot \rho_{\text{ext}} \cdot c_{p_{\text{ext}}} \cdot \left( \frac{T_{\text{extOUT}} - T_{\text{extIN}}}{\Delta x} \right) - \frac{A_{\text{char}} \cdot U}{\Delta x} \cdot (\text{mean}(T_{\text{int}}) - \text{mean}(T_{\text{ext}})) = 0 \quad (15)$$

$$\dot{V}_{\text{int}} \cdot \rho_{\text{int}} \cdot c_{p_{\text{int}}} \cdot \left( \frac{T_{\text{intIN}} - T_{\text{intOUT}}}{\Delta y} \right) + \frac{A_{\text{char}} \cdot U}{\Delta y} \cdot (\text{mean}(T_{\text{int}}) - \text{mean}(T_{\text{ext}})) = 0 \quad (16)$$

, kde  $A_{\text{char}} = dx \cdot dy$  je specifická velikost buňky (viz Obr. 7) a  $\text{mean}(T_{\text{int/ext}}) = \frac{T_{\text{int/extIN}} + T_{\text{int/extOUT}}}{2}$  je střední teplota.  $U$  je celkový součinitel prostupu tepla (dle vztahu (4)), který je pro jeden pracovní bod (ustálený stav) konstantní.

Objemový průtok  $\dot{V}_{int}$  na vnitřní straně známe. Všechny buňky se stejným indexem  $m$  představují jednu trubičku výměníku a průtok jimi je tak stejný. Rozdělení průtoku jednotlivými trubičkami pro případ nehomogenních vstupních podmínek vychází z modelu vnitřní tlakové ztráty, viz kapitola 2.3.

Na vnější straně známe rychlost a plochu buňky pro vstup vzduchu  $A_{vzd} = dy \cdot dz$ , z čehož jednoduše objemový průtok dopočítáme. Členy  $\alpha_{int}$  a  $\alpha_{ext}$  ze vztahu (4) pro jsou součinitele přestupu tepla na vnitřní, resp. vnější straně vyjádřeny korelacemi pro křížoproudé výměníky<sup>[9]</sup>:

$$\alpha_{int} = A_Q \cdot \text{Re}_{int}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{int}^{1/3} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{\check{s}} \right)^{2/3} \right]; \quad \alpha_{ext} = B_Q \cdot \text{Re}_{ext}^{C_Q} \cdot \text{Pr}_{ext}^{1/3}. \quad (17)$$

Neznámé parametry  $A_Q$ ,  $B_Q$ ,  $C_Q$  jsou spolu s členem  $R$ , který představuje tepelný vodičový odpor stěny trubičky a lamel, koeficienty modelu sdíleného tepla. Jsou hledány při identifikaci modelu a představují konstantní charakteristické hodnoty pro daný výměník.

Přestup tepla závisí na charakteru proudění. Vzhledem k tomu, že neznáme přesnou vnitřní geometrii výměníku (museli bychom každý rozebrat a tím zničit), použijeme vnější rozměry trubičky k vypočítání rychlosti kapaliny. Reynoldsovo číslo v rovnicích (17) je tak definováno

$$\text{Re}_{int} = \frac{\dot{V}_{int}^m \cdot d_{h-int}}{A_{int-prutok} \cdot \nu_{int}}; \quad \text{Re}_{ext} = \frac{v_{ext} \cdot K_{ext} \cdot \nu_{lam}}{\nu_{ext}}. \quad (18)$$

Průřez trubičkou  $A_{int-prutok}$  je počítaný z vnějších rozměrů dle vztahu (28), takže rychlost kapaliny není přesná, což nám ale pro funkci modelu a analýzu nevádí. Koeficient  $K_{ext}$  je definovaný vztahem (32) a vyjadřuje urychlení vzduchu uvnitř výměníku. Prandtlovo číslo vnitřního/vnějšího média je definováno jako

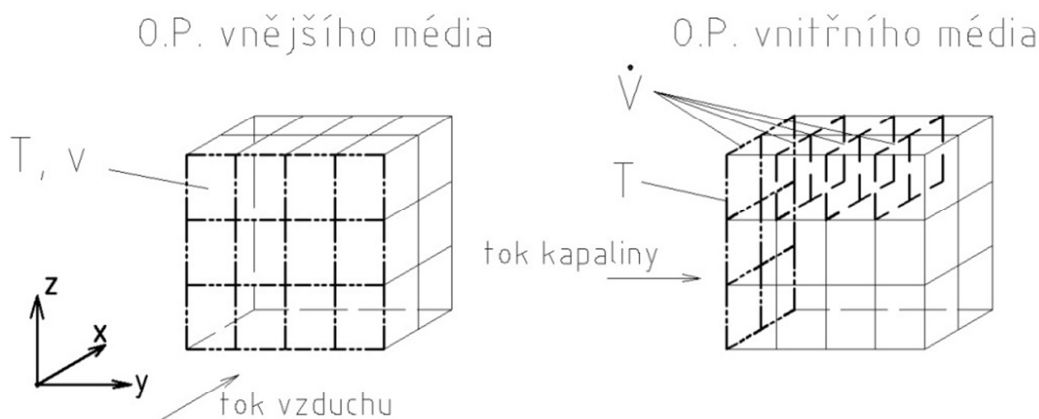
$$\text{Pr} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu}{\lambda}. \quad (19)$$

Uvažujeme, že trubičky mají po délce výměníku konstantní příčné rozměry, jinými slovy že vlivem teploty nedochází k výraznému roztahování a smršťování, které by mělo za

následek změnu průřezu a tak změnu lokální rychlosti. Zanedbatelný vliv byl ověřen jednoduchým výpočtem, pro oválnou trubičku výměníku vyrobenou z hliníku s koeficientem teplotní délkové roztažnosti  $\alpha_{hlinik} = 0,0243 \text{ K}^{-1}$ . Při rozdílu teplot  $\Delta T = 40 \text{ K}$  dojde ke změně průřezu o méně než 0,2 %.

### 2.2.2 Aplikace okrajových podmínek

Nutnými údaji pro výpočet jsou vstupní parametry obou médií. Pro vzduch je to rychlostní pole a rozložení teploty (matice velikosti  $M \times (S.N)$ ), hodnoty předepsány pro první stěny buněk v  $x$ ). Pro kapalinu objemový průtok jednotlivými trubičkami (matice velikosti  $M \times O$ , hodnoty předepsány pro všechny vstupní stěny buněk v  $y$ ) a vstupní teplota (skalár, teplota předepsána pro první stěny buněk v  $y$ ). Aplikace okrajových podmínek je naznačena na Obr. 10.



Obr. 10: Aplikace okrajových podmínek

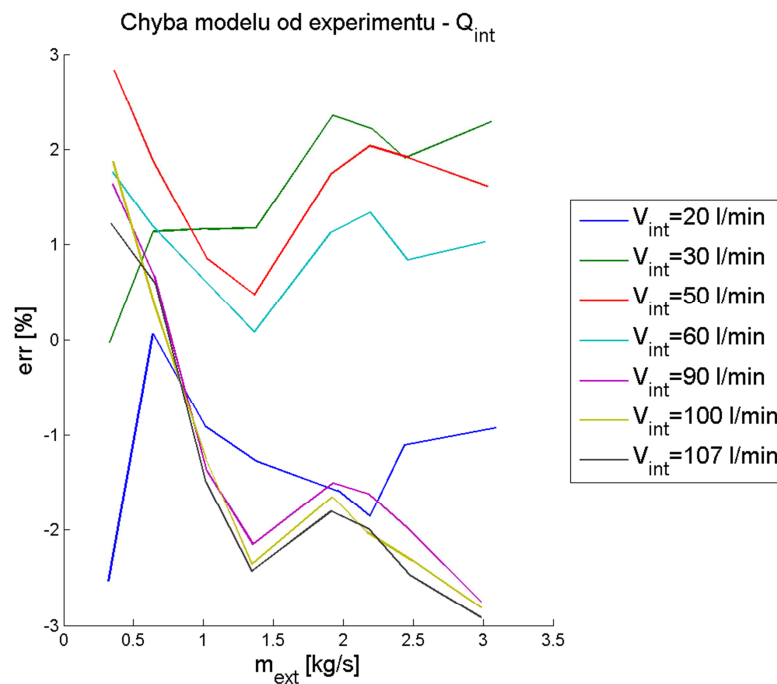
### 2.2.3 Výstupy

Z pohledu uživatele je nejdůležitějším výsledkem výpočtu pouze výstupní teplota kapaliny z výměníku a rozložení teploty vzduchu za výměníkem. Pro model vnitřní tlakové ztráty jsou podstatné všechny vstupní teploty kapaliny do každé buňky.



### 2.2.4 Identifikace modelu

Nalezení koeficientů modelu probíhá, jak již bylo zmíněno, identifikací modelu pomocí naměřených dat. Tyto data jsou použita z měření v teplém tunelu (viz kapitola 3.1.2) s homogenními okrajovými podmínkami. Měření probíhá pro několik měřících bodů – kombinací daných vnitřních a vnějších průtoků. Do modelu jsou zadány okrajové podmínky z experimentu a je využit předpoklad, že při homogenním naproudění nedochází k přerozdělování vnitřního toku a je tak stejný průtok všemi trubičkami. Pomocí metody nejmenších čtverců (funkcí *lsqnonlin*) jsou v programu Matlab hledány koeficienty  $A_Q$ ,  $B_Q$ ,  $C_Q$ ,  $R$  takové, aby pro všechny změřené pracovní body byla minimalizována odchylka výstupní teploty kapaliny z výměníku. Pro testovací výměník byla po nalezení koeficientů vykreslena procentuální odchylka vypočítaného sděleného tepla od experimentu, viz Obr. 11.

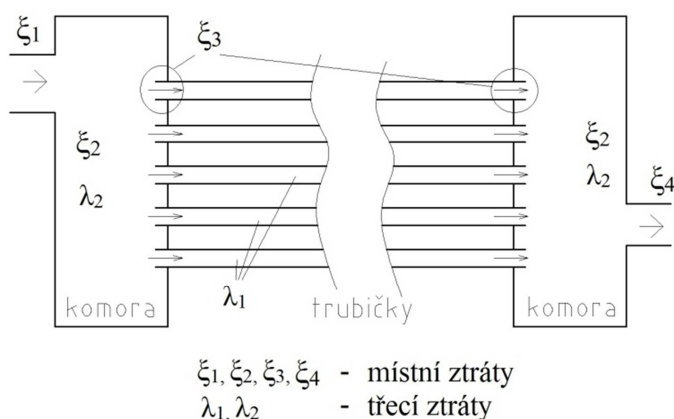


Obr. 11: Odchylka modelu od experimentu –  $Q_{int}$

Z výsledků je vidět odchylka vypočítaného tepelného výkonu menší než 3 %, což je výborná shoda. Nalezené koeficienty mohou být dále použity pro výpočet tepelných výkonů tohoto konkrétního výměníku s nehomogenními okrajovými podmínkami. Pro výpočet jiného výměníku je nutné vždy provést novou identifikaci a nalézt charakteristické koeficienty.

## 2.3 Model vnitřní tlakové ztráty

Druhou částí je model simulující vnitřní tlakovou ztrátu výměníku. Ta je u reálného výměníku je tvořena jednak místními ztrátami - na vstupech a výstupech z hadice do komory, z komory do trubiček a při změně směru toku v komorách při U-toku (Obr. 12). Významnější jsou ale třecí ztráty při proudění v úzkých trubičkách výměníku, kde má kapalina velkou rychlost. Složka třecích ztrát v komorách je vzhledem k relativně velkým rozměrům oproti trubičkám, a tedy výrazně menším rychlostem, minimální.



Obr. 12: Tlakové ztráty výměníku

Třecí tlaková ztráta je způsobena nenulovým smykovým napětím vznikajícím v mezní vrstvě díky rychlostnímu gradientu a viskozitě kapaliny. Její velikost závisí na charakteru proudění, rozměrech potrubí a vlastnostech kapaliny dle vztahu

$$\Delta p_{treci} = \lambda_f \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}; \quad \lambda_f = f(\text{Re}) = f(v, D, \nu), \quad (20)$$

kde  $\lambda_f$  je třecí ztrátový součinitel (Weisbachův),  $L/D$  vyjadřuje poměr délky a hydraulického průměru potrubí. Součinitel  $\lambda_f$  lze nejnadhěji získat odečtem z Moodyho diagramu při znalosti Reynoldsova čísla a relativní hydraulické drsnosti potrubí. Mimo to existuje řada vztahů k jeho výpočtu.

Místní tlaková ztráta vzniká při změně geometrie potrubí (náhlé zúžení, rozšíření, výtok, ventil atd.) nebo směru proudění (ohyby, kolena). Platí pro ni vztah

$$\Delta p_{mistni} = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (21)$$

kde  $\zeta$  je součinitel místní ztráty. Jeho velikost se určuje experimentálně pro danou geometrii posuzovaného místa a tyto hodnoty jsou pro inženýrské účely tabelovány. Podrobnější pojednání o principech, vzniku a výpočtech tlakových ztrát nabízí odborná literatura, např. <sup>(1)</sup>.

Snaha o podrobné fyzikální modelování všech tlakových ztrát výměníku by byla neefektivní a ve výsledku i méně přesná. Proto využijeme, jako u výpočtu sděleného tepla, identifikace zjednodušeného modelu a hledání koeficientů porovnáváním s experimentálním měřením. Při homogenních vstupních podmínkách vzduchu nedochází k přerozdělení

vnitřního průtoku a při identifikaci je tak znám průtok jednou trubičkou  $\dot{V}_{\text{int}-m} = \frac{\dot{V}_{\text{int}-\text{celk}}}{M}$ .

### 2.3.1 Popis modelu

Celková tlaková ztráta výměníku byla vyjádřena vztahem

$$\Delta p_{\text{int}} = \sum_{i=1}^N (A_{\Delta P} \cdot (\dot{V}_{\text{int}-m} \cdot \nu_{\text{int}}^i \cdot \rho_{\text{int}}^i)^{B_{\Delta P}}) \cdot dy + C_{\Delta P} \cdot (\dot{V}_{\text{int}-\text{celk}})^{D_{\Delta P}}, \quad (22)$$

kde  $\dot{V}_{\text{int}-m}$  je průtok jednou trubičkou a  $\dot{V}_{\text{int}-\text{celk}}$  je celkový průtok kapaliny výměníkem.  $A_{\Delta P}$ ,  $B_{\Delta P}$ ,  $C_{\Delta P}$ ,  $D_{\Delta P}$  jsou koeficienty modelu tlakové ztráty, konstantní pro daný výměník. V případě výpočtu pro nehomogenní okrajové podmínky musí rovnice obecně platit při dosazení  $\dot{V}_{\text{int}-m}$  libovolnou trubičkou.

První člen ve vztahu (17) zastupuje třecí tlakovou ztrátu v trubičkách, která je vyjádřena jako součet dílčích třecích ztrát jednotlivých buněk. Podchycuje její ovlivnění (při neměnném vnitřním průtoku a geometrii) teplotně závislou kinematickou viskozitou proudící kapaliny. Jak kapalina ztrácí teplo, její teplota klesá a kinematická viskozita roste, což má za následek nárůst smykového napětí na stěně trubičky a zvýšení odporu proudění. Třecí ztráta v komorách zde není zvlášť modelována, její minimální vliv je obsažen v druhém členu.

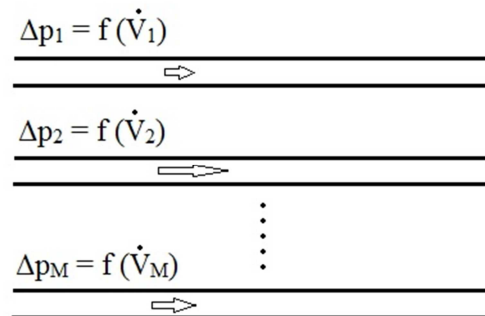
Druhý člen zastupuje zbylé ztráty mimo teplosměnnou plochu, nezávislé na její diskretizaci. Jedná se především o místní ztráty nezávislé na změně kinematické viskozity. Obecně jsou tyto ztráty závislé na rychlosti proudění (viz vztah (10)), nikoliv na průtoku. Pro nás je ale důležitý jejich součet, není potřeba znát každou složku, a je tak možné využít tento tvar s jediným parametrem – celkovým vnitřním průtokem.

### 2.3.2 Okrajové podmínky

Nutnými okrajovými podmínkami modelu je teplota kapaliny na každé vstupní stěně buňky v ose  $y$ . Teplotní rozložení je výstupem z modelu sděleného tepla. Pro tyto teploty je vždy počítána kinematická viskozita kapaliny v buňce, dosazená do vztahu (11).

### 2.3.3 Výstupy

Důležitým výstupem modelu je výsledné rozložení průtoku jednotlivými trubičkami pro rovnost tlakových ztrát. Problematika je naznačena na Obr. 13.



Obr. 13: Přerozdělení vnitřního průtoku

Musí být splněny rovnice

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \dots = \Delta p_M, \quad (23)$$

$$\sum_{i=1}^M \dot{V}_i = \dot{V}_{\text{int-celk}}, \quad (24)$$

kde jednotlivé tlakové ztráty jsou funkcí vnitřního průtoku. Rovnicí pro tlakovou ztrátu jedné trubičky je první člen ve vztahu (11), čili

$$\Delta p_m = \sum_{i=1}^N (A_{\Delta P} \cdot (\dot{V}_{\text{int}-m} \cdot \nu_{\text{int}}^i \cdot \rho_{\text{int}}^i)^{B_{\Delta P}}) \cdot dy. \quad (25)$$

Průtoky trubičkami  $\langle 1; M \rangle$ , pro které je splněna soustava rovnic (11),(12) jsou výstupem modelu tlakové ztráty.



### 2.3.4 Identifikace modelu

Koeficienty modelu tlakové ztráty  $A_{\Delta P}$ ,  $B_{\Delta P}$ ,  $C_{\Delta P}$ ,  $D_{\Delta P}$  jsou opět hledány při identifikaci pomocí naměřených dat. V programu Matlab je využito funkce `lsqnonlin`, která prohledává všechny kombinace  $\langle A_{\Delta P}, B_{\Delta P}, C_{\Delta P}, D_{\Delta P} \rangle \in \mathbb{R}$  a metodou nejmenších čtverců minimalizuje odchylku výpočtu vnitřní tlakové ztráty od experimentálně změřené pro všechny pracovní body.

Rozdělení na složky třecích a místních ztrát vypočítané modelem je vidět v Tab. 1. Výpočet byl proveden pro testovací výměník s homogenními vstupními podmínkami, v tabulce jsou pro různé kombinace průtoků uvedeny jednotlivé vypočítané složky tlakových ztrát, celková vypočítaná ztráta, experimentální ztráta a odchylka na celkové ztrátě, absolutní a v procentech.

Tab. 1: Složky vypočítané tlakové ztráty výměníku

$V_{int}$ [l/min]	$m_{ext}$ [kg/s]	$\Delta p$ - místní [Pa]	$\Delta p$ - třecí [Pa]	$\Delta p$ - celk. [Pa]	$\Delta p$ - exp. [Pa]	err. [Pa]	err. [%]
20	0.32	648	2111	2759	2980	-221	-7.4
20	1.38	648	2831	3479	3570	-91	-2.6
20	2.19	648	3112	3760	3700	60	1.6
60	0.35	8086	9172	17257	17470	-213	-1.2
60	1.36	8086	10330	18416	18160	256	1.4
60	2.19	8086	10950	19036	19190	-154	-0.8
100	0.35	26149	18560	44709	44990	-281	-0.6
100	1.35	26149	20102	46251	45820	431	0.9
100	2.17	26149	20948	47097	47310	-213	-0.5

Výsledky výpočtu naznačují, že pro menší průtoky kapaliny převládá třecí složka, ale se zvyšujícím se vnitřním průtokem začíná převládat místní ztráta. Absolutní odchylka od experimentu se pohybuje v řádu stovek Pascalů, což pro menší průtoky znamená větší relativní chybu. Ta ale může být způsobena i menší přesností při experimentálním měření. Pro naše použití je důležitá přesnost celkové vypočítané tlakové ztráty, která je pouze pro malé průtoky vody a vzduchu až 7,4 %, ale pro větší průtoky nepřesahuje 2 %, což je výborný výsledek.

### 3 Validace numerického modelu

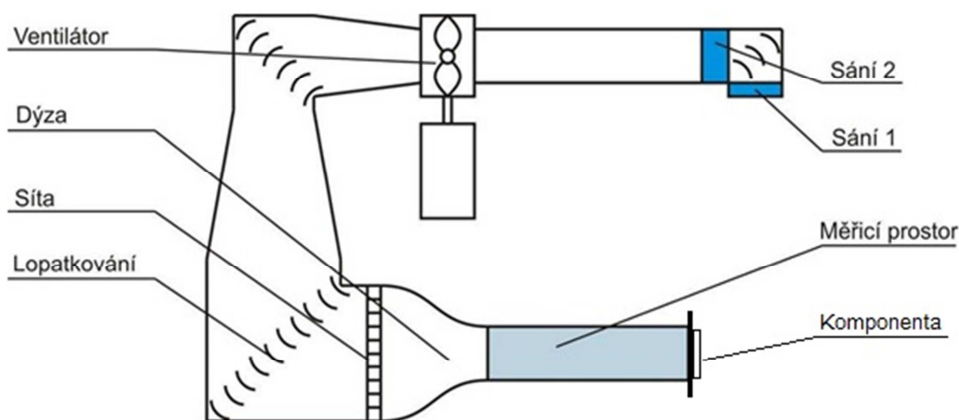
K validaci vytvořeného numerického modelu bylo nutné sestavit a provést experiment. Ten spočíval v měření tepelného výkonu testovacího výměníku (HWK-D viz Tab. 7) pro známé nehomogenní vstupní rychlostní pole na straně vzduchu. Teplotní pole zůstalo homogenní. Následně byly výsledky porovnány s hodnotami predikovanými pomocí výpočtu numerickým modelem, zjištěna nepřesnost modelu a diskutovány příčiny vzniku těchto odchylek.

#### 3.1 Popis měřících tratí

Měření výměníků bylo provedeno ve dvou aerodynamických tunelech v laboratořích Ústavu mechaniky tekutin a termodynamiky (Ú12112) ČVUT.

##### 3.1.1 Studený tunel

Na tomto tunelu bylo provedeno měření tlakové ztráty a rychlostního profilu clony. Jedná se o vyfukovaný tunel s rozměrem měřícího prostoru (0,75 x 0,55) m. Výměníky jsou uchyceny na clonu s otvorem velikosti teplosměnné plochy výměníku a tato sestava je následně přišroubována na konec měřícího prostoru a zatěsněna. Výměník při měření nemá zapojený vnitřní okruh (neprotéká jím kapalina a ani není zaplaven). O urychlování proudu vzduchu se stará ventilátor ovládaný frekvenčním měničem s nastavitelnou rychlostí od cca (0,5 ÷ 12) m/s (záleží na vnější tlakové ztrátě komponenty). V ohybech je uvnitř tunel opatřen lopatkováním a k uklidnění proudu vzduchu je za dýzou nainstalována koncová část (měřící prostor) neměnného průřezu s délkou 4089 mm. Schéma studeného tunelu je na Obr. 14.

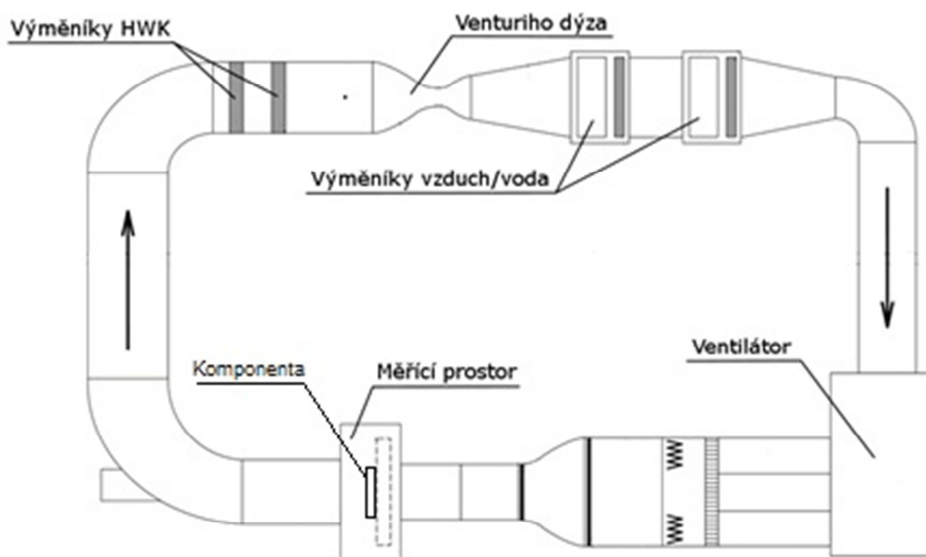


Obr. 14: Schéma studeného tunelu

Zdroj: Prezentace z měření výměníků – Ú12112, ČVUT

### 3.1.2 Teplý tunel

Na tomto tunelu byly měřeny tepelné charakteristiky výměníků a jejich vnitřní i vnější tlakové ztráty. Jedná se o cirkulační uzavřený tunel s možností regulace teploty vzduchu a přídavným nezávislým vytápěným vodním okruhem. Rozměr měřicího prostoru je také (0,75 x 0,55) m a výměníky jsou do tunelu instalovány se shodnou clonou ze studeného tunelu. Následně je na výměník zapojen vnitřní vodní okruh, ve kterém může regulovaně proudit voda nebo směs vody a ethylenglykolu a kterým můžeme přivádět až 118 kW tepla. Stejně množství tepla je možné odvádět pomocí chladičů ze vzduchu a regulovat tak jeho teplotu na vstupu na výměník. Na přívodní a odvodní hadici vodního okruhu do výměníku jsou umístěny tlaková čidla pro měření vnitřní tlakové ztráty a teploměry pro výpočet odvedeného tepelného výkonu. Součástí vodního okruhu je i průtokoměr. Před a za výměníkem na straně vzduchu jsou v tunelu odběry statického tlaku pro výpočet vnější tlakové ztráty a teploměry pro kontrolní výpočet sděleného tepla na straně vzduchu. Nákres teplého tunelu je na Obr. 15.



Obr. 15: Schéma teplého tunelu

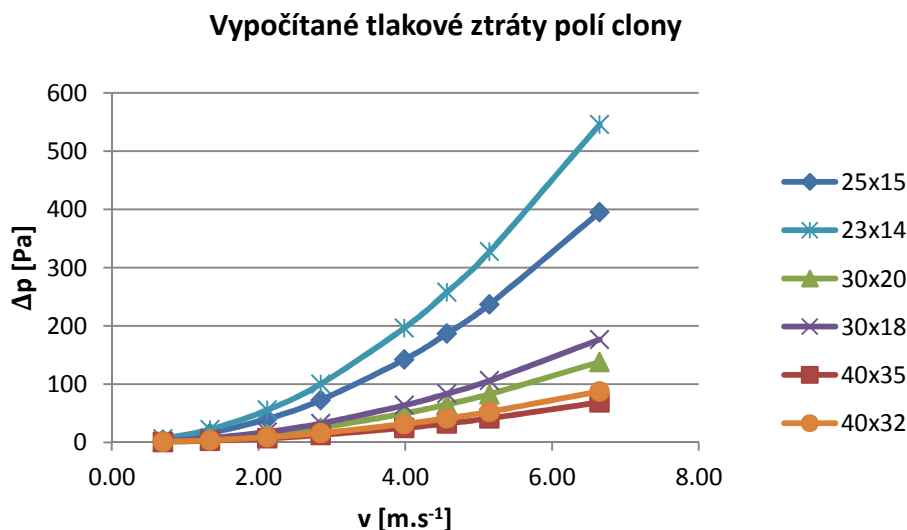
Zdroj: Prezentace z měření výměníků – Ú12112, ČVUT

### 3.2 Výroba a sestavení experimentální úlohy

Samotné provedení experimentu spočívalo v umístění clony před výměník, která obsahovala celkem 12 polí (4x3) různých tlakových ztrát. Jejich rozložení bylo navrženo tak, aby výsledný rychlostní profil zhruba odpovídal provozním podmínkám při zástavbě v automobilu, tzn. vyšší rychlosti ve spodní části a nižší v horní části teplosměnné plochy. Dosaženo toho bylo vyfrézováním různého počtu různě velkých obdélníkových otvorů do clony. Geometrie otvorů byla navržena dle vztahu pro tlakovou ztrátu <sup>[10]</sup>

$$\Delta p = \left( \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \right) \cdot \frac{1}{C^2} \cdot \left( \left( \frac{A_p}{A_f} \right)^2 - 1 \right), \quad (26)$$

kde  $C \cong 0,98$  je tabelovaný koeficient platný pro hodnoty  $t/D > 1.6$  a  $Re > 4000$ ,  $A_p$  je celková plocha desky a  $A_f$  je plocha otvorů v desce. Dle vztahu (18) byla propočítána tlaková ztráta pro rychlosti uvažované v experimentu (cca 1 m/s ÷ 6 m/s). Tlaková ztráta pro různě velké obdélníkové otvory (šířka x výška [mm]) byla vynesena do grafu (Obr. 16). Měřítkem pro návrh byla tlaková ztráta samotného výměníku, která se pro dané rozmezí rychlostí pohybovala od 50 Pa do 530 Pa.

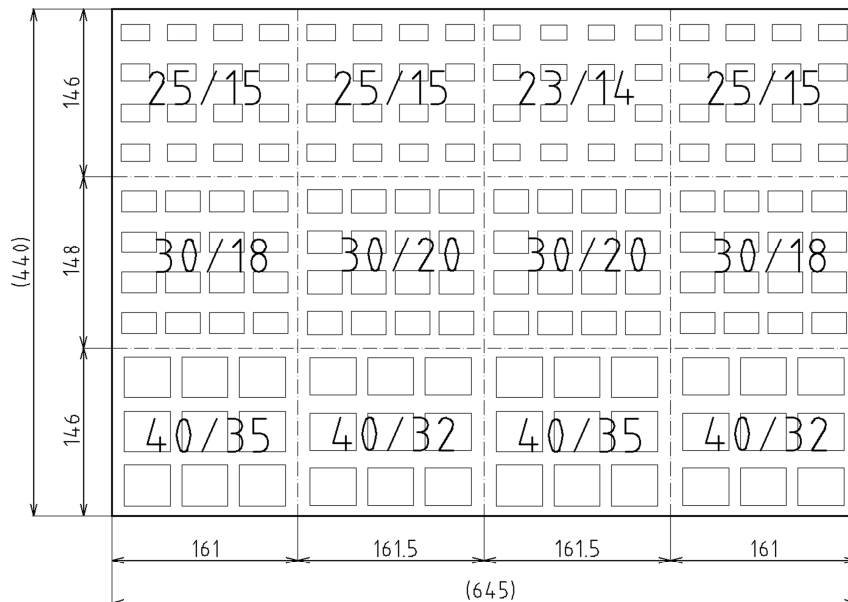


Obr. 16: Graf tlakové ztráty polí clony

Rozložení vypočítaných tlakových ztrát do jednotlivých buněk clony je naznačeno na Obr. 17. Čísla udávají velikost vyfrézovaných obdélníků (děr) - šířka x výška [mm]. Jejich počet v každém poli je patrný z obrázku a pro stejnou hustotu otvorů platí i vypočítané



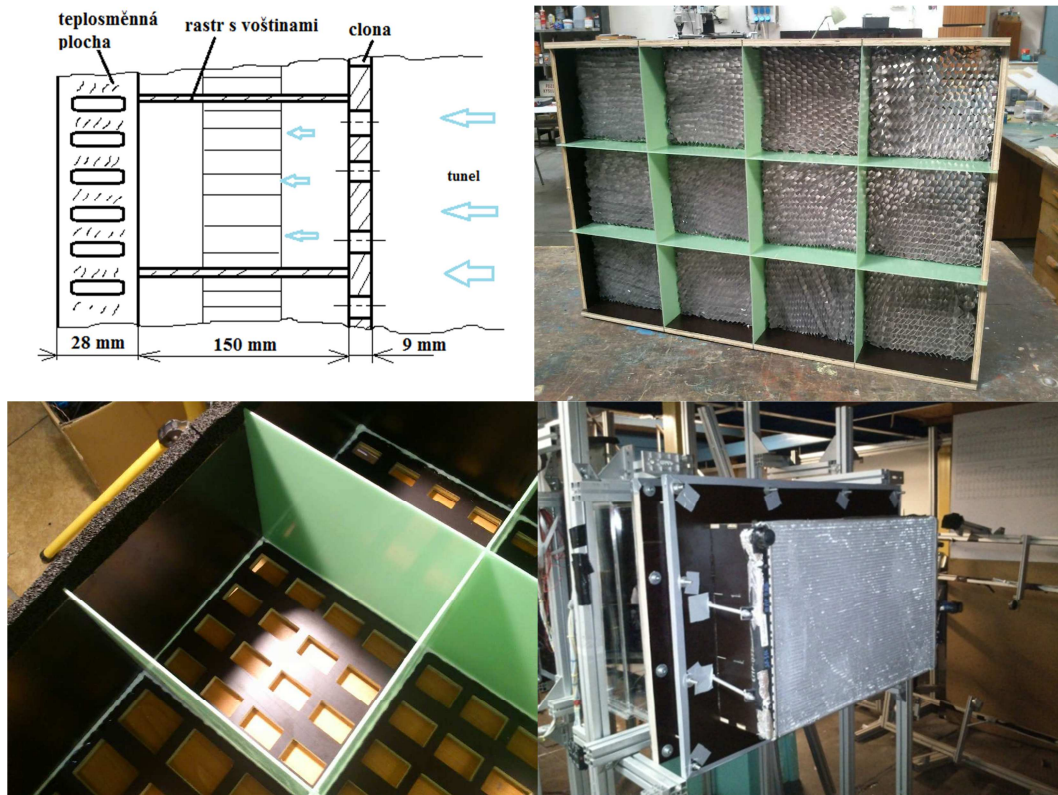
hodnoty z grafu. Celková ohraničená velikost je shodná s velikostí teplosměnné plochy výměníku.



Obr. 17: Návrh geometrie clony – pohled z tunelu

Tlakové ztráty buněk v horní řadě jsou dle návrhu přibližně 6x větší než ve spodní řadě, navíc je mírná deviace i v buňkách jednotlivých řad. Lze tedy očekávat výrazně diferencované rychlostní pole.

Mezi clonu a teplosměnnou plochu výměníku byl vložen rastr s voštinami. Díky rastru bylo zajištěno, že se rychlostní pole vytvořené clonou nerozptýlí a bude přivedeno až na teplosměnnou plochu výměníku. Voštiny byly do rastru vloženy pro částečné uklidnění proudu vzduchu. Výměník byl smontován s clonou přitažením přes rastr a zatěsněn viz Obr. 18.



Obr. 18: Příprava experimentu

### 3.3 Proměření rychlostního profilu clony

Pro následný výpočet bylo nutné proměřit rozložení rychlosti v jednotlivých buňkách, které poslouží jako okrajová podmínka pro numerický model. Pro měření rychlostního pole byla použita pětiotvorová sonda.

Rychlostní pole za teplosměnnou plochou výměníku je rozbité průchodem přes lamely a trubičky a obsahuje výrazné gradienty rychlosti. To bylo ověřeno měřením, kdy výsledky z pětiotvorové sondy vykazovaly značné odchylky i mezi 4 odběry v jedné buňce. Zároveň je ale rozložení rychlostí v buňkách při jednotlivých režimech ovlivněno tlakovou ztrátou výměníku. Bylo nutné tedy nejprve proměřit tlakovou ztrátu clony s výměníkem a následně nahradit výměník plátnem takovým, aby v měřených režimech měla sestava stejnou tlakovou ztrátu jako s původním výměníkem.

Měření bylo provedeno na studeném tunelu (viz. kapitola 3.1.1). Kompletní sestava výměníku s clonou a rastrem byla nainstalována na aerodynamický tunel (Obr. 18 – vpravo

dole) a zatěsněna. Následně byla proměřena tlaková ztráta sestavy. Měření probíhalo pro 4 rychlosti vzduchu v tunelu (3, 4, 5, 6) m/s . Výsledky jsou v Tab. 2.

Tab. 2: Tlaková ztráta clony a výměníku

$v_{\text{tunel}}$ [m/s]	$\Delta p$ [Pa]
3	273
4	438
5	680
6	955

Následovalo teplé validační měření v aerodynamickém tunelu, viz kapitola 3.3. Poté bylo na studené trati zpětně proměřeno rychlostní pole. Výměník byl z clony sejmut a místo něho nataženy 4 vrstvy jemného plátna. Plátno bylo uchyceno (přilepeno) i na hrany rastru, aby nedocházelo k přetékání vzduchu mezi jednotlivými buňkami po spuštění tunelu a napnutí plátna. První vrstva plátna byla přilepena důkladně po celé ploše hran, zbylá plátna byla přilepena v několika bodech, viz Obr. 19.



Obr. 19: Proměření rychlostního profilu clony

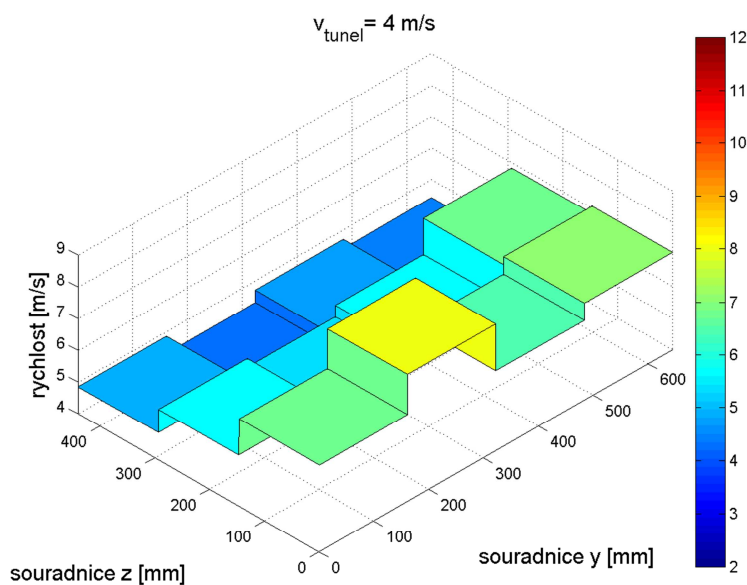
Proměření probíhalo pro stejné 4 rychlosti v tunelu. Pětivotrová sonda byla vždy umístěna do vzdálenosti 20 mm za plátno. Probíhaly celkem tři série měření, v prvních dvou měřeních byla pro všechny rychlosti změřena v každé buňce jedna rychlost. Ve třetím měření byla rychlost určována ve dvou bodech buňky. Měřící body nebyly při jednotlivých měřeních stejně umístěné, výsledné rychlostní pole je tak střední hodnotou ze 4 rychlostí z různých míst v každé buňce. Tlakové ztráty clony s plátnem pro všechna 3 měření jsou v Tab. 3.

Tab. 3: Tlaková ztráta clony s plátnem

$v_{\text{tunel}}$ [m/s]	$\Delta p_{1. \text{ mereni}}$ [Pa]	$\Delta p_{2. \text{ mereni}}$ [Pa]	$\Delta p_{3. \text{ mereni}}$ [Pa]
3	263	266	267
4	440	448	444
5	660	680	680
6	910	960	956

Sondou bylo ve svislém směru pohybováno automaticky pomocí traverzéry, ve vodorovném směru manuálně. Vždy při jedné rychlosti byl proveden odečet tlaků z jednotlivých odběrů pětiotvorové sondy a dalších veličin, jako teplota, vlhkost, atmosférický tlak. Sběr a zápis měřených dat do souboru probíhal automaticky pomocí měřicího stanoviště s ovládacím programem.

Následně bylo provedeno vyhodnocení měření. Za pomoci kalibračního souboru pro pětiotvorovou sondu byl vyhodnocen pro každý měřicí bod dynamický tlak a následně dopočítána rychlost proudu. Rychlosti náležící jedné buňce byly zprůměrovány a byla vypočtena výsledná rychlost. Příklad rychlostního pole pro 4 m/s je na Obr. 20. Ostatní výsledky měření viz Příloha 1.

Obr. 20: Rychlostní pole clony pro  $v_{\text{tunel}} = 4 \text{ m/s}$ 

Rychlostní pole má, souhlasně s návrhem clony, ve spodní části výměníku největší rychlost a směrem nahoru se rychlost zmenšuje. Hmotnostního tok přes clonu, vypočítaný

z naměřeného rychlostního pole, byl pro kontrolu porovnán s hmotnostním tokem v tunelu. Výsledky jsou v Tab. 4.

Tab. 4: Odchylka hm. toku tunel - clona

$v_{\text{tunel}}$ [m/s]	$m_{\text{ext-tunel}}$ [kg/s]	$m_{\text{ext-clona}}$ [kg/s]	<b>err</b> [%]
3	1.434	1.435	0.10
4	1.909	1.902	-0.35
5	2.390	2.508	4.93
6	2.851	2.927	2.68

Naměřené rychlostní pole při porovnání průtoků velmi dobře souhlasí s průtokem v tunelu. Pro větší rychlosti se odchylka mírně zvětšuje, ale při žádném režimu nepřesahuje 5 %.

### 3.4 Teplé měření výměníku

Po proměření tlakové ztráty bylo na sestavě clony s výměníkem provedeno měření v teplém tunelu (viz kap. 3.1.2). Za teplosměnnou plochu výměníku bylo navíc nainstalováno 12 digitálních teploměrů, za každou buňku jeden viz Obr. 21. Naměřené teplotní pole vzduchu za výměníkem bylo spolu s dalšími údaji následně porovnáváno s vypočítanými hodnotami.



Obr. 21: Teplé měření výměníku

Sestava výměníku s clonou byla namontována na aerodynamický tunel. Byla zapojena vodní část okruhu, která do výměníku přivádí horkou směs ethylenglykolu a vody. Její teplota

byla regulována, stejně jako ostatní parametry měření (teploty, průtoky), z řídicího počítače přes ovládací rozhraní programu Matlab.

Měření bylo provedeno celkem pro 9 režimů. Šlo o kombinaci tří vnitřních průtoků (30, 60, 90) l/min a tří rychlostí v tunelu (3, 4 a 5) m/s. Největší rychlosti 6 m/s nebylo možné dosáhnout vzhledem ke vzrůstající teplotě vzduchu. Výsledky z měření jsou v Tab. 5.

Tab. 5: Výsledky teplého měření

č. měření	Okrajové podmínky					Výsledky		
	$V_{\text{int}}$ [l/min]	$v_{\text{tunel}}$ [m/s]	$m_{\text{ext}}$ [kg/s]	$T_{\text{extIN}}$ [°C]	$T_{\text{intIN}}$ [°C]	$Q_{\text{int}}$ [kW]	$T_{\text{intOUT}}$ [°C]	$\Delta p_{\text{int}}$ [Pa]
1	30.0	2.98	1.465	23.49	93.92	50.00	66.99	6465
2	30.0	3.90	1.938	25.71	94.12	53.97	65.09	6620
3	30.0	5.33	2.662	29.48	93.96	56.48	63.59	6763
4	60.0	3.03	1.490	24.95	93.58	62.72	76.69	19956
5	60.0	3.96	1.956	27.61	93.45	69.21	74.82	20108
6	60.0	5.25	2.599	31.62	91.74	71.89	72.36	20251
7	90.0	3.01	1.471	25.74	93.91	68.73	81.57	41847
8	90.0	3.94	1.933	28.55	92.02	74.79	78.58	42216
9	90.0	5.21	2.552	32.73	87.09	74.06	73.75	42827

### 3.5 Porovnání experimentu s výpočtem

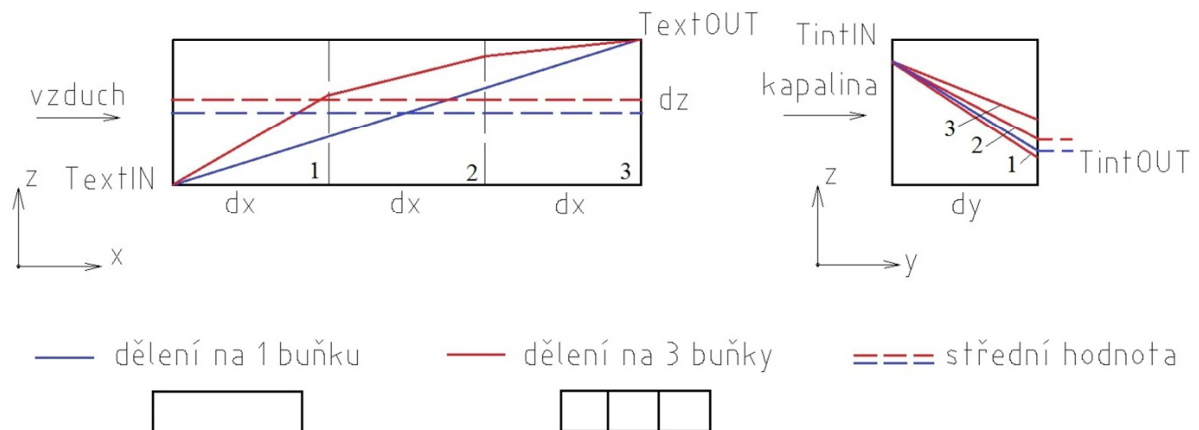
Všech 9 režimů, změřených při teplém měření, bylo vypočítáno matematickým modelem. Okrajové podmínky výpočtu byly zadány podle konkrétních naměřených hodnot v každém režimu (viz Tab. 5 – Okrajové podmínky). Rychlostní pole vzduchu bylo ve výpočtu použito ze studeného měření clony (viz kapitola 3.3) pro shodnou rychlost v tunelu a jemně korigováno na přesnou hodnotu hmotnostního toku jako v experimentu (rychlosti vynásobeny konstantou blízkou jedné).

Výpočty byly provedeny pro 2 varianty diskretizace teplosměnné plochy, aby zároveň s porovnáním výsledků vůči experimentu byla zjištěna i citlivost na velikost a počet buněk modelu. Označení dělení je  $N \times O$  – N buněk po šířce a O buněk do hloubky výměníku. Počet buněk po výšce M je dáno konstrukcí výměníku, viz kapitola 2.1. Výsledky jsou v Tab. 6. Odchyly od experimentu jsou počítány oproti výsledkům z Tab. 5.

Tab. 6: Porovnání výpočtu s experimentem pro nehomog. O.P.

č. měření	Výpočet 20x1						Výpočet 40x3					
	$Q_{int}$ [kW]	err [%]	$T_{intOUT}$ [°C]	err [%]	$\Delta p_{int}$ [Pa]	err [%]	$Q_{int}$ [kW]	err [%]	$T_{intOUT}$ [°C]	err [%]	$\Delta p_{int}$ [Pa]	err [%]
1	49.30	-1.40	66.99	0.00	6172	-4.53	49.49	-1.02	67.03	0.06	6191	-4.23
2	53.93	-0.07	64.92	-0.27	6355	-4.01	54.02	0.09	64.85	-0.37	6357	-3.98
3	56.56	0.14	63.23	-0.57	6498	-3.92	56.46	-0.04	63.11	-0.76	6484	-4.13
4	59.86	-4.57	77.09	0.52	18539	-7.10	59.93	-4.45	77.23	0.71	18569	-6.95
5	66.39	-4.07	75.51	0.93	18921	-5.90	66.45	-3.99	75.44	0.83	18911	-5.95
6	68.79	-4.31	73.06	0.97	19470	-3.86	69.17	-3.78	72.95	0.82	19471	-3.85
7	64.25	-6.52	82.25	0.84	38129	-8.88	63.96	-6.94	82.32	0.92	38126	-8.89
8	69.88	-6.57	79.43	1.09	39144	-7.28	69.96	-6.46	79.42	1.07	39135	-7.30
9	68.33	-7.74	74.72	1.32	41268	-3.64	68.86	-7.02	74.62	1.18	41210	-3.78

Z odchylek bylo možné vypočítat chování modelu. Nejprve byly porovnány rozdíly výsledků způsobené rozdílným dělením. Situace je nastíněna na Obr. 22. Pokud použijeme více buněk po šířce a hloubce výměníku, teplotní profil vzduchu prostupujícího výměníkem se přiblíží reálnému průběhu teploty a chyba oproti experimentu se zejména pro větší vnitřní průtoky zmenšuje. Chyba vnitřní tlakové ztráty zůstala pro rozdílné dělení téměř stejná.



Obr. 22: Vliv diskretizace

Dále bylo na výsledcích modelu provedeno porovnání vypočítaných hodnot  $Q_{int}$ ,  $T_{intOUT}$  a  $\Delta p_{int}$ . Odchylka výstupní teploty  $T_{intOUT}$  není pro žádný režim větší než 1,5 %. Maximální chyba na  $Q_{int}$  dosahuje pro největší vnitřní průtoky max 7 % a výsledek výpočtu systematicky podhodnocuje výsledky měření. Vzhledem k chybě experimentu, která se pohybuje okolo 5 %

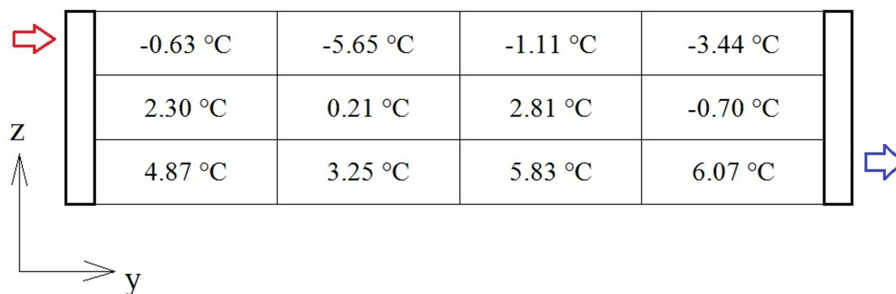
pro sdělené teplo, jsou tyto odchylky dobré. Hodnoty vnitřní tlakové ztráty vycházejí pro všechny režimy podhodnocené s maximální chybou do 9 %.

Zároveň byly porovnány výstupní teploty vzduchu. V experimentu bylo teplotní pole měřeno pomocí 12 digitálních teploměrů, které byly umístěny přibližně uprostřed každé buňky rastru. V modelu byly tyto teploty vypočítány jako střední hodnota z příslušných buněk modelu. Odchylka naměřených teplot od experimentu pro rychlost 4 m/s je na Obr. 23.



Obr. 23: Procentuální odchylka  $T_{\text{extOUT}}$  (4 m/s, 90 l/min, 40 x 3)

Rozdělení odpovídá jednotlivým buňkám při pohledu na výměník. Ve spodní části přesahuje odchylka teploty 10 %. Pro lepší představu jsou na Obr. 24 zobrazeny absolutní odchylky teploty v jednotlivých buňkách, z níž je vidět maximální odchylka cca 6 °C.



Obr. 24: Absolutní odchylka  $T_{\text{extOUT}}$  (4 m/s, 90 l/min, 40 x 3)

Tok kapaliny výměníkem probíhá při tomto pohledu zleva doprava. I malé odchylky rychlosti vzduchu se tak směrem doprava dále promítají do výpočtu (teploty kapaliny) a zesilují chybu výpočtu výstupní teploty. Důležité pro tepelný výkon výměníku je ale zejména celkový hmotnostní tok, který byl ve výpočtu korigován shodně s experimentem.

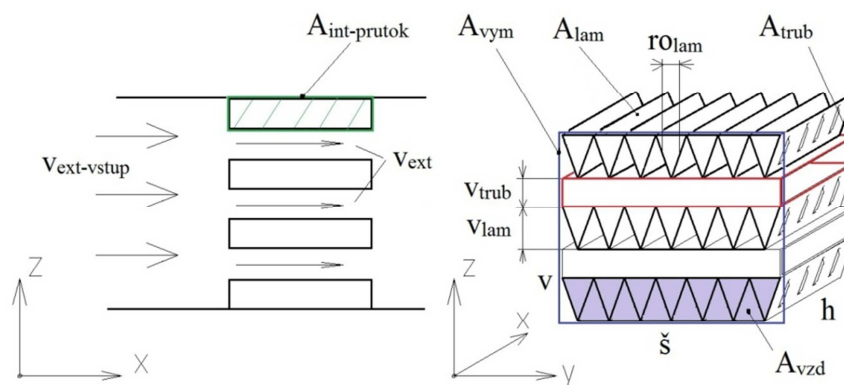


## 4 Analýza teplosměnných ploch

Měření tepelných vlastností výměníků v aerodynamickém tunelu vypadá následovně. Výměník je připevněn na clonu, ve které je otvor velikosti teplosměnné plochy a tato sestava je umístěna do měřicího prostoru a zatěsněna, aby všechen vzduch procházel pouze přes výměník. Měření probíhá pro měřicí body, definované vnitřním průtokem a rychlostí vzduchu v tunelu (max. dosažitelná rychlost je závislá na vnější tlakové ztrátě výměníku). Hmotnostní tok vzduchu přes výměník při jedné rychlosti v tunelu uvažujeme konstantní, neboť měření probíhají vždy pro stejně definované vstupní teploty médií. Vzhledem k rozdílné velikosti teplosměnných ploch jsou ale rozdílné rychlosti vzduchu vstupujícího na výměník. V závislosti na geometrii teplosměnné plochy se pak vzduch ještě urychluje při průchodu výměníkem, kde se zmenšuje průtočná plocha. Na vnitřní straně je problém obdobný, protože výměníky mají rozdílný počet trubiček různých velikostí, a rychlost kapaliny tak nezáleží pouze na průtoku, ale i na těchto rozměrech. Abychom mohli schopnost přestupu tepla různých výměníků mezi sebou porovnávat, bylo zapotřebí přepočítat průtoky na vnější i vnitřní straně na rychlosti.

Nejprve definujeme parametry, které byly při analýze použity a které vychází z naměřené geometrie každého výměníku. Bylo použito označení (dle Obr. 25)

$v_{lam}$	– výška lamel
$v_{trub}$	– výška trubičky
$r_{0lam}$	– hustota lamel (počet lamel na 1 m délky)
$\check{s}, v, h$	– rozměry teplosměnné plochy výměníku (šířka, výška, hloubka)
$n_{trub}$	– počet trubek výměníku v jednom tahu



Obr. 25: Geometrické parametry výměníku



a byly dopočítány parametry výměníku

$A_{char}$	– charakteristická plocha přestupu tepla použitá v modelu (Obr. 7)
$A_{int-prutok}$	- plocha příčného průřezu trubičkou
$A_{trub}$	– vnější plocha trubičky
$A_{lam}$	– vnější plocha 1 řady lamel
$\beta$	- kompaktnost (dle vztahu (1))
$K_{ext}$	- koeficient rychlosti vzduchu ve výměníku

jako:

$$A_{char} = \check{s} \cdot h \quad [m^2], \quad (27)$$

$$A_{int-prutok} = v_{trub} \cdot h \quad [m^2], \quad (28)$$

$$A_{trub} = 2 \cdot \check{s} \cdot (v_{trub} + h) \quad [m^2], \quad (29)$$

$$A_{lam} = 2 \cdot v_{lam} \cdot h \cdot ro_{lam} \cdot \check{s} \quad [m^2], \quad (30)$$

$$\beta = \frac{A_{trub} \cdot n_{trub} + A_{lam} \cdot (n_{trub} + 1)}{\check{s} \cdot v \cdot h} \quad [1], \quad (31)$$

$$K_{ext} = \frac{A_{vym}}{A_{vzd}} = \frac{A_{vym}}{A_{vym} - A_{mat}} \quad [1], \quad (32)$$

kde  $A_{vym}$  je velikost čelního průmětu teplosměnné plochy

$$A_{vym} = \check{s} \cdot v \quad [m^2] \quad (33)$$

a  $A_{vzd}$  je plocha, kterou z tohoto průmětu zaujímá průtočná plocha výměníku (kudy ve skutečnosti protéká vzduch)

$$A_{vzd} = A_{vym} - A_{mat} = \check{s} \cdot v - (v_{lam} \cdot h \cdot n_{trub} + v_{lam} \cdot t \cdot ro_{lam} \cdot \check{s} \cdot (n_{trub} + 1)) \quad [m^2]. \quad (34)$$

$A_{mat}$  je plocha neprůtočných částí výměníku (trubiček a lamel). Koeficient  $K_{ext}$  je tedy zrychlení proudu vzduchu způsobené zmenšením průtočného průřezu, které vychází z rovnice kontinuity.

Rychlost vzduchu uvnitř výměníku je přepočítána z rychlosti vstupující na výměník

$$v_{ext-vstup} \cdot A_{vym} = v_{ext} \cdot A_{vzd} \Rightarrow v_{ext} = v_{ext-vstup} \cdot \frac{A_{vym}}{A_{vzd}} = v_{ext-vstup} \cdot K_{ext} \quad [m/s] \quad (35)$$

a rychlost proudění uvnitř trubičky  $v_{int}$  je vyjádřena vztahem

$$v_{int} = \frac{\dot{V}_{int}}{n_{trub} \cdot A_{int-prutok}} \quad [m/s] \quad (36)$$

Pro analýzu bylo vybráno 8 výměníků z různých automobilů. Popis důležitých rozměrů a parametrů teplosměnných ploch je uveden v Tab. 7. Pro každý výměník byly matematickým modelem (po identifikaci a nalezení potřebných koeficientů  $A_Q$ ,  $B_Q$ ,  $C_Q$ ) zjištěny hodnoty součinitelů  $\alpha_{int}$  a  $\alpha_{ext}$  dle vztahů (17).

Tab. 7: Definice analyzovaných výměníků

Výměník	rozměry (ŠxVxH) [mm]	tok [-]	celk.počet trubek [-]	výška trubek [mm]	výška lamel [mm]	hustota lamel [1/m]	$\beta$ [-]	$K_{ext}$ [-]
HWK-A	355 x 347 x 27	I	44	1.5	6.2	421.05	944.77	1.251
HWK-B	649 x 333 x 24	U	38	2.6	6.0	433.84	862.67	1.441
HWK-C	649 x 333 x 24	U	38	2.2	6.0	484.26	929.73	1.354
HWK-D	645 x 440 x 28	I	57	2.1	6.4	414.94	978.64	1.394
HWK-E	649 x 453 x 27	I	58	1.7	5.7	452.49	944.04	1.295
HWK-F	650 x 409 x 27	U	52	1.7	6.3	429.18	971.04	1.293
HWK-G	648 x 400 x 27	U	51	1.6	6.1	414.94	928.21	1.272
HWK-H	650 x 452 x 35	I	74	1.4	4.6	434.78	1004.24	1.314

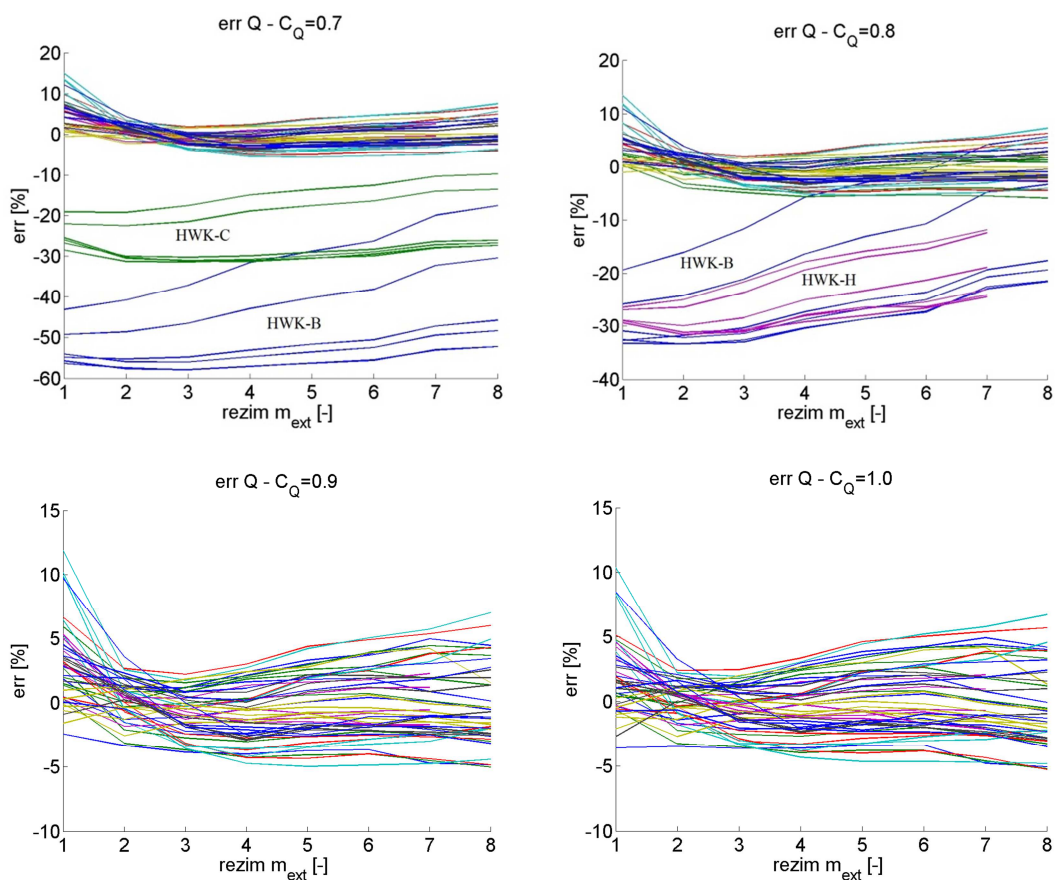
Hodnoty  $\alpha_{int}$  a  $\alpha_{ext}$  jsou při výstupu z modelu vztažené k charakteristické ploše  $A_{char}$  (viz. Obr. 7). Jejich velikost tedy neodpovídá známým velikostem součinitele přestupu tepla pro vzduch a vodu ( $\alpha_{vzduch} \sim (10^1 \div 10^2) \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ,  $\alpha_{voda} \sim (10^2 \div 10^3) \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ). Proto bylo nutné součinitele  $\alpha_{ext}$ ,  $\alpha_{int}$  přepočítat z plochy  $A_{char}$  na „skutečnou“, resp. na plochu blízkou skutečné, definovanou pomocí geometrických parametrů teplosměnné plochy, vztahy (37,38)

$$\alpha_{\text{int-nove}} = \frac{A_{\text{char}}}{A_{\text{trub}}} \cdot \alpha_{\text{int}}, \quad (37)$$

$$\alpha_{\text{ext-nove}} = \frac{A_{\text{char}}}{A_{\text{trub}} + A_{\text{lam}}} \cdot \alpha_{\text{ext}} \quad (38)$$

a následně mohly být hodnoty ze všech analyzovaných výměníků porovnávány mezi sebou, neboť velikosti součinitelů  $\alpha_{\text{ext-nove}}$ ,  $\alpha_{\text{int-nove}}$  jsou již nezávislé na ploše a mají „svůj“ rozměr  $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .

První část samotné analýzy spočívala v nalezení exponentu  $C_Q$  ze vztahu pro  $\alpha_{\text{ext}}$  (17) společného pro všechny zkoumané výměníky, protože konstrukce teplosměnných ploch je u všech výměníků podobná (ploché trubičky, mezi nimi vlnité lamely) a liší s pouze výše uvedenými parametry (Obr. 25). Pro nalezení byla porovnávána chyba na velikosti sděleného tepla u výsledků všech výměníků z identifikace modelu s jedním koeficientem  $C_Q$ , který nabýval hodnot 0.7, 0.8, 0.9, 1.0. Výsledky celkových chyb jsou vyneseny v grafech – viz Obr. 26.



Obr. 26: Odchytky modelu při změně koeficientu  $C_Q$

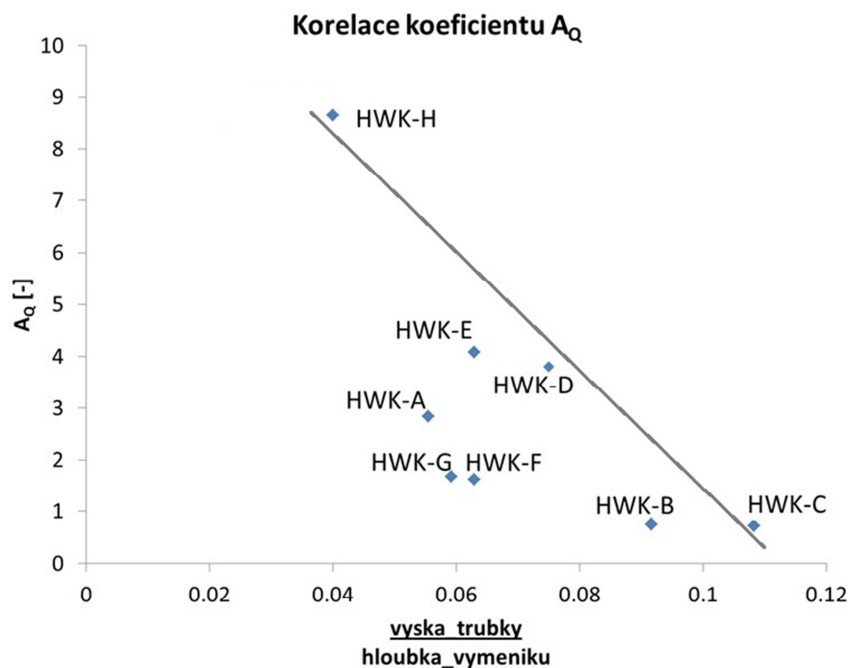
Z grafů je vidět, že pro hodnoty  $C_Q = 0.7, 0.8$  model některé výměníky nepopisuje dobře a chyba na sděleném teple přesahuje 50 %. Pro vyšší koeficienty je chyba všech výměníků vcelku dobrá, jako společný koeficient tak byl určen  $C_Q = 0.9$ .

Stejná analýza byla provedena i pro exponent u vztahu pro  $\alpha_{int}$ , který je v modelu daný hodnotou 0.8. Bylo zjištěno, že s jinými exponenty (0.7, 0.9) nedochází ke zlepšení chyby proložení a tak byla hodnota exponentu na vnitřní straně zachována 0.8.

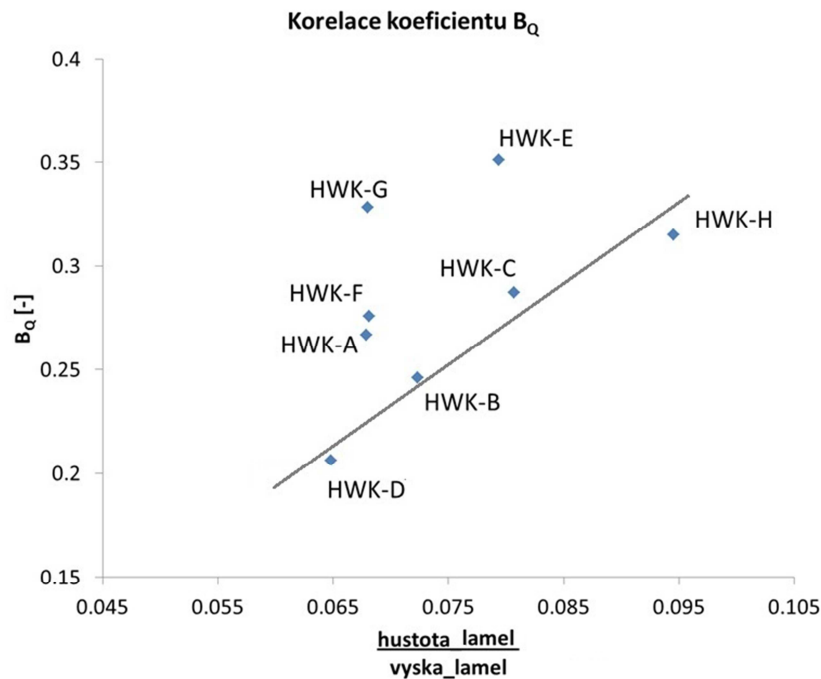
Následně byly hodnoty koeficientů  $A_Q, B_Q$  identifikované modelem pro každý výměník vyneseny do grafu. Koeficient vnitřního součinitele přestupu tepla  $A_Q$  byl vynesena v závislosti

na poměru výšky trubčky a hloubky výměníku  $\frac{v_{trub}}{h}$  (Obr. 27) a koeficient vnějšího součinitele přestupu tepla  $B_Q$  byl vynesena v závislosti na poměru hustoty voštin a výšky lamel

$\frac{\rho_{lam}}{v_{lam}}$  (Obr. 28).



Obr. 27: Korelace koeficientu  $A_Q$

Obr. 28: Korelace koeficientu  $B_Q$ 

Z grafu pro  $B_Q$  (Obr. 28) je vidět jistá závislost čtyř výměníků – B, C, D, H. Velikost přestupu tepla na vnější straně je u nich téměř lineárně závislá na poměru  $\frac{\rho_{lam}}{v_{lam}}$ . Ostatní výměníky tuto závislost ne úplně následují, což může být způsobeno mírnými odchylkami v podobnosti vnější stavby teplosměnných ploch. Korelaci z Obr. 28 můžeme vyjádřit rovnicí

$$B_Q = 3,64 \cdot \frac{rO_{lam}}{v_{lam}} - 0,02. \quad (39)$$

V grafu pro  $A_Q$  (Obr. 27) vidíme rovněž dobrou závislost alespoň tří výměníků – C, D, H. Vztah mezi přestupem tepla na vnitřní straně by se tak dal vyjádřit ve tvaru

$$A_Q = -150,58 \cdot \frac{v_{trub}}{h} + 14,78. \quad (1)$$



Použití těchto korelací je však podmíněno zmíněnou podobností vnitřní resp. vnější geometrie. I drobné, v této analýze zanedbané, odchylky mohou zapříčinit neshodu, kterou můžeme pozorovat u některých analyzovaných výměníků.

K získání údajů, potřebných pro provedení podrobnější analýzy, by bylo zapotřebí podrobnějšího proměření geometrií teplosměnných ploch. To by ovšem zahrnovalo, pro proměření vnitřní geometrie, rozebrání a zničení výměníku, jehož cena není zanedbatelná. Tato analýza byla zaměřena na snadno změřitelné údaje, s jejichž pomocí by bylo možné odhadnout výkon neznámých výměníků pouze na základě podobnosti teplosměnných ploch.



## Závěr

Byl vytvořen univerzální matematický model výměníku, který obsahuje několik proměnných konstant charakterizující konkrétní výměník. Jejich nalezení – identifikace modelu – spočívá v porovnávání s výsledky z experimentálního měření s homogenními vstupními podmínkami. Následně model umožňuje nasimulovat libovolný pracovní bod a vypočítat tepelné vlastnosti pro libovolné vstupní podmínky. Je tak možné extrapolovat i mimo pracovní body změřené v experimentu. Součástí simulace je zohlednění jevu, kdy při nerovnoměrném odvodu tepla z teplosměnné plochy dochází k lokálním změnám vnitřní tlakové ztráty a k nerovnoměrnému rozdělení průtoku trubičkami výměníku. Přesnost modelu byla ověřena validací, kde byly porovnávány výsledky z experimentálního měření s nehomogenními vstupními podmínkami a výsledky z výpočtu pro shodné vstupní podmínky. Na velikosti sděleného tepla vyšla chyba pro nejvyšší vnitřní průtoky  $\sim 7\%$ , se snižováním průtoku pak byla přesnost lepší. Odchylka vnitřní tlakové ztráty se pohybovala od  $4\%$  do  $9\%$ , opět vyšší pro větší vnitřní průtok. Vzhledem k přesnosti experimentu ( $5\%$  na sděleném teple,  $3\%$  na vnitřní tlakové ztrátě) jsou tyto výsledky v očekávatelné toleranci.

V druhé části práce byla provedena analýza teplosměnných ploch několika různých automobilových výměníků. Byly určeny korelace, které dávají do souvislosti velikosti součinitelů přestupu tepla a geometrické parametry teplosměnných ploch. Při porovnání na vnější straně (vzduchu) se podařilo nalézt několik výměníků, u kterých vnější součinitel přestupu tepla téměř lineárně závisí na poměru hustoty lamel a jejich výšky. Důvod odchylky některých výměníků od této závislosti může být v mírně odlišné geometrii, stavbě či materiálech teplosměnných ploch. K nalezení přesnější závislosti, která by zahrnovala všechny tyto výměníky, by bylo zapotřebí provést mnohem hlubší analýzu se zahrnutím většího počtu parametrů. Hlavním cílem této analýzy však bylo vycházet z parametrů, které je možné lehce a nedestructivně změřit využití nalezených korelací pak spočívá především v možnosti provedení odhadu tepelných vlastností neznámých (nezměřených) výměníků pouze při znalosti geometrie teplosměnné plochy.





## Seznam obrázků

Obr. 1: Konstrukce křížoproudého výměníku.....	12
Obr. 2: Schéma průtoku výměníkem .....	12
Obr. 3: Turbulátor hiTRAN .....	13
Obr. 4: Entalpická bilance výměníku.....	15
Obr. 5: Protiproudý výměník .....	15
Obr. 6: Korekční faktory pro křížoproudý výměník s nemísenými toky <sup>[8]</sup> .....	16
Obr. 7: Diskretizace teplosměnné plochy .....	18
Obr. 8: Úprava modelové teplosměnné plochy pro $S=2$ .....	19
Obr. 9: Prostup tepla stěnou výměníku .....	20
Obr. 10: Aplikace okrajových podmínek .....	23
Obr. 11: Odchylka modelu od experimentu – $Q_{int}$ .....	24
Obr. 12: Tlakové ztráty výměníku .....	25
Obr. 13: Přerozdělení vnitřního průtoku .....	27
Obr. 14: Schéma studeného tunelu.....	29
Obr. 15: Schéma teplého tunelu .....	30
Obr. 16: Graf tlakové ztráty polí clony .....	31
Obr. 17: Návrh geometrie clony – pohled z tunelu.....	32
Obr. 18: Příprava experimentu.....	33
Obr. 19: Proměření rychlostního profilu clony .....	34
Obr. 20: Rychlostní pole clony pro $v_{tunnel} = 4$ m/s.....	35
Obr. 21: Teplé měření výměníku .....	36
Obr. 22: Vliv diskretizace .....	38
Obr. 23: Procentuální odchylka $T_{extOUT}$ (4 m/s, 90 l/min, 40 x 3) .....	39
Obr. 24: Absolutní odchylka $T_{extOUT}$ (4 m/s, 90 l/min, 40 x 3) .....	39
Obr. 25: Geometrické parametry výměníku.....	40
Obr. 26: Odchyly modelu při změně koeficientu $C_Q$ .....	43
Obr. 27: Korelace koeficientu $A_Q$ .....	44
Obr. 28: Korelace koeficientu $B_Q$ .....	45



## Seznam tabulek

Tab. 1: Složky vypočítané tlakové ztráty výměníku.....	28
Tab. 2: Tlaková ztráta clony a výměníku.....	34
Tab. 3: Tlaková ztráta clony s plátnem .....	35
Tab. 4: Odchylka hm. toku tunel - clona.....	36
Tab. 5: Výsledky teplého měření .....	37
Tab. 6: Porovnání výpočtu s experimentem pro nehomog. O.P. ....	38
Tab. 7: Definice analyzovaných výměníků.....	42

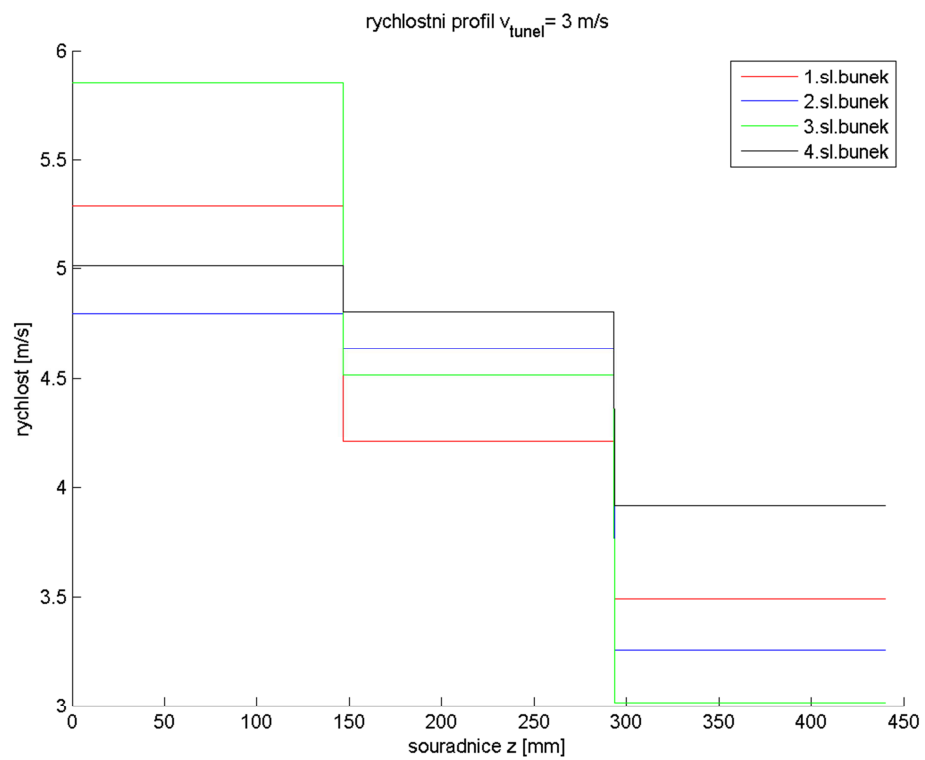
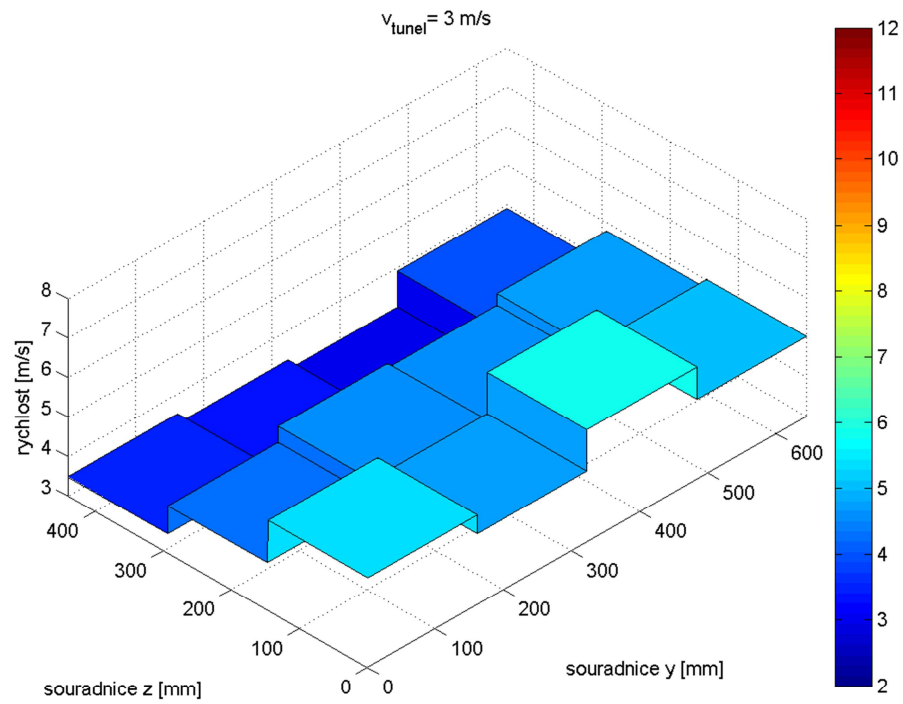


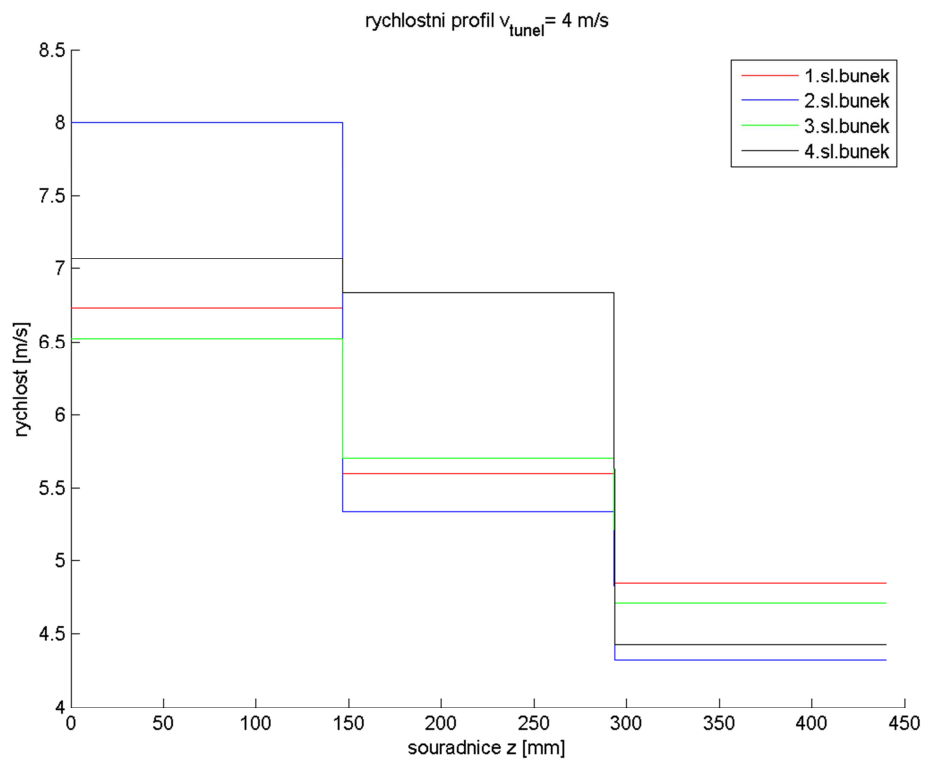
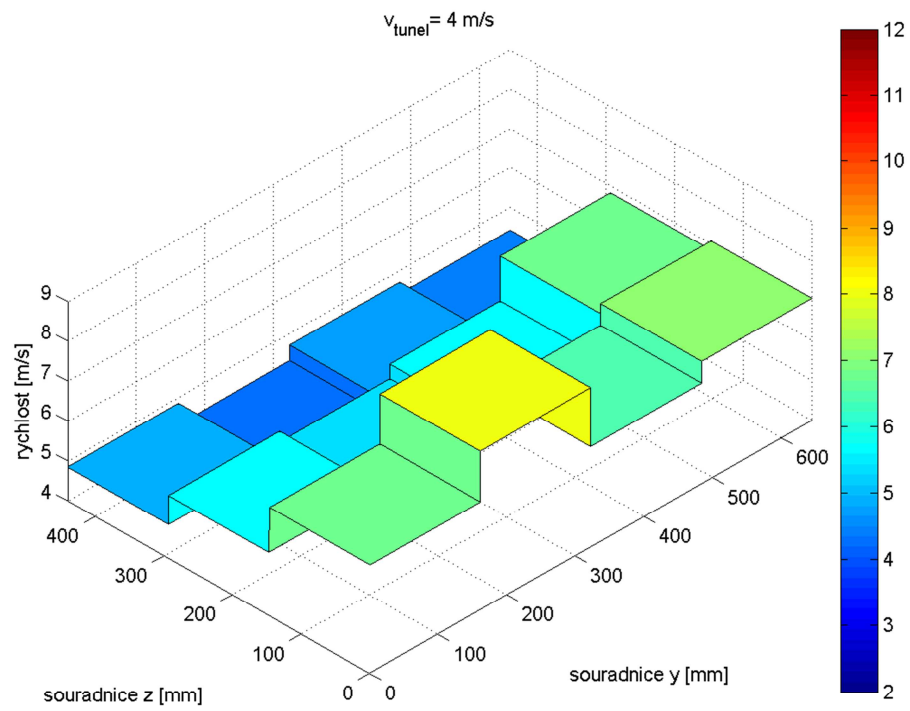
## **Přílohy**

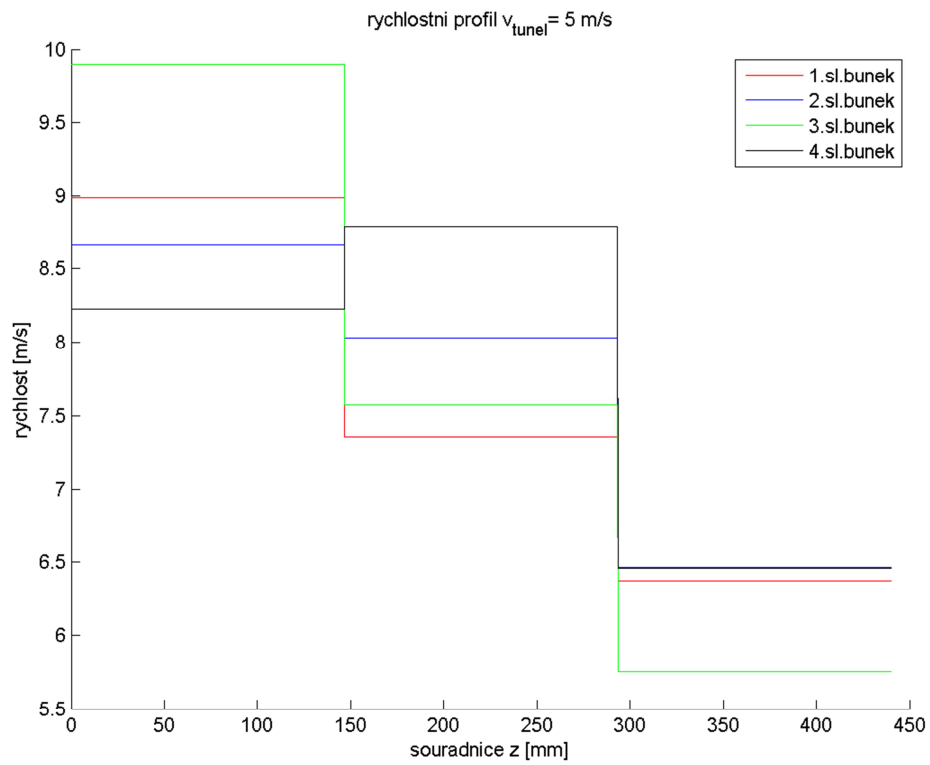
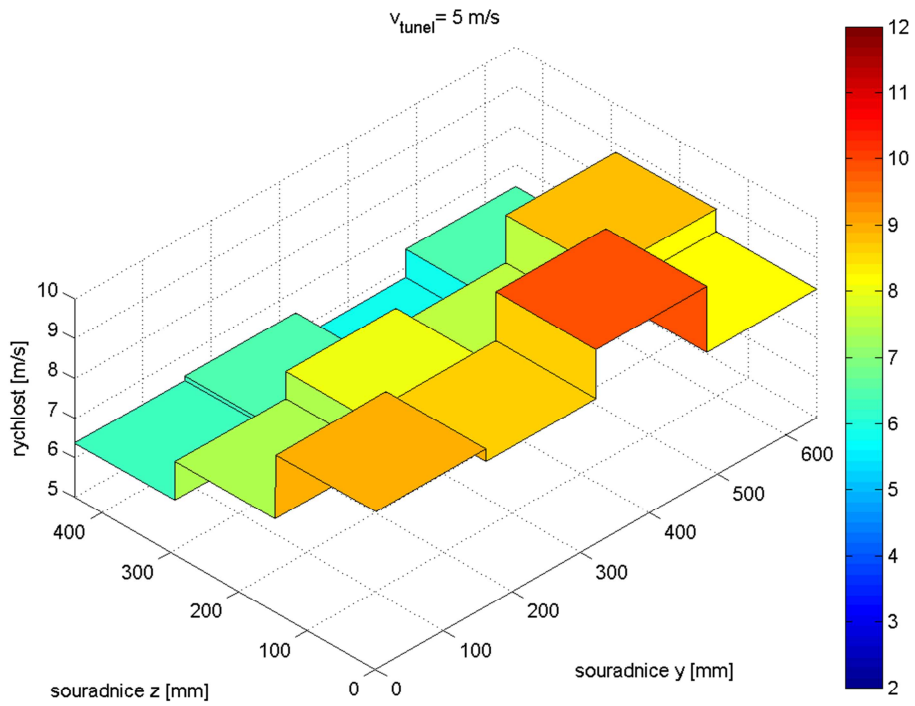
Příloha 1.: Rychlostní pole clony pro různé rychlosti v tunelu.....	51
---	----

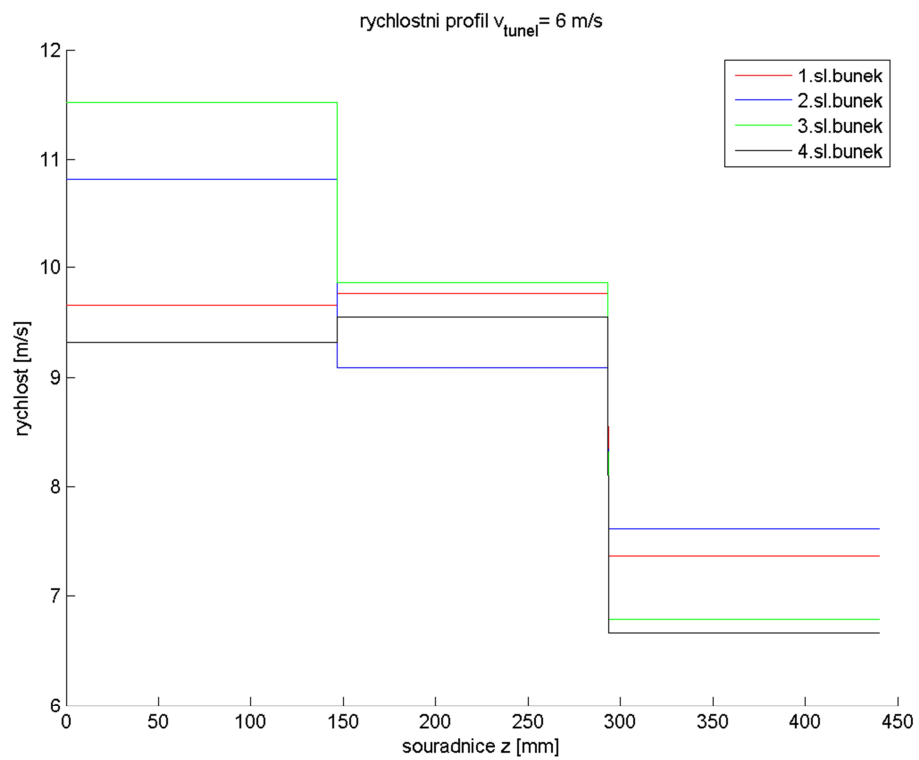
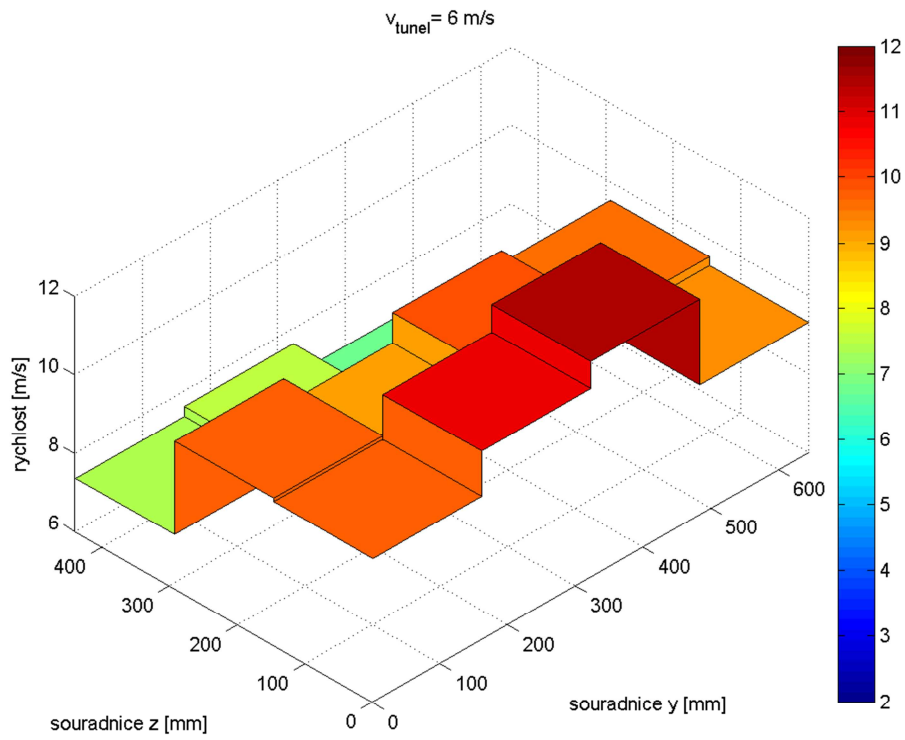


Příloha 1.: Rychlostní pole clony pro různé rychlosti v tunelu











## Seznam literatury

- [1] **Miller, D. S.** *Internal Flow Systems*. 2. Bedford : Miller Innovations, 2012.  
ISBN 978-095-6200-204.
- [2] **Nožička, J.** *Sdílení tepla*. Praha : ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01599-8.
- [3] **Dvořák, Z.** *Sdílení tepla a výměníky*. Praha : ČVUT, 1992. ISBN 80-01-00830-4.
- [4] **Šorin, S.N.** *Sdílení tepla*. Praha : SNTL, 1968.
- [5] **Kutateladze, S.S., Borišanskij, V.M.** *Příručka sdílení tepla*. Praha : SNTL, 1962.
- [6] **Massey, B. a Ward-Smith, A.** *Mechanics of fluids*. New York : Spon Press, 2012.  
ISBN 978-0-415-60260-0.
- [7] **Shah, R. K. a Sekulić, D. P.** *Fundamentals of heat exchanger design*. New York :  
John Wiley, 2003. ISBN 04-713-2171-0.
- [8] **Lienhard, J. H.** *A heat transfer textbook*. Englewood Cliffs, N.J. : Prentice-Hall,  
1981. ISBN 0133851125.
- [9] **Taler, D.** *Experimental determination of correlations for mean heat transfer  
coefficients in plate fin and tube heat exchangers*. Krakov, Polsko, 2012.
- [10] Fluent 6.3 - User manual (kapitola 6.2.3.6.9.).  
[http://www.arc.vt.edu/ansys\\_help/flu\\_ug/flu\\_ug\\_sec\\_bc\\_porous\\_media.html#x1-3850008.28](http://www.arc.vt.edu/ansys_help/flu_ug/flu_ug_sec_bc_porous_media.html#x1-3850008.28). [Online]