

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Studijní program N2301 – Strojní inženýrství

Aplikovaná mechanika

Zaměření mechanika tekutin a termodynamika

Katedra energetických zařízení

Trubkové výměníky tepla voda-vzduch

Tube heat exchangers water-air

Bc. Petr Jonáš

KEZ DP - 168

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Václav Dvořák, Ph.D.

Konzultant diplomové práce: Doc. Ing. Tomáš Vít, Ph.D.

Rozsah práce a příloh:

Počet stran:	89
Počet tabulek:	18
Počet příloh:	0
Počet obrázků:	78

Datum: 25.5.2012



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení

Bc. Petr J O N Á Š

Studijní program

magisterský- N 2301 strojní inženýrství

Obor

3901T003 Aplikovaná mechanika

Zaměření

Mechanika tekutin a termodynamika

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

Trubkové výměníky tepla voda-vzduch

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Proměřte teplotní a rychlostní pole v křížovém výměníku s žebrovanými trubkami voda-vzduch. Měření proveďte na obou stranách výměníku, tj. na straně vzduchu i na straně vody. Měření proveďte při různých režimech, tj. při různých průtočných množstvích a při různých teplotách.
2. Proveďte numerický výpočet tohoto výměníku. Porovnejte výsledky pro různě definované okrajové podmínky a pro jednotlivá zjednodušení. Pokuste se s co nejjednodušším modelem dosáhnout co nejpřesnějšího řešení. Numerické výpočty proveďte s několika modely turbulence.
3. Proveďte analytický výpočet tohoto výměníku, výsledky porovnejte s měřeními a s numerickými výpočty.
4. Proveďte rozbor získaných výsledků, vypočítejte účinnost výměníku.
5. Formulujte následující závěry: Vhodnost použitých experimentálních a numerických metod. Dosažené výsledky.



Forma zpracování diplomové práce:

- původní zpráva: 40 stran
- grafické práce: 20 stran

Seznam literatury odborné doporučené literatury:

- [1] Chyský J., Hemzal K. a kol.: Větrání a klimatizace, 3. vydání, Česká matice technická, Technický průvodce, svazek 31, Praha 1993. ISBN 80-901574-0-8.
- [2] Micheljev M. A.: Základy sdílení tepla. Knižnice energetického průmyslu svazek 9, Průmyslové vydavatelství, Praha 1952.

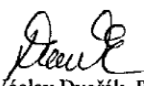
Vedoucí diplomové práce:

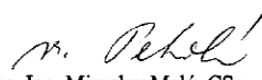
Doc. Ing. Václav Dvořák, Ph.D.

Konzultant diplomové práce:

Doc. Ing. Tomáš Vít, Ph.D.




Doc. Ing. Václav Dvořák, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
děkan FS

V Liberci dne 21.3. 2012

Platnost zadání diplomové práce je 15 měsíců od výše uvedeného data. Termíny odevzdání diplomové práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

ANOTACE

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra energetických zařízení

Studijní program:	N2301 – Strojní inženýrství
Diplomant:	Bc. Petr Jonáš
Téma práce:	Trubkové výměníky tepla voda-vzduch Tube heat exchangers water-air
Číslo DP:	KEZ DP - 168
Vedoucí DP:	Doc. Ing. Václav Dvořák, Ph.D.
Konzultant:	Doc. Ing. Tomáš Vít, Ph.D.

Abstrakt:

V této práci byly zjišťovány možnosti využití metod CFD při návrhu tepelných výměníků. Byl vytvořen detailní model svazku žebrovaných trubek tepelného výměníku, na nějž se aplikoval numerický výpočet. Geometrie detailního modelu byla postupně zjednodušována a výsledky jednotlivých numerických výpočtů byly porovnávány s hodnotami zjištěnými u detailního modelu. Poté se provedl analytický výpočet a experimentální měření pro ověření hodnot získaných numerickým výpočtem. Na závěr se vyhodnotily výsledky získané analyticky, experimentálně a s využitím CFD metod.

Abstract

The main point of this thesis was to investigate possibilities of using CFD methods for design of heat exchangers. Detail model of finned tubes bank was made and the numerical simulation was applied to it. Geometry of detail model was gradually simplified and results of each numerical simulation were compared with detail model. Analytical calculations and experimental measurement were performed to prove results acquired by numerical simulation. Evaluation of results acquired analytically, experimentally and with use of CFD methods was made in conclusion.

Místopřísežné prohlášení:

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci, 25.května 2012

.....
Bc. Petr Jonáš
Dělnická 456
533 01 Pardubice

Poděkování

Chtěl bych na tomto místě poděkovat doc. Ing. Václavu Dvořákovi, Ph.D. Za odborné vedení při zpracování předkládané diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat firmě Strojon s.r.o. Pardubice za pomoc při zhotovení experimentálního modelu.

Také bych chtěl poděkovat své rodině za jejich podporu a pomoc při mém studiu.

OBSAH

SEZNAM SYMBOLŮ	8
ÚVOD	13
1 TEORETICKÁ ČÁST	14
1.1 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY	14
1.2 VÝPOČETNÍ SÍŤ	15
1.3 NUMERICKÝ VÝPOČET	17
1.3.1 Základní rovnice	17
1.3.1.1 RANS modely	18
1.3.1.2 RNG k-ε model	19
2 VÝPOČETNÍ ČÁST	20
2.1 DETAILNÍ MODEL	20
2.1.1 Geometrie detailního modelu	21
2.1.1.1 Zjednodušení	21
2.1.1.2 Základní element modelu	21
2.1.1.3 Výsledný detailní model	22
2.1.1.4 Model 1	23
2.1.1.5 Model 2	23
2.1.2 Analytický výpočet detailního modelu	24
2.1.3 Numerický výpočet detailního modelu	30
2.1.3.1 Nastavení výpočtu	30
2.1.3.2 Model 1	30
2.1.3.3 Model 2	35
2.1.3.4 Vyhodnocení výsledků	38
2.1.4 Diskuze výsledků	39
2.2 ÚPRAVA MODELU	39
2.2.1 Nahrazení geometrie žebra plochou o stejných rozměrech	39
2.2.1.1 Vyhodnocení výsledků	46
2.2.2 Nahrazení žebra funkcí porous jump	50
2.2.2.1 Vyhodnocení výsledků	53
2.2.3 Nahrazení žebra funkcí porous medium	53
2.2.3.1 Vyhodnocení výsledků	57
2.2.4 Nahrazení objemu žebrované části výměníku funkcí porous medium	57
2.2.4.1 Vyhodnocení výsledků	59
2.2.5 Nahrazení jádra výměníku funkcí heat exchanger	60
2.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČETNÍ ČÁSTI	66
3 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ	68
3.1 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ	69
3.1.1 Měření parametrů vzduchu	69
3.1.1.1 Tlaková ztráta	69
3.1.1.2 Teplota vzduchu	70
3.1.1.3 Průtočné množství vzduchu	71
3.1.1.4 Rychlost proudění vzduchu	72
3.1.1.5 Tepelný výkon vzduchu	72
3.1.2 Měření parametrů vody	73
3.1.2.1 Teplota vody	73
3.1.2.2 Průtočné množství vody	74
3.1.2.3 Tepelný výkon vody	74
3.1.3 Energetická bilance	75
3.1.4 Vyhodnocení výsledků	78
3.2 NUMERICKÝ VÝPOČET	78
3.3 ANALYTICKÝ VÝPOČET	82
3.4 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ	83
ZÁVĚR	85
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	87

Seznam symbolů

symbol	Charakteristika	jednotka
a	výška řezu výpočetním modelem	[m]
b	šířka řezu výpočetním modelem	[m]
C	Konstanta	[1]
$C_{1\varepsilon}$	Konstanta	[1]
C_2	koeficient tlakového spádu	[m ⁻¹]
$C_{2\varepsilon}$	Konstanta	[1]
$C_{2\varepsilon}^*$	Koeficient	[1]
C_c	tepelná kapacity chladnějšího média	[J.K ⁻¹]
C_h	tepelná kapacita teplejšího média	[J.K ⁻¹]
C_{max}	tepelná kapacity vody	[J.K ⁻¹]
C_{min}	tepelná kapacita vzduchu	[J.K ⁻¹]
c_p	měrná tepelná kapacita vzduchu	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
c_{voda}	měrná tepelná kapacita vody	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
C_μ	konstanta	[1]
C^*	poměr C_{min} a C_{max}	[1]
d_a	průměr paty žebra	[m]
D_{cl}	průměr clony	[m]
d_e	ekvivalentní průměr	[m]
D_h	charakteristický rozměr	[m]
d_h	charakteristický rozměr horizontální stěna	[m]
d_i	vnitřní průměr trubky	[m]
d_s	charakteristický rozměr svislá stěna	[m]
d_u	charakteristický rozměr pro jednotlivá nastavení	[m]
D_z	vnější průměr žebra	[m]
E	celková energie	[J]
F	korelační koeficient	[1]
f	koeficient tlakové ztráty	[1]
f_c	koeficient tření jádra výměníku	[1]
F_i	vnější síly	[N]
f_{fe}	faktor usazování nečistot na vnější straně žebrovky	[m ² .K.W ⁻¹]
g	šířka porézního objemu	[m]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
Gr	Grashoffovo číslo	[1]

symbol	charakteristika	jednotka
h	délka porézního objemu	[m]
h	měrná entalpie	[J.kg ⁻¹]
J	difuzní tok	[kg.m ⁻² .s ⁻¹]
k	počet trubek	[1]
k	součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
k	turbulentní kinetická energie	[m ² .s ⁻²]
k_{eff}	efektivní tepelná vodivost	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
K_e	koeficient výstupní ztráty	[1]
K_c	koeficient vstupní ztráty	[1]
L	délka jádra výměníku ve směru proudění	[m]
L	velikost sloupce kapaliny	[m]
m	hmotnostní tok	[kg.s ⁻¹]
m_{cl}	konstanta	[1]
m_{voda}	hmotnost vody	[kg]
m_{voda}	hmotnostní tok vody	[kg.s ⁻¹]
m	počet žebrovek v řezu výpočetním modelem	[1]
n	tloušťka porózní vrstvy	[m]
n	počet žeber na jedné žebrovice	[1]
n	konstanta	[1]
N	počet měření	[1]
NTU	jednotka přenosu tepla	[1]
Nu	Nusseltovo číslo	[1]
n_z	počet žeber	[1]
P	teplotní účinnost	[1]
p	tlak	[Pa]
p	časově středovaná hodnota tlaku	[Pa]
Δp	tlaková ztráta	[Pa]
Δp_{cl}	naměřený rozdíl tlaků na cloně	[Pa]
p_d	dynamický tlak	[Pa]
Pr	Prandtlovo číslo	[1]
$\Delta p_{setrvačné}$	tlaková ztráta způsobená setrvačnými silami	[Pa]
$\Delta p_{viskózní}$	tlaková ztráta způsobená viskózními silami	[Pa]
Q	tepelný výkon	[W]
Q_{hor1}	tepelná ztráta z horizontální stěny vstupní komory	[W]
Q_{hor2}	tepelná ztráta z horizontální stěny výstupní komory	[W]

symbol	charakteristika	jednotka
$Q_{naměřené}$	naměřený tepelný výkon na straně vody zahrnující tepelné ztráty na vstupní a výstupní komoře	[W]
Q_{p1}	celková velikost tepelné ztráty přestupem tepla u vstupní komory	[W]
Q_{p2}	celková velikost tepelné ztráty přestupem tepla u výstupní komory	[W]
Q_{voda}	tepelný výkon vody	[W]
Q_{vzduch}	tepelný výkon vzduchu	[W]
Q_s	tepelná ztráta sáláním	[W]
Q_{s1}	tepelná ztráta sáláním na vstupní komoře	[W]
Q_{s2}	tepelná ztráta sáláním na výstupní komoře	[W]
$Q_{sálání}$	celková tepelná ztráta sáláním	[W]
$Q_{svislá1}$	tepelná ztráta přirozenou konvekcí ze svislých stěn vstupní komory	[W]
$Q_{svislá2}$	tepelná ztráta přirozenou konvekcí ze svislých stěn výstupní komory	[W]
Q_z	celková tepelná ztráta ze vstupní a výstupní komory	[W]
R	poměr tepelných kapacit	[1]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
Re_{min}	minimální hodnota Reynoldsova čísla	[1]
S	tenzor rychlosti deformace	[s ⁻¹]
s	sklopení manometru	[1]
s_1, s_2, s_3	rozteče trubek	[m]
S_a	celková plocha žebrovek	[m ²]
S'_{a1}	povrch elementu žebrovky obsahujícího jedno žebro	[m ²]
S_{celk}	celková plocha řezu	[m ²]
$S_{další}$	zahrnutí minoritních vlivů při výpočtu nejistoty měření	[1]
S_h	tepelné zdroje	[J]
S_i	plocha na vnitřní straně trubky	[m ²]
S_K	povrch komory	[m ²]
S_{ptr}	plocha řezu žebrovkami	[m ²]
$S_{průt}$	průtočná plocha vzduchu v řezu kolmém na směr proudění jdoucím středem žebrovek	[m ²]
S_s	plocha svislých stěn komor	[m ²]
S_{tr}	celkový povrch trubky	[m ²]
S'_{tr1}	součet povrchu jednoho žebra a vnějšího pláště trubky elementu	[m ²]
S_x	výběrová směrodatná odchylka jednotlivých měřených parametrů	[1]
S_z	celkový povrch žeber	[m ²]
s_z	rozteč dvou žeber	[m]

symbol	charakteristika	jednotka
S'_{z1}	povrch jednoho žebra	[m ²]
T	termodynamická teplota	[K]
t	čas	[s]
t''_1, t	výstupní teplota vzduchu	[°C]
t'_1	teplota vzduchu na vstupu do svazku	[°C]
t'_2	teplota vody	[°C]
T_A	termodynamická teplota okolí	[K]
t_A	teplota vzduchu v řezu A	[°C]
t_B	teplota vzduchu v řezu B	[°C]
T_K	termodynamická teplota povrchu komory	[K]
Δt_{cf}	logaritmický teplotní spád	[K]
Δt_{ln}	střední logaritmický teplotní spád	[K]
t_u	střední teplota	[°C]
ΔT_{voda}	rozdíl vstupní a výstupní teploty vody	[°C]
ΔT_{vzduch}	rozdíl vstupní a výstupní teploty vzduchu	[°C]
u	vektor rychlosti	[m.s ⁻¹]
u_i, u_j	složky rychlosti	[m.s ⁻¹]
u_i, u_j	časově středované složky rychlosti	[m.s ⁻¹]
v_e	měrný objem na výstupu	[m ³ .kg ⁻¹]
v_i	měrný objem na vstupu	[m ³ .kg ⁻¹]
v_m	střední měrný objem	[m ³ .kg ⁻¹]
x	třecí koeficient	[1]
X	poměr s_2 ku D_z	[1]
$\bar{x}$	průměrná hodnota	
x_i, x_j	souřadnice	
x_k	hodnota jednotlivých měření	
y	třecí exponent	[1]
α	součinitel přestupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
α	střední zdánlivý součinitel přestupu tepla vztažený na celkovou přestupní plochu	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
α_{cl}	konstanta	[1]
α_e	úhel rovnoúhlé plochy nebo elementu	[°]
α_p	Face permeability	[m ²]
α_{max}	maximální úhel svíraný stranami elementu sítě	[°]
α_{min}	minimální úhel svíraný stranami elementu sítě	[°]

symbol	charakteristika	jednotka
α_{skut}	upravený součinitel přestupu tepla	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$
α_{tr}	součinitel přestupu tepla pro proudění v trubce	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$
β	koeficient	[1]
β	součinitel teplotní roztažnosti	$[\text{K}^{-1}]$
ε	emisivita povrchu komor	[1]
ε	rychlost disipace	$[\text{m}^2.\text{s}^{-3}]$
ε	účinnost výměníku	[1]
ε_{cl}	konstanta	[1]
ζ	součinitel tlakových ztrát	[1]
η	dynamická viskozita	$[\text{Pa.s}]$
η_0	konstanta	[1]
η_z	účinnost žebra	[1]
λ	součinitel tepelné vodivosti vzduchu	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
λ_{tr}	součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
λ_z	součinitel tepelné vodivosti materiálu žebra	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
ν	kinematická viskozita	$[\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$
ν_{eff}	efektivní turbulentní viskozita	$[\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$
ν_{voda}	kinematická viskozita vody	$[\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$
ν_t	turbulentní viskozita	$[\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$
ρ	měrná hmotnost	$[\text{kg.m}^{-3}]$
σ	Stefan-Boltzmannova konstanta	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}]$
σ	poměr řezu minimální průtočné plochy ku celkovému řezu výměníkem	[1]
σ_k	konstanta	[1]
σ_z	tloušťka žebra	[m]
σ_ε	konstanta	[1]
τ	smykové napětí na jednotku plochy	$[\text{Pa.m}^{-2}]$
τ_{eff}	tenzor napětí	[Pa]
$\tau_{jádro}$	smykové napětí na žebrovkách	[Pa]
φ	obecná časově středovaná veličina	
ϕ	koeficient	[1]
ω	rychlost proudění vzduchu	$[\text{m.s}^{-1}]$
ω_{max}	rychlost proudění v nejmenším průtočném průřezu svazku	$[\text{m.s}^{-1}]$
ω_{min}	minimální rychlost proudění v jádru výměníku	$[\text{m.s}^{-1}]$
w_{voda}	Rychlost proudění vody	$[\text{m.s}^{-1}]$

Úvod

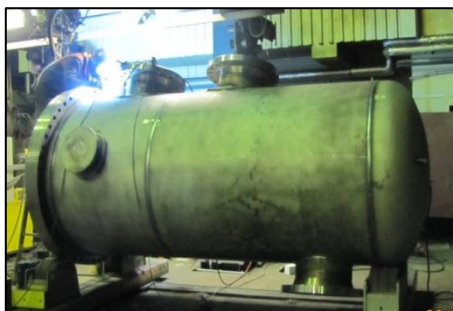
V dnešní době se klade důraz na zvyšování účinnosti a snižování nákladů v podstatě ve všech oborech lidské činnosti, a tento trend se nevyhnul ani oboru energetiky, chemického a petrochemického průmyslu. Tepelné výměníky jsou jako zprostředkovatelé tepelné výměny nedílnou součástí těchto odvětví, a proto je velmi důležité zabývat se otázkou, zda je možné zefektivnit jejich provoz.

Jednou z možností jak toho dosáhnout je upravit geometrii výměníku provozním podmínkám. Pro návrhy tepelných výměníků se v těchto odvětvích využívají zpravidla analytické metody výpočtu, které poskytují dostatečně přesné výsledky celkové tepelné výměny. Nicméně neumožňují detailnější rozbor charakteru tepelné výměny a proudění tekutin v jednotlivých částech zařízení. Přitom znalost těchto parametrů by mohla být klíčem k dalšímu zefektivnění výroby i provozu těchto zařízení. Nabízí se tedy otázka, zda by nebylo možné k získání těchto poznatků využít metod CFD (Computational Fluid Dynamics).

Hlavní překážkou při použití CFD metod je velikost těchto výměníků, která neumožňuje z důvodu omezené výpočetní kapacity nasimulovat reálný výměník jako celek. Zejména je to zapříčiněno nutností velmi jemné sítě v trubkovém svazku, jež může obsahovat až několik tisíc trubek.

Cílem této práce je nalézt vhodné nahrazení vnitřní geometrie výměníku tak, aby bylo možné při jeho návrhu využít metod CFD.

Jako předloha bude sloužit reálný výměník vyrobený firmou Strojon s.r.o. Pardubice (Obrázek 1). Jedná se o výměník voda-vzduch o průměru 1 400mm, délce 6 000mm obsahující 688 žebrovaných trubek, který byl navržen pro potřeby v petrochemickém průmyslu.



Obrázek 1 – předloha Diplomové práce

K řešení tohoto problému bude vytvořen model části výměníku. Poté bude proveden numerický výpočet pomocí programu Fluent 6.3, jehož výsledky budou ověřeny výpočtem s využitím fyzikálních a empirických vztahů. V další části diplomové práce se hodnoty získané numerickým a analytickým výpočtem porovnají s experimentálně naměřenými hodnotami.

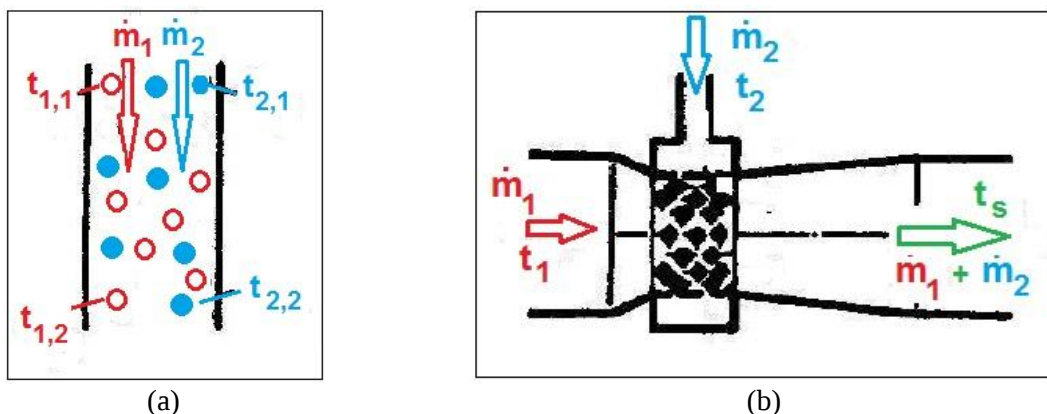
1 Teoretická část

1.1 Tepelné výměníky

Tepelný výměník je zařízení, v němž jedna tekutina předává teplo druhé tekutině.

Tepelné výměníky se dělí na přímé, v nichž jsou obě tekutiny v přímém v kontaktu, a nepřímé, v nichž dochází k tepelné výměně za pomoci teplosměnné plochy výměníku.

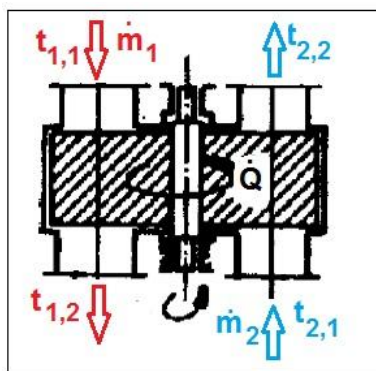
Přímé výměníky se dále dělí na kontaktní (Obrázek 2a), pro něž platí, že se převážná část tekutin po tepelné výměně oddělí (např. chladicí věže), a směšovací (Obrázek 2b), ve kterých dochází ke smísení tekutin (např. odplyňovaky).[1],[2]



Obrázek 2 – schéma kontaktního výměníku (a), schéma směšovacího výměníku (b)

Zdroj:[1]

Nepřímé výměníky se dále dělí na regenerační (Obrázek 3), jimiž střídavě prochází ohříváná a ohřívající tekutina a stěny výměníku teplo střídavě přijímají a odevzdávají (např. ohřívání vzduchu ve vysokých pecích) a rekuperační, v nichž k tepelné výměně dochází povrchově přes stěnu oddělující obě tekutiny.[1],[2]

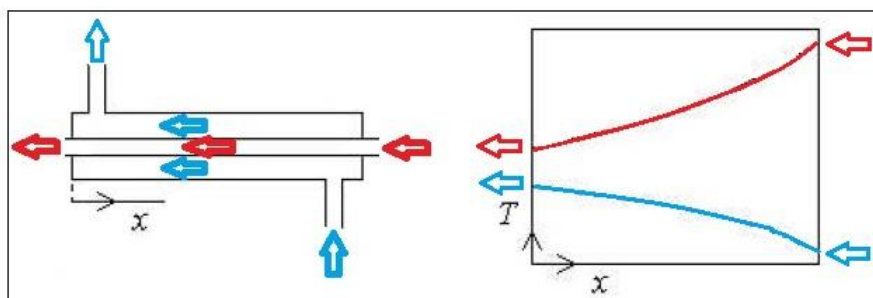


Obrázek 3 – schéma regeneračního výměníku

Zdroj:[1]

Rekuperační výměníky se podle vzájemného směru proudění tekutin rozlišují na souproudé, protiproudé a křížoproudé.

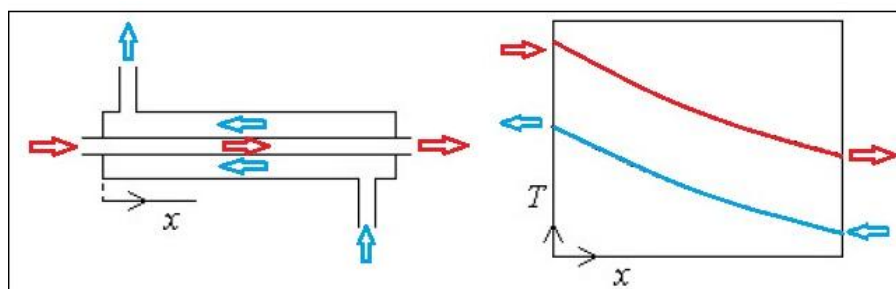
Souproudé (Obrázek 4) – teplosměnné tekutiny proudí stejným směrem.



Obrázek 4 – schéma souproudého výměníku včetně schématu průběhu teplot

Zdroj:[1]

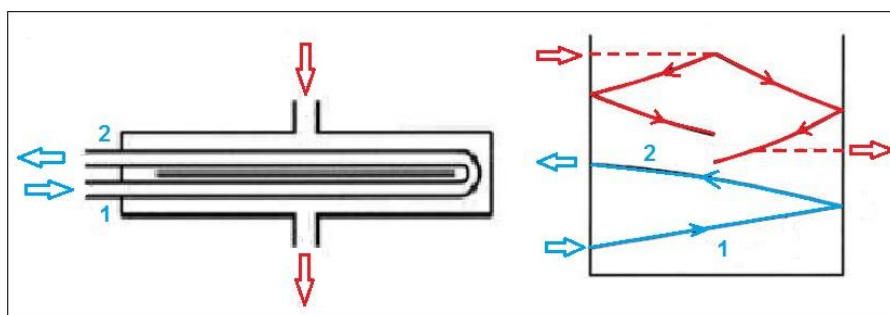
Protiproudé (Obrázek 5) – teplosměnné tekutiny proudí v opačném směru.



Obrázek 5 - schéma protiproudého výměníku včetně schématu průběhu teplot

Zdroj:[1]

Křížoproudé (Obrázek 6) – teplosměnné tekutiny proudí vůči sobě ve směru kolmém.



Obrázek 6 - schéma křížoproudého výměníku včetně schématu průběhu teplot

Zdroj:[1]

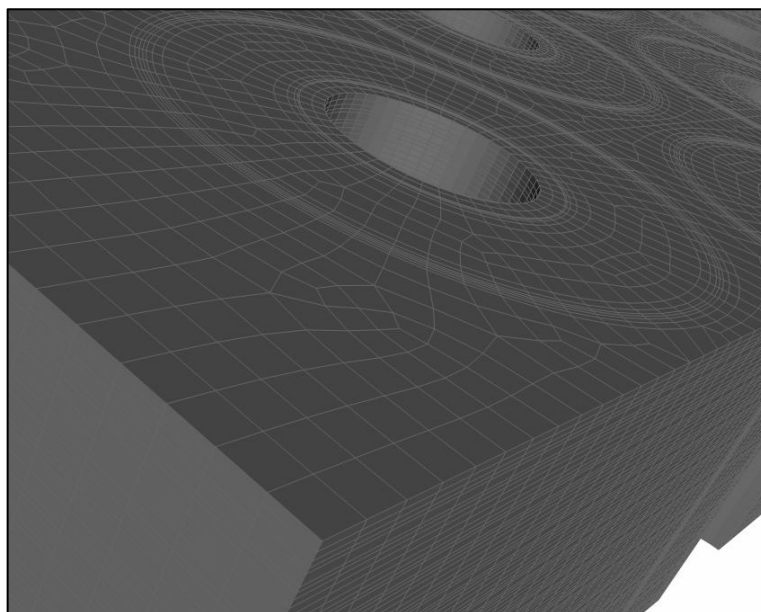
Tato práce se bude zabývat rekuperačním křížoproudým výměníkem, v němž je tepelná výměna zprostředkována svazkem žebrovaných trubek.

1.2 Výpočetní síť

Aby bylo možné při využití metod CFD aplikovat metodu konečných objemů, je třeba vytvořit pro dané modely vhodnou výpočetní síť. K tvorbě modelů a jejich výpočetní sítě byl využit program Gambit 2.4.

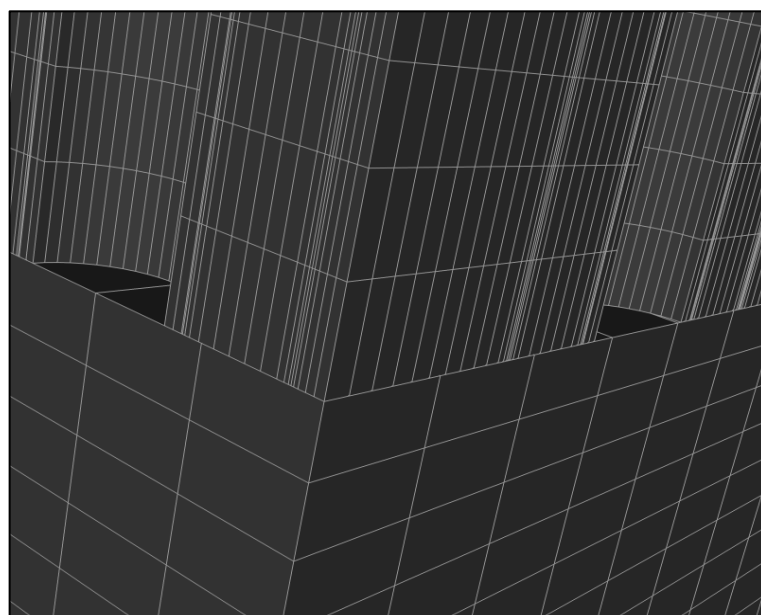
Rozlišují se tři základní typy výpočetní sítě [3]:

- a) strukturované (Obrázek 7) – na obou protilehlých stranách je stejný počet elementů;



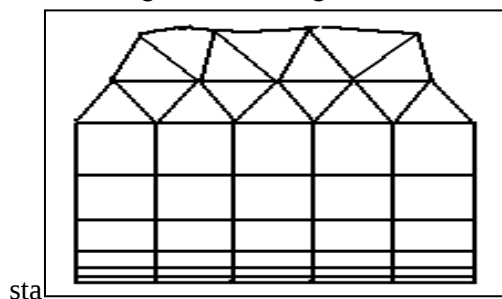
Obrázek 7 - příklad strukturované sítě

- b) nestrukturované (Obrázek 8) – krajní body elementů na sebe nenavazují (využívá se pro lokální zhuštění sítě);



Obrázek 8 - příklad nestrukturované sítě

- c) hybridní (Obrázek 9) – kombinace tetragonální a hexagonální sítě.



Obrázek 9 - příklad hybridní sítě

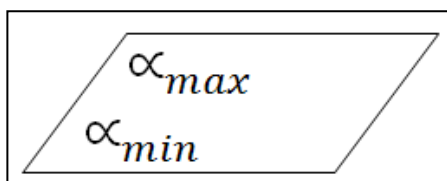
Zdroj[3]

Při síťování modelu je snaha o vytvoření výpočetní sítě o co nejméně elementech, a to z důvodu úspory výpočetní kapacity. Existuje tedy nebezpečí, že síť bude příliš hrubá na to, aby bylo možno dosáhnout uspokojivých výsledků. Aby k tomu nedošlo, je nezbytné sledovat několik základních parametrů kvality sítě, mezi něž patří:[3],[4]

- 1) Plynulá změna velikosti sítě
- 2) Deformace elementů sítě – jedním ze způsobů definování je porovnání jednotlivých úhlů v elementu podle (1) [4]

$$deformace = \max \frac{\alpha_{max} - \alpha_e}{180 - \alpha_e}, \frac{\alpha_e - \alpha_{min}}{\alpha_e}, \quad (1)$$

kde jsou jednotlivé úhly znázorněny, viz Obrázek 10.

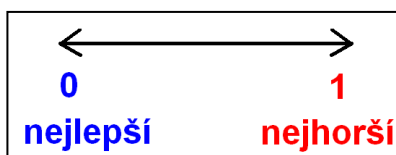


Obrázek 10 - znázornění úhlů elementu použitých pro výpočet jeho deformace

Zdroj[4]

α_e je úhel rovnoúhlé plochy nebo elementu, např. $\alpha_e = 90^\circ$ pro čtverec.

Měřítko deformace je znázorněno, viz Obrázek 11.



Obrázek 11 - schéma měřítka deformace elementu

- 3) Zhuštění směrem k okrajovým podmínkám a v místech velkých gradientů sledovaných veličin.

1.3 Numerický výpočet

Numerické výpočty byly provedeny v programu Fluent 6.3. Fluent je komerční program založený na metodě konečných objemů, implementuje v sobě řadu modelů pro řešení laminárního a turbulentního, vazkého a nevazkého proudění s přestupem i bez přestupu tepla. Proto byl vhodnou volbou k řešení problémů, jimiž se tato práce zabývá.

1.3.1 Základní rovnice

K řešení turbulentního proudění využívá program Fluent dvou základních bilančních rovnic.[5],[6],[7] První bilanční rovnicí je rovnice kontinuity – bilance hmoty, která má tvar

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \rho u_i = 0, \quad (2)$$

kde je ρ měrná hmotnost, t čas, u_i složka rychlosti a x_i souřadnice ve směru i .

Druhou bilanční rovnicí je Navierova-Stokesova rovnice – balance hybnosti, jež má tvar

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} u_i u_j = \frac{\partial}{\partial x_j} \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{2}{3} \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + F_i, \quad (3)$$

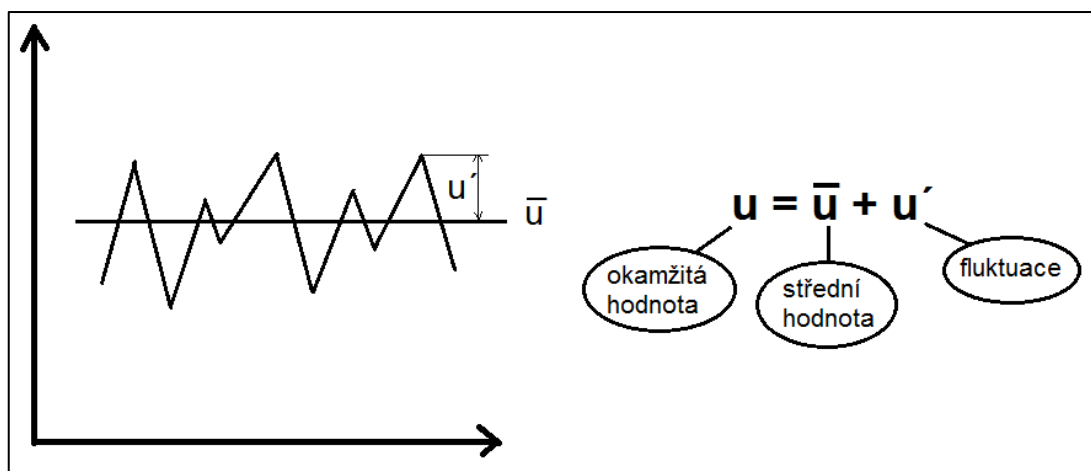
Lokální zrychlení	Konvektivní zrychlení	Zrychlení k překonání vazkových sil	Zrychlení k překonání vlivu stlačitelnosti	Zrychlení od tlakových sil	Vnější objemové zrychlení
----------------------	--------------------------	---	---	-------------------------------	---------------------------------

kde u_j je složka rychlosti ve směru j , x_j souřadnice ve směru j , ν kinetická viskozita, F_i působící vnější síly ve směru i a p tlak.

V tomto případě, kdy lze proudění uvažovat jako stacionární a plně turbulentně vyvinuté, se za nejvhodnější podle manuálu k programu Fluent [7] považuje využití jednoho z modelů RANS (Reynolds Average Navier-Stokes).

1.3.1.1 RANS modely

Pro turbulentní proudění platí, že okamžitá hodnota transportované veličiny je rovna součtu střední hodnoty a fluktuace (Obrázek 12). Jelikož by bylo výpočetně velmi náročné jednotlivé fluktuace spočítat, zavádí se u RANS modelů časové průměrování.[5],[6],[7]



Obrázek 12 – schéma průběhu okamžité hodnoty transportované veličiny u turbulentního proudění

Zdroj[5]

Pro časově středovanou veličinu poté platí vztah

$$\varphi = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \varphi \, dt. \quad (4)$$

Po zavedení časově středovaných veličin má rovnice kontinuity tvar

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho u_j = 0, \quad (5)$$

kde u_j je časově středovaná rychlost ve směru j .

Navierovu-Stokesovu rovnici lze poté zapisovat ve tvaru

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} u_i u_j = \frac{\partial}{\partial x_j} v_c \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{2}{3} v_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + F_i, \quad (6)$$

kde u_i je časově středovaná rychlost ve směru i , p časově středovaná hodnota tlaku a v_{eff} je efektivní turbulentní viskozita, jež je definována jako

$$v_{eff} = v_t + v_c, \quad (7)$$

kde v_t je turbulentní viskozita.

Manuál k užívání program Fluent [7] uvádí, že v případě stacionárního, plně vyvinutého turbulentního proudění vzduchu v uzavřeném prostoru je nejvhodnější zvolit z RANS modelů model RNG k- ϵ .

1.3.1.2 RNG k- ϵ model

„RNG k- ϵ model byl odvozen z klasického k- ϵ modelu využitím matematického postupu nazvaného metoda renormalizačních grup. Tato procedura aplikovaná na turbulenci spočívá v postupné eliminaci malých vírů, přitom se přetransformovávají pohybové rovnice tak, že se modifikuje turbulentní viskozita, síly a nelineární členy. Předpokládá-li se, že tyto víry souvisí s disipací ϵ , pak je turbulentní viskozita závislá na měřítku turbulentních vírů a RNG metoda konstruuje tuto viskozitu pomocí iteračního odstraňování úzkých pásem vlnových čísel.“ [6] Obdobně jako klasický k- ϵ model je i model RNG k- ϵ definován za pomoci časově středovaných bilančních rovnic hmoty a hybnosti a rovnic transportních. V tomto případě, kdy se jedná o dvourovnícový k- ϵ model, se k určení turbulentní viskozity využívají transportní rovnice pro přenos kinetické turbulentní energie k a turbulentní disipace kinetické energie ϵ .

Transportní rovnice pro přenos kinetické energie je v případě RNG k- ϵ modelu definována jako [5], [6], [7]

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} v + \frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} + P_k - \rho \epsilon. \quad (8)$$

Akumulace	Konvekce	Difúze kinetické	Produkce	Disipace
kinetické	kinetické	energie	kinetické	kinetické
energie	energie		energie	energie

Transportní rovnice pro turbulentní disipaci kinetické energie se pro RNG k- ϵ model udává jako

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \epsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} v + \frac{v_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} P_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}, \quad (9)$$

Akumulace	Konvekce	Difúze	Produkce	Disipace
-----------	----------	--------	----------	----------

kde $C_{1\epsilon} = 1,42$

a pro $C_{2\varepsilon}^*$ platí vztah

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3}{1 + \beta \eta^3} \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right), \quad (10)$$

kde β je součinitel tepelné roztažnosti experimentálně určen jako $0,012 \text{ K}^{-1}$ a

$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon}$, kde S je tenzor rychlosti deformace.

Hodnoty použitých součinitelů jsou podle manuálu k užívání programu Fluent [7] určeny jako

$$\eta_0 = 4,38$$

$$C_\mu = 0,09$$

$$C_{2\varepsilon} = 1,68$$

$$\sigma_k = 0,72$$

$$\sigma_\varepsilon = 0,72.$$

Jelikož se tato práce zabývá tepelným výměníkem, je nezbytné uvést také energetickou rovnici (11), kterou k výpočtům používá program Fluent.[7]

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\rho E u) + p \nabla \cdot u = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) - \sum_j h_j J_j + \tau_{eff} \cdot u + S_h, \quad (11)$$

Kde E je celková energie, u vektor rychlosti, k_{eff} efektivní tepelná vodivost, T termodynamická teplota, h měrná entalpie, J difuzní tok, τ_{eff} tenzor napětí a S_h jsou ostatní tepelné zdroje.

Celková energie E je definováno jako

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2}. \quad (12)$$

2 Výpočetní část

Ve výpočetní části se provedly výpočty pro model zastupující tepelný výměník. Nejprve se udělal výpočet pro detailní model vystihující přesnou geometrii žebrovaných trubek. Ten se porovnal s analytickým výpočtem. Posléze byly provedeny jednotlivé kroky vedoucí ke zjednodušení geometrie výměníku. Jednotlivé výsledné hodnoty se porovnály s hodnotami dosaženými u detailního modelu.

2.1 Detailní model

Detailní model zastupuje při numerických výpočtech tepelný výměník. Byl vytvořen z důvodu dosažení co nejpřesnějších výsledků.

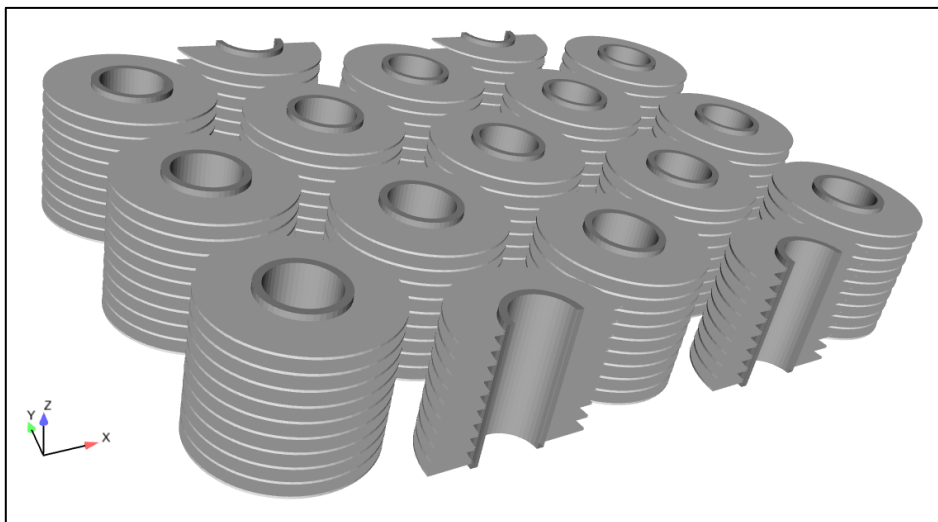
2.1.1 Geometrie detailního modelu

Při řešení problému souvisejících s přestupem tepla je nutné vytvořit co nejpřesnější model. V tomto případě, kdy se jedná o tepelný výměník tvořený žebrovanými trubkami, bylo tedy nezbytné detailně vymodelovat jednotlivé žebrovky.

2.1.1.1 Zjednodušení

Jelikož by byl kompletní svazek žebrovaných trubek díky své detailní geometrii velmi náročný na výpočetní kapacitu, bylo potřebné udělat několik zjednodušujících předpokladů, u kterých se předpokládal zanedbatelný vliv na výsledné hodnoty. Nicméně jejich aplikací se výrazně snížil výpočetní čas. Z tohoto důvodu bylo:

- 1) Navrženo zúžení modelovaného svazku na oblast patnácti žebrovaných trubek s délkou redukovanou na rozměr obsahující deset žeber (Obrázek 13).



Obrázek 13 – modelovaný svazek žebrovaných trubek

- 2) Zanedbání proudění vody v trubkách (za předpokladu, že pokles teploty na zkrácené délce trubky je zanedbatelný, je možno uvažovat konstantní teplotu po celé délce vnitřní stěny trubek).

2.1.1.2 Základní element modelu

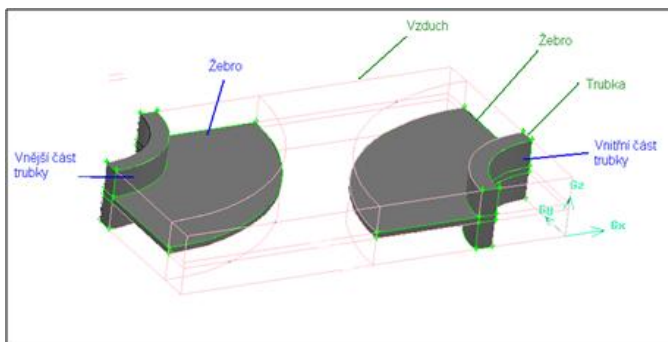
Za základní element pro tvorbu modelu byl vybrán segment, viz Obrázek 14. Z důvodu co nevhodnější geometrie sítě mezi žebrovanými trubkami bylo zvoleno spojení dvou nejmenších možných elementů.

Na základním elementu byly definovány tři typy ploch

- a) vnitřní část trubky – *Wall*,
- b) vnější část trubky – *Wall*,
- c) žebro – *Wall*,

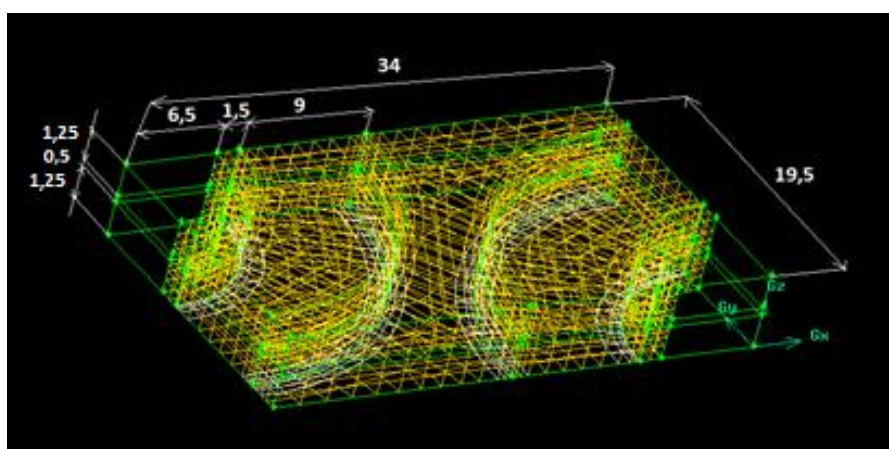
a tři typy objemů

- a) trubka – *Solid*,
- b) žebro – *Solid*,
- c) vzduch – *Fluid*.



Obrázek 14 – základní element modelu

Celkový počet prvků sítě na základním elementu dosáhl počtu 10 000 (Obrázek 15).



Obrázek 15 – geometrie základního elementu

2.1.1.3 Výsledný detailní model

Výsledný detailní model je složen z patnácti žebrovaných trubek o délce zahrnující deset žebrov a jejich okolí. Na modelu byly nastaveny následující okrajové podmínky:

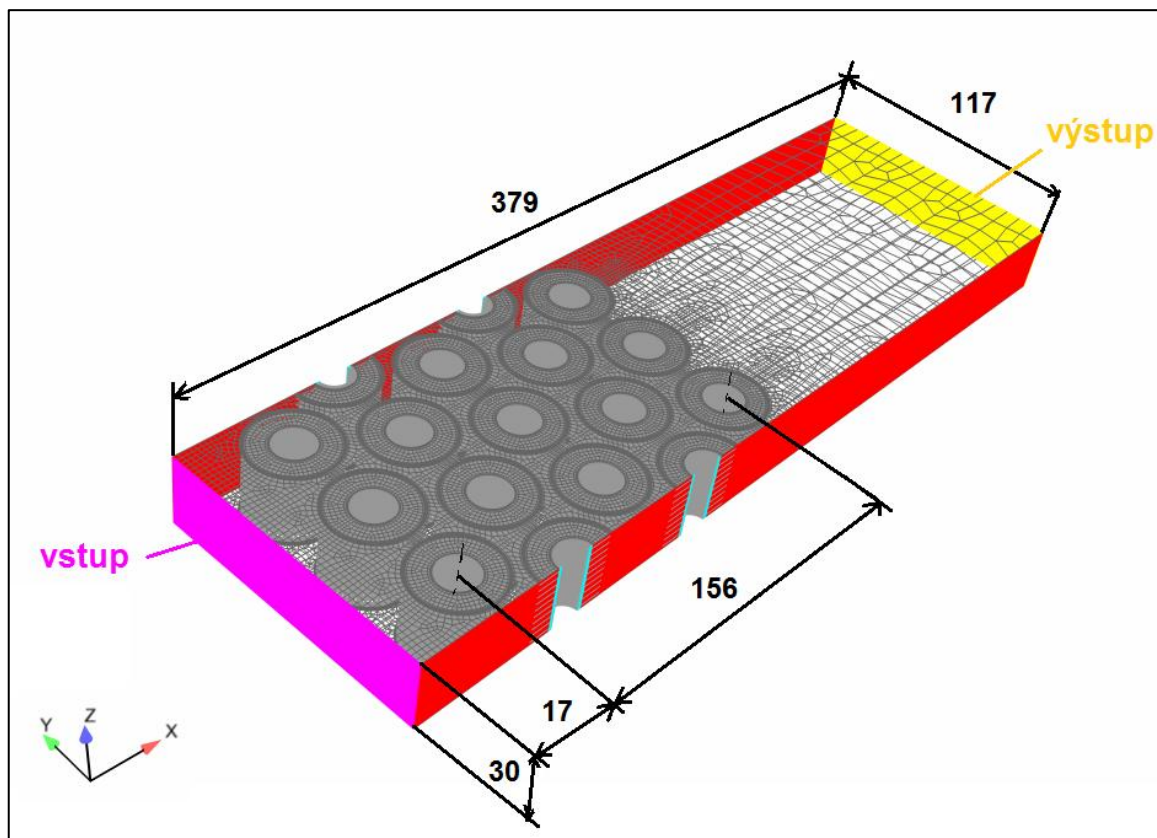
- a) boky modelu – *Symmetry*,
- b) *Interface* – bylo využito při spojování dvou objemů ve výstupní části z důvodu redukce počtu prvků sítě (pouze u proudění ve směru podélném na délku trubek),
- c) vstup - *Mass flow inlet*,
- d) výstup - *Pressure outlet*.

Aby bylo možné uskutečnit vhodné nahrazení žebrovaných trubek, je třeba zjistit i tlakové ztráty během tepelné výměny a proto byly vytvořeny dva modely. První model (model 1) umožnil vypočítat ztrátový součinitel při proudění vzduchu kolmo na délku žebrov. Druhý model (model 2) umožnil vypočítat ztrátový součinitel při proudění vzduchu v podélném směru na délku žebrov.

2.1.1.4 Model 1

Při nastavení s orientací vstupu a výstupu viz, Obrázek 16, se zjišťovaly vlastnosti tepelné výměny žebrovaných trubek při proudění vzduchu ve směru kolmém na délku trubek. Aby bylo možné dosáhnout co nejpřesnějších výsledků, je nezbytné zachytit vyvinuté profily jednotlivých sledovaných veličin. Z tohoto důvodu byla prodloužena výstupní část modelu.

Celkový počet prvků sítě u tohoto nastavení dosáhl počtu 1 521 540.

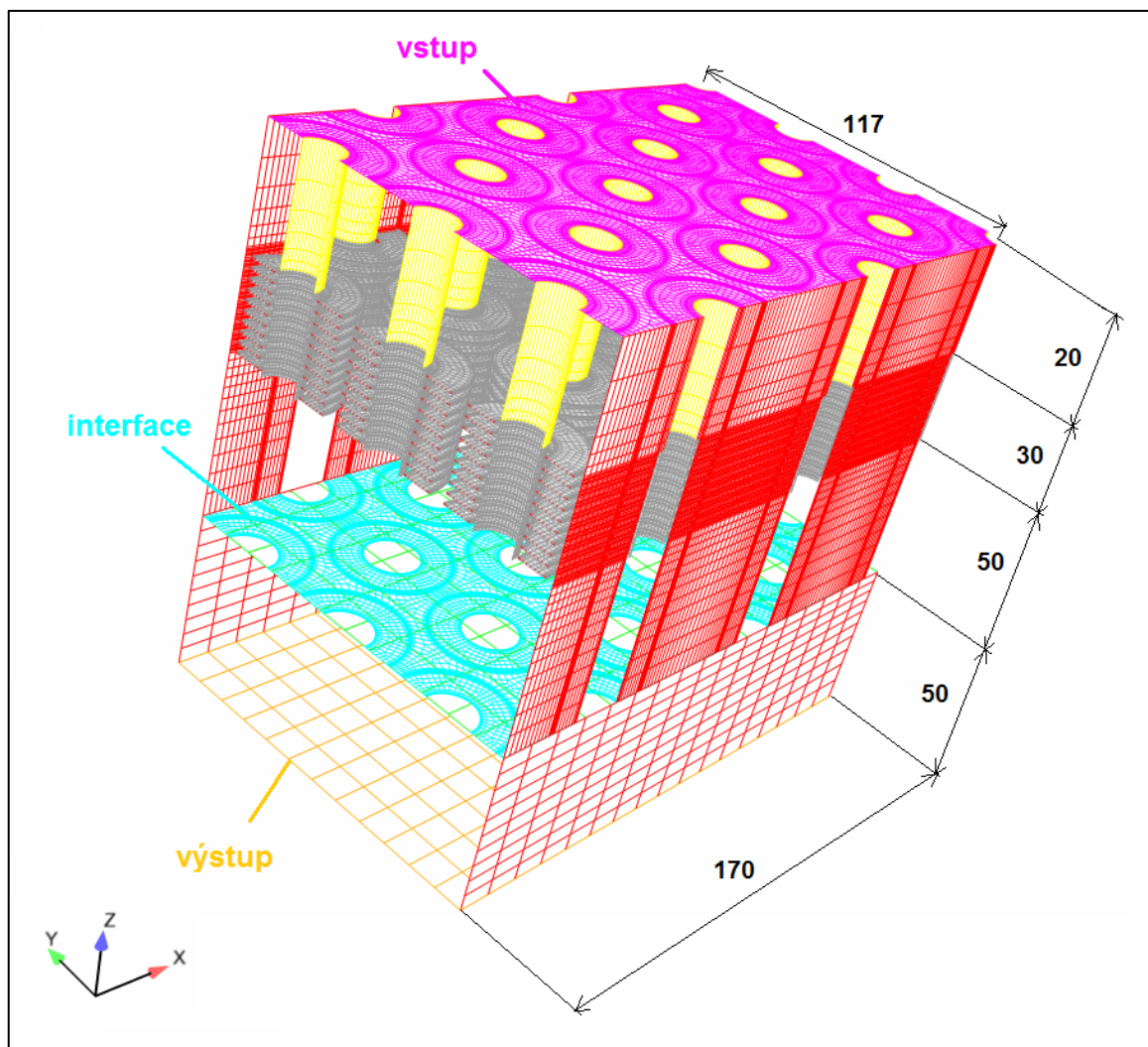


Obrázek 16 – Model 1

2.1.1.5 Model 2

Z důvodu zjištění tlakové ztráty na svazku žebrovaných trubek i při proudění vzduchu ve směru podélném s délkou trubek byl vytvořen model 2. Nastavení orientace vstupu a výstupu u modelu 2 zobrazeno na schématu - Obrázek 17. Jelikož by v tomto případě byla výpočetní doména kvůli své velikosti příliš náročná na výpočetní kapacitu, přistoupilo se k využití nestructurované sítě a výstupní část modelu byla připojena pomocí okrajové podmínky interface, díky čemuž byla velikost výpočetní sítě znatelně zredukována.

Celkový počet prvků sítě u tohoto nastavení nakonec dosáhl počtu 1 660 920.



Obrázek 17 – Model 2

2.1.2 Analytický výpočet detailního modelu

Nejprve bylo vhodné provést analytický výpočet řešeného problému. Ten byl proveden pomocí známých fyzikálních a empirických vztahů.[8],[9],[10],[11],[12],[13]

Jelikož byl model 2 vytvořen pouze ke zjištění velikosti tlakové ztráty pro určité podmínky proudění vzduchu, není nutné pro toto nastavení provádět analytický výpočet tepelné výměny. Proto se tato kapitola věnuje pouze výpočtu modelu 1.

Podle metody LMTD pro návrh výměníků se dá pro dané uspořádání žebrovaných trubek tepelný výkon určit vztahem

$$Q = k \cdot S_a \cdot \Delta t_{ln} , \quad (13)$$

kde k je součinitel prostupu tepla mezi žebrovkou a trubkovým meziprostorem,

S_a celkový povrch žebrovek,

Δt_{ln} střední logaritmický teplotní spád při křížoproudém proudění.

Pro určení povrchu S_a je nutno nejprve určit velikost povrchu elementu žebrovky obsahujícího jedno žebro S'_{a1} , jež je rovna součtu povrchu jednoho žebra S'_{z1} a vnějšího pláště trubky tohoto elementu S'_{tr1} , pro něž platí

$$S'_{z1} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} (D_z^2 - d_a^2) + \pi D_z \sigma_z, \quad (14)$$

$$S'_{tr1} = \pi d_a (s_z - \sigma_z), \quad (15)$$

kde D_z je vnější průměr žebra, d_a průměr paty žebra, σ_z tloušťka žebra a s_z rozteč dvou žeber.

Po dosazení

$$S'_{z1} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} (0,034^2 - 0,016^2) + \pi 0,034 \cdot 0,0005 = 1,467 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S'_{tr1} = \pi 0,016 (0,003 - 0,0005) = 1,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2,$$

z toho plyne

$$S'_{a1} = 1,592 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Celková plocha žebrovek S_a je rovna ploše S'_{a1} jednoho elementu vynásobené počtem těchto elementů na jedné žebrovce a celkovým počtem žebrovek ve svazku, v tomto případě

$$S_a = 150 \cdot S'_{a1}, \quad (16)$$

po dosazení $S_a = 0,238 \text{ m}^2$.

Při zjišťování součinitele prostupu tepla se vychází ze vztahu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{S_a \sigma_z}{S_i \lambda_{tr}} + f_{fe}}, \quad (17)$$

kde α je střední zdánlivý součinitel přestupu tepla vztažený na celkovou přestupní plochu S_a , S_i plocha na vnitřní straně trubky, λ_{tr} součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky, f_{fe} faktor usazování nečistot na vnější straně žebrovky.

Součinitel přestupu tepla α je definován vztahem

$$\alpha = \alpha \frac{S_z}{S_a} \eta_z + \frac{S_{tr}}{S_z}, \quad (18)$$

kde α značí součinitel přestupu tepla na žebrech a na trubce (s využitím předpokladu, že lze zanedbat minimální rozdíl mezi součiniteli přestupu tepla na žebrech), S_z celkový povrch žeber, S_{tr} celkový povrch trubky a η_z účinnost žebra.

Pro S_z lze psát

$$S_z = 150 S'_{z1}, \quad (19)$$

po dosazení $S_z = 0,22 \text{ m}^2$.

Pro S_{tr} lze psát

$$S_{tr} = 150 S'_{tr1}, \quad (20)$$

po dosazení $S_{tr} = 0,02 \text{ m}^2$.

Pro další řešení je nezbytné si určit Reynoldsovo číslo, jež se určí ze vztahu

$$Re = \frac{\omega_{max} d_e}{\nu}. \quad (21)$$

Charakteristickým rozměrem je ekvivalentní průměr d_e , jež se zjistí ze vztahu

$$d_e = \frac{S_{tr} d_a + S_z \frac{\overline{S_z}}{2n_z}}{S_a}, \quad (22)$$

kde n_z je počet žeber.

Po dosazení
$$d_e = \frac{0,02 \cdot 0,016 + 0,22 \frac{0,22}{300}}{0,24} = 26,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}.$$

Rychlost ω_{max} obsažená v Reynoldsově čísle je rychlost proudění v nejmenším průtočném průřezu svazku, která se vypočítá z rovnice kontinuity jako

$$\omega_{max} = \frac{m}{\rho S_{prût}}, \quad (23)$$

kde m je hmotnostní tok vzduchu, ρ měrná hmotnost vzduchu a $S_{prût}$ průtočná plocha vzduchu v řezu kolmém na směr proudění jdoucím středem žebrovek. $S_{prût}$ se určí z rozdílu celkové plochy řezu S_{celk} a plochy řezu žebrovkami S_{ptr} . Dále platí

$$S_{celk} = a \cdot b, \quad (24)$$

kde a je výška řezu a b šířka řezu a

$$S_{ptr} = d_a s_z + D_z - d_a \sigma_z n \cdot m, \quad (25)$$

kde n je počet žeber na jedné žebrovice a m počet žebrovek v řezu.

Po dosazení

$$S_{celk} = 0,03 \cdot 0,117 = 3,51 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_{ptr} = 0,016 \cdot 0,003 + 0,034 - 0,016 \cdot 0,0005 \cdot 10,3 = 1,71 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Z toho vyplývá, že $S_{prût} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$. Po dosazení do vztahu pro výpočet rychlosti proudění se získá vztah $\omega_{max} = \frac{0,03}{1,162 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3}} = 14,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pro dané podmínky se potom Reynoldsovo číslo rovná

$$Re = \frac{14,37 \cdot 26,2 \cdot 10^{-3}}{15,77 \cdot 10^{-6}} = 23864,38.$$

Ze znalosti vztahů pro výpočet Nusseltova čísla

$$Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda}, \quad (26)$$

$$Nu = 0,32Re^{0,67} \cdot \phi \quad (27)$$

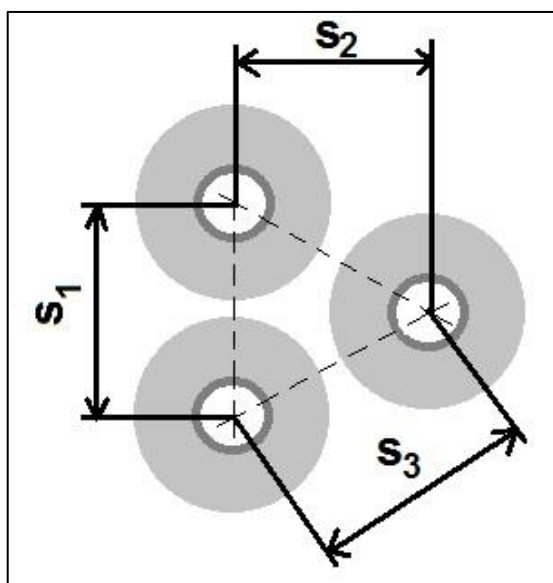
Ize určit součinitel přestupu tepla α jako

$$\alpha = \frac{0,32 \cdot \lambda \cdot Re^{0,67} \cdot \phi}{d_e}, \quad (28)$$

kde λ je součinitel tepelné vodivosti vzduchu a koeficient ϕ se určí ze vztahu

$$\phi = \frac{s_1 - d_a}{d_a}^{-0,2} \frac{s_1 - d_a}{s_z - \sigma_z} + 1^{-0,2}, \quad (29)$$

který platí pro tento případ kdy $\frac{s_1}{s_3} \leq 1$, pro něj platí schéma - Obrázek 18.



Obrázek 18 – znázornění vzájemné polohy žebrovky

Po dosazení

$$\phi = \frac{0,039 - 0,016}{0,016}^{-0,2} \frac{0,039 - 0,016}{0,003 - 0,0005} + 1^{-0,2} = 0,584 \text{ a následně}$$

$$\alpha = \frac{0,32 \cdot 0,0261 \cdot 25167,49^{0,67} \cdot 0,584}{0,0262} = 160,93 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}.$$

Dále je třeba určit účinnost žebra, pro niž platí

$$\eta_z = \frac{tgh \beta \sigma_z}{\beta \sigma_z}, \quad (30)$$

kde

$$\beta = \frac{\frac{2\alpha}{\lambda_z \sigma_z}}{\lambda_z \sigma_z}. \quad (31)$$

Dále po dosazení

$$\beta = \frac{\frac{2 \cdot 160,93}{237 \cdot 0,0005}}{237 \cdot 0,0005} = 56,17 \text{ a poté}$$

$$\eta_z = \frac{t_{gh} 56,17,0,0005}{56,17,0,0005} = 0,76.$$

Nyní lze již dosadit do vztahu pro výpočet součinitele přestupu tepla α

$$\alpha = 160,93 \cdot \frac{0,22}{0,24} \cdot 0,76 + \frac{0,02}{0,22} = 125,59 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}.$$

A následně i do vztahu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{122,03} + \frac{0,24}{0,02} \frac{0,0005}{237} + 10^{-6}} = 125,09 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}.$$

Dále se využije znalosti vztahu pro výpočet tepelného toku dle metody $\varepsilon - NTU$

$$Q = \varepsilon C_{min} t'_2 - t'_1, \quad (32)$$

kde ε je účinnost svazku žebrovek, C_{min} tepelná kapacita vzduchu daná vztahem

$$C_{min} = m \cdot c_p, \quad (33)$$

což je po dosazení rovno $C_{min} = 0,03 \cdot 1006 = 30,18 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$, t'_2 teplota vody a t'_1 teplota vzduchu na vstupu do svazku.

V případě křížoproudého proudění je účinnost ε definována jako

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1-e^{-C^* \cdot NTU}}{C^*}}, \quad (34)$$

kde NTU je jednotka přenosu tepla daná vztahem

$$NTU = \frac{k \cdot S_a}{C_{min}}, \quad (35)$$

a C^* dáno vztahem $C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ (36)

a C_{max} je tepelná kapacita vody.

Hodnota C_{max} se určí jako součin měrné tepelné kapacity vody a hmotnostního toku vody. Jelikož je v tomto případě požadavek na konstantní hodnotu teploty vody po celou délku trubky, je předpoklad, že hmotnostní tok vody se bude blížit nekonečnu. Pak lze tedy tvrdit, že hodnota C_{max} se bude po dosazení též blížit k nekonečnu. Po dosazení do (36) se hodnota C^* blíží k nule. Pokud využijeme tohoto tvrzení lze pro účinnost psát

$$\varepsilon = 1 - \lim_{C^* \rightarrow 0} e^{-\frac{1-e^{-C^* \cdot NTU}}{C^*}}. \quad (37)$$

Po dosazení

$$\varepsilon = 1 - 0,368 = 0,632.$$

a tepelný tok vyjde

$$Q = 0,632.30,18. 360 - 300 = 1144,4 \text{ W}.$$

Ze znalosti velikosti tepelného toku lze podle vztahu (13) určit hodnotu středního logaritmického spádu jako

$$\Delta t_{ln} = \frac{Q}{k \cdot S_a}. \quad (38)$$

Dále platí, že

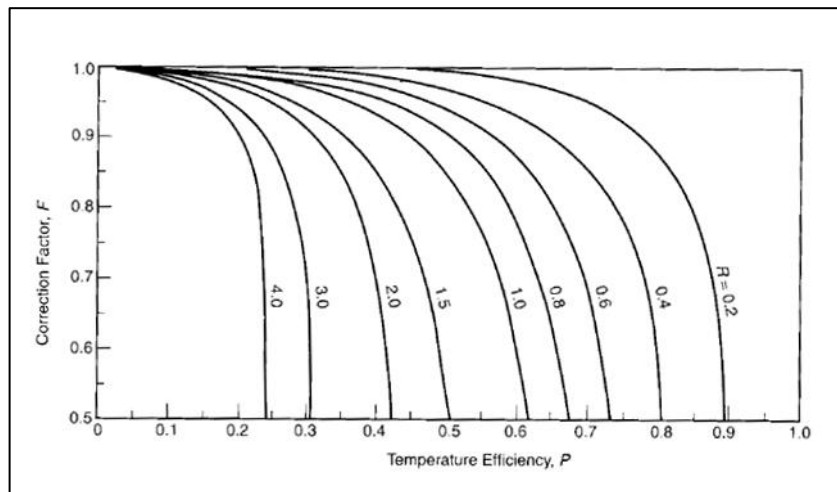
$$\Delta t_{ln} = \Delta t_{cf} F, \quad (39)$$

kde F je korelační koeficient a Δt_{cf} je definována vztahem

$$\Delta t_{cf} = \frac{\Delta t_l - \Delta t_s}{\ln \frac{\Delta t_l}{\Delta t_s}}, \quad (40)$$

kde Δt_s je menší lokální teplotní rozdíl a Δt_l větší lokální rozdíl teplot, v tomto případě je Δt_l rozdíl teplot obou médií na vstupu a Δt_s rozdíl teplot na výstupu.

K určení korelačního koeficientu F z diagramu viz Obrázek 19



Obrázek 19 – graf k určení korelačního koeficientu F

Zdroj[9]

je třeba znát teplotní účinnost P a poměr tepelných kapacit R , pro něž platí

$$P = \frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2'}, \quad (41)$$

$$R = \frac{C_c}{C_h}, \quad (42)$$

kde t_1'' je teplota vzduchu na výstupu ze svazku, C_c je tepelná kapacita chladnějšího média (vzduchu) a C_h tepelná kapacita teplejšího média (vody).

Po dosazení

$$\Delta t_{ln} = \frac{1144,4}{125,09,0,24} = 38,31 \text{ K}$$

$$\Delta t_{cf} = \frac{\Delta t_l - \Delta t_s}{\ln \frac{\Delta t_l}{\Delta t_s}} = \frac{(t'_2 - t'_1) - (t''_2 - t''_1)}{\ln \frac{(t'_2 - t'_1)}{(t''_2 - t''_1)}} = \frac{t''_1 - 300}{\ln \frac{60}{360 - t''_1}}$$

$$P = \frac{t''_1 - 360}{-60}$$

$$R \rightarrow 0.$$

K získání hodnoty teploty vzduchu na výstupu ze svazku je třeba na vztahy (39) - (42) použít iterační výpočet. K iteračnímu výpočtu byl využit program Excel 2010 a byla získána hodnota $t''_1 = 64,25^\circ\text{C}$.

2.1.3 Numerický výpočet detailního modelu

Nejprve byly provedeny numerické výpočty detailního modelu a to jak pro nastavení model 1, tak pro nastavení model 2. Získané hodnoty se posléze porovnály s hodnotami zjištěnými analytickým výpočtem.

2.1.3.1 Nastavení výpočtu

Při výpočtech byl vzduch uvažován jako ideální plyn, trubka počítána jako ocelová a žebra jako hliníková.

Aby bylo možné proudění vzduchu svazkem žebrovaných trubek dostatečně popsat, je nezbytné sledovat průběhy rychlostí, tlaků, teplot a turbulence pro jednotlivá uspořádání modelu. Také je nutné zjistit součinitele tlakových ztrát pro jednotlivá uspořádání modelu.

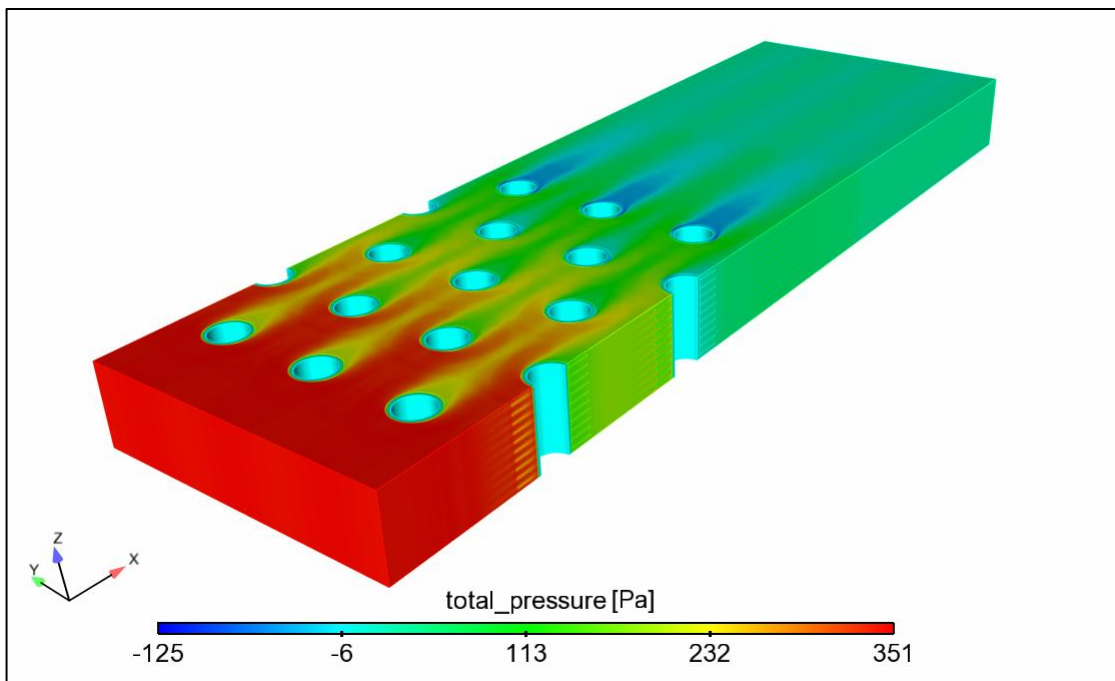
Nastavení výpočtu je znázorněno v tabulce - Tabulka 1.

Tabulka 1 – nastavení výpočtu

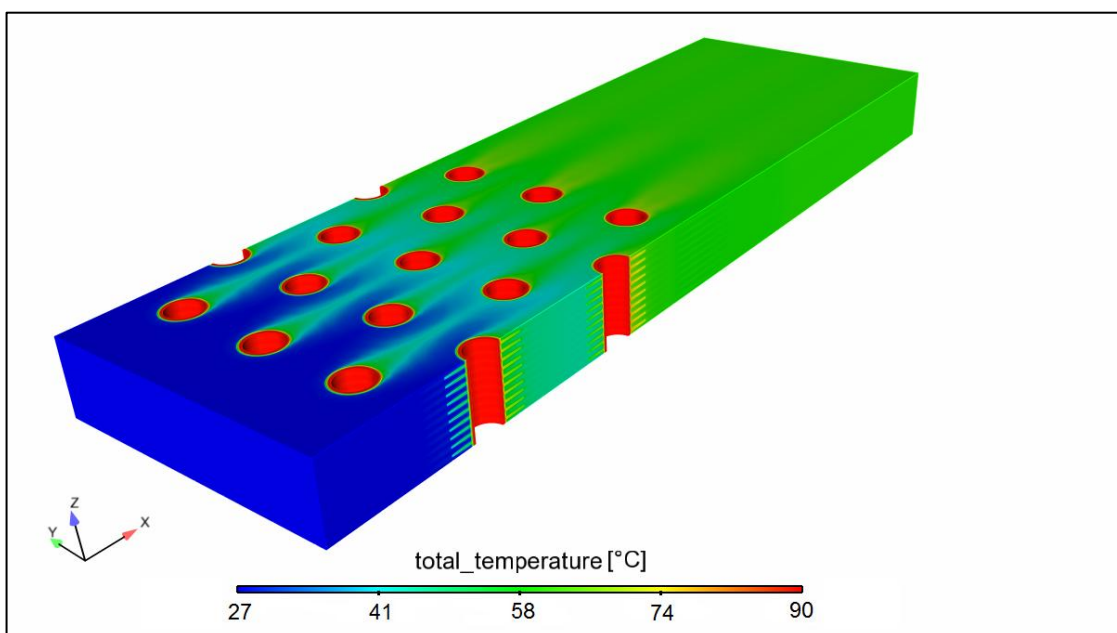
Hmotnostní tok (vstup) [kg.s ⁻¹]	proudění kolmo na délku trubek	0,03
	proudění podélné s délkou trubek	0,03
Model		k-ε, RNG
Tlak [Pa]		101 325
Gravitace		neuvážena
Teplota [°C]	Vstup	27
	vnitřní stěna trubky	87

2.1.3.2 Model 1

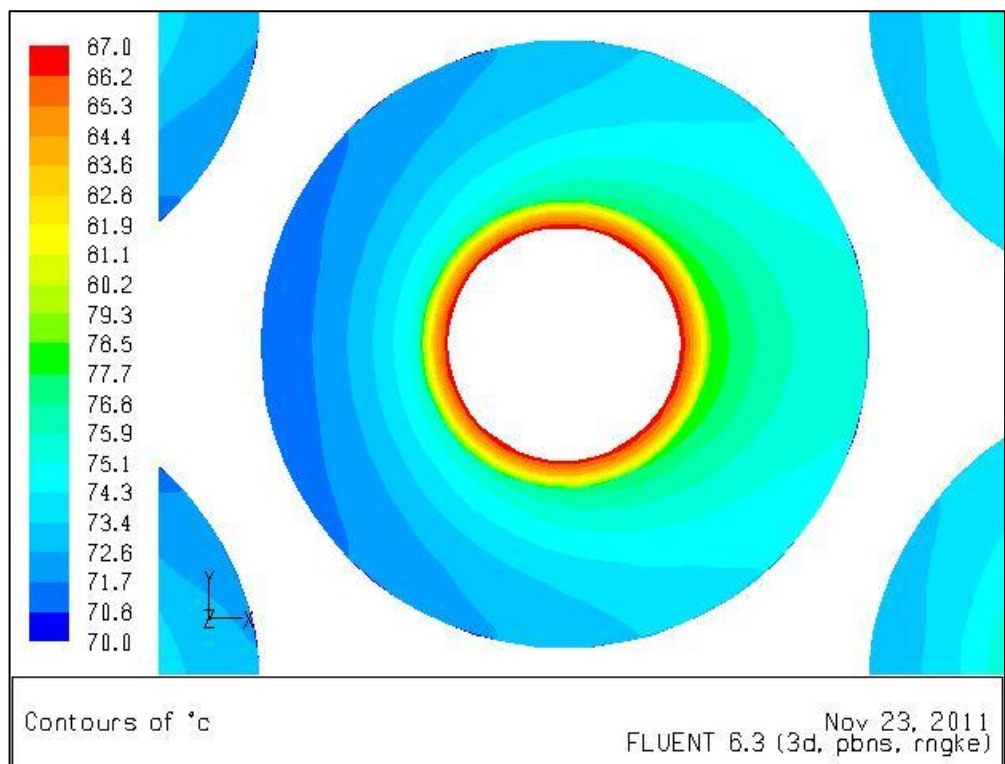
Na následujících zobrazeních je vidět tlakové pole (Obrázek 20), teplotní pole (Obrázek 21, Obrázek 23), rychlostní pole (Obrázek 24, Obrázek 25, Obrázek 26) a turbulence (Obrázek 27, Obrázek 28). Kvůli lepší představě o charakteru teplotního pole na žebrech byla přidána i vizualizace teplotního rozložení na žebrou uprostřed svazku žebrovek (Obrázek 22). Grafické zpracování bylo provedeno v programech Enight 9 a Fluent 6.3.



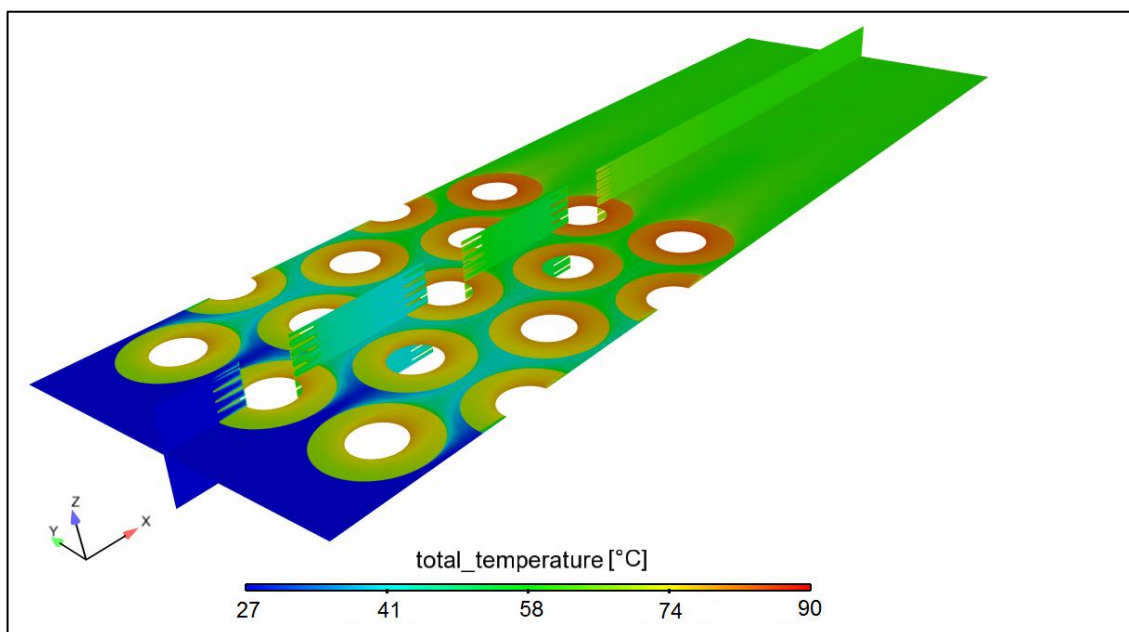
Obrázek 20 – Model 1 - tlakové pole



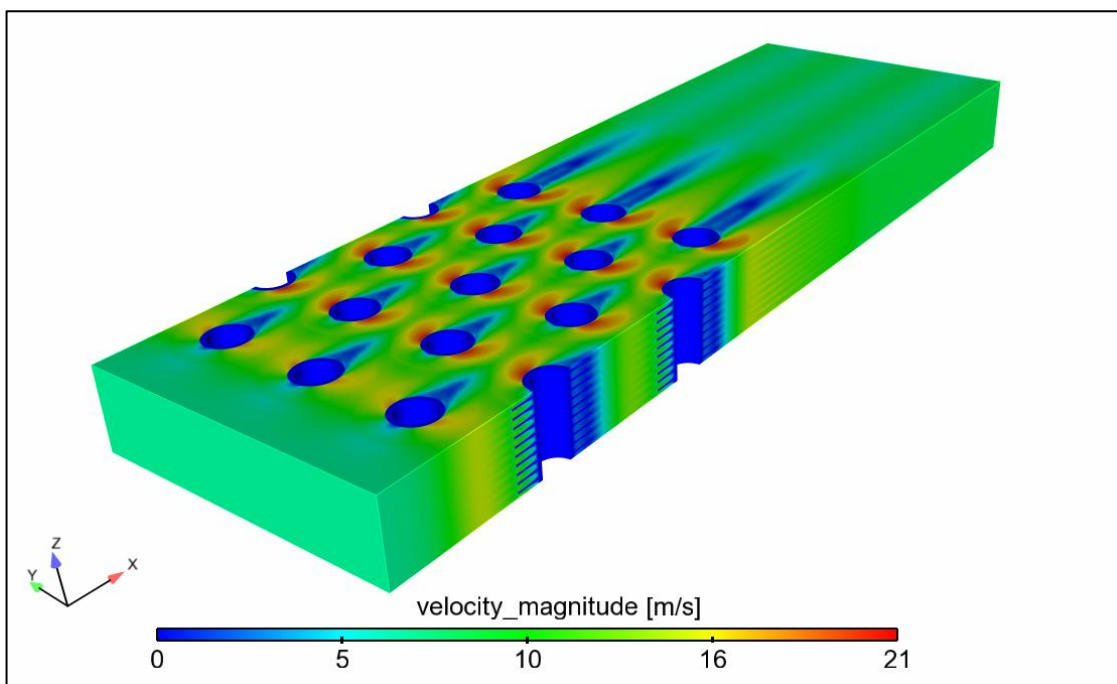
Obrázek 21 – Model 1 - teplotní pole



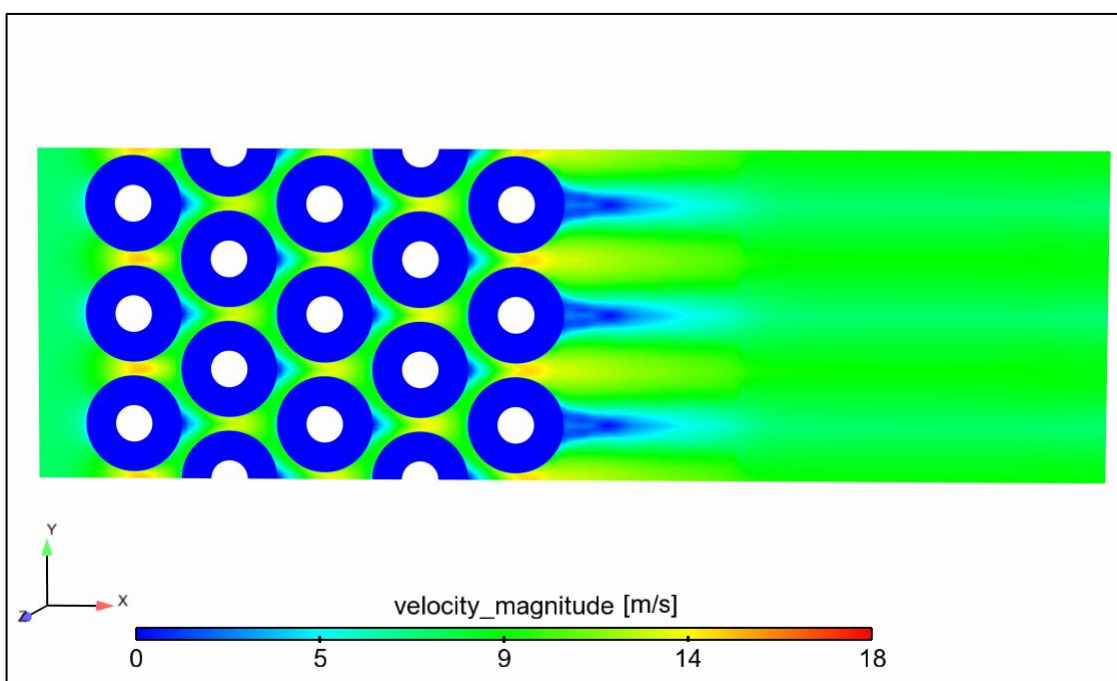
Obrázek 22 – Model 1 - teplotní rozložení na žebříku



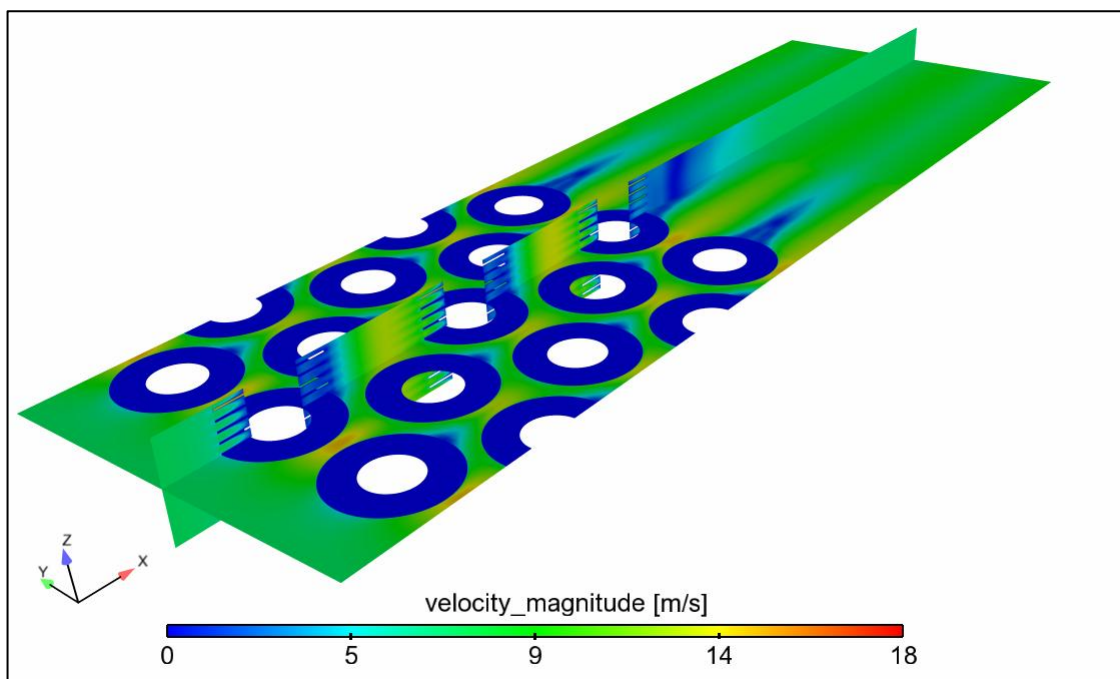
Obrázek 23 – Model 1 - teplotní pole v řezech xy a yz procházející středem modelu



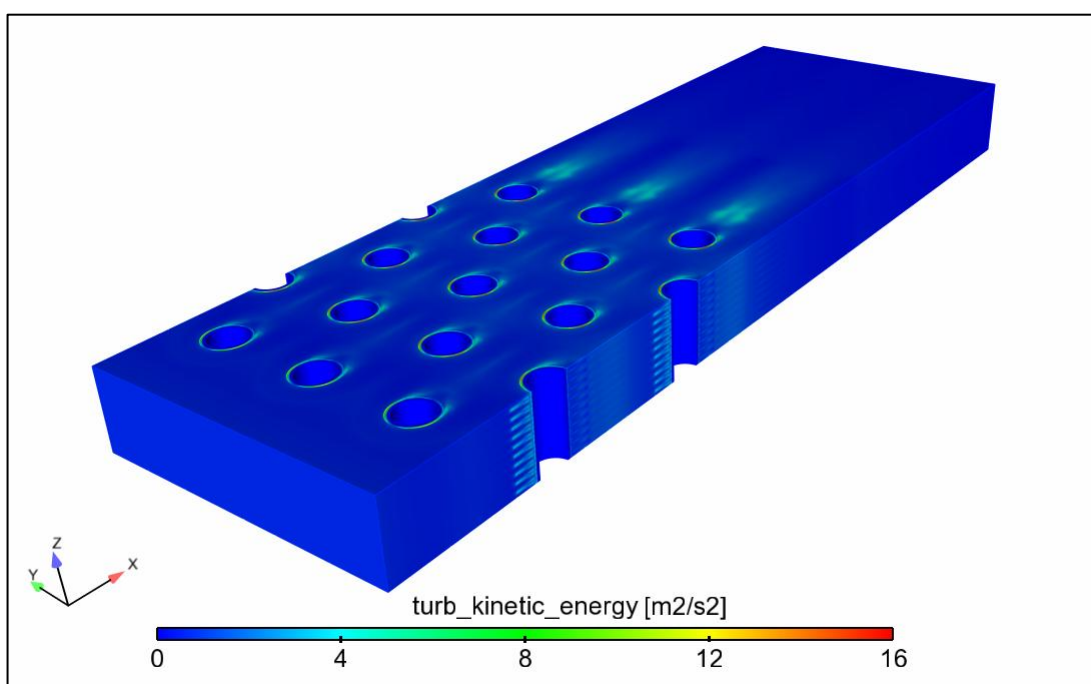
Obrázek 24 – Model 1 - rychlostní pole



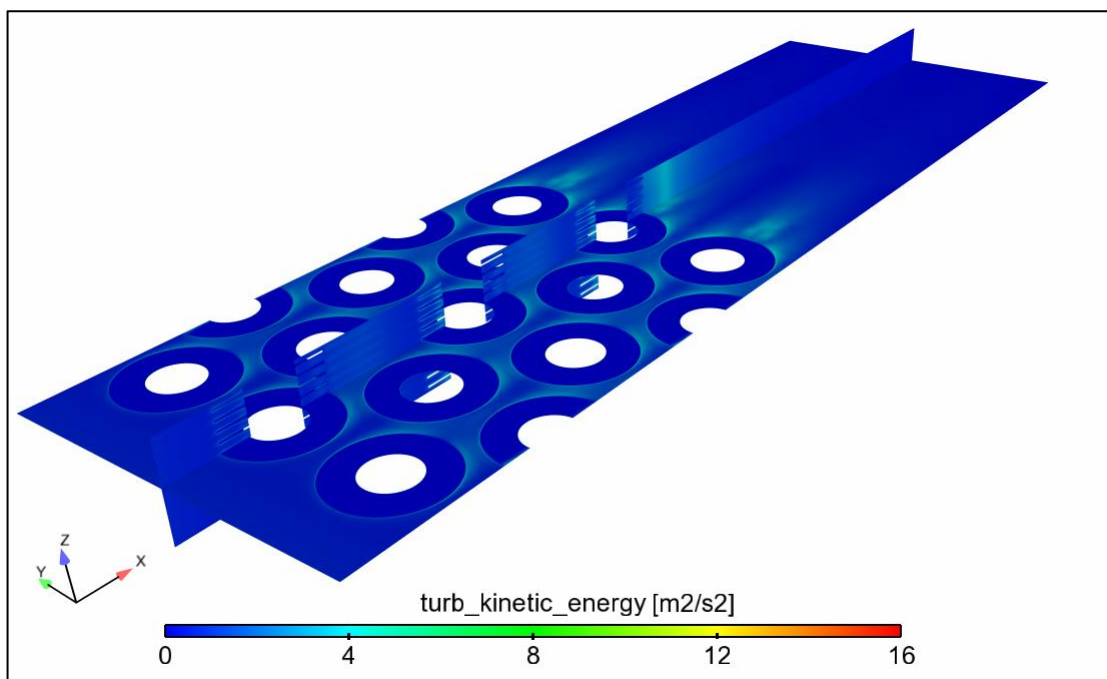
Obrázek 25 – Model 1 - rychlostní pole v řezu xy procházející středem modelu



Obrázek 26 – Model 1 - Rychlostní pole v řezech xy a yz procházející středem modelu



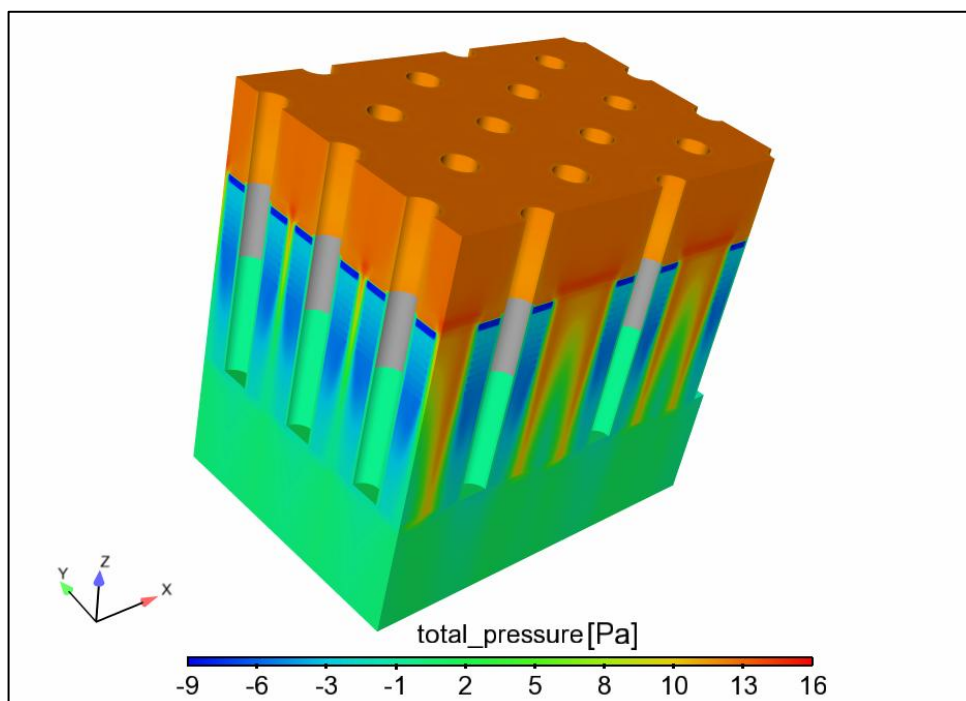
Obrázek 27 – Model 1 - zobrazení turbulence



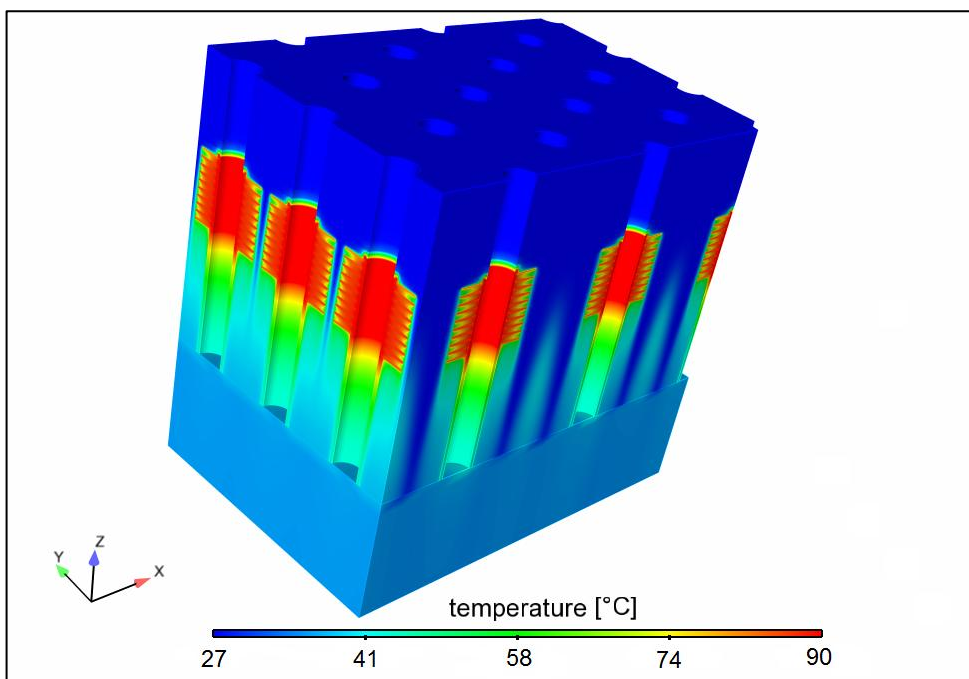
Obrázek 28 – Model 1 - turbulence v řezech xy a yz procházející středem modelu

2.1.3.3 Model 2

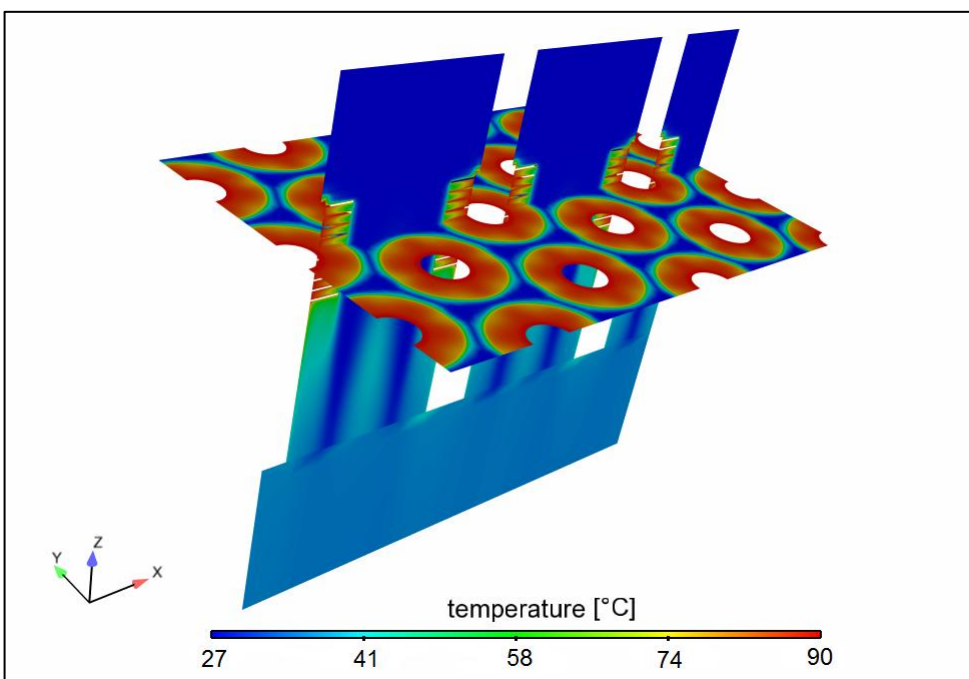
Na následujících zobrazeních je možné sledovat tlakové pole (Obrázek 29), teplotní pole (Obrázek 30, Obrázek 31), rychlostní pole (Obrázek 32, Obrázek 33) a turbulence (Obrázek 34, Obrázek 35).



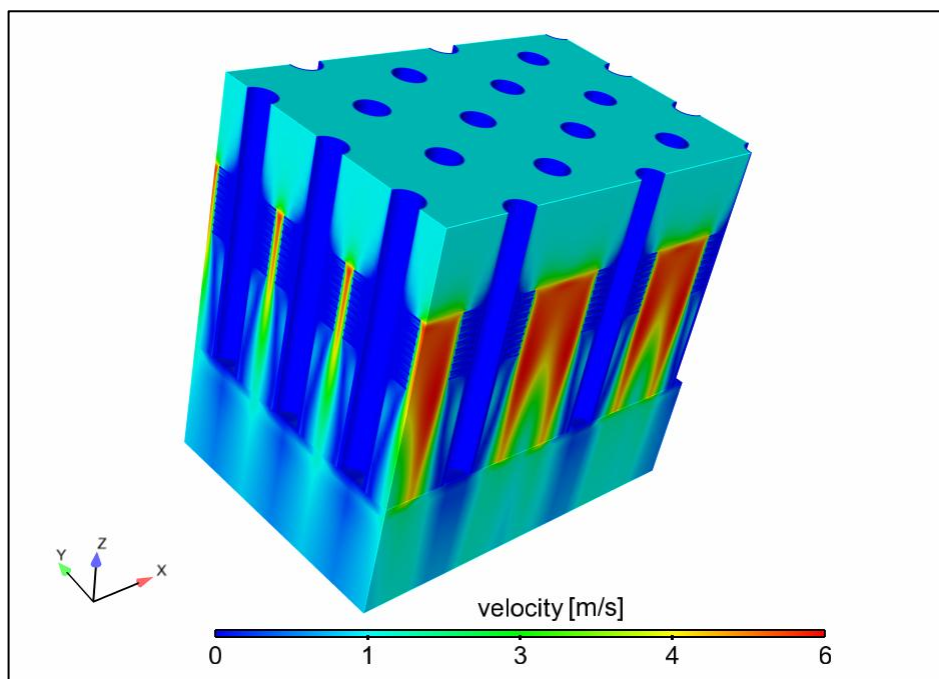
Obrázek 29 – Model 2 - Tlakové pole



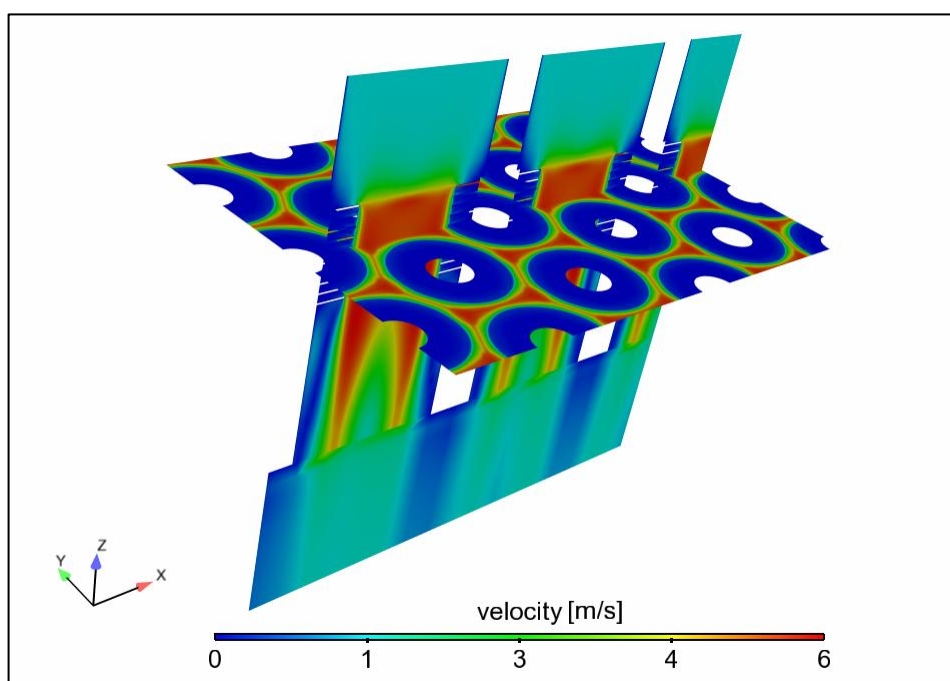
Obrázek 30 – Model 2 - teplotní pole



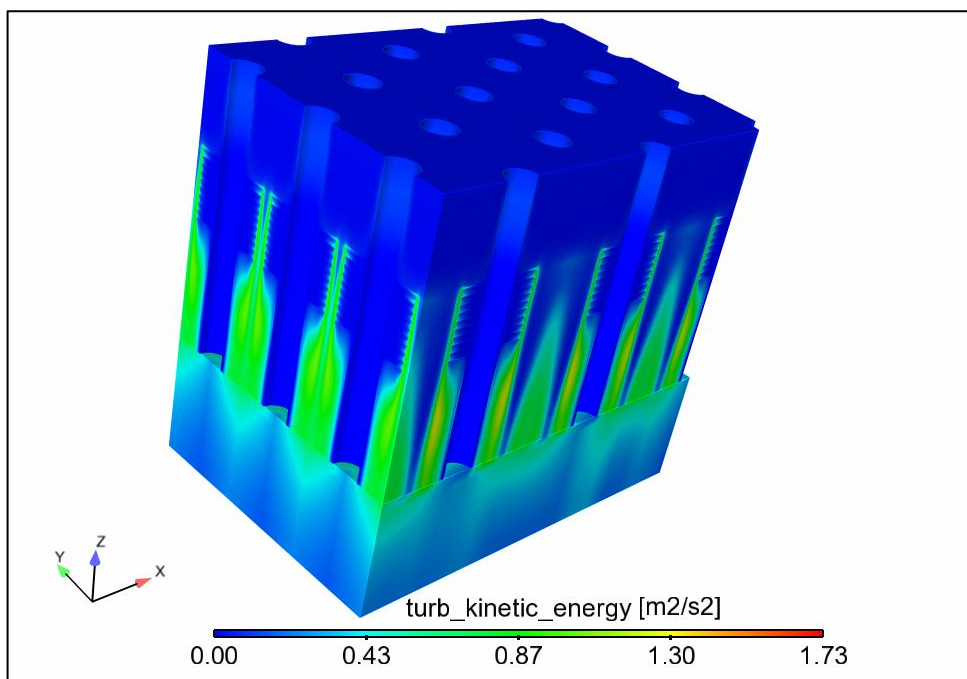
Obrázek 31 – Model 2 - teplotní pole v řezu yz procházejícím středem modelu a v řezu xy procházejícím středem žebrované části trubek



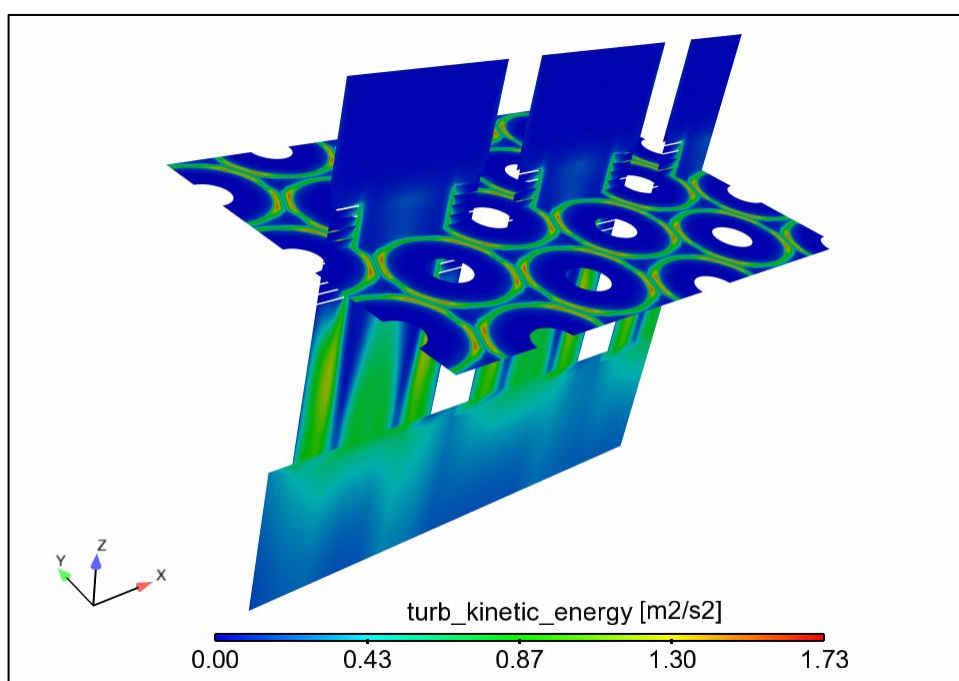
Obrázek 32 – Model 2 - rychlostní pole



Obrázek 33 – Model 2 - rychlostní pole v řezu yz procházejícím středem modelu a v řezu xy procházejícím středem žebrované části trubek



Obrázek 34 – Model 2 - zobrazení turbulence



Obrázek 35 – Model 2 - turbulence v řezu yz procházejícím středem modelu a v řezu xy procházejícím středem žebrované části trubek

2.1.3.4 Vyhodnocení výsledků

Velmi důležitou charakteristikou tepelného výměníku je jeho tlaková ztráta, která se velmi často vyjadřuje pomocí součinitele tlakových ztrát, pro nějž platí vztah

$$\zeta = \frac{\Delta p}{p_d}, \quad (43)$$

kde Δp je tlaková ztráta na svazku žebrovek a p_d dynamický tlak na vstupu.

Tabulka 2 zobrazuje výsledné hodnoty teploty výstupního vzduchu, tepelného toku a součinitele tlakové ztráty vypočítané programem Fluent pro model 1 a model 2.

Tabulka 2 – výsledné hodnoty z výpočtů v programu Fluent

	Model 1	Model 2
Teplota na výstupu [°C]	59,16	36,49
Tepelný tok [W]	1031,71	344,2
Součinitel tlakové ztráty ζ [-]	9,51	10,44

2.1.4 Diskuze výsledků

Nyní bylo vhodné porovnat výsledky jednotlivých typů výpočtů aplikovaných na model 1.

Při porovnání hodnot velikosti tepelného toku získaného numerickou simulací a výpočtem je patrná odchylka, která je však stále v rozmezí do 15%. Při srovnání hodnot teplot vzduchu na výstupu ze svazku žebrovaných trubek je mezi jednotlivými metodami dosaženo odchylky necelých 5,1°C (13,7%).

2.2 Úprava modelu

Aby bylo možné dosáhnout zredukování prvků sítě (ušetření výpočetní kapacity), bylo třeba provést další zjednodušení geometrie modelu 1. Podmínkou tohoto zjednodušování bylo, co nejbližší se přiblížit výsledným hodnotám získaným u detailního modelu.

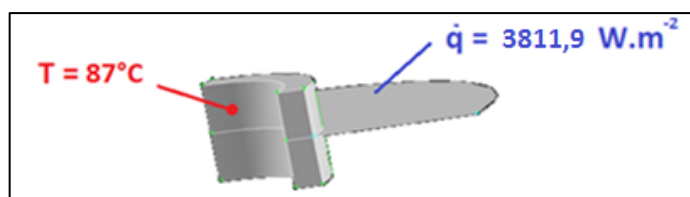
2.2.1 Nahrazení geometrie žebra plochou o stejných rozměrech

Jako nejvhodnější se z hlediska následujícího postupu jevílo zjistit, zda je možné nahradit geometrii žebra plochou o stejných rozměrech ale s nulovou tloušťkou.

Tloušťka žebra byla následně definována v okrajových podmínkách v programu Fluent výběrem příkazů *wall thickness* a *shell conduction*.

Díky tomu se podařilo snížit počet prvků sítě o více než 200 tisíc na 1 316 920. Dále bylo nutné zvolit co nejvhodnější způsob definování okrajových podmínek z hlediska tepelné výměny.

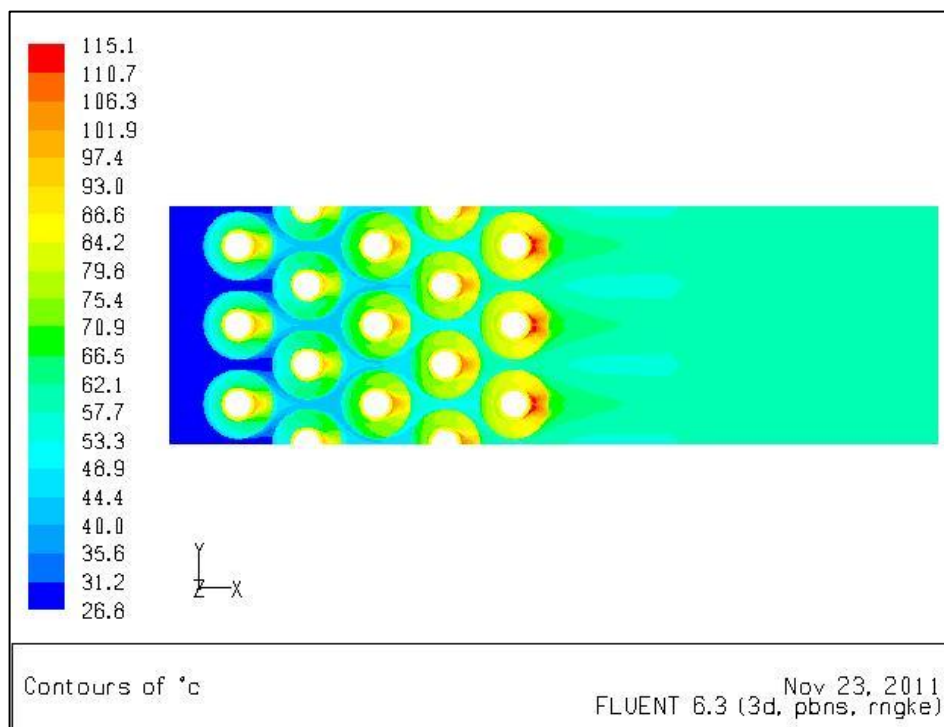
Nejprve se vyzkoušelo nastavení okrajových podmínek pomocí definování teploty na vnitřní stěně trubky a velikosti tepelného toku žebry (Obrázek 36).



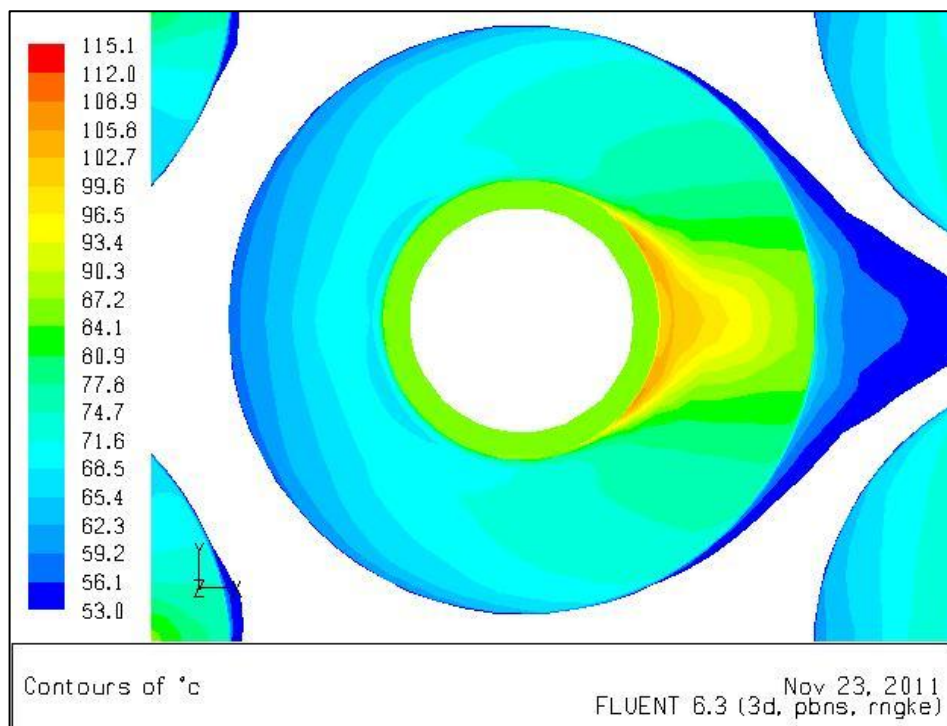
Obrázek 36 - schématické znázornění definovaných okrajových podmínek

Velikost teploty na vnitřní stěně trubky vychází ze zadaných hodnot. Tepelný tok žebry byl definován pomocí hustoty tepelného toku určené ze základního geometrického modelu s vymodelovanými žebry.

Získané teplotní pole je znázorněno, viz Obrázek 37. Hodnota výstupní teploty vyšla obdobně jako u detailního modelu $t = 58,74^{\circ}\text{C}$, avšak při detailnějším pohledu na teplotní profil žebra (Obrázek 38) je zřejmé, že teplota na žebrou v některých místech přesahuje zadanou vstupní hodnotu teploty na vnitřní stěně trubky a dosahuje až hodnoty $115,1^{\circ}\text{C}$.

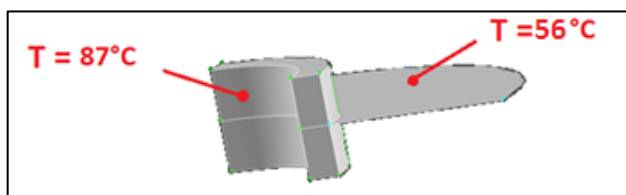


Obrázek 37 - zobrazení teplotního rozložení v řezu středem svazku



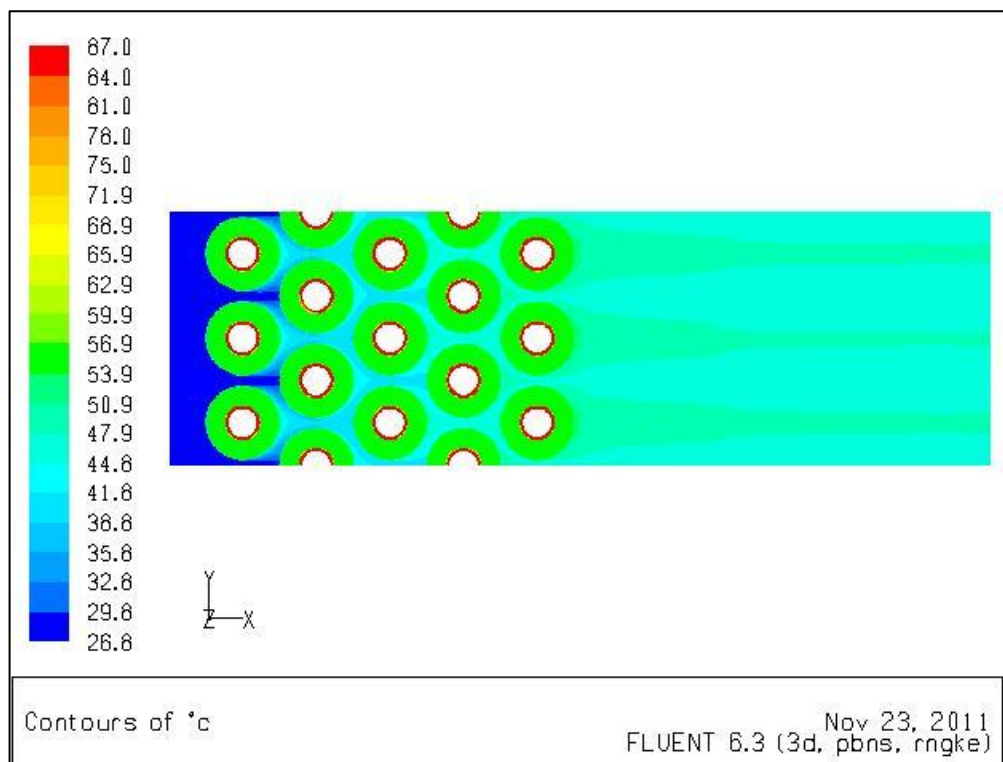
Obrázek 38 - zobrazení teplotního rozložení na žebře

Z předchozího zjištění je tedy patrné, že tento způsob zadání okrajových podmínek není vhodný k řešení tohoto problému. Proto bylo rozhodnuto, že se přistoupí k další variantě zadání okrajových podmínek a tou byla varianta s definováním teploty na vnitřní stěně trubky a teploty na žebře (Obrázek 39). Teplota na žebře byla volena jako střední teplota žebra zjištěná na detailním modelu.

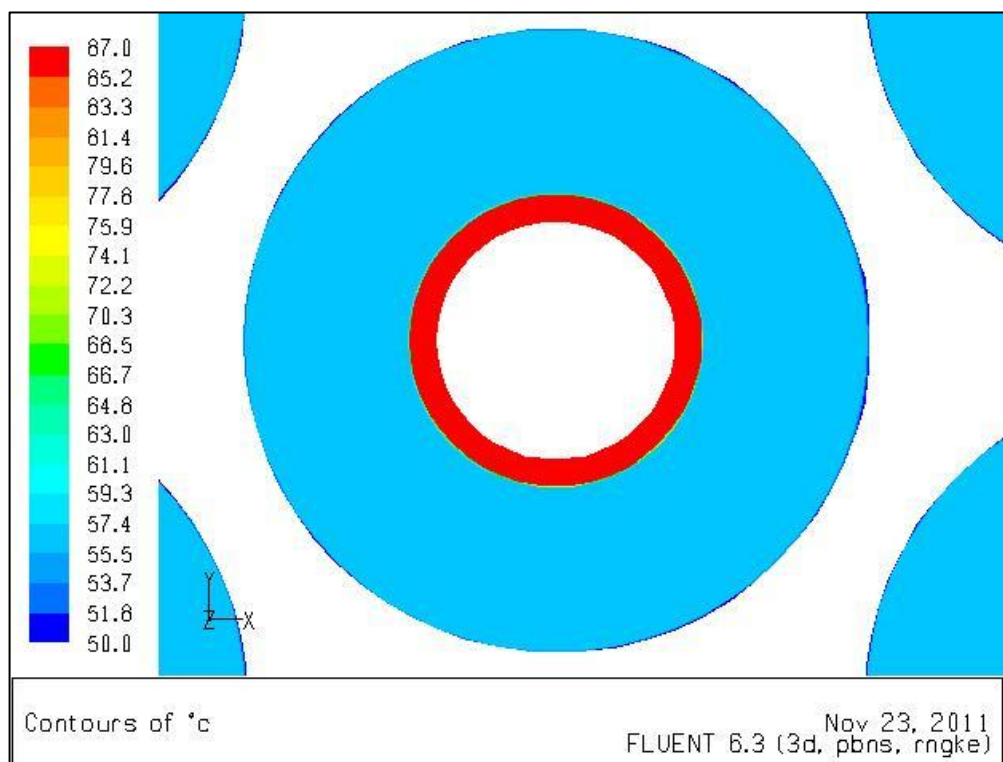


Obrázek 39 - schématické znázornění definovaných okrajových podmínek

Pro toto nastavení okrajových podmínek byly sice splněny teplotní limity, nicméně teplotní profil na žebře nebyl vhodný k dalšímu použití, což je patrné viz Obrázek 40 a Obrázek 41, a i velikost teploty na výstupu $t = 47,67^{\circ}\text{C}$ se vyznačovala značnou odchylkou od původního nastavení.

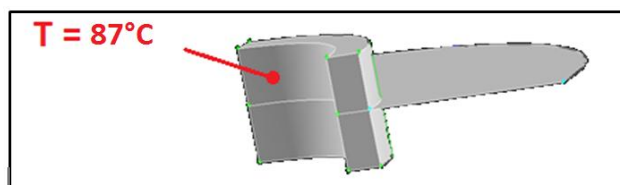


Obrázek 40 - zobrazení teplotního rozložení v řezu středem svazku



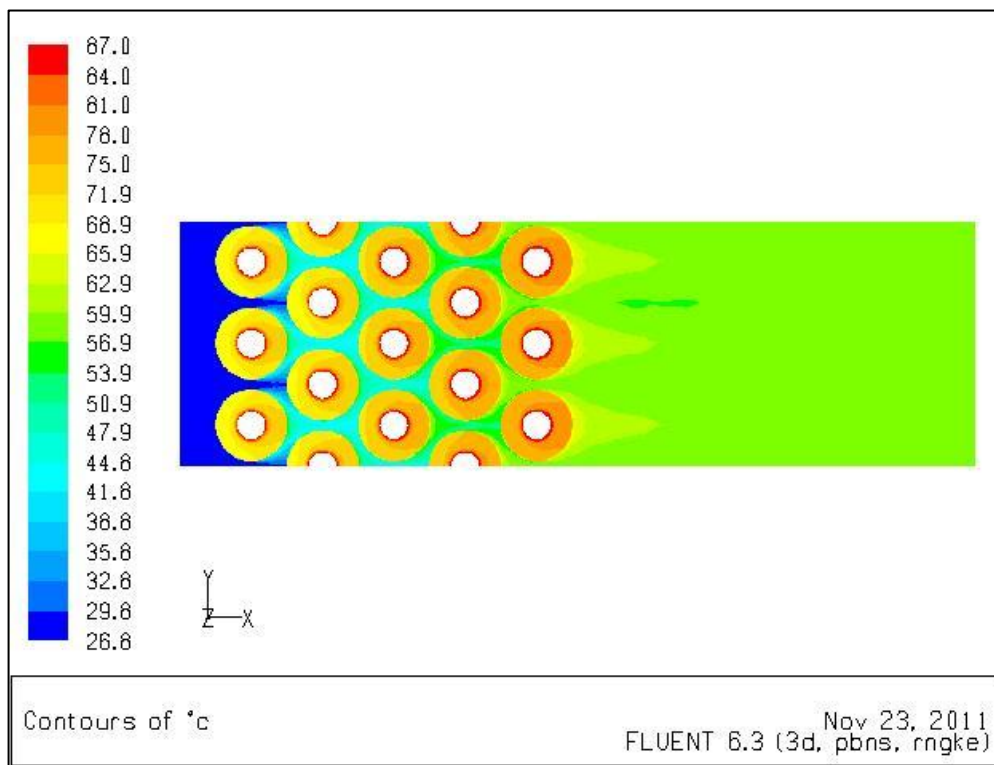
Obrázek 41 - Zobrazení teplotního rozložení na žeburu

Dalším možným způsobem řešení bylo definování teplotních okrajových podmínek pouze na vnitřní stěně trubky (Obrázek 42).

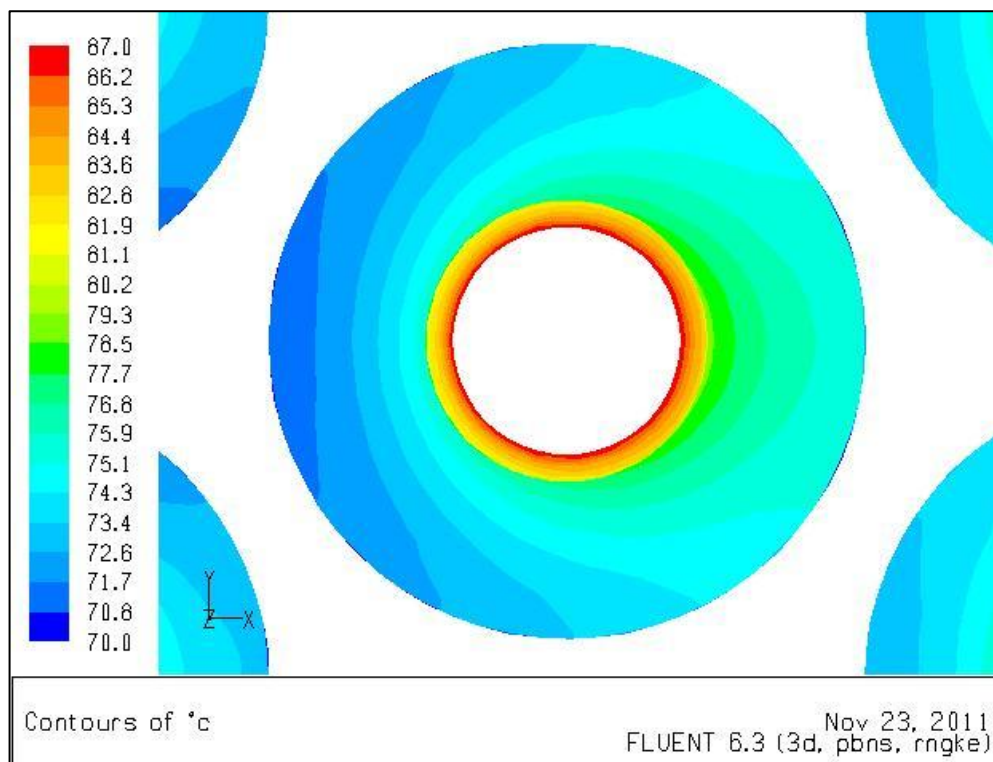


Obrázek 42 - schématické znázornění definovaných okrajových podmínek

Obrázek 43 a Obrázek 44 zobrazuje teplotní profil žebra, který již velmi solidně odpovídal detailnímu modelu a i teplota na výstupu $t = 58,11^\circ\text{C}$ se lišila od výstupní teploty detailního modelu pouze o jeden stupeň.

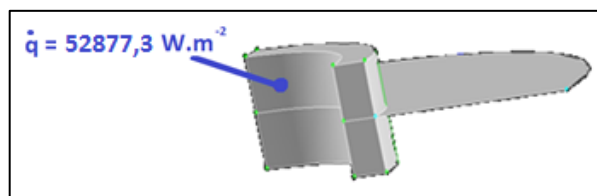


Obrázek 43- zobrazení teplotního rozložení v řezu středem svazku



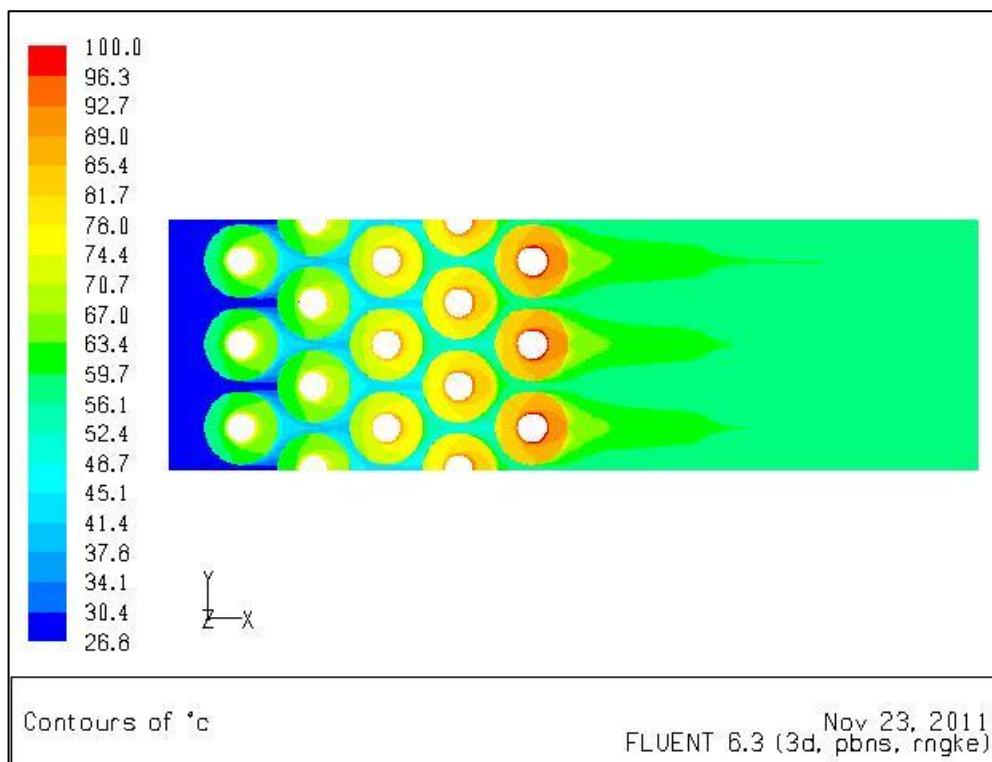
Obrázek 44 - zobrazení teplotního rozložení na žebří

Pro úplnost bylo provedeno ještě jedno nastavení okrajových podmínek a to s definováním hustoty tepelného toku na vnitřní straně trubky (Obrázek 45). Hodnota hustoty tepelného toku byla převzata z původního detailního modelu.

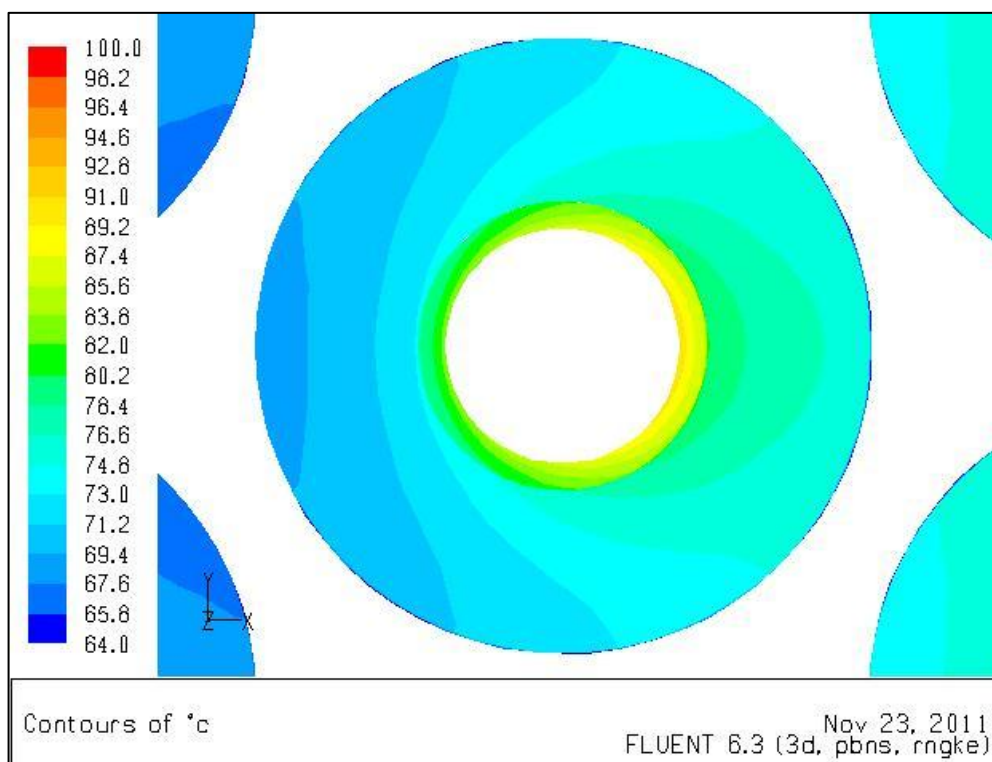


Obrázek 45 - schématické znázornění definovaných okrajových podmínek

S tímto nastavením se podařilo ještě více přiblížit teplotu na výstupu detailnímu modelu a to na hodnotu $t=59,03^{\circ}\text{C}$. I teplotní rozložení na sledovaném žebří uprostřed svazku žebrovek odpovídalo požadavku (Obrázek 47), avšak při pohledu na řez středem celého svazku žebrovek (Obrázek 46) bylo možné sledovat, že teploty na poslední řadě žebří dosahovaly hodnoty téměř 100°C . Proto lze tvrdit, že toto nastavení okrajových podmínek nebylo příliš vhodné.



Obrázek 46 - zobrazení teplotního rozložení v řezu středem svazku



Obrázek 47 - zobrazení teplotního rozložení na žebře

Z předchozích zjištění se jako nejvhodnější pro další postup ukázalo využití nastavení okrajových podmínek s nastavením teploty na vnitřní straně trubky. Z důvodu většího přiblížení hodnoty výstupní teploty u tohoto nastavení k hodnotě výstupní teploty u detailního modelu byly provedeny dva výpočty, při nichž se zvětšovala tloušťka žebër. Nejbližší hodnoty výstupní teploty $t = 59,14^{\circ}\text{C}$

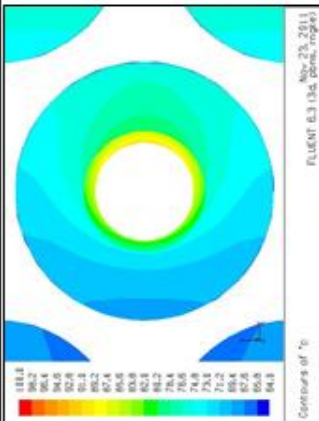
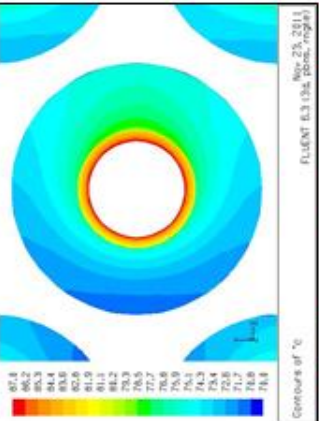
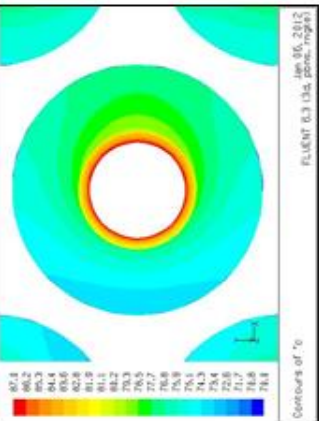
bylo dosaženo při nastavení tloušťky žebra na 0,7mm. Je ale třeba si uvědomit, že je nezbytné brát v potaz nejen velikost výstupní teploty ale i velikost součinitele tlakové ztráty. S ohledem na tuto podmínku se ukázala jako nejvhodnější varianta s tloušťkou žebra 0,8mm při níž byla výstupní teplota vypočítána jako $t = 59,40^{\circ}\text{C}$ a součinitel tlakové ztráty jako $\zeta = 7,54$.

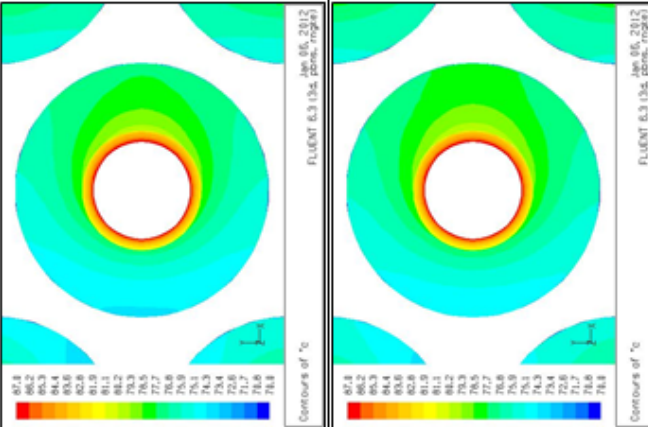
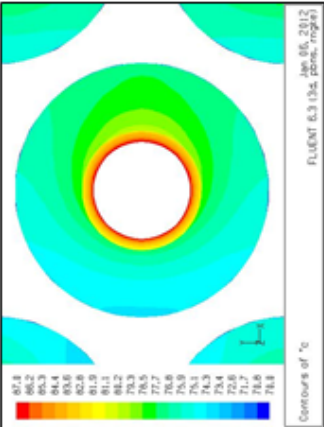
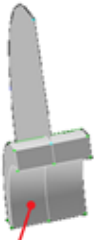
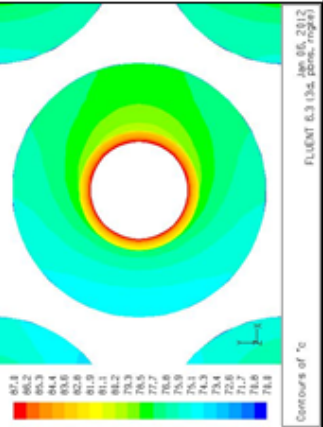
Shrnutí získaných výsledků pro nahrazení geometrie žeber plochou o stejných rozměrech je uvedeno v tabulce 3.

2.2.1.1 Vyhodnocení výsledků

Tabulka 3 - Vyhodnocení výsledků nahrazení geometrie žebra plochou o stejných rozměrech

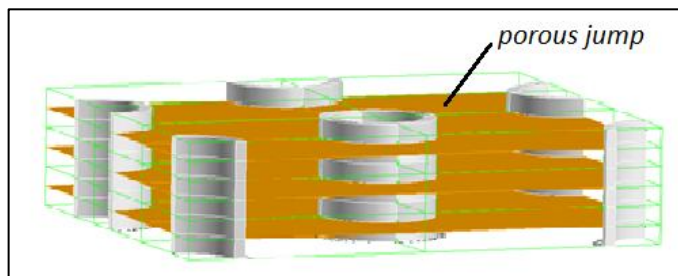
tloušťka žebra [mm]	Nastavení modelu	Výstupní teplota [°C]	Součinitel tlakové ztráty [-]	
0,5	Detailní model	59,16	9,71	
0,5		58,74	6,93	
0,5		47,67	6,93	

Floušťka řebra [mm]	Nastavení modelu	Výstupní teplota [°C]	Součinitel tlakové ztráty [-]	
0,5		59,03	6,93	
0,5		58,11	6,93	
0,7		59,14	6,94	

Tloušťka žebra [mm]	Nastavení modelu	Výstupní teplota [°C]	Součinitel tlakové ztráty [-]	
0,75		59,30	7,44	
0,8		59,40	7,54	

2.2.2 Nahrazení žeber funkcí porous jump

Další možností jak provést zjednodušení daného problému bylo nahrazení žeber rovinnou plochou s využitím funkce porous jump (Obrázek 48).[14],[15],[16] Díky takto zjednodušené geometrii se počet elementů sítě snížil na 1 161 600, což je o 360 tisíc méně než u původního modelu.



Obrázek 48 – schématické znázornění nastavení modelu

Tento případ byl řešen pro dvě různá nastavení okrajových podmínek a to pro definování teploty na vnitřní stěně trubky (Obrázek 50) a pro definování hustoty tepelného toku na vnitřní stěně trubky (Obrázek 51).

Aby bylo možné provést výpočet, bylo třeba nejprve určit konstanty definující funkci porous jump (Obrázek 49).

Zone Name	
plocha	
Face Permeability (m2)	1.46e-08
Porous Medium Thickness (m)	0.0005
Pressure-Jump Coefficient (C2) (1/m)	19285.71
OK Cancel Help	

Obrázek 49- tabulka definující koeficienty funkce porous jump

K určení koeficientů potřebných k využití funkce porous jump doporučuje [15] provést soubor pomocných výpočtů, a to z důvodu zjištění tlakových ztrát pro různé hodnoty rychlosti proudění vzduchu na vstupu do modelu. Jelikož se jedná o propustnost v jednom směru, stačilo uskutečnit tyto výpočty pro model 2 (Tabulka 4).

Tabulka 4 - Tlakové ztráty model 2

Hmotnostní tok [kg.s ⁻¹]	Rychlost na vstupu [m.s ⁻¹]	Tlaková ztráta na žebrech [Pa]
0,01	0,48	1,48
0,02	0,95	5,43
0,03	1,42	11,84
0,04	1,90	20,61
0,05	2,37	31,77

K určení koeficientu „Face permeability“ α_p a koeficientu tlakového „skoku“ C_2 bylo třeba znát vztah

$$\Delta p = \Delta p_{viskózní} + \Delta p_{setrvačné} , \quad (44)$$

kde $\Delta p_{viskózní}$ je tlaková ztráta způsobená viskózními silami a $\Delta p_{setrvačné}$ tlaková ztráta způsobená silami setrvačnými. Dále je platí

$$\Delta p = \frac{\eta}{\alpha_p} \cdot w \cdot n + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_2 \cdot w^2 \cdot n , \quad (45)$$

kde n je tloušťka porézní vrstvy.

Z tabulky 4 lze zjistit závislost tlakové ztráty na žebrech na rychlosti jako

$$\Delta p = 0,61w + 5,40w^2 . \quad (46)$$

Z toho plyne

$$C_2 = \frac{2,5,40}{\rho \cdot n} , \quad (47)$$

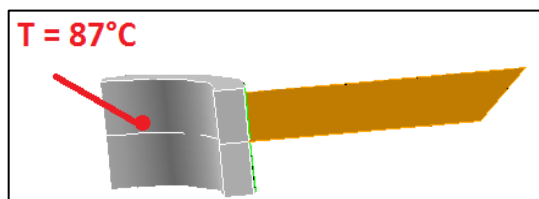
$$\alpha_p = \frac{\eta \cdot n}{0,61} . \quad (48)$$

Po dosazení

$$C_2 = 2,5,40 \frac{1}{1,16,0,0005} = 19285,71 \frac{1}{m} ,$$

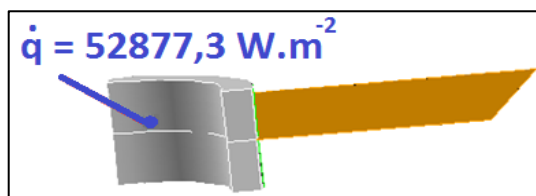
$$\alpha_p = \frac{1,79 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0005}{0,61} = 1,46 \cdot 10^{-8} m^2 .$$

Poté již bylo možno přistoupit k samotnému výpočtu jednotlivých nastavení. Nejprve byla vypočtena varianta s definovanou teplotou na vnitřní stěně trubky.



Obrázek 50 - schématické znázornění definovaných okrajových podmínek

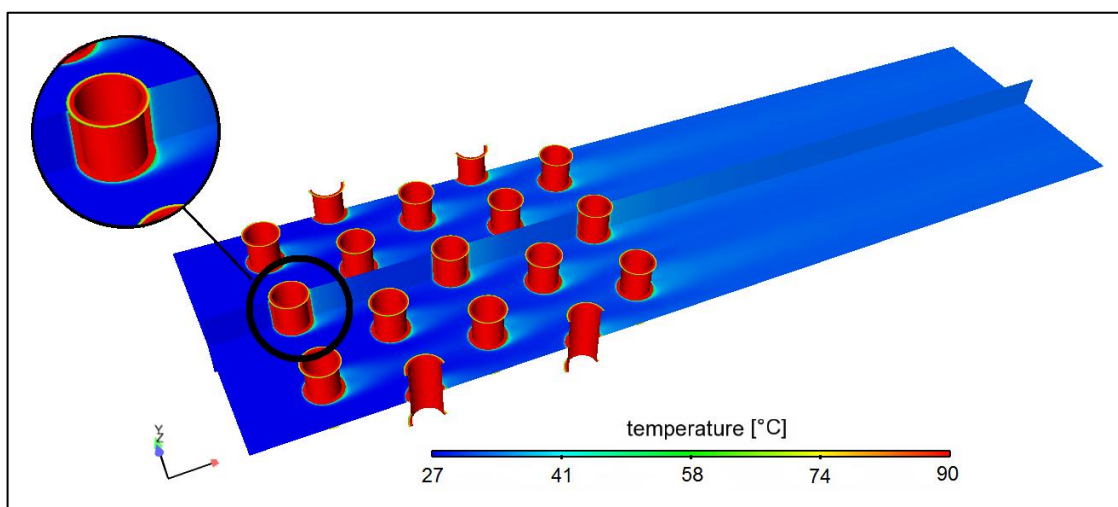
Pro toto nastavení vyšla výstupní teplota $t = 33,28 \text{ } ^\circ\text{C}$ a součinitel tlakové ztráty $\zeta = 3,73$. Jelikož jsou tyto hodnoty velmi odlišné od hodnot, kterých je snaha dosáhnout bylo rovnou přistoupeno k výpočtu dalšího nastavení a to s definovanou hustotou tepelného toku na vnitřní stěně trubky.



Obrázek 51 - schématické znázornění definovaných okrajových podmínek

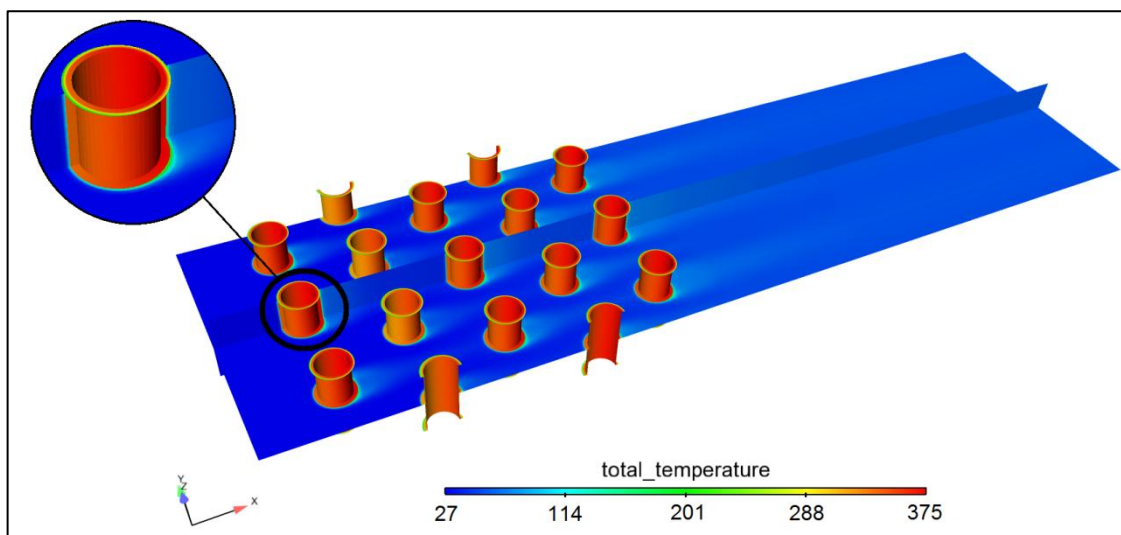
Pro tento případ se podařilo dosáhnout velmi přesně hodnoty výstupní teploty $t = 59,36\text{ °C}$ a to i přesto, že funkce porous jump není definována pro přenos tepla. Nicméně součinitel tlakové ztráty byl i pro toto nastavení nízký $\zeta = 3,96$. Proto byl proveden ještě jeden výpočet a to s nastavením tloušťky porózního média na 1mm. Avšak ani se zvětšenou tloušťkou porózního média se součinitel tlakové ztráty $\zeta = 3,95$ požadované hodnotě nepřiblížil. Jako další nevýhoda funkce porous jump se tedy ukázala schopnost propustnosti pouze v jednom směru. I přestože byla náhradní ploše definována tloušťka, nebylo možné ovlivnit proudění zároveň ve směru kolmém i podélném na délku trubek (Obrázek 52, Obrázek 53), což mělo za následek nepřesnou výslednou hodnotu tlakové ztráty.

Je vhodné se také zamyslet nad velkou odlišností výstupních teplot pro jednotlivá nastavení modelu. Ta je zřejmě způsobena již zmíněným faktem, že funkce porous jump není definována pro přenos tepla. U okrajové podmínky s nastavenou teplotou na vnitřní stěně trubky se podstatně zmenší teplosměnná plocha a tudíž je výstupní teplota výrazně snížena oproti detailnímu modelu.



Obrázek 52 - teplotní pole v řezu yz procházejícím středem modelu a v řezu xy procházejícím prostřední řadou trubek, teplotní rozložení na vnitřní stěně trubek

Naproti tomu nastavení okrajové podmínky hustotou tepelného toku nahrazuje zmenšení teplosměnné plochy výrazným zvýšením teploty na vnitřní stěně trubky a to až na 375 °C (Obrázek 53), čímž se sice velmi liší od základního modelu, nicméně ve výstupní teplotě se téměř shodují.

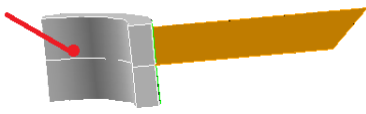


Obrázek 53- teplotní pole v řezu yz procházejícím středem modelu a v řezu xy procházejícím prostřední řadou trubek, teplotní rozložení na vnitřní stěně trubek

2.2.2.1 Vyhodnocení výsledků

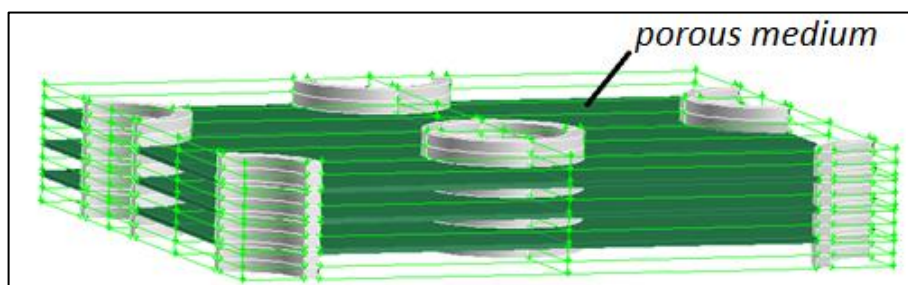
Tabulka 5 shrnuje získané výsledky pro nahrazení žebek funkcí porous jump.

Tabulka 5 - Shrnutí výsledků nahrazení žebek funkcí porous jump

Nastavení		Výstupní teplota [°C]	Součinitel tlakové ztráty [-]
$T = 87^{\circ}\text{C}$ 		33,28	3,73
$\dot{q} = 52877,3 \text{ W.m}^{-2}$ 	Tloušťka porézní plochy [mm]		
	0,5	59,36	3,96
	1	59,15	3,95

2.2.3 Nahrazení žebek funkcí porous medium

Z předchozích zjištění se ukázalo jako vhodné použít funkci, která by splňovala požadavek nejen na výpočet přenosu tepla, ale i přesnější určení tlakové ztráty. Proto byla pro další výpočty vybrána funkce porous medium.[14],[15],[16] s její pomocí bylo provedeno nahrazení objemu žebek, viz Obrázek 54.



Obrázek 54 - schématické znázornění nastavení modelu

Počet elementů sítě tohoto modelu je 1 038 420 a jedná se tedy téměř o půl milionovou úsporu oproti detailnímu modelu.

Stejně jako v případě s využitím porózní roviny i zde se potřebné koeficienty určí pomocí souboru pomocných výpočtů provedených ke zjištění tlakových ztrát pro různé hodnoty rychlosti proudění vzduchu na vstupu do modelu. Nicméně bylo třeba si uvědomit, že na rozdíl od nahrazování porézní rovinou se při nahrazování porézním objemem pracuje s propustností ve dvou směrech, a proto bylo nutné uskutečnit tyto výpočty i pro proudění kolmo na délku trubek.

Proudění kolmo na délku trubek:

V případě proudění kolmém na délku trubek se pracuje s tlakovou ztrátou vzniklou pouze na žebrech, proto byly výpočty provedeny nejprve pro detailní model (model 1) a poté pro model s hladkými trubkami. Následně se tlaková ztráta na žebrech určila jako rozdíl tlakových ztrát těchto dvou modelů.

Tabulka 6 - Tlakové ztráty při proudění kolmo na délku trubek

Hmotnostní tok [kg.s ⁻¹]	Rychlost na vstupu [m.s ⁻¹]	Tlaková ztráta [Pa]		Tlaková ztráta na žebrech [Pa]
		Model 1	Hladké trubky	
0,01	2,46	60,37	3,56	56,81
0,02	4,91	136,84	14,16	122,68
0,03	7,37	312,80	31,74	281,06
0,04	9,82	412,35	57,27	355,08
0,05	12,28	580,74	87,95	492,79

Z tabulky 6 lze zjistit závislost tlakové ztráty na žebrech na rychlosti jako

$$\Delta p = 22,93w + 1,42w^2. \quad (49)$$

Ze znalosti vztahu (49) se určí potřebné koeficienty jako

$$C_2 = \frac{2,1,42}{\rho \cdot n}, \quad (50)$$

$$\frac{1}{\alpha_p} = \frac{22,93}{\mu \cdot n}. \quad (51)$$

Po dosazení

$$C_2 = \frac{2,1,42}{1,16 \cdot 0,17} = 14,92 \frac{1}{m},$$

$$\frac{1}{\alpha_p} = \frac{22,93}{1,79 \cdot 10^{-5} \cdot 0,17} = 7535327 \frac{1}{m^2}.$$

Proudění podélné s délkou trubek:

Hodnoty koeficientů C_2 a α_p se pro proudění podélné s délkou trubek neliší od hodnot vypočtených pro nahrazení porózní rovinou, proto stačí určit pouze převrácenou hodnotu α jako $\frac{1}{\alpha_p} = 68493150,7 \frac{1}{m^2}$.

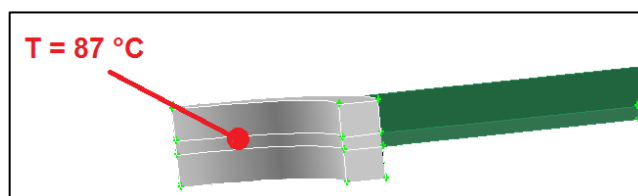
Jako poslední parametr je třeba určit hodnotu „porosity“, což je poměr objemu vzduchu ku celkovému objemu vytvořenému k nahrazení těchto žebër, pro nějž platí vztah

$$porosity = 1 - \frac{k\pi \frac{D_z^2 - d_a^2}{4} n}{gh - k\pi \frac{d^2}{4} n}, \quad (52)$$

kde k je počet trubek, g šířka vytvořeného objemu, h délka vytvořeného objemu a n tloušťka porézní vrstvy (v tomto případě žebra). Po dosazení

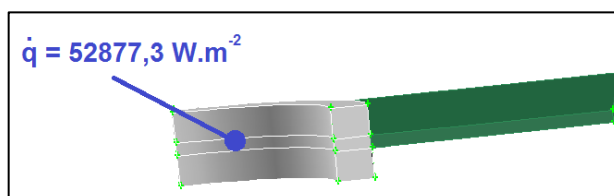
$$porosity = 1 - \frac{15\pi \frac{0,034^2 - 0,016^2}{4}}{0,117 \cdot 0,17 - 15\pi \frac{0,016^2}{4}} = 0,37.$$

Nyní již bylo možno přistoupit k samotnému výpočtu. Jako okrajová podmínka pro výpočet byla definována teplota na vnitřní stěně trubky (Obrázek 55).



Obrázek 55 - schématické znázornění definovaných okrajových podmínek

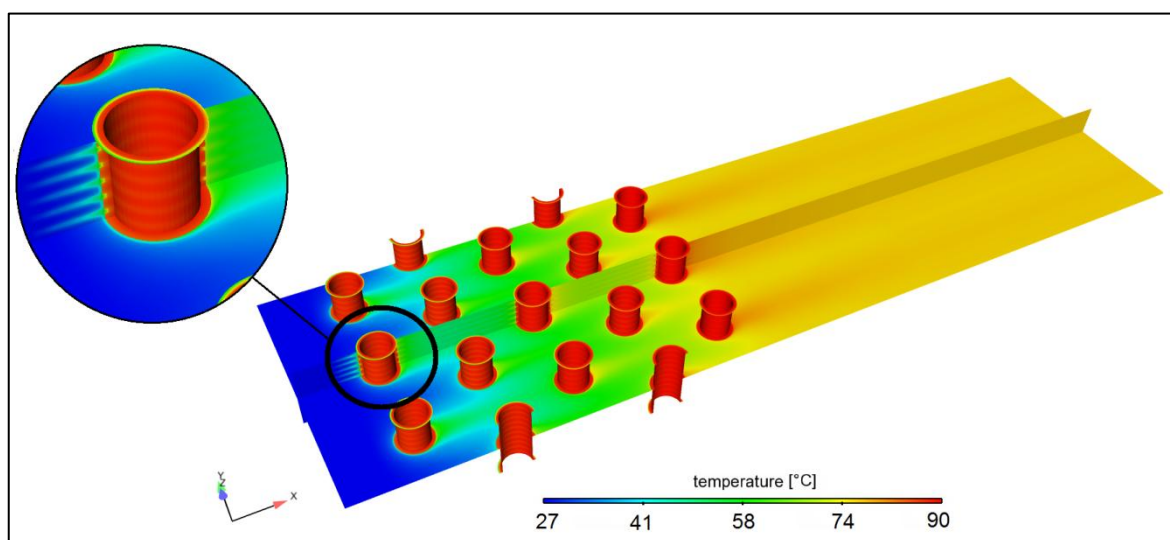
Výstupní teplota vyšla $t = 73,80$ °C a součinitel tlakové ztráty $\zeta = 6,02$, což je u obou hodnot výrazná odchylka od detailního modelu. Bylo tedy vhodné zjistit, zda není možné dosáhnout přesnějších hodnot nastavením okrajové podmínky jako hustoty tepelného toku na vnitřní stěně trubky (Obrázek 56).



Obrázek 56 - schématické znázornění definovaných okrajových podmínek

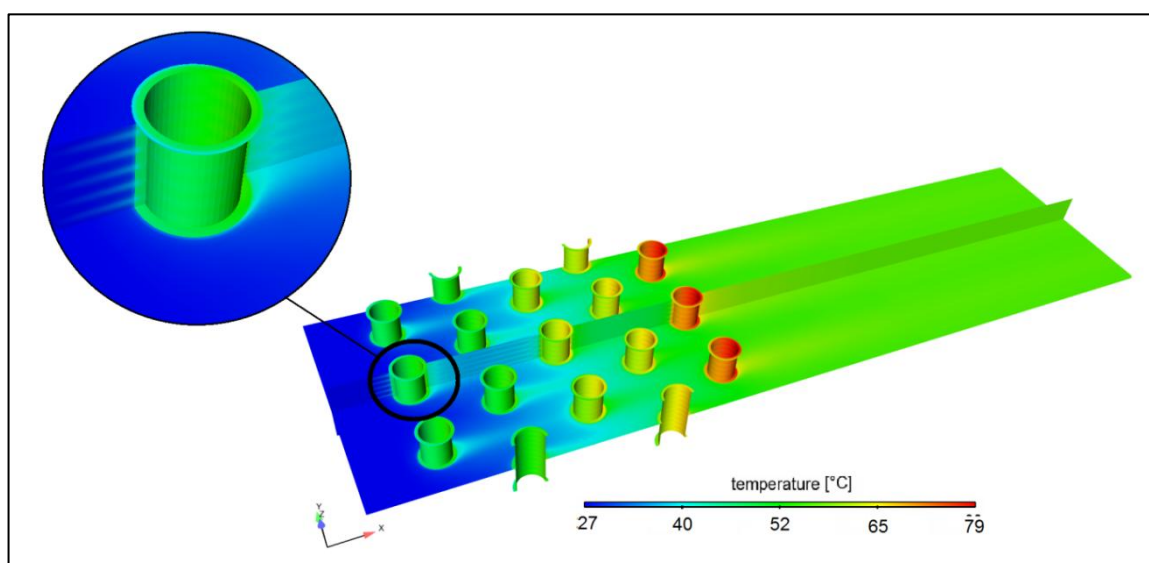
Tímto nastavením bylo dosaženo značného přiblížení výstupní teploty k požadované hodnotě na $t = 56,84$ °C, nicméně součinitel tlakové ztráty vyšel $\zeta = 5,45$. Ukazuje se tedy, že i přes zachování postupu doporučeným výrobcem programu Fluent se, v tomto případě, nepodařilo dosáhnout uspokojivých hodnot tlakové ztráty.

Stejně jako u nahrazení žebér plochou i zde jsou patrné výrazné odchylky výstupní teploty u jednotlivých nastavení okrajových podmínek. Je to zřejmě způsobeno tím, že u objemu definovaného funkcí porous medium není ve směru kolmém na délku trubek, na rozdíl od vymodelovaných žebér, přechod mezi materiálem žebrování a vzduchem a tudíž je snížen tepelný odpor a zvětšena teplosměnná plocha. To má za následek, že v případě s konstantní teplotou $t = 87^\circ\text{C}$ na vnitřní stěně trubky je výstupní teplota výrazně vyšší než u detailního modelu (Obrázek 57).



Obrázek 57 - teplotní pole v řezu yz procházejícím středem modelu a v řezu xy procházejícím prostřední řadou trubek, teplotní rozložení na vnitřní stěně trubek

V případě definování hustoty tepelného toku na vnitřní stěně trubky je výstupní teplota téměř shodná s výstupní teplotou detailního modelu (Obrázek 58), jelikož na vnitřní stěně trubky teplota nepřesahuje hodnotu 80°C . Na Obrázek 57 a Obrázek 58 si lze též všimnout zřetelného obrysu objemu zastupujícího žebra definovaného jako porous medium.

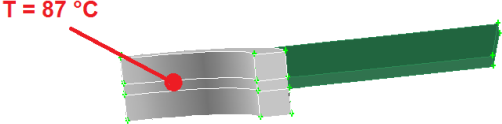
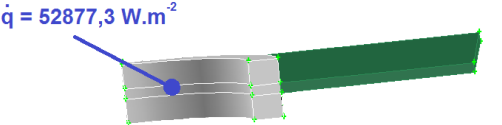


Obrázek 58 - teplotní pole v řezu yz procházejícím středem modelu a v řezu xy procházejícím prostřední řadou trubek, teplotní rozložení na vnitřní stěně trubek

2.2.3.1 Vyhodnocení výsledků

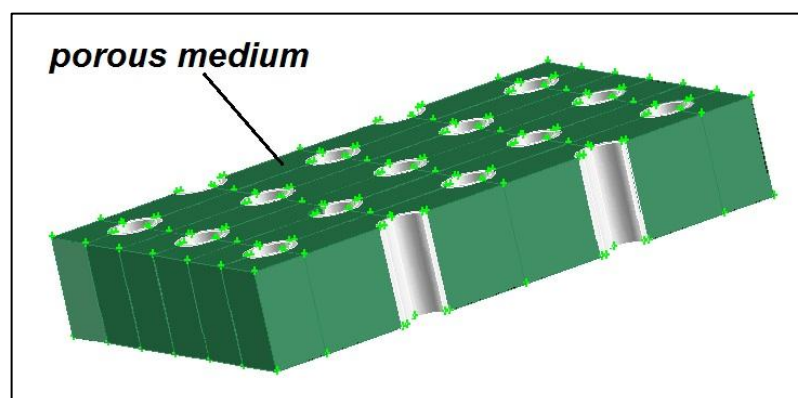
V tabulce 7 je shrnutí získaných výsledků pro nahrazení žeberek funkcí porous medium.

Tabulka 7 - Shrnutí výsledků nahrazení žeberek funkcí porous medium

Nastavení	Výstupní teplota [°C]	Součinitel tlakové ztráty [-]
	73,80	6,02
	56,84	5,45

2.2.4 Nahrazení objemu žebrované části výměníku funkcí porous medium

Další variantou nahrazení, jež by umožnila další zjednodušení modelu a s tím spojené zredukování výpočetní sítě, byla varianta nahrazení žebrované části jádra výměníku funkcí porous medium (Obrázek 59). [14],[15],[16] Využitím této funkce bylo v předchozím případě dosaženo s vhodným nastavením poměrně přesné hodnoty výstupní teploty, avšak bylo třeba zjistit, zda se ji dosáhne i u tohoto nahrazení. Další důležitou podmínkou pro případné využití je i přesnost výpočtu tlakové ztráty.



Obrázek 59 - schématické znázornění nastavení modelu

Nahrazením žebrované části jádra výměníku porézním objemem byl počet elementů sítě snižen na 232 320, což již mělo za následek výrazné zkrácení výpočetního času.

Výpočet koeficientů potřebných k použití funkce porous medium je obdobný jako v předchozím případě. Ve směru kolmém na délku trubek jsou jejich hodnoty totožné. Ve směru podélném s délkou trubek platí taktéž závislost (46), jen se musí brát v potaz změna tloušťky porézního objemu. Po dosazení tedy platí

$$C_2 = 2.5,4 \cdot \frac{1}{1,16,0,03} = 321,40 \frac{1}{m} ,$$

$$\frac{1}{\alpha_p} = 0,61 \cdot \frac{1}{1,79 \cdot 10^{-5} \cdot 0,03} = 1135940,4 \frac{1}{m^2} .$$

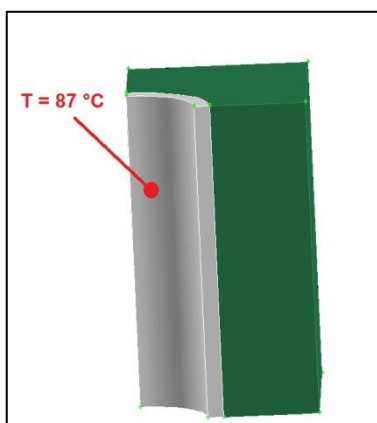
Jako poslední zbývá určit hodnotu „porosity“ jako

$$porosity = 1 - \frac{n_z \pi \frac{D_z^2 - d_a^2}{4} \delta_z}{gh - k \pi \frac{d^2}{4} n} , \quad (53)$$

Po dosazení

$$porosity = 1 - \frac{150 \pi \frac{0,034^2 - 0,016^2}{4} 0,0005}{0,17,0,117 - 15 \pi \frac{0,016^2}{4} 0,03} = 0,895 .$$

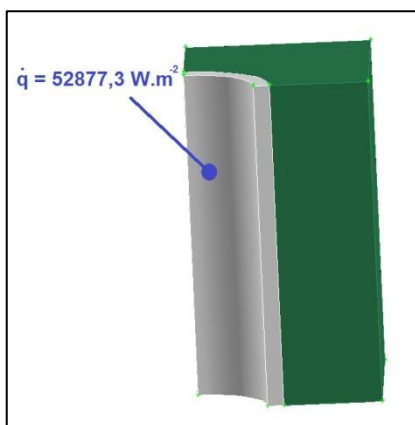
Nejprve byl proveden výpočet pro okrajovou podmínku definovanou jako teplota na vnitřní stěně trubky (Obrázek 60).



Obrázek 60 – schématické znázornění definovaných okrajových podmínek

Podobně jako v předchozím případě nahrazení porézním objemem i nyní vyšla výstupní teplota podstatně vyšší, $t = 83,67 \text{ °C}$, než u detailního modelu. I hodnota součinitele tlakové ztráty, $\zeta = 15,9$, je značně nepřesná. Proto lze tvrdit, že tento způsob definování okrajových podmínek není pro toto nahrazení příliš vhodný

Proto bylo přistoupeno k druhému způsobu definování okrajových podmínek, a to zadáním hustoty tepelného toku na vnitřní stěně trubky (Obrázek 61).



Obrázek 61 - schématické znázornění definovaných okrajových podmínek

Zde již vyšla výstupní teplota poměrně přesně jako $t = 58,99\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nicméně součinitel tlakové ztráty je opět výrazně vyšší, $\zeta = 15,25$. Pro odlišnost výstupních teplot pro tato dvě různá nastavení okrajových podmínek platí zřejmě stejné vysvětlení jako v předchozím případě nahrazení objemu žeber porézním objemem.

Vysoké hodnoty součinitele tlakových ztrát jsou pravděpodobně způsobeny tím, že je složení porézního objemu definováno izotropně pomocí koeficientu porosity a proto dochází k třecím ztrátám v celém objemu. Naproti tomu u detailního modelu je hranice mezi tekutinou a pevnou látkou přesně definována a tudíž dochází k třecím ztrátám pouze na ní.

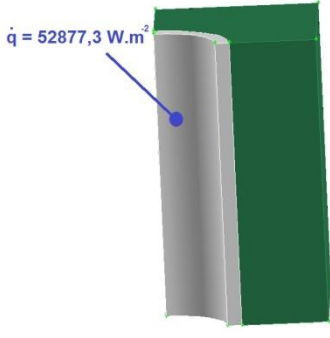
Ukázalo se tedy, že toto nahrazení není vhodné, jelikož koeficientem porosity nelze dostatečně přesně nahradit případ, kdy dochází k proudění vzduchu kolem pevné látky.

2.2.4.1 Vyhodnocení výsledků

V tabulce 8 je shrnutí získaných výsledků pro nahrazení objemu žebrované části výměníku funkcí porous medium.

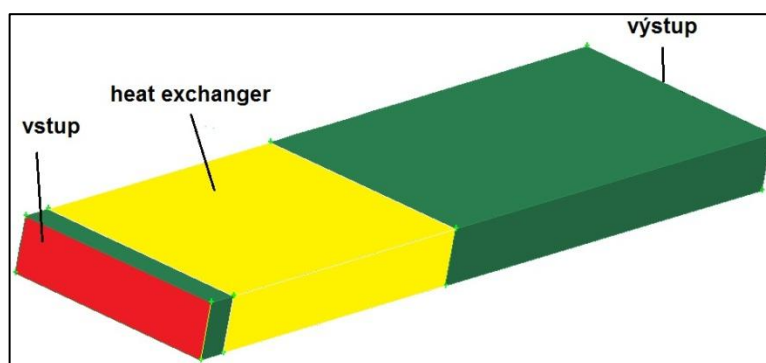
Tabulka 8 - Shrnutí výsledků nahrazení objemu žebrované části výměníku funkcí porous medium

Nastavení	Výstupní teplota [$^{\circ}\text{C}$]	Součinitel tlakové ztráty [-]
	83,67	15,9

Nastavení	Výstupní teplota [°C]	Součinitel tlakové ztráty [-]
 $\dot{q} = 52877,3 \text{ W.m}^{-2}$	58,99	15,25

2.2.5 Nahrazení jádra výměníku funkcí heat exchanger

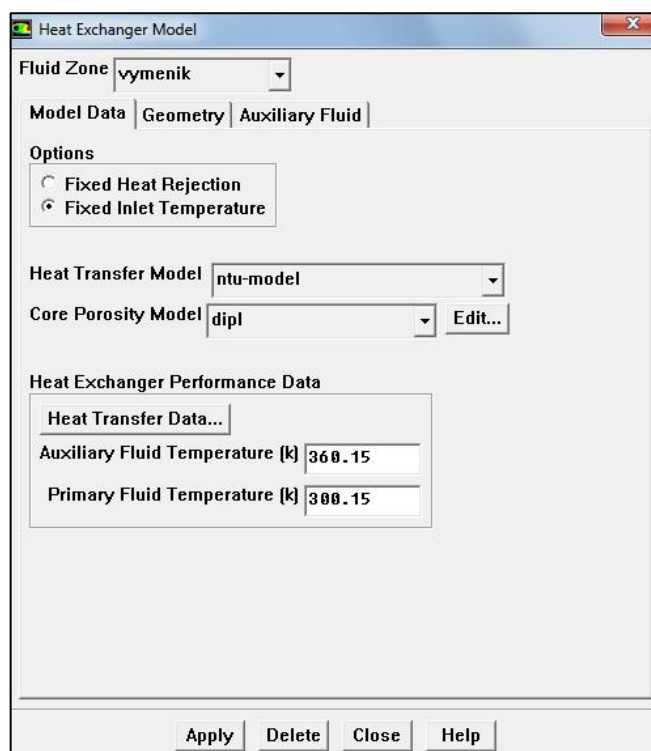
Jelikož žádné z předchozích zjednodušení nedokázalo splnit kladené požadavky na přesnost získaných hodnot a dostatečné zredukování velikosti výpočetní sítě, přistoupilo se k dalšímu způsobu řešení tepelného výměníku v programu Fluent a tím bylo využití funkce heat exchanger (Obrázek 62). [14], [15], [16] Tento způsob řešení se nakonec ukázal z hlediska redukce výpočetní sítě jako nejvhodnější, protože k jeho realizaci nebylo třeba modelovat žebrované trubky a model tak měl síť o pouhých 1 216 elementech.



Obrázek 62 - schématické znázornění nastavení modelu

Funkce heat exchanger se dá definovat dvěma modely. Prvním modelem je simple-effectiveness-model, u nějž je třeba znát závislost velikosti rychlosti na vstupu do modelu na účinnosti výměníku. Druhým modelem, který byl zvolen v tomto případě, je NTU-model, který je definován vlastnostmi proudících látek obstarávajících tepelnou výměnu.

Jako objem pro užití funkce heat exchanger byl zadán objem výměníku. Dále bylo vybráno nastavení pevně zadané vstupní teploty (Fixed Inlet Temperature) a nastaveny vstupní teploty jednotlivých proudů. Proud vzduchu je nastaven jako Primary Fluid a proud vody jako Auxiliary Fluid (Obrázek 63).



Obrázek 63 – nastavení funkce heat exchanger

Nyní bylo nutné zadat hodnoty pórovitosti jádra výměníku (Core Porosity Model), aby bylo možné určit tlakovou ztrátu. Ta se zjistí ze vztahu

$$\Delta p = \frac{1}{2} f \rho \omega_{max}^2, \quad (54)$$

kde f je koeficient tlakové ztráty, který se určí ze vztahu

$$f = K_c + 1 - \sigma^2 - 1 - \sigma^2 - K_e \frac{v_e}{v_i} + 2 \frac{v_e}{v_i} - 1 + f_c \frac{S_a}{S_{prût}} \frac{v_m}{v_i}, \quad (55)$$

kde K_c je koeficient vstupní ztráty, K_e koeficient výstupní ztráty, f_c koeficient tření jádra výměníku, v_e měrný objem na výstupu, v_i měrný objem na vstupu, v_m střední měrný objem a σ je poměr řezu minimální průtočné plochy ku celkovému řezu výměníkem definovaný vztahem

$$\sigma = \frac{S_{prût}}{S_{celk}}. \quad (56)$$

Po dosazení

$$\sigma = \frac{3 \cdot 10^{-3}}{3,51 \cdot 10^{-3}} = 0,855.$$

V tomto případě, kdy je proudění vzduchu kolmé na svazek trubek, jsou hodnoty koeficientů K_c a K_e zahrnuty v koeficientu tření jádra výměníku f_c a proto lze vztah (55) upravit jako

$$f = 1 + \sigma^2 \frac{v_e}{v_i} - 1 + f_c \frac{S_a}{S_{prût}} \frac{v_m}{v_i}. \quad (57)$$

Pro výpočet hodnoty f_c platí

$$f_c = \frac{d_e X S_z + S_{tr}}{4S_{prût} L} \frac{\rho \tau 2g}{3600 m^2} , \quad (58)$$

kde X je poměr s_2 ku D_z , L délka jádra výměníku ve směru proudění, g gravitační zrychlení, τ smykové napětí na jednotku plochy, jež se určí jako

$$\tau = \frac{\tau_{jádro}}{S_a} , \quad (59)$$

kde $\tau_{jádro}$ je smykové napětí na žebrovkách zjištěné ze základního geometrického modelu.

Po dosazení

$$\tau = \frac{3,37}{0,238} .$$

Dále po dosazení

$$f_c = \frac{0,016 \cdot 1,022 + 0,018}{4,003 \cdot 0,17} \frac{1,16 \cdot 14,16 \cdot 2,9 \cdot 81}{3600 \cdot 0,03^2} = 0,047 .$$

Pro koeficientu tření jádra taktéž platí

$$f_c = x Re_{min}^{-y} , \quad (60)$$

kde x je třecí koeficient, Re_{min} minimální hodnota Reynoldsova čísla a y třecí exponent.

Minimální hodnota Reynoldsova čísla se určí ze vztahu

$$Re_{min} = \frac{w_{min} D_h}{\nu} , \quad (61)$$

kde se hodnota D_h spočítá ze vztahu

$$D_h = 4L \frac{S_{prût}}{S_a} . \quad (62)$$

Po dosazení (62) do (61) lze napsat

$$Re_{min} = \frac{4w_{min} L S_{prût}}{S_a \nu} , \quad (63)$$

kde w_{min} je minimální rychlost proudění v jádru výměníku určená ze vztahu

$$w_{min} = \frac{w}{\sigma} . \quad (64)$$

Po dosazení

$$Re_{min} = \frac{4,7 \cdot 2,0 \cdot 17,1 \cdot 16,0 \cdot 0,003}{0,855 \cdot 0,238 \cdot 15,77 \cdot 10^{-6}} = 4989 .$$

Pro tento případ Kays a London [17] doporučují uvažovat hodnotu třetího exponentu $y = 2,5$. Nyní již lze dosadit do vztahu pro výpočet třetího koeficientu

$$x = \frac{0,047}{4989^2} = 2,76 \cdot 10^{-11}.$$

Shrnutí koeficientů potřebných k definování poréznosti jádra výměníku, viz 64.

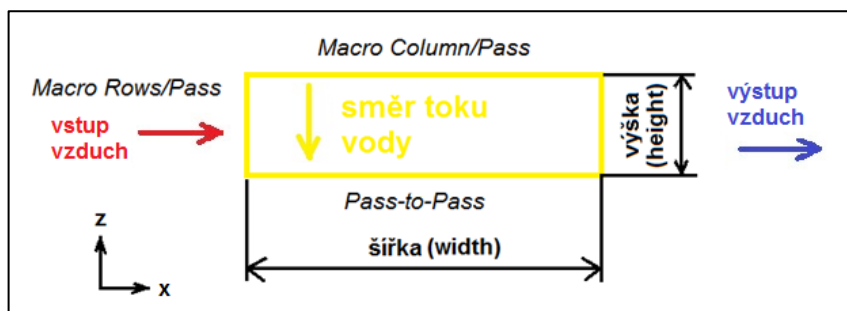
Obrázek

Obrázek 64 – nastavení koeficientů Core Porosity Model

V dalším kroku se zadaly parametry tepelné výměny (Heat Transfer Data). Zde bylo třeba zadat počet proudů vzduchu a vody, jejich hmotnostní tok a tepelný výkon. Pro tento případ byly zadány hodnoty, viz Obrázek 65.

Obrázek 65 – nastavení hodnot Heat Transfer Data Table

Poté se přistoupilo k definování geometrie (Geometry), viz Obrázek 66.



Obrázek 66 – schéma Geometry

Zadání výšky, šířky a hloubky modelu vycházelo z rozměrů objemu vymeník. Volba Pass-to-Pass udává počet otoček proudu vody. Volba Macro Rows/Pass definuje počet objemů, na něž se má zkoumaný objem rozdělit ve směru kolmém na směr proudění vody a volba Macro Column/Pass definuje počet objemů, na něž se má zkoumaný objem rozdělit ve směru proudění vody. Hodnoty parametrů geometrie pro řešený případ jsou zobrazeny na obrázku - Obrázek 67.

Obrázek 67 - nastavení hodnot Geometry

Jako poslední krok definování funkce Heat Exchanger je zadání parametrů proudění vody. Zde bylo třeba zadat měrnou tepelnou kapacitu vody, její hmotnostní tok a vstupní teplotu (Obrázek 68). Pro tento případ byly všechny hodnoty nastaveny jako konstantní.

Heat Exchanger Model

Fluid Zone: vymenik

Model Data | Geometry | Auxiliary Fluid

Auxiliary Fluid Properties Method: constant-specific-heat

Auxiliary Fluid Specific Heat (J/kg-K): 4187

Auxiliary Fluid Flow Rate (kg/s): constant, 0.1

Heat Rejection (W): constant, 0

Inlet Temperature (K): constant, 360.15

Inlet Pressure (pascal): constant, 0

Inlet Quality: 0

Pressure Drop (pascal): 0

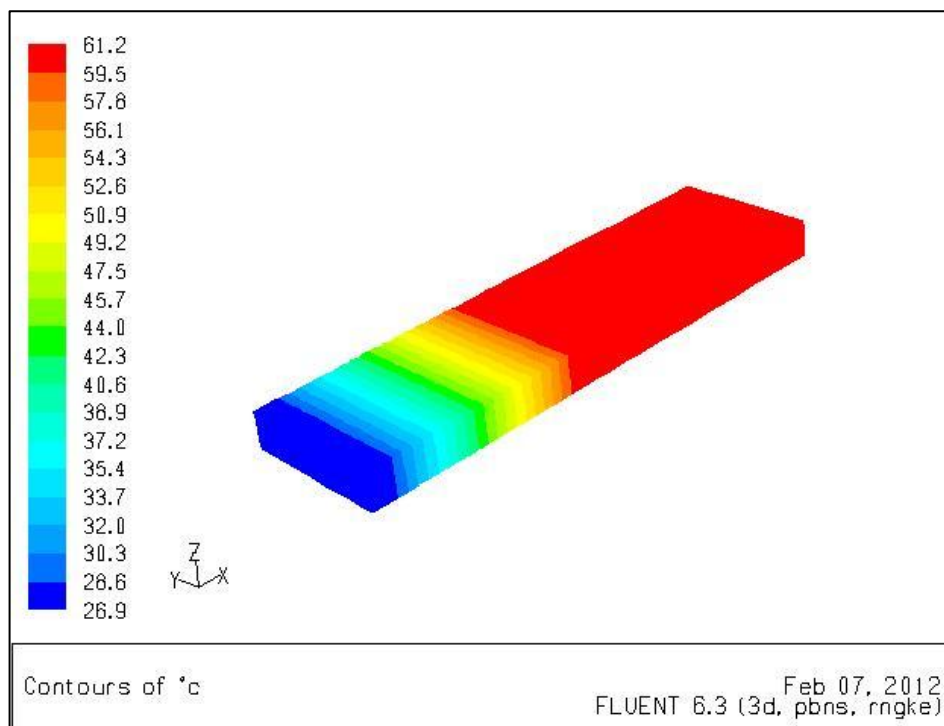
Apply Delete Close Help

Obrázek 68 - nastavení hodnot Auxiliary Fluid

Nyní již bylo možné přistoupit k samotnému výpočtu. Výstupní teplota dosáhla hodnoty $t = 61,2^{\circ}\text{C}$, hodnota součinitele tlakové ztráty vyšla $\zeta = 10,4$. Je tedy patrné, že hodnoty dosažené využitím funkce heat exchanger se od hodnot získaných u detailního modelu příliš neliší.

Lze tedy konstatovat, že výhodou použití funkce heat exchanger je dosažení relativně přesných hodnot výstupní teploty a součinitele tlakové ztráty při radikálním snížení výpočetního času, který se zkrátil z 8:13hod. na pár desítek vteřin.

Na druhou stranu tato funkce vyžaduje poměrně značné množství koeficientů potřebných k jejímu definování, které často vycházejí z empirických hodnot a které mají na výsledné hodnoty významný vliv. To se projevilo zejména v případech, kdy různé literatury uváděly odlišné hodnoty těchto koeficientů, a kvůli tomu docházelo ke značným odchylkám ve výsledných hodnotách. Také je třeba si uvědomit, že tato funkce neumožňuje sledovat lokální hodnoty jednotlivých veličin a nezobrazuje charakter proudění ve svazku žebrovek (Obrázek 69).



Obrázek 69 – teplotní pole získané využitím funkce Heat exchanger

2.3 Vyhodnocení výsledků výpočetní části

Cílem této práce bylo ověřit, zda je možné aplikovat metody CFD při návrhu tepelných výměníků. Byl zvolen případ tepelné výměny mezi vzduchem a svazkem žebrovaných trubek. Ukázalo se, že z důvodu omezených možností výpočetní kapacity, je nezbytné provést patřičná geometrická zjednodušení modelu. Hodnoty získané jednotlivými úpravami modelu byly dále porovnávány s detailním modelem.

Při pohledu na tabulku 9 lze tvrdit, že z hlediska řešení velikosti výstupní teploty bylo dosaženo poměrně přesných výsledků u všech zkoumaných geometrických zjednodušení s okrajovou podmínkou definovanou hustotou tepelného toku na vnitřní stěně trubky. Problém ovšem nastal při řešení součinitele tlakové ztráty, který se u všech geometrických zjednodušení kromě případu využití funkce heat exchanger, výrazně lišil od hodnoty získané výpočtem detailního modelu. Jako nejvhodnější se tedy, z hlediska přesnosti a úspory výpočetního času, ukázalo nahrazení oblasti svazku žebrovaných trubek funkcí heat exchanger. Nevýhodou tohoto nahrazení je nemožnost zobrazení přesného průběhu sledovaných veličin. Proto se zdá být vhodný spíše k výpočtu celkového přenosu tepla a tlakové ztráty celého výměníku.

Pokud je tedy při řešení konkrétního úkolu nezbytné získat i průběhy jednotlivých sledovaných veličin v konkrétních oblastech trubkového svazku, zdá se jako nevyhnutelné danou oblast namodelovat.

Při srovnání hodnoty velikosti tepelného toku získané numerickou simulací a analytickým výpočtem je patrná odchylka, která je však stále v rozmezí do 15%. Při srovnání hodnoty teploty

vzduchu na výstupu ze svazku žebrovaných trubek je mezi jednotlivými metodami dosaženo odchylky necelých 5,1°C (13,7%). Ze získaných poznatků lze usuzovat, že numerická simulace by mohla být adekvátní náhradou analytického výpočtu. Výhodou numerického výpočtu oproti klasickému analytickému výpočtu je možnost zobrazení jednotlivých polí sledovaných veličin. Nicméně k ověření tohoto tvrzení by bylo vhodné provést experimentální měření.

Tabulka 9 – Shrnutí výsledků úpravy modelu

	Nastavení okrajových podmínek	Výstupní teplota [°C]	Tlaková ztráta [Pa]	Dynamický tlak [Pa]	Součinitel tlakové ztráty [-]
Základní model		59,16	312,8	32,9	9,51
Nahrazení žebra plochou	teplota	58,11	238,9	33	7,24
	Tepelný tok	59,03	227,1	32,8	6,93
Porous jump	teplota	33,28	117	31,37	3,73
	Tepelný tok	59,36	130	32,86	3,96
Porous medium- plocha	teplota	73,80	202,12	33,57	6,02
	Tepelný tok	56,84	177,92	32,64	5,45
Porous medium- objem	teplota	83,67	540,33	33,97	15,9
	Tepelný tok	58,99	498,7	32,70	15,25
Heat exchanger		61,2	309,9	29,81	10,4

3 Experimentální měření

Aby bylo možné ověřit předchozí zjištění, bylo přistoupeno k provedení experimentu. Bylo třeba vytvořit model, který by co nejvíce odpovídal geometrii simulovaného modelu. Jeho výroba proběhla ve firmě Strojon s.r.o. Pardubice.

Nakonec byl vytvořen model čítající 15 žebrovaných trubek (Obrázek 70). Žebrované trubky byly zvoleny tak, aby měly stejné parametry jako žebrované trubky v počítačovém modelu. Jediným rozdílem byla jejich čtyřnásobná délka. K té bylo přikročeno z důvodu potlačení vlivu tření na stěnách modelu na výsledné hodnoty.

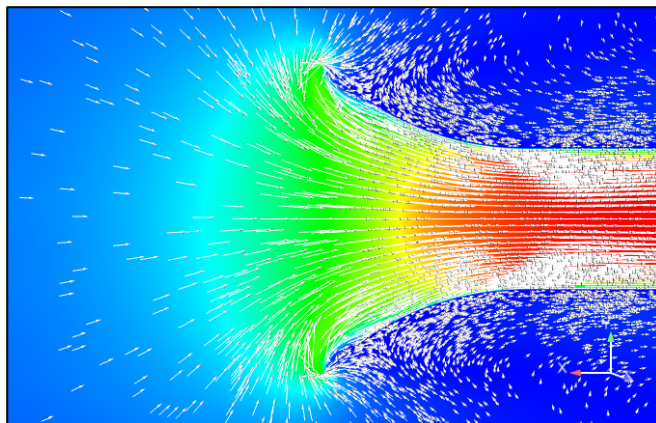


Obrázek 70 - Experimentální model

Další podmínkou, kterou bylo třeba řešit s ohledem na korektnost výsledných hodnot, bylo rovnoměrné rozložení toku vzduchu průřezem modelu na vstupu do trubkového svazku. Za tímto účelem byla provedena počítačová simulace, s jejíž pomocí byl navržen optimální tvar vstupního otvoru (Obrázek 71).



(a)



(b)

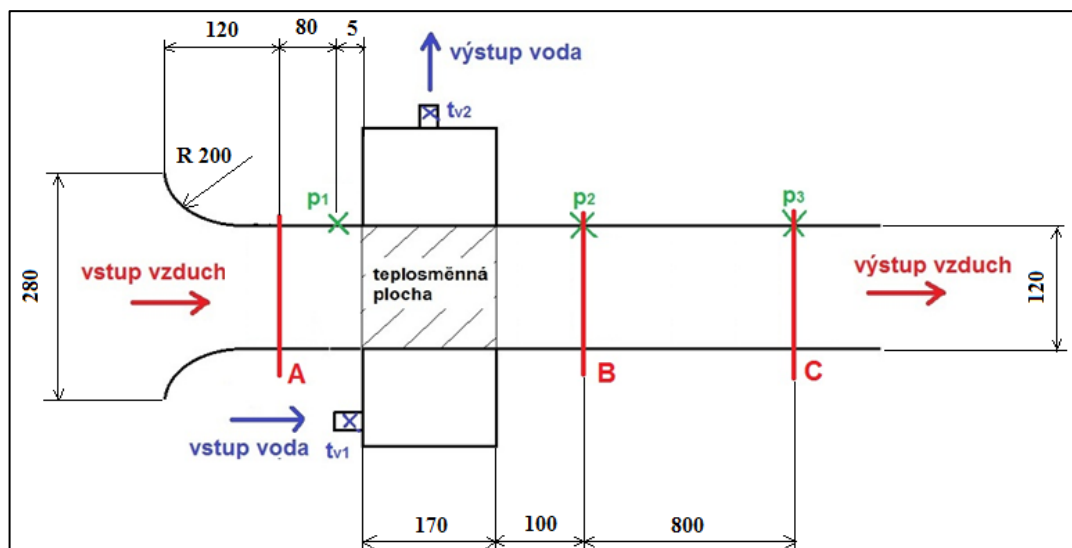
Obrázek 71 - Vstup do výměníku: reálný model (a), numerický model (b)

Dosažení ustálených profilů jednotlivých sledovaných veličin bylo docíleno dostatečnou délkou výstupní části modelu.

Rovnoměrného toku ohřívající vody bylo dosaženo vyrobením komor na vstupu a na výstupu ze žebrovaných trubek.

3.1 Experimentální měření

Cílem tohoto experimentu bylo porovnat hodnoty vypočtené počítačovou simulací a analytickým výpočtem s hodnotami naměřenými experimentem. Byly měřeny hodnoty tlaku, teploty a rychlosti proudění vzduchu. Dále byly naměřeny hodnoty teploty vody. Měření byla provedena v místech zobrazených na schématu - Obrázek 72.



Obrázek 72 – schéma měřeného modelu (jednotky jsou uvedeny v mm)

3.1.1 Měření parametrů vzduchu

Z důvodu lepší přehlednosti je vhodnější rozdělit řešenou problematiku na dvě části. Nejprve se provedla analýza měření jednotlivých parametrů proudícího vzduchu

3.1.1.1 Tlaková ztráta

Důležitým parametrem tepelného výměníku je tlaková ztráta. Proto bylo třeba naměřit její hodnotu u zkoumaného výměníku. Měření tlaku bylo provedeno na třech místech, viz Obrázek 72. Na měření se použil sklopný kapalinový (olej) manometr připojený na Prandtlovu trubici.

Na manometru se odečítala velikost kapalinového sloupce, z níž se následně podle vztahu určila velikost podtlaku.

$$p = \rho g L s, \quad (65)$$

kde L je velikost sloupce kapaliny a s sklopení manometru (při měření bylo nastaveno na 1:8). Hustota vzduchu byla z podmínek při měření stanovena dle [18],[19] jako $\rho = 1,1412 \text{ kg.m}^{-3}$. Naměřené hodnoty a získané hodnoty tlaků jsou uvedeny v tabulce 9.

Tabulka 9 – naměřené hodnoty při měření tlaku

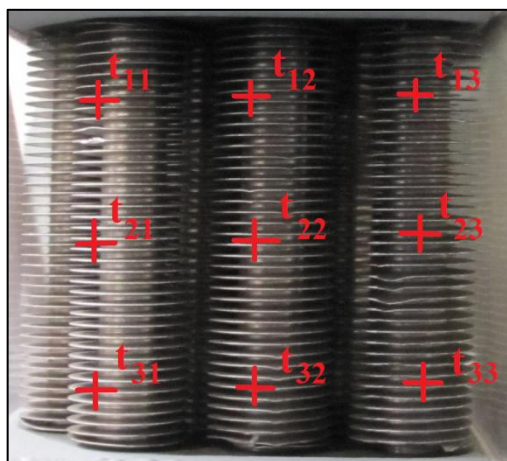
Místo měření	L [mm]	p [Pa]
1	25	24,52
2	462	453,2
3	447	438,5

Z naměřených hodnot se poté určila velikost tlakové ztráty jako rozdíl tlaku před výměníkem (p_1) tlaku na vstupu do ventilátoru (p_3). Tlaková ztráta tedy vyšla $\Delta p = 413,98$ Pa.

3.1.1.2 Teplota vzduchu

Další důležitou veličinou, kterou bylo třeba změřit, byla teplota.

Měření teplot bylo provedeno za pomoci termočlánků typu K (NiCr-Ni) připojených na přístroj ALMEMO 2290-8. Měření proběhlo v řezech A, B, C viz Obrázek 72. V každém řezu proběhlo měření v devíti bodech (Obrázek 73).



Obrázek 73 – schéma měřících bodů v jednotlivých řezech

Před samotným měřením však bylo třeba provést kalibraci termočlánků. Ta byla provedena za pomoci rtuťového teploměru.

Poté byly naměřeny odpovídající hodnoty teplot v jednotlivých měřících bodech, viz Tabulka 10.

Tabulka 10 – naměřené teploty vzduchu v jednotlivých místech; hodnoty jsou uvedeny v $^{\circ}\text{C}$

	11	12	13	21	22	23	31	32	33	Průměrná hodnota
A	24,62	24,47	24,92	25,22	24,62	24,92	24,92	24,57	24,67	24,77
B	29,57	31,22	30,02	29,72	29,92	29,72	30,37	31,62	30,62	30,34
C	30,02	30,52	29,62	29,97	30,22	30,27	29,92	30,32	30,47	30,15

Jelikož se v dalších výpočtech budou uvažovat průměrné hodnoty teploty v řezech A a B, je vhodné určit nejistotu měření.

Nejprve je třeba si určit výběrovou směrodatnou odchylku ze vztahu

$$S_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N x_i - x}{N - 1}}, \quad (66)$$

kde S_x je výběrová směrodatná odchylka měřeného parametru x , x_i hodnota jednotlivých měření, x průměrná hodnota, N počet měření.

Další vliv na velikost výběrové směrodatné odchylky měření teploty vzduchu má přesnost měřících a kalibračních zařízení ($S_{další}$). V tomto případě přístroj Almemo (1 desetinné místo) a kalibrační teploměr (hodnota nejmenšího dílku $0,1^\circ\text{C}$).

3.1.1.3 Průtočné množství vzduchu

V případě měření tepelného výměníku je třeba zjistit tepelný výkon jednotlivých médií, aby bylo možné ho spočítat, je nezbytné změřit průtočné množství proudícího média. V tomto případě byla hodnota průtočného množství vzduchu svazkem žebrovek dána nastavením otáček ventilátoru. Určení přesné hodnoty průtočného množství vzduchu z otáček ventilátoru lze stanovit podle velikosti rozdílu tlaků vlivem změny průřezu podle [18] jako

$$m_{vzduch} = \alpha_{cl} \varepsilon_{cl} \frac{\pi D_{cl}^2}{4} m_{cl} \sqrt{\frac{1}{2 \Delta p_{cl} \rho_{vzduch}}} \quad (67)$$

Stejně jako v případě měření teploty vzduchu, i zde je vhodné stanovit si nejistoty měření. Pro výběrovou směrodatnou odchylku průtočného množství vzduchu psát

$$S_{m_{vzduch}} = \alpha_{cl} \varepsilon_{cl} \frac{\pi D_{cl}^2}{4} m_{cl} \sqrt{\frac{1}{2 \Delta p_{cl} \rho_{vzduch}} \left(\frac{S_{\Delta p_{cl}}}{\Delta p_{cl}} \right)^2 + \left(\frac{S_{\rho_{vzduch}}}{\rho_{vzduch}} \right)^2}, \quad (68)$$

kde α_{cl} , ε_{cl} , m_{cl} jsou jednotlivé součinitele uvedené v tabulce 11, D_{cl} průměr clony, Δp_{cl} naměřený rozdíl tlaků na cloně.

Výběrová směrodatná odchylka měření tlaku je určena hodnotou nejmenšího dílku stupnice sklopného manometru pro dané nastavení (3,9Pa). Dále je třeba uvažovat i určitou chybu při uvažování hustoty oleje jako 800 kg.m^{-3} .

Výběrová směrodatná odchylka hustoty vzduchu se zjistí ze vztahu

$$S_{\rho_{cl}} = \sqrt{\left(\frac{S_{p_b}}{r_v T_0} \right)^2 + \left(\frac{-1}{T_0^2} \frac{p_b - p_p}{r_v} + \frac{p_p}{r_p} S_{T_0} \right)^2 + \left(\frac{-1}{r_v T_0} + \frac{S_{p_p}}{r_p T_0} \right)^2}, \quad (69)$$

kde r_v je měrná plynová konstanta suchého vzduchu, r_p měrná plynová konstanta vodní páry, T_m teplota mokrého teploměru, T_0 teplota suchého teploměru, p_p parciální tlak vodní páry a p_b barometrický tlak.

Pro výběrovou směrodatnou odchylku parciálního tlaku vodní páry p_p platí vztah

$$S_{p_p} = A \sqrt{(T_m - T_0) S_{p_b}^2 + (-p_b S_{T_0})^2 + p_b S_{T_m}^2}, \quad (70)$$

kde A je součinitel uvedený v tabulce 11.

Výběrová směrodatná odchylka při měření suchého a mokrého teploměru je určena hodnotou nejmenšího dílku stupnice ($0,2^\circ\text{C}$). Barometrický tlak byl měřen na staničním barometru, kde nejmenší dílek odpovídá hodnotě 13,31Pa.

Tabulka 11 – hodnoty potřebné k výpočtu chyb měření

α_{cl} [-]	0,64
ε_{cl} [-]	1
m_{cl} [-]	0,325
A [1/K]	0,000662
r_v [J/(kg.K)]	286,97
r_p [J/(kg.K)]	461,48
D_{cl} [mm]	96

3.1.1.4 Rychlost proudění vzduchu

Na měření rychlostního pole byl použit anemometr Testo 425. Rychlost proudění se měřila ve stejných bodech jako teplota. Naměřené hodnoty jsou zaznamenány v tabulce 12.

Tabulka 12 - naměřené rychlosti proudění vzduchu v jednotlivých místech; hodnoty jsou uvedeny v $m.s^{-1}$

	11	12	13	21	22	23	31	32	33
A	7,62	8,35	8,34	6,76	7,5	7,32	7,84	8,31	8,29
B	14,1	14,16	14,96	8,26	9,25	9,73	10,76	10,62	11,37
C	7,61	7,89	7,53	7,71	7,28	7,27	7,11	7,63	7,09

Výrobce udává přesnost měření s přístrojem Testo 425 je $\pm(0,03 \text{ m.s}^{-1} + 5\% \text{ z naměřené hodnoty})$.

3.1.1.5 Tepelný výkon vzduchu

Důležitým parametrem tepelného výměníku je tepelný výkon. Proto bylo nezbytné určit tepelný výkon ze strany vody. Ten se určil jako

$$Q_{vzduch} = m_{vzduch} c_p (t_B - t_A) , \quad (71)$$

po dosazení

$$Q_{vzduch} = 0,1.1006 (24,77 - 30,34) = 560,67 \text{ W}.$$

U každého experimentálního měření je užitečné zpracovat analýzu chyb měření.[18],[20] Při této analýze se vyhodnotí vliv jednotlivých faktorů na získané výsledné hodnoty. Pokud je to vhodné a možné, lze následně tyto vlivy potlačit a dosáhnout přesnějších výsledků.

Pro výpočet výběrové směrodatné odchylky tepelného výkonu vzduchu platí vztah

$$S_{Q_{vzduch}} = c_p \sqrt{m_{vzduch}^2 S_{\Delta T_{vzduch}}^2 + \Delta T_{vzduch}^2 S_{m_{vzduch}}^2} , \quad (72)$$

kde ΔT_{vzduch} je rozdíl vstupní a výstupní teploty vzduchu.

Výběrová směrodatná odchylka rozdílu vstupní a výstupní teploty vzduchu se spočítá jako

$$S_{\Delta T_{vzduch}} = \sqrt{S_{t_A}^2 + S_{t_B}^2 + S_{další}^2} . \quad (73)$$

Po dosazení do vztahů (66) – (73) platí hodnoty v tabulce 13. Chyby jednotlivých veličin jsou vyjádřeny jako dvojnásobky příslušných výběrových směrodatných odchylek.

Tabulka 13 – vliv jednotlivých veličin na výslednou chybu tepelného výkonu vzduchu

	Hodnota	Chyba měření	Relativní chyba [%]
Hustota vzduchu			
Teplota mokrého teploměru	16,2 °C	0,2 °C	1,2
Teplota suchého teploměru	23,2 °C	0,2 °C	0,9
Barometrický tlak	97 391 Pa	13,31 Pa	0,01
Parciální tlak vodní páry	1354,3 Pa	18,24 Pa	1,3
Hmotnostní tok vzduchu			
Hustota vzduchu	1,1412 kg.m ⁻³	7,9.10 ⁻⁴ kg.m ⁻³	0,07
Rozdíl tlaků na cloně	1962 Pa	19,7 Pa	1
Tepelný výkon vzduchu			
Hmotnostní tok vzduchu	0,1 kg.s ⁻¹	1.10 ⁻³ kg.s ⁻¹	1
Rozdíl teplot vzduchu	5,57 °C	0,52 °C	9,33
Měrná tepelná kapacita vzduchu	1006 J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	-	-
Tepelný výkon vzduchu	560,67 ± 26,25 W		

Z tabulky je zřejmé, že největší vliv na hodnotu tepelného výkonu vzduchu má velikost měrné tepelné kapacity, která je zadána tabulkovou hodnotou. Z měřených veličin je to pak rozdíl teploty vzduchu. Ten je měřen pomocí termočlánků, a proto je třeba dbát zvýšenou pozornost na jejich kalibraci a použití. Nicméně je vhodné brát v potaz i vliv měření průtočného množství.

3.1.2 Měření parametrů vody

Nyní lze přistoupit k analýze měření parametrů vody.

3.1.2.1 Teplota vody

Teplota vody byla měřena obdobně jako teplota vzduchu termočlánky typu K připojenými na přístroj Almemo. Měřící body jsou znázorněny na schématu - Obrázek 72.

Kalibrace termočlánků byla provedena rtuťovým teploměrem. Naměřené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 14.

Tabulka 14 – naměřené teploty vody

t_{v1} [°C]	50,73
t_{v2} [°C]	48,97

Nejistota měření byla v tomto případě ovlivněna měřicími a kalibračními přístroji.

3.1.2.2 Průtočné množství vody

Měření velikosti průtočného množství ohřívající vody bylo zajištěno průtokoměrem. Jelikož se stejně jako v případě průtočného množství vzduchu jedná o velmi citlivý parametr vzhledem k následnému výpočtu tepelného výkonu, bylo nutné provést dostatečně přesnou kalibraci měřícího zařízení. Proto byl průtokoměr kalibrován váhově.

V případě váhové kalibrace se vychází ze vztahu

$$m_{voda} = \frac{m_{voda}}{t}, \quad (74)$$

kde m_{voda} je hmotnostní tok vody, m_{voda} hmotnost proteklé vody za čas t . Pro nejistotu měření poté platí

$$S_{m_{voda}} = \sqrt{-\frac{m_{voda}}{t^2} S_t^2 + \frac{1}{t} S_{m_{voda}}^2}, \quad (75)$$

Jemnost stupnice na průtokoměru byla 0,1l. Přesnost vah a časomíry použitých ke kalibraci byla 1g a 0,1s.

3.1.2.3 Tepelný výkon vody

Pro tepelný výkon vody platí vztah

$$Q_{naměřené} = m_{voda} c_{voda} (t_{v2} - t_{v1}), \quad (76)$$

Po dosazení

$$Q_{naměřené} = 0,093.4177,6 \cdot 48,97 - 50,73 = 685,5 \text{ W}.$$

Obdobně jako u tepelného výkonu vzduchu je třeba určit chybu způsobenou nepřesností měření.

Pro výběrovou směrodatnou odchylku tepelného výkonu vody platí obdobně jako pro vzduch vztah

$$S_{Q_{voda}} = c_{voda} \sqrt{m_{voda}^2 S_{\Delta T_{voda}}^2 + \Delta T_{voda}^2 S_{m_{voda}}^2}, \quad (77)$$

kde ΔT_{voda} je rozdíl vstupní a výstupní teploty vody.

Při váhovém kalibrování průtočného množství proteklo 6,225kg vody za 66,9s.

Tabulka 15 - vliv jednotlivých veličin na výslednou chybu tepelného výkonu vody

	Hodnota	Chyba měření	Relativní chyba [%]
Tepelný výkon voda			
Hmotnostní tok vzduchu	0,093 kg.s ⁻¹	2,8.10 ⁻³ kg.s ⁻¹	3,1
Rozdíl teplot vzduchu	1,76 °C	0,2 °C	11
Měrná tepelná kapacita vzduchu	4177,6 J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	-	-
Tepelný výkon voda	685,50 ± 40,25 W		

Při pohledu na tabulku 15 je patrné, že stejně jako v předchozím případě i zde má největší vliv na velikost tepelného výkonu měrná tepelná kapacita vody uvedená v tabulkách. Vzhledem k faktu, že rozdíl teploty na vstupu a výstupu vody je ještě menší než rozdíl teplot vzduchu, je jeho vliv na výsledný tepelný výkon ještě významnější. Z toho důvodu je nutné měřit velmi přesně.

3.1.3 Energetická bilance

Jako kontrola přesnosti měření slouží výpočet energetické bilance teplosměnných látek, jež se řídí zákonem zachování energie. Pro energetickou bilanci měřeného výměníku tedy platí vztah

$$Q_{vzduch} = Q_{voda} \quad (78)$$

U výpočtu tepelného výkonu vody je třeba si uvědomit, že teploty jsou měřeny na vstupu do vstupní komory a na výstupu z výstupní komory. Proto se musí uvažovat i tepelné ztráty na komorách.

Prvním uvažovaným typem tepelných ztrát je tepelná ztráta sáláním. Pro výpočet velikosti sálavé složky se použije vztah

$$Q_s = \varepsilon \sigma S_K (T_K^4 - T_A^4) \quad (79)$$

kde ε je emisivita povrchu komor, σ Stefan-Boltzmannova konstanta, S_K povrch komory, T_K termodynamická teplota povrchu komory (uvažuje se jako teplota naměřená na vstupu/výstupu do komory) a T_A termodynamická teplota okolí (uvažuje se jako teplota před vstupem do svazku žebrovek).

Pro vstupní komoru tedy po dosazení platí

$$Q_{s1} = 0,6.5,67.10^{-8}.4,68.10^{-3} (323,88^4 - 297,92^4) = 3W.$$

Pro výstupní komoru po dosazení platí

$$Q_{s2} = 0,6.5,67.10^{-8}.4,68.10^{-3} (322,12^4 - 297,92^4) = 0,46W.$$

Celková tepelná ztráta sáláním na komorách je rovna součtu složek Q_{s1} a Q_{s2} , tudíž

$$Q_{\text{sálání}} = 3,46W.$$

Druhým uvažovaným typem tepelných ztrát je tepelná ztráta přestupem tepla mezi komorami a okolním vzduchem. V tomto případě se uvažuje teplota stěn komor jako totožná s teplotou vody v komorách. Výpočet je u obou komor obdobný. Nejprve je třeba určit jednotlivé součinitele pro dané nastavení. Poté se celý problém rozdělí na výpočet přestupu tepla ze svislých a horizontálních částí komory a pro daná nastavení se určí charakteristické rozměry (Tabulka 16).

Vstupní komora

Tabulka 16 – hodnoty parametrů pro výpočet tepelných ztrát konvekcí na vstupní komoře

Střední teplota vody	$t_u [^{\circ}\text{C}]$	37,75
Součinitel tepelné vodivosti vzduchu	$\lambda [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	0,027
Gravitační konstanta	$g [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	9,81
Izobarický součinitel objemové roztažnosti vzduchu	$\gamma [\text{K}^{-1}]$	0,0032
Kinematická viskozita vzduchu	$\nu [\text{m}^2 \cdot \text{s}]$	$16,809 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,71
Charakteristický rozměr svislá stěna	$d_s [\text{m}]$	0,2
Charakteristický rozměr horizontální stěna	$d_h [\text{m}]$	0,117

Jelikož se uvažuje přirozená konvekce, která se definuje pomocí Prandtlůva a Grashoffova čísla je třeba ještě dopočítat Grashoffovo číslo, které se určí ze vztahu

$$Gr = \frac{g \cdot d_u \cdot \gamma \cdot (t_{v1} - t_A)}{\nu^2}, \quad (80)$$

kde d_u je charakteristický rozměr pro jednotlivá nastavení.

Po dosazení pro výpočet konvekce ze svislých stěn vyjde $Gr = 23077335,69$. Nusseltovo číslo se určí ze vztahu

$$Nu = C \cdot (Pr \cdot Gr)^n, \quad (81)$$

kde velikost koeficientů C a n závisí na velikosti součinu $Pr \cdot Gr$. V tomto případě platí $Pr \cdot Gr = 16394908,34$, a proto $C = 0,54$ a $n = 0,25$.

Pak $Nu = 34,36$ z čehož, ze znalosti vztahu

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_s} \quad (82)$$

vyplývá, že $\alpha = 4,64 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Velikost tepelné ztráty přirozenou konvekcí ze svislých stěn vstupní komory se poté spočítá podle vztahu

$$Q_{svislá1} = \alpha \cdot S_s \cdot (t_{v1} - t_A) , \quad (83)$$

kde S_s je plocha svislých stěn. Po dosazení $Q_{svislá1} = 15,27 \text{ W}$.

Pro přirozenou konvekci ze spodní stěny vstupní komory platí obdobně ze vztahu (80), že $Gr = 4620120,11$. Součin podobnostních čísel $Pr \cdot Gr = 3280285,28$, tudíž $C = 0,54$ a $n = 0,25$. Nusseltovo číslo je rovno 22,98 a součinitel přestupu tepla $\alpha = 5,3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Rozdíl oproti výpočtu u svislých stěn je, že je třeba zohlednit orientaci stěny a proto se pro výpočet tepelné ztráty uvažuje upravený součinitel přestupu tepla, pro který v případě pro dolní povrch ohřívání desky platí

$$\alpha_{skut} = 0,7 \cdot \alpha. \quad (84)$$

Velikost tepelné ztráty z horizontální stěny vstupní komory je potom rovna $Q_{hor1} = 2,26 \text{ W}$.

Celková velikost tepelné ztráty přestupem tepla u vstupní komory se zjistí ze vztahu

$$Q_{p1} = Q_{svislá1} + Q_{hor1} . \quad (85)$$

Po dosazení $Q_{p1} = 17,53 \text{ W}$.

Výpočet tepelných ztrát přirozenou konvekci se podle obdobných vztahů určí i pro výstupní komoru. Hodnoty jsou uvedeny v tabulce 17.

Tabulka 17 - hodnoty parametrů pro výpočet tepelných ztrát konvekci na výstupní komoře

Střední teplota vody	$t_u [^{\circ}\text{C}]$	37,75	
Součinitel tepelné vodivosti vzduchu	$\lambda [\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	0,027	
Gravitační konstanta	$g [\text{m.s}^{-2}]$	9,81	
Izobarický součinitel objemové roztažnosti vzduchu	$\gamma [\text{K}^{-1}]$	0,0032	
Kinematická viskozita vzduchu	$\nu [\text{m}^2.\text{s}]$	$16,715 \cdot 10^{-6}$	
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,71	
Charakteristický rozměr svislá stěna	$d_s [\text{m}]$	0,2	
Charakteristický rozměr horizontální stěna	$d_h [\text{m}]$	0,117	
		Svislé stěny	Horizontální stěna
Grashoffovo číslo	$Gr [-]$	$217,5 \cdot 10^5$	$435,4 \cdot 10^4$
$Pr \cdot Gr$	$[-]$	$154,4 \cdot 10^5$	$309,2 \cdot 10^4$

C	[-]	0,54	0,54
n	[-]	0,25	0,25
Nusseltovo číslo	Nu [-]	33,85	22,64
Součinitel přestupu tepla	α [W.m ⁻² .K ⁻¹]	4,57	5,23

Stejně jako v případě přestupu tepla u vstupní komory i nyní je třeba uvažovat odlišnou orientaci horní desky u výstupní komory. Pro součinitel přestupu tepla z horní desky tedy platí

$$\alpha_{skut} = 1,3 \cdot \alpha. \quad (86)$$

Po dosazení získaných hodnot do vztahu pro výpočet tepelné ztráty přestupem tepla vyjde, že $Q_{p2} = 17,87 \text{ W}$. Pro celkovou tepelnou ztrátu ze vstupní a výstupní komory lze psát vztah

$$Q_z = Q_{sálání} + Q_{p1} + Q_{p2}. \quad (87)$$

Po dosazení $Q_z = 38,86 \text{ W}$.

Pro celkovou tepelnou bilanci tedy platí

$$Q_{vzduch} = Q_{naměřené} - Q_z, \quad (88)$$

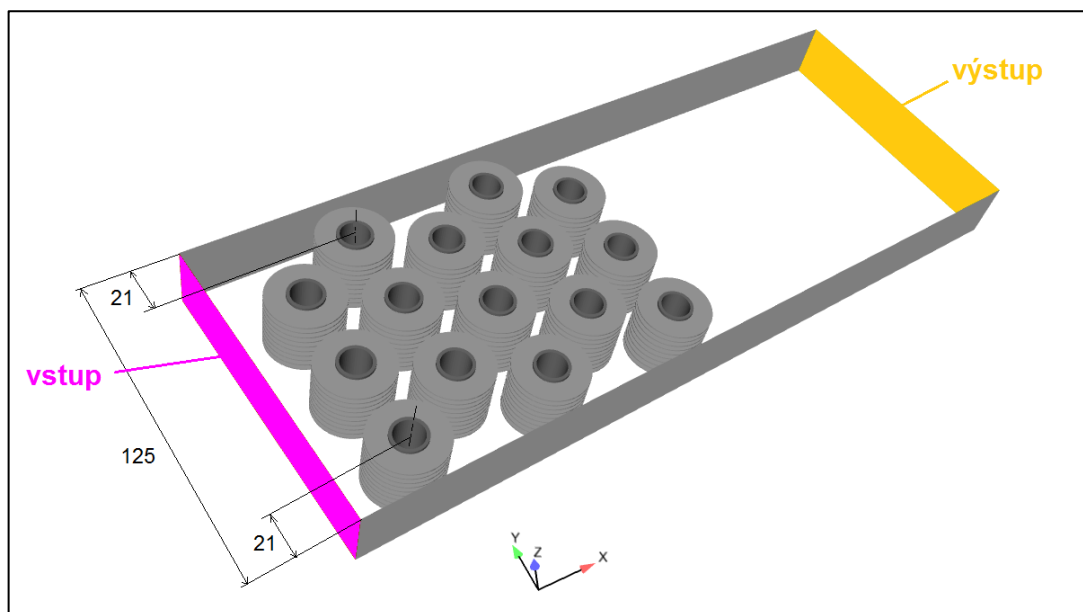
Při dosazení do vztahu je vidět odchylka v hodnotách na levé a pravé straně rovnosti (86), která odpovídá přibližně 15%. Vztahy použité v této kapitole vycházejí ze vztahů uvedených v literatuře [8].

3.1.4 Vyhodnocení výsledků

Důvodem pro provedení experimentu bylo ověření výsledných hodnot získaných numerickým a analytickým výpočtem. Proto bylo naměřeno teplotní a rychlostní pole a tlaková ztráta. Dále se zjišťovaly tepelné výkony vody a vzduchu. Pro tyto hodnoty byla provedena analýza chyb způsobených měřeními. Ukázalo se, že měřeným parametrem, který má v obou případech největší vliv na výslednou chybu, jsou teploty. Proto je třeba jim věnovat zvýšenou pozornost. Na závěr byla provedena energetická bilance měřeného modelu. Hodnoty tepelného výkonu vody a vzduchu se od sebe lišily přibližně o 15%.

3.2 Numerický výpočet

S ohledem na ověření přesnosti numerického výpočtu byl v programu Gambit 4.2 vytvořen model odpovídající experimentu. Jedná se obdobný model jako v kapitole 2.1.3 skládající se z 15 žebrovaných trubek o délce čítající deset žebér. Jediným rozdílem je šířka modelu, která byla zvětšena, jelikož bylo třeba přizpůsobit se geometrii experimentálního zařízení (Obrázek 74).



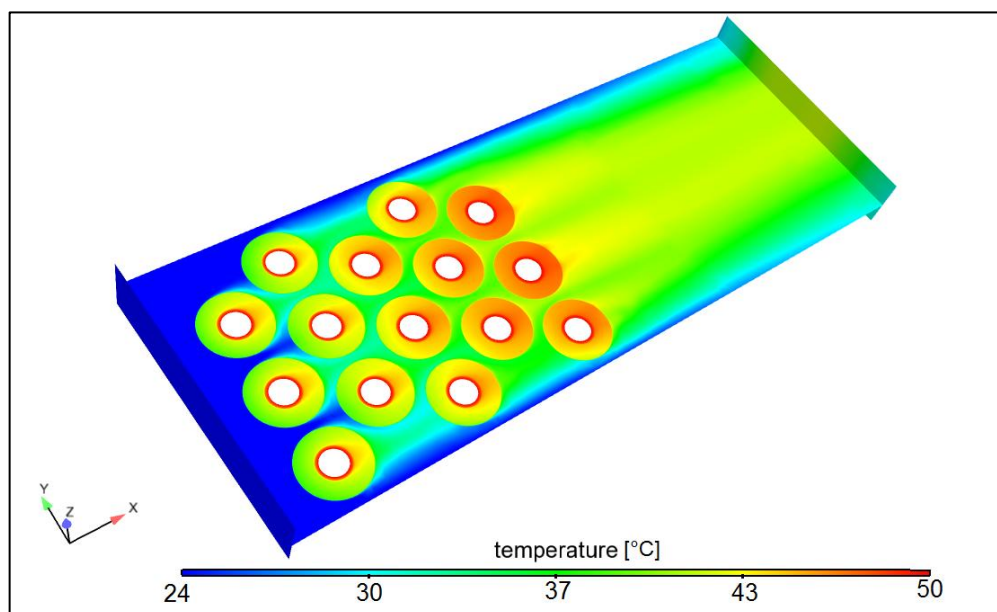
Obrázek 74 – schéma výpočetního modelu

Výpočet byl proveden v programu Fluent 6.3. Nastavení výpočtu vycházelo z výpočtu modelu I. Rozdílem bylo nastavení okrajových podmínek bočních stěn modelu, které byly v tomto případě definovány jako *wall*.

Teplotní okrajové podmínky byly nastaveny podle experimentu. Teplota na vstupu byla definována jako 24,77°C, teplota na vnitřní stěně žebrovky byla zadána jako střední teplota vody 49,85°C.

Tlaková ztráta vyšla u numerického modelu 116Pa, což je při přepočtu na rozměry experimentálního zařízení 464 Pa. U experimentu byla tlaková ztráta 413,98 Pa. Odchylka je tedy 12%.

Výsledné teplotní pole je zobrazeno, viz Obrázek 75.



Obrázek 75 – zobrazení teplotní pole v řezu žebry

Výstupní teplota vzduchu vyšla $t = 37,4^{\circ}\text{C}$. Tepelný výkon $Q = 320\text{ W}$. Jelikož má experimentální model čtyřnásobnou teplosměnnou plochu, je třeba pro porovnání tepelného výkonu získanou hodnotu vynásobit čtyřmi. Poté platí $Q = 1280\text{ W}$. Při pohledu na získané hodnoty výstupní teploty a tepelného výkonu je vidět velká odchylka od experimentem zjištěných hodnot. Protože jsou vypočítané hodnoty větší než naměřené, je možné usuzovat, že definování teplotní okrajové podmínky konstantní teplotou není dostatečně vhodný způsob.

Jedním ze způsobů jak přiblížit teplotu vnitřní stěny trubky reálným podmínkám by bylo nasimulování toku vody v trubkách. To by ovšem znamenalo vytvoření výpočetní sítě uvnitř trubek, čímž by se výrazně zvětšila výpočetní doména. Proto se našel jiný způsob definování okrajových teplotních podmínek a to zadání teploty proudící vody a součinitele přestupu tepla mezi vodou a vnitřní stěnou trubky.

Teplota vody byla opět nastavena jako střední teplota vody u experimentu na hodnotu $49,85^{\circ}\text{C}$. Výpočet součinitele přestupu tepla vycházel z charakteristik proudění vody.

Nejprve se určila velikost Reynoldsova čísla ze vztahu

$$Re = \frac{w_{voda} d_i}{\nu_{voda}}, \quad (89)$$

kde w_{voda} je rychlost proudění vody v trubce, d_i vnitřní průměr trubky a ν_{voda} kinematická viskozita vody. Pro rychlost proudění vody v trubce platí vztah

$$w_{voda} = \frac{m_{voda}}{\frac{15\pi d_i^2}{4} \cdot \rho_{voda}}, \quad (90)$$

kde ρ_{voda} je hustota vody. Po dosazení

$$w_{voda} = \frac{0,093}{\frac{15\pi 0,013^2}{4} \cdot 988,1} = 4,7 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Poté platí

$$Re = \frac{4,7 \cdot 10^{-2} \cdot 0,013}{0,562 \cdot 10^{-6}} = 1093,5.$$

V trubce tedy dochází k laminárnímu proudění. Aby bylo možné zjistit odpovídající výpočetní vztah pro velikost Nusseltova čísla je ještě třeba určit hodnotu vztahu

$$\frac{L}{Pr \cdot Re \cdot d_i}, \quad (91)$$

kde L je délka trubky.

Po dosazení

$$\frac{L}{Pr \cdot Re \cdot d_i} = \frac{0,03}{3,58.1093,5.0,013} = 5,89 \cdot 10^{-4}.$$

Proto lze pro výpočet Nusseltova čísla psát vztah

$$Nu = 1,31 \frac{L}{Pr \cdot Re \cdot d_i}^{-\frac{1}{3}} 1 + 2 \frac{L}{Pr \cdot Re \cdot d_i} \quad (92)$$

Ze znalosti vztahu

$$\alpha_{tr} = \frac{Nu \cdot \lambda_{voda}}{d_i} \quad (93)$$

lze psát pro součinitel přestupu tepla

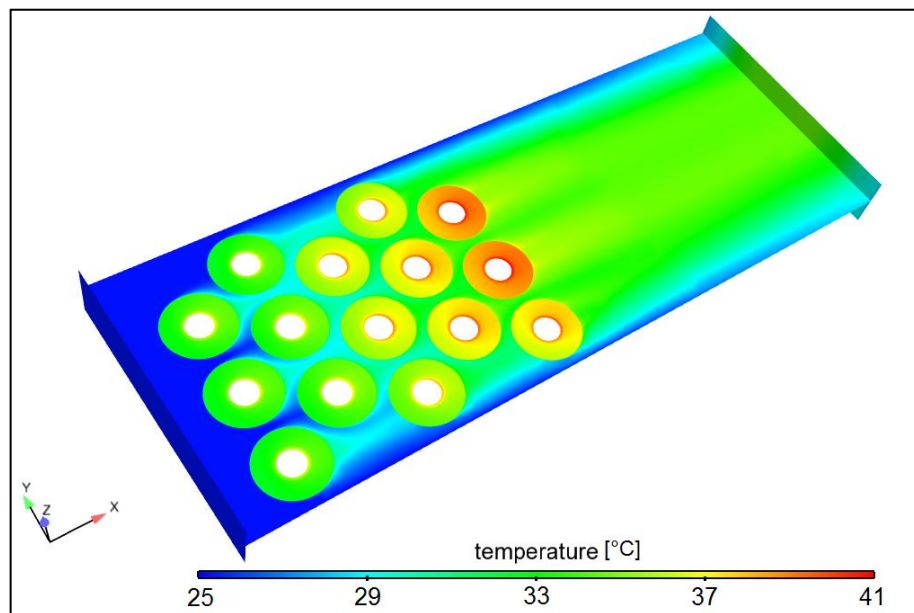
$$\alpha_{tr} = \frac{\lambda_{voda} 1,31 \frac{L}{Pr \cdot Re \cdot d_i}^{-\frac{1}{3}} 1 + 2 \frac{L}{Pr \cdot Re \cdot d_i}}{d_i} \quad (94)$$

Po dosazení

$$\alpha_{tr} = \frac{0,647 \cdot 1,31 \frac{0,03}{3,58.1093,5.0,013}^{-\frac{1}{3}} 1 + 2 \frac{0,03}{3,58.1093,5.0,013}}{0,013} = 778,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Výsledné teplotní pole je zobrazeno viz

Obrázek 76.

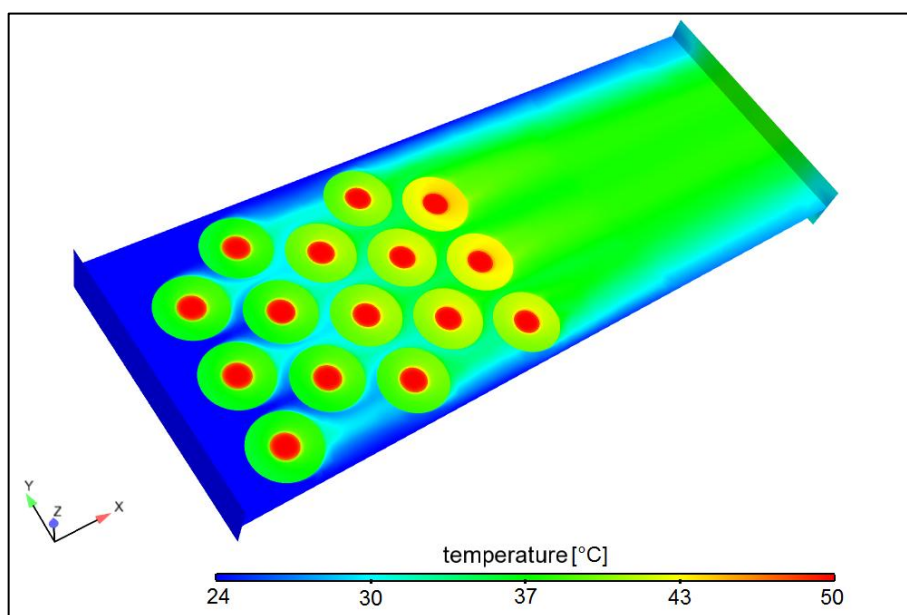


Obrázek 76 – zobrazení teplotního pole v řezu žebry

Výstupní teplota vzduchu nyní vyšla $t = 31,55^\circ\text{C}$. Odchylka od hodnoty zjištěné experimentem je tedy necelých 22%. Tepelný výkon vyšel 171,4 W. Po přepočtení na velikost experimentálního zařízení je tepelný výkon roven 685,6 W. To znamená odchylku 22% od tepelného výkonu vzduchu změřeného experimentem.

Jelikož jsou odchylky zjištěné numerickým výpočtem stále poměrně značné od hodnot zjištěných experimentem, bylo přistoupeno ke kroku vytvoření výpočetní sítě i uvnitř žebrovek.

Velikost výpočetní sítě se tím zvětšila o 300 tisíc na dva miliony elementů. I přes tuto úpravu nedošlo k dalšímu přiblížení k experimentálním výsledkům. Jelikož výstupní teplota vzduchu vyšla $t = 34,65^{\circ}\text{C}$. Tepelný výkon vyšel 237,55 W, což je po přepočtu na rozměry experimentálního zařízení o 72% více než vyšlo experimentálním měřením. Výsledné teplotní pole je zobrazeno na obrázku - Obrázek 77.



Obrázek 77 - zobrazení teplotního pole v řezu žebry při nastavení proudění vody v žebrovkách

Z výše zjištěných poznatků lze tedy tvrdit, že nejvhodnější metodou přiblížení k experimentálním výsledkům je metoda definování teplotních okrajových podmínek pomocí teploty vody a součinitele přestupu tepla na vnitřní stěně trubky. Díky této metodě bylo dosaženo nejmenší odchylky výsledných hodnot výstupní teploty vzduchu a tepelného výkonu od experimentálních hodnot za současného zachování velikosti výpočetní sítě.

3.3 Analytický výpočet

Na závěr byl na stejnou geometrii, jakou měl model, na němž byl proveden experiment, aplikován empirický výpočet. Výpočet byl proveden obdobně jako v kapitole 2.1.2 pouze s hodnotami vstupních parametrů danými experimentem. Teplota vody byla definována jako konstantní a byla rovna střední hodnotě mezi vstupní a výstupní teplotou vody u experimentu. Výsledné hodnoty výstupní teploty vzduchu a výkonu výměníku jsou shrnuty v tabulce 18.

Tabulka 18 – shrnutí výsledných hodnot získaných empirickým výpočtem

Výstupní teplota	$t_1'' [^{\circ}\text{C}]$	40,62
Výkon výměníku	$Q [\text{W}]$	1594,56

Získané výsledky se zásadně liší od hodnot zjištěných experimentem. Nabízí se tedy otázky, jak přesných výsledků by se dalo dosáhnout výpočtem s přesně definovanou vstupní a výstupní teplotou vody.

U tohoto výpočtu by se vycházelo ze vztahu

$$Q = Q_{vody} = Q_{naměřené} - Q_z = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot t_{v1} - t_A, \quad (95)$$

kde pro C_{min} platí

$$C_{min} = m_{vzduch} \cdot c_p. \quad (96)$$

Účinnost lze definovat jako

$$\varepsilon = \frac{Q_{naměřené} - Q_z}{m_{vzduch} \cdot c_p \cdot t_{v1} - t_A}. \quad (97)$$

Pro účinnost zkoumaného výměníku dále platí vztah

$$\varepsilon = \frac{C_{min}(t_1'' - t_A)}{C_{min} \cdot t_{v1} - t_A}. \quad (98)$$

Ze vztahu (97) a (98) se může napsat vztah pro výpočet výstupní teploty vzduchu jako

$$t_1'' = \frac{Q_{naměřené} - Q_z}{m_{vzduch} \cdot c_p} + t_A. \quad (99)$$

Po dosazení

$$t_1'' = \frac{685,5 - 38,86}{0,1 \cdot 1006} + 24,77 = 31,19 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Tato hodnota je už hodnotě výstupní teploty vzduchu změřené experimentem výrazně bližší. Zanedbání toku vody mělo totiž při empirickém výpočtu výrazný vliv na výpočet účinnosti. To má za následek až několikanásobně větší hodnotu tepelného výkonu oproti hodnotě zjištěné experimentem. S ohledem na toto zjištění je možné tvrdit, že empirický výpočet řešený s konstantní teplotou vody uvnitř trubky není pro tento případ příliš vhodný a je třeba změnu teploty vody uvažovat.

3.4 Vyhodnocení výsledků experimentálního měření

Byl proveden experiment, na němž se zjišťovala přesnost výsledných hodnot zjištěných numerickým a empirickým výpočtem. U numerického výpočtu se ukázalo jako nedostatečné nahrazovat průtok vody pouze definováním střední hodnotou teploty vody na vnitřní straně trubky. Proto bylo přikročeno k nastavení teplotních okrajových podmínek u tohoto problému definováním součinitele přestupu tepla na vnitřní straně trubky a teploty protékajícího proudu vody. Tím se podařilo odchylku od hodnot získaných experimentem razantně snížit.

U analytického výpočtu se projevil jako nevhodný způsob výpočtu, jež uvažuje konstantní průběh teploty vody v žebrovkách. Aby se dosáhlo dostatečně přesných hodnot, bylo třeba bylo nezbytné uvažovat měnící se teplotu proudící vody v trubkách. Za tohoto předpokladu se podařilo dosáhnout odchylky od experimentálních hodnot na hranici 12%.

Nicméně aby bylo možné dělat konkrétnější závěry, bylo by třeba provést přesnější měření. Zejména se pak zaměřit na měření teplot (např. využití přesnější výchylkové nebo kompenzační metody) a hmotnostních toků.

Závěr

Cílem této práce bylo ověřit, zda je možné aplikovat metody CFD při návrhu tepelných výměníků. Byl zvolen případ tepelné výměny mezi vzduchem a svazkem žebrovaných trubek. Ukázalo se, že z důvodu omezených možností výpočetní kapacity, je nezbytné provést patřičná geometrická zjednodušení modelu. Hodnoty získané jednotlivými úpravami modelu byly dále porovnávány s detailním modelem postihujícím přesnou geometrii žebrovaných trubek. Numerické výpočty byly z kapacitních důvodů provedeny pouze výpočetním modelem RNG k- ϵ .

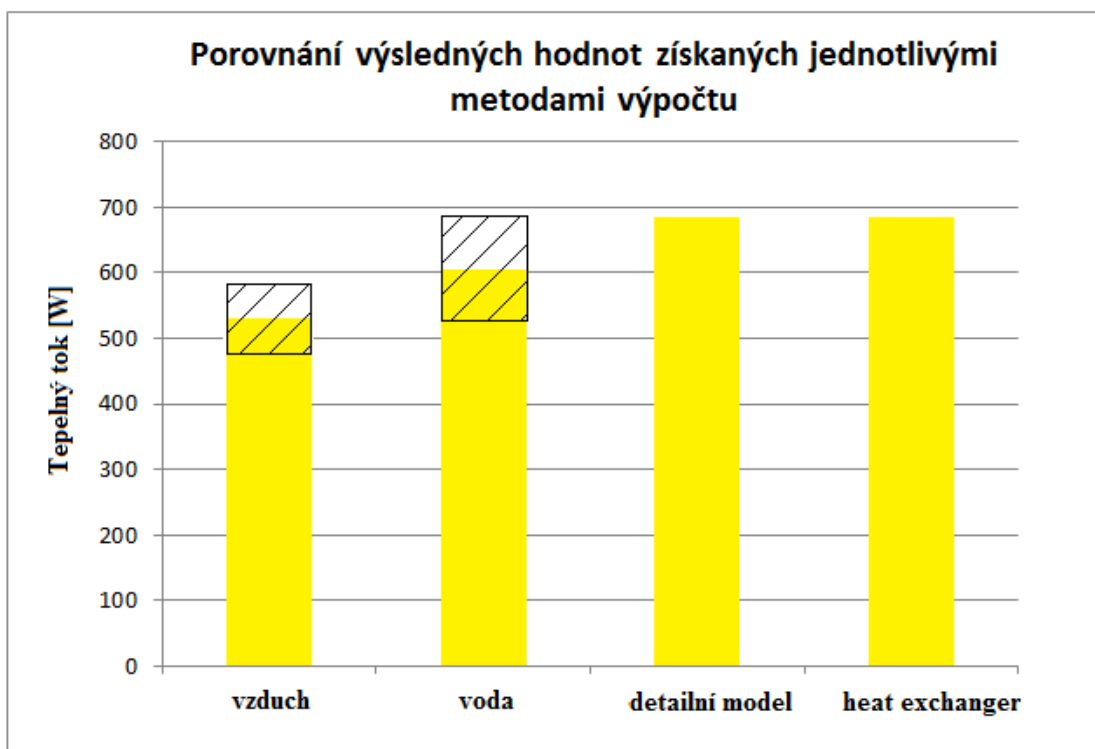
Jako nejvhodnější se, z hlediska přesnosti a úspory výpočetního času, ukázalo nahrazení oblasti svazku žebrovaných trubek funkcí heat exchanger. Nevýhodou tohoto nahrazení je nemožnost zobrazení přesného průběhu sledovaných veličin. Proto se zdál být vhodný spíše k výpočtu celkového přenosu tepla a tlakové ztráty celého výměníku.

Pokud je tedy při řešení konkrétního úkolu nezbytné získat i průběhy jednotlivých sledovaných veličin v konkrétních oblastech trubkového svazku, zdá se jako nevyhnutelné danou oblast detailně namodelovat.

Dalším krokem bylo porovnání hodnot získaných numerickým a analytickým výpočtem. U hodnoty velikosti tepelného toku získané numerickou simulací a analytickým výpočtem byla patrná odchylka, která stále byla v rozmezí do 15%. Při srovnání hodnoty teploty vzduchu na výstupu ze svazku žebrovaných trubek bylo mezi jednotlivými metodami dosaženo odchylky přibližně 13%. Ze získaných poznatků šlo usuzovat, že numerická simulace by mohla být adekvátní náhradou analytického výpočtu. K ověření tohoto tvrzení bylo nutné provést experimentální měření. Z časových a kapacitních důvodů bylo experimentální měření provedeno pouze pro jedno nastavení průtočných množství a teplot.

Při experimentálním měření se zjišťovala přesnost výsledných hodnot zjištěných numerickým a empirickým výpočtem. U numerického výpočtu se ukázalo jako nedostatečné nahrazovat průtok vody pouze definováním střední hodnotou teploty vody na vnitřní straně trubky, jak tomu bylo u původního numerického výpočtu. Proto bylo přikročeno k nastavení teplotních okrajových podmínek definováním součinitele přestupu tepla na vnitřní straně trubky a teploty protékajícího proudu vody. Tím se podařilo odchylku od hodnot získaných experimentem razantně snížit.

V diagramu (Obrázek 78) jsou zobrazeny hodnoty tepelného výkonu naměřeného na straně vody a na straně vzduchu s hodnotami zjištěnými numerickou simulací pro detailní model a model využívající funkce heat exchanger.



Obrázek 78 – diagram – porovnání výsledných hodnot získaných jednotlivými metodami výpočtu

Při pohledu na diagram lze tvrdit, že hodnota tepelného toku zjištěná numerickým výpočtem detailního modelu odpovídá, při uvažování chyb měření (šrafovaná oblast), tepelnému toku naměřenému na straně vody. Totéž lze tvrdit i pro numerický výpočet využívající funkce heat exchanger.

U numerického výpočtu se taktéž podařilo dosáhnout poměrně dobré shody vypočítané tlakové ztráty s hodnotou naměřenou experimentem. Této shody se podařilo dosáhnout i při numerickém výpočtu s využitím funkce heat exchanger.

Po těchto zjištěných skutečnostech se přistoupilo k aplikaci analytického výpočtu na experimentální model. U analytického výpočtu se projevila nevhodnost definování okrajových podmínek vody na vnitřních straně žebrované trubky konstantním průběhem teploty. Aby se dosáhlo dostatečně přesných hodnot, bylo nezbytné uvažovat měnící se teplotu proudící vody v trubkách. Poté se již podařilo dosáhnout hodnot odpovídajících hodnotám naměřeným experimentem.

Závěrem lze tedy říci, že se využití metod CFD při návrhu tepelného výměníku ukázalo jako možná varianta. Pro zjištění tepelného výkonu a tlakové ztráty tepelného výměníku se zdá být vhodná zejména funkce heat exchanger. A to i přes její malé nároky na výpočetní kapacitu díky čemuž jí lze aplikovat i na podstatně větší než testované zařízení. Nicméně, k ověření tohoto tvrzení, by bylo vhodné provést další experimentální měření a ověřit si získané poznatky na modelu reálného tepelného výměníku.

Seznam použité literatury

- [1] ROSYPAL, Š. *Výměníky tepla. bakalářská práce*. [online]. Brno. VUT, Fakulta strojní, 2010. [cit. 2011-11-21]. Dostupné z http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29102
- [2] *Perspektivní výměníky tepla*. 1. vyd. Praha: Státní výzkumný ústav pro stavbu strojů, 1990.
- [3] FORMAN, M. *CFD – výpočtové sítě a okrajové podmínky*. [online]. Brno. VUT, FSI, [cit. 2011-12-12]. Dostupné z http://ottp.fme.vutbr.cz/users/forman/vyuka/cfdPrednesy/pr2_handout.pdf
- [4] BAKER, A. *Applied Computational Fluid Dynamics*. [online]. Fluent Inc., 2002, [cit. 2011-20-11]. Dostupné z <http://www.bakker.org/dartmouth06/.../07-mesh.ppt>
- [5] ŽITNÝ, R. *Numerická analýza procesů - CFD transportní rovnice turbulence a modely RANS*. [online]. Praha. ČVUT, FS, 2010, [cit. 2011-11-12]. Dostupné z <http://www.fsid.cvut.cz/~zitnyrud/nap9.ppt>
- [6] KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. [online]. Ostrava. VŠB-TUO, FS, 2008, [cit. 2011-10-12]. Dostupné z <http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>
- [7] *CFD online*. [online]. [cit. 2011-11-11]. Dostupné z http://www.cfd-online.com/Wiki/RANS-based_turbulence_models
- [8] PETŘÍKOVÁ, M., KRYŠTŮFEK, P. *Tabulky a diagramy pro termodynamiku*. 4.vyd. Liberec, 2011. ISBN 978-80-7372-785-7.
- [9] ISACHENKO, V. P., OSIPAVA, V. A., SUKOMEL, A. S. *Heat transfer*. 2. vyd. Moskva. Mir, 1974.
- [10] SAZIMA, M., SCHNELLER, J., KMONÍČEK, V. *Teplo*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1989, 588 s. ISBN 80-03-00043-2.
- [11] VAMPOLA, P. *Přestup tepla a tlakové ztráty při proudění plynu svazkem žebrovaných trubek*. Praha. SNTL Praha. 1984. ISBN 06-057-84 (SIP 41857/04632)
- [12] KAKAÇ, S. (Sadik), Hongtan L. *Heat exchangers : selection, rating and thermal design*. Boca Raton. CRC Press, c2002.
- [13] FILKOVÁ, I. *Tepelné pochody : příklady výpočtů I*. Praha. Ediční středisko ČVUT, 1982.
- [14] *Fluent incorporated*. [online]. [cit. 2011-10-11]. Dostupné z <http://jullio.pe.kr/fluent6.1/help/html/ug/node259.htm>

- [15] *Ansys Fluent*. [online]. [cit. 2011-12-11]. Dostupné z
<<https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent12/html/th/node122.htm>>
- [16] *Ansys Fluent*. [online]. [cit. 2011-12-12]. Dostupné z
<http://hpce.iitm.ac.in/website/Manuals/Fluent_6.3/fluent6.3/help/html/ug/node1375.htm#Heat_Exchanger_Model>
- [17] KAYS, W. M., LONDON, A. L. *Compact heat exchanges*. New York, McGraw-Hill, 1958
- [18] DVOŘÁK, V., ŠULC, J., URBÁŠEK, J. *Technická měření návody na cvičení*. Liberec, 2005, ISBN 80-7083-917-1
- [19] Český normalizační institut. *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku*. Praha, ČNI Praha, 1999.
- [20] PRAKS, D. *Projekt garančního měření na zařízení instalovaném v EC Swiebodzice*. Interní materiál ČKD Praha, 2001.

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 potřebu 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 mne 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.

Datum

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 is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

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

Date

Signature