



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIROMENTAL ENGINEERING

ANALÝZA POTÍŽÍ VÝMĚNÍKU TEPLA

ANALYSIS OF HEAT EXCHANGER TROUBLES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. NIKOLA BARTOŠEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. BOHUSLAV KILKOVSKÝ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav procesního a ekologického inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Nikola Bartošek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Procesní inženýrství (3909T003)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Analýza potíží výměníku tepla

v anglickém jazyce:

Analysis of heat exchanger troubles

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na výpočtovou analýzu konkrétního trubkového výměníku tepla, u něž se vyskytují významné provozní potíže. Analýza se bude opírat o výsledky distribuce pracovních látek, obdržených pomocí CFD, jež budou sloužit jako vstupní data pro detailní tepelně-hydraulický výpočet vybraných částí problémového výměníku tepla za účelem identifikace příčin provozních potíží.

Cíle diplomové práce:

- a) seznámit se s problematikou a charakterem provozních potíží konkrétního trubkového výměníku tepla a s výsledky distribuce pracovních látek, obdržených pomocí CFD;
- b) v prostředí softwaru Maple provést vlastní tepelně-hydraulickou analýzu (částí) výměníku a výpočty vibrací trubek výměníku;
- c) posoudit a porovnat vlastní dosažené výsledky s výsledky z dostupných softwarů (HTRI, apod.) a na základě obdržených výsledků identifikovat příčiny provozních potíží výměníku tepla.

Seznam odborné literatury:

[1] HEWITT G. (Ed.) Heat Exchanger Design Handbook, Begell House, Inc., Redding, CT, USA, 1998.

[2] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen Ed., VDI Heat Atlas, Second Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Bohuslav Kilkovský, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce je zaměřena na výpočtovou analýzu konkrétního trubkového výměníku tepla s příčně obtékaným svazkem trubek uspořádaných za sebou, u něžž se vyskytují významné provozní potíže. Na základě výsledků distribuce pracovních látek získaných ze simulace CFD je provedena tepelná, hydraulická a vibrační analýza vybraných částí výměníku. Analytický výpočet je proveden v programu Maple. Výsledky tepelně-hydraulického výpočtu jsou porovnány s výsledky získanými z komerčního programu HTRI.

KLÍČOVÁ SLOVA

Maple, HTRI, tepelně hydraulický výpočet, vibrace trubek, nerovnoměrná distribuce, výměník tepla, příčně obtékaný svazek trubek

ABSTRACT

The master thesis is focused on analysis of specific cross-flow in-line tube bundle heat exchanger which deals with significant operational problems. Thermal, hydraulic and vibration calculation analysis of selected parts of the heat exchanger is performed based on CFD flow distribution results. Calculation is performed by using Maple software. Thermal and hydraulic calculations are compared with results obtained by commercial software HTRI.

KEY WORDS

Maple, HTRI, thermal hydraulic analysis, tube vibrations, uneven flow distribution, heat exchanger, cross-flow tube bundle

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BARTOŠEK, N. *Analýza potíží výměníku tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 95 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Bohuslav Kilkovský, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Já, Nikola Bartošek, prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Analýza potíží výměníku tepla* vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce Ing. Bohuslava Kilkovského, Ph.D. a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

V Brně dne 29. května 2015.

Nikola Bartošek

PODĚKOVÁNÍ

Především bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Bohuslavu Kilkovskému, Ph.D. a doc. Ing. Zdeňku Jeglovi, Ph.D. za věnovaný čas, drahocenné rady a připomínky, které mi dopomohly k dokončení této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval mé přítelkyni a celé rodině za podporu během doby studia.

OBSAH

Obsah	7
Seznam použitých zkratk a symbolů	9
1 Úvod.....	12
2 Teoretický základ.....	13
2.1 Tepelný výpočet	13
2.1.1 Tepelná bilance.....	14
2.1.2 Přenosová rovnice.....	14
2.1.3 Součinitel prostupu tepla.....	15
2.1.4 Součinitel přestupu tepla	15
2.1.5 Střední teplotní rozdíl	16
2.2 Tlaková ztráta	17
2.2.1 Tlaková ztráta vlivem tření	18
2.2.2 Tlaková ztráta vlivem místních odporů	18
2.3 Vibrace trubek	19
2.3.1 Vlastní frekvence trubek	20
2.3.2 Logaritmický úbytek tlumení	21
2.3.3 Vibrace po překročení fluidně-elastické stability	22
2.3.4 Turbulentní fluktuace.....	22
2.3.5 Vírové vibrace	23
2.3.6 Akustické vibrace	23
3 Tepelný výměník s příčně obtékaným svazkem trubek	25
3.1 Geometrické uspořádání.....	25
3.2 Možnosti použití	26
3.3 Geometrické charakteristiky výměníku potřebné pro výpočet.....	26
3.4 Tepelný výpočet	27
3.4.1 Přestup tepla – trubkový prostor.....	27
3.4.2 Přestup tepla – mezitrubkový prostor	29
3.4.3 Korekce vlivu teploty na změnu termofyzikálních vlastností.....	32
3.5 Hydraulický výpočet.....	34
3.5.1 Tlaková ztráta – trubkový prostor	34
3.5.2 Tlaková ztráta – mezitrubkový prostor	35
3.6 Výpočet vibrací svazku trubek	37
3.6.1 Konstrukční parametry.....	37
3.6.2 Vibrace po překročení fluidně-elastické stability	40
3.6.3 Turbulentní fluktuace.....	41
3.6.4 Vírové vibrace	42

3.6.5	Akustické vibrace	43
3.7	Mechanismy poškozování výměníku tepla	44
3.7.1	Poškození vlivem nerovnoměrného rozdělení toku.....	44
3.7.2	Poškození vlivem vibrací	44
4	Analýza potíží výměníku tepla	45
4.1	Zadaná problematika.....	45
4.1.1	Konstrukční provedení výměníku	45
4.1.2	Provozní problémy.....	47
4.1.3	Simulace proudění pomocí CFD	48
4.2	Tepelně-hydraulický výpočet	50
4.2.1	Metodika výpočtu	50
4.2.2	Vstupní parametry	51
4.2.3	Předpoklady výpočtu	51
4.2.4	Kontrolní výpočet celého svazku trubek.....	52
4.3	Výpočet vibrací svazku trubek	56
4.3.1	Metodika výpočtu	56
4.3.2	Vstupní parametry	57
4.3.3	Předpoklady výpočtu	58
4.3.4	Výsledky analýzy vibrací trubek	58
4.4	Vyhodnocení výpočtu	62
4.4.1	Tepelně-hydraulický výpočet.....	62
4.4.2	Výpočet vibrací	63
4.4.3	Další možné příčiny poškození výměníků tepla.....	64
5	Závěr	65
	Seznam použité literatury.....	67
	Seznam obrázků a tabulek.....	69
	Přílohy	71

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Význam	Jednotka SI	FPS
A	plocha výměny tepla / koeficient podélného napětí trubek	$[m^2] / [-]$	-
$A_{1,o}$	jednotková vnější plocha	$[m^2/m]$	-
A_o	Celková vnější plocha svazku trubek	$[m^2]$	-
A_t	plocha průřezu trubky	-	$[in^2]$
A_σ	povrch dokonale černého tělesa	$[m^2]$	-
a	koeficient poměrné příčné rozteče trubek	$[-]$	$[-]$
B	šířka kanálu/průměr pláště	$[m]$	-
B_a	vzdálenost stěn, mezi kterými vzniká stojaté akustické vlnění	$[m]$	$[in]$
b	koeficient poměrné podélné rozteče trubek	$[-]$	$[-]$
C	konstanta	$[-]$	$[-]$
C_F	silový koeficient	$[-]$	$[-]$
C_L	zdvihový koeficient	$[-]$	$[-]$
C_m	hydrodynamický hmotnostní koeficient	$[-]$	$[-]$
C_u	konstanta závislá na geometrii podpěr U-trubek	$[-]$	$[-]$
D_χ	bezrozměrný parametr kritické rychlosti proudění	$[-]$	$[-]$
E	modul pružnosti v tahu při teplotě trubky uvažované sekce	$[N/m^2]$	$[psi]$
F	opravný součinitel středního logaritmického teplotního rozdílu	$[-]$	$[-]$
F_p	Korekce na změnu termofyzikálních vlastností	$[-]$	$[-]$
F_r	Korekce na počet řad	$[-]$	$[-]$
Gr	Grashofovo podobnostní číslo	$[-]$	$[-]$
g	tíhové zrychlení	$[m/s^2]$	-
H_m	měrná hydrodynamická hmotnost	$[lb/ft]$	-
f	frekvence	$[Hz]$	-
f_0	základní vlastní frekvence uvažované sekce	$[Hz]$	-
f_a	frekvence akustických vibrací	$[Hz]$	-
f_A	Korekce na geometrické uspořádání trubek ve svazku	$[-]$	-
c_p	střední měrná tepelná kapacita	$[J/(kg.K)]$	-
d	průměr trubek	$[m]$	$[in]$
d_h	hydraulický průměr potrubí	$[m]$	-
K	konstanta stability závislá na geometrii svazku a proudění / konstanta zohledňující geometrii podpor	$[-]$	$[-]$
K_G	geometrický simplex	$[-]$	$[-]$
I	moment setrvačnosti průřezu uvažované sekce	$[m^4]$	$[in^4]$
k	součinitel prostupu tepla	$[W/(m^2.K)]$	-
L	charakteristický rozměr	$[m]$	-
l_b	rozteč mezi podporami uvažované sekce	$[m]$	$[in]$
$l_{tr,heat}$	ohřevná délka trubek	$[m]$	-

Symbol	Význam	Jednotka SI	FPS
l_λ	skutečná délka potrubí	[m]	-
$\dot{m}$	hmotnostní průtok látky	[kg/s]	-
N	počet nepodpořených délek po délce trubky	[-]	[-]
Nu	Nusseltovo podobnostní číslo	[-]	[-]
N_r	počet řad ve směru toku média	[-]	[-]
n_{tr}	počet trubek v řadě	[-]	[-]
n_r	počet řad v jednom chodu	[-]	[-]
O	smáčený obvod	[m]	-
P	konstanta závislá na geometrii svazku a proudění	[-]	[-]
Pr	Prandtlovo podobnostní číslo	[-]	[-]
p	tlak	[Pa]	-
Re	Reynoldsovo podobnostní číslo	[-]	[-]
$R_{z,}$	součinitel zanášení	[m ² .K/W]	-
r	střední poloměr ohybu U-trubky	-	[in]
S	průtočný průřez / Strouhalovo bezrozměrné kritérium	[m ²] / [-]	-
S_T	příčná rozteč trubek	[m]	-
S_t	podélné napětí trubky	-	[psi]
S_L	podélná rozteč trubek	[m]	-
$\dot{Q}$	tepelný tok (výkon výměny tepla)	[W]	-
$\dot{q}$	měrný tepelný tok (hustota tepelného toku)	[W/m ²]	-
T	teplota dokonale černého tělesa	[K]	-
t	teplota	[°C]	-
t_b	tloušťka přepážky	-	[in]
u	rychlost proudění tekutiny	[m/s]	-
u_{zvuk}	rychlost zvuku v MP	[m/s]	-
V	referenční rychlost proudění tekutiny v MP	[m/s]	[ft/s]
V_k / V_c	kritická rychlost	[m/s]	[ft/s]
w_0	měrná celková hmotnost trubek uvažované sekce	[kg/m]	[lb/ft]
w_t	měrná hmotnost trubek	-	[lb/ft]
$w_{F,TP}$	měrná hmotnost tekutiny proudící uvnitř trubek	-	[lb/ft]
y	amplituda kmitání	[m]	[in]

Symbol	Význam	Jednotka SI	FPS
Symbole řecké abecedy			
α	součinitel přestupu tepla	[W/m ² K]	-
β	součinitel objemové roztažnosti	[J/kg.K]	-
γ	Faktor střídání laminárního a turbulentního toku („intermittency factor“)	[-]	[-]
γ_{MP}	Poissonova konstanta (poměr tepelných kapacit) plynu v MP	[-]	[-]
Δp	tlaková ztráta	[Pa]	-
Δp_{λ}	tlaková ztráta vlivem tření	[Pa]	-
Δp_{ξ}	tlaková ztráta vlivem místních odporů	[Pa]	-
ΔT_{ln}	střední logaritmický teplotní spád	[-]	-
ΔT_m	střední teplotní rozdíl	[°C]	-
δ	tloušťka stěny	-	[in]
δ_T	logaritmický úbytek tlumení	[-]	[-]
δ_V	logaritmický úbytek tlumení pro plyny	[-]	[-]
η	dynamická viskozita	[Pa.s]	-
λ	tepelná vodivost / Darcyho součinitel tření uvnitř potrubí	[W/mK] / [-]	-
ν	kinematická viskozita	[m ² /s]	-
ξ_i	součinitel místního odporu	[-]	-
ρ	hustota	[kg/m ³]	[lb/ft ³]
σ	Stefan-Boltzmannova konstanta	[W/(m ² K ⁴)]	-
χ	fluidně-elastický parametr	[-]	-
ψ	mezerovitost	[-]	-

Seznam indexů

<i>MP</i>	mezitrubkový prostor
<i>TP</i>	trubkový prostor
<i>f</i>	tekutina (fluid) / mezní vrstva (film)
<i>i</i>	vnitřní strana trubek
<i>in</i>	hodnota na vstupu
<i>o</i>	vnější strana trubek
<i>out</i>	hodnota na výstupu
<i>m</i>	střední hodnota
<i>max</i>	maximální hodnota
<i>min</i>	minimální hodnota
<i>tb</i>	turbulentní fluktuace (turbulent buffeting)
<i>vs</i>	víření (vorticity shedding)
<i>wall / w</i>	stěna trubek

1 ÚVOD

Konstrukce tepelných výměníků je obvykle navrhována pro zadaný rozsah provozních podmínek nebo přímo pro nominální hodnoty provozu zařízení. V případě nerovnoměrné distribuce pracovních látek mohou být lokální podmínky ve výměníku zcela odlišné od nominálních. Tyto odlišnosti mohou být příčinou provozních problémů a mohou vést k poškození trubek. Pokud není možné se nerovnoměrnosti toku vyhnout, je třeba odhadnout umístění těchto oblastí a věnovat jim vyšší pozornost.

Diplomová práce se věnuje analýze výměníku tepla s příčně obtékaným svazkem trubek s uspořádáním trubek za sebou, u kterého docházelo k významným provozním potížím. Jako vstupní parametry výpočtu slouží zadaná geometrie výměníku a výsledky distribuce pracovních látek obdržené pomocí simulace CFD provedené na Ústavu procesního inženýrství v sekci výpočtového modelování a dynamiky tekutin. Použitím výpočtových aparátů vytvořených v rámci této diplomové práce lze provést základní tepelně-hydraulickou a vibrační analýzu tepelného výměníku s příčně obtékaným svazkem trubek v uspořádání trubek za sebou.

V teoretické části diplomové práce jsou uvedeny základní výpočtové vztahy přenosu tepla, tlakových ztrát a výpočtu vibrací. Dále jsou uvedeny výpočtové vztahy platné pro konkrétní geometrii analyzovaného tepelného výměníku. Tyto vztahy jsou použity pro analytický tepelně-hydraulický a vibrační výpočet provedený v programu Maple. Zadaná problematika, postup výpočtu a následné vyhodnocení výsledků je popsáno v praktické části diplomové práce – v kapitole č. 4.

2 TEORETICKÝ ZÁKLAD

Pro tepelně-hydraulickou a vibrační analýzu výměníku tepla je potřeba disponovat výpočtovými aparáty, které dostatečně popisují tyto děje. Obecné vztahy používané pro tyto účely jsou popsány v této kapitole.

2.1 Tepelný výpočet

Přenos tepla je děj, který popisuje výměnu tepelné energie mezi dvěma, případně více látkami. Hybnou silou přenosu tepla je teplota. Dle druhého termodynamického zákona se teplo samovolně šíří z místa o vyšší teplotě do míst s nižší teplotou. Na základě fyzikálních principů a prostředí, ve kterém děj probíhá, rozeznáváme přenos tepla vedením, prouděním a sáláním.

Přenos tepla vedením

Přenos tepla vedením neboli kondukcí je uskutečňován především v pevných látkách. V kapalně či plynné fázi dochází k přenosu tepla výhradně vedením pouze v případě, že jsou tyto látky v klidu. Přenos tepla je zajištěn srážkami a silovým působením mezi molekulami. Intenzita přenosu tepla je charakterizována tepelným tokem dle Fourierova zákona [1]:

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A \cdot \text{grad}(t), \text{případně } \dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad}(t) \quad (2.1)$$

kde

$\dot{Q} \dots$	tepelný tok (výkon výměny tepla) [W]
$\dot{q} \dots$	měrný tepelný tok (hustota tepelného toku) [W/m ²]
$\lambda \dots$	tepelná vodivost [W/mK]
$A \dots$	plocha [m ²]
$\text{grad}(t) \dots$	gradient teplotního pole [°C]

Přenos tepla prouděním

Přenos tepla prouděním neboli konvekcí je zde uskutečňován v proudící tekutině. Hranicí systému většinou bývá stěna trubky případně jiná teplosměnná plocha. Mechanismem výměny tepla u konvekce je mísení molekul tekutiny o různé teplotě. Obecně lze rozlišovat konvekci nucenou (vyvolanou ventilátorem, čerpadlem, povětrnostními podmínkami apod.) a konvekci přirozenou (vlivem změny hustoty v závislosti na teplotě). Intenzitu sdílení tepla prouděním popisuje Newtonův zákon [1]:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (t_f - t_w), \text{případně } \dot{q} = \alpha \cdot (t_f - t_w) \quad (2.2)$$

kde

$\alpha \dots$	součinitel přestupu tepla [W/m ² K]
$t_f \dots$	teplota proudící tekutiny [°C]
$t_w \dots$	teplota stěny omývané proudící tekutinou [°C]

Přenos tepla konvekcí je značně složitější, než přenos tepla vedením. Při proudění tekutiny je potřeba uvažovat současně rovnici energetickou, kontinuity, pohybovou a okrajové podmínky teplotních a rychlostních polí. Pro řešení konvekce je využívána teorie podobnosti, která umožňuje získat rozložení teplotních polí, nebo přímo součinitel přestupu tepla α . Je však nutná znalost podobného řešení vyjádřeného pomocí podobnostních kritériálních čísel.

Přenos tepla sáláním

Přenos tepla sáláním, někdy také označován jako přenos tepla radiací nebo zářením, je vyvolán důsledkem intenzivního elektromagnetického vlnění. Elektromagnetické vlnění emituje každá částice (kapaliny, plynu, pevné látky) a stejně tak jej i pohlcuje. K přenosu tepla sáláním není potřeba hmotného prostředí. Sdílení tepla sáláním popisuje Stefan-Boltzmanův zákon a pro dokonale černé těleso (těleso, které veškeré záření pohlcuje a současně při dané teplotě maximum záření emituje) platí [1]:

$$\dot{Q} = \sigma \cdot A_{\sigma} \cdot T^4, \text{ případně } \dot{q} = \sigma \cdot T^4 \quad (2.3)$$

kde

$\sigma \dots$	Stefan-Boltzmannova konstanta [W/(m ² K ⁴)]
$A_{\sigma} \dots$	povrch dokonale černého tělesa [m ²]
$T \dots$	teplota dokonale černého tělesa [K]

V praxi se na vedení tepla sice podílí všechny tři složky zároveň, ale většinou jedna nebo dvě převládají. Při výpočtu je tak možné ostatní složky přenosu tepla zanedbat a tím výpočet značně zjednodušit.

2.1.1 Tepelná bilance

Na základě zákona zachování energie lze pro uzavřenou soustavu konstatovat následující úvahu:

$$vstup = výstup(+akumulace) + ztráty \quad (2.4)$$

Při zanedbání ztrát a pro řešení rekuperačního výměníku v ustáleném stavu lze pro tepelné výkony napsat rovnost:

$$\dot{Q}_{vstup} = \dot{Q}_{výstup} \quad (2.5)$$

Dále, při předpokladu jednofázové výměny tepla, lze uvažovat tvrzení, že určité množství tepla teplejší pracovní látky je přeneseno na látku chladnější, přičemž přenesenému teplu odpovídá úměrně změna teplot těchto látek [2]:

$$\dot{m}_{MP} \cdot \overline{c_{p,MP}} \cdot (t_{MP,in} - t_{MP,out}) = \dot{m}_{TP} \cdot \overline{c_{p,TP}} \cdot (t_{TP,out} - t_{TP,in}) \quad (2.6)$$

kde

$\dot{m}_{MP} / \dot{m}_{TP} \dots$	hmotnostní průtok látky [kg/s]
$\overline{c_{p,MP}} / \overline{c_{p,TP}} \dots$	střední měrná tepelná kapacita [J/(kg.K)]
$t_{MP,in} / t_{TP,in} \dots$	vstupní teplota proudu [°C]
$t_{MP,out} / t_{TP,out} \dots$	výstupní teplota proudu [°C]

2.1.2 Přenosová rovnice

Pro určení celkového přeneseného tepelného výkonu ve výměníku tepla se používá přenosová rovnice, která má dle [2] tvar:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (2.7)$$

kde

$k \dots$	součinitel prostupu tepla [W/(m ² .K)]
$A \dots$	referenční plocha výměny tepla [m ²]
$\Delta T_m \dots$	střední teplotní rozdíl [°C]

Za referenční plochu je vždy dosazována plocha, ke které je vztažen součinitel prostupu tepla.

2.1.3 Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla charakterizuje přenos tepla mezi látkami. Pro trubkový výměník tepla má součinitel prostupu tepla za předpokladu, že je vztažen k vnější ploše výměny tepla, tvar [2]:

$$k = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda_{wall}} \cdot \frac{A_o}{A_m} + \frac{1}{\alpha_o}} \quad (2.8)$$

kde

$A_i \dots$	plocha výměny tepla na straně TP [m ²]
$A_o \dots$	plocha výměny tepla na straně MP [m ²]
$A_m \dots$	střední plocha výměny tepla [m ²]
$\alpha_i/\alpha_o \dots$	součinitel přestupu tepla v TP / MP [W/(m ² K)]
$\delta \dots$	tloušťka stěny [m]
$\lambda_{wall} \dots$	tepelná vodivost trubek [W/(m.K)]

Poměry ploch $\frac{A_o}{A_i}$ a $\frac{A_o}{A_m}$ ve vzorci korigují fakt, že součinitel přestupu tepla α_i na straně TP a přenos tepla skrz stěnu nejsou primárně vztaženy k referenční ploše přestupu tepla A_o .

Dále lze rovnici (2.8) v případě použití hladkých kruhových trubek při uvažování zanášení rozepsat do tvaru:

$$k = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_{z,i} \right) + \frac{d_o}{2 \cdot \lambda_{wall}} \cdot \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\alpha_o} + R_{z,o}} \quad (2.9)$$

kde

$d_i/d_o \dots$	vnitřní / vnější průměr trubek [m]
$R_{z,i}/R_{z,o} \dots$	součinitel zanášení v TP / MP [m ² .K/W]

2.1.4 Součinitel přestupu tepla

Ve většině případů je při výpočtu výměny tepla počítáno pouze se součinitelem přestupu tepla pro konvekci. Pouze v některých speciálních případech je také zohledňován přenos tepla radiací, většinou přidáním ekvivalentního součinitele přestupu tepla ke konvekční složce. Jelikož ve většině případů (včetně tohoto) je radiální složka relativně malá, není dále ve výpočtech uvažována.

Jak bylo uvedeno dříve, kvůli složitosti přestupu tepla konvekcí je při výpočtu koeficientu přestupu tepla využíváno podobnostních čísel (bezrozměrných kritérií). Obecně je při výpočtu postupováno tak, že je pomocí teorie podobnosti zjištěno Nusseltovo číslo, ze kterého je poté vypočítán součinitel přestupu tepla dle vzorce (2.10).

Nusseltovo číslo vyjadřuje podobnost přenosu tepla konvekcí a vedením v mezní vrstvě tekutiny a má tvar:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \quad (2.10)$$

kde

$Nu \dots$	Nusseltovo podobnostní číslo [-]
$\lambda \dots$	tepelná vodivost tekutiny [W/m.K]
$L \dots$	charakteristický rozměr [m]

Pro výpočet Nusseltova čísla lze v literatuře najít velké množství rovnic. Konkrétní tvary rovnic byly odvozeny na základě experimentálních dat daného typu výměníku a proudění

a jsou platná pouze za určitých podmínek. Obecně lze však psát, že $Nu = f(Re, Gr, Pr, \dots)$, respektive:

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot Gr^c \cdot K_G^d \quad (2.11)$$

kde

$C \dots$	konstanta lišící se v závislosti na typu výměníku [-]
$Re \dots$	Reynoldsovo podobnostní číslo [-]
$Pr \dots$	Prandtlovo podobnostní číslo [-]
$Gr \dots$	Grashofovo podobnostní číslo [-]
$K_G \dots$	geometrický simplex [-]
$a, b, c, d \dots$	exponenty lišící se v závislosti na typu výměníku [-]

Reynoldsovo kritérium vyjadřuje poměr lokálních setrvačných sil a třecích sil v proudící tekutině.

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu}, \text{ respektive } Re = \frac{u \cdot L \cdot \rho}{\eta} \quad (2.12)$$

kde

$u \dots$	střední rychlost proudění tekutiny [m/s]
$\nu \dots$	kinematická viskozita [m ² /s]
$\rho \dots$	hustota tekutiny [kg/m ³]
$\eta \dots$	dynamická viskozita [Pa.s]

Prandtlovo kritérium vyjadřuje fyzikální podobnost tekutin při přenosu tepla.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}, \text{ respektive } Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (2.13)$$

kde

$c_p \dots$	měrná tepelná kapacita [J/(kg.K)]
-------------	-----------------------------------

Grashofovo kritérium charakterizuje poměr vztakových a třecích sil v proudící tekutině.

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot L^3 \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (2.14)$$

kde

$\beta \dots$	součinitel objemové roztažnosti [J/kg.K]
$g \dots$	tíhové zrychlení [m/s ²]
$\Delta T \dots$	teplotní diference stěny a okolní tekutiny [J/kg.K]

Geometrický simplex K_G vyjadřuje vliv geometrie plochy výměny tepla. Jedná se například o poměr délky trubek a jejich průměru. Kromě toho jsou ve výpočtech využívány i další simplex – např. pro korekce změny termofyzikálních vlastností kvůli vlivu teploty.

2.1.5 Střední teplotní rozdíl

Při průchodu pracovní látky výměníkem dochází k postupné změně její teploty. V případě výměníku s jedním chodem v TP i MP dochází k plynulé změně teploty média, přičemž křivka průběhu změny je křivkou logaritmickou. Rozdíl mezi středními hodnotami teplot pracovních látek lze definovat jako střední logaritmický teplotní rozdíl ΔT_{ln} . Ten je závislý na uspořádání toku (soproudé nebo protiproudé uspořádání toku).

V případě křížového, vícechodého nebo kombinovaného proudění je nutné střední teplotní logaritmický rozdíl vynásobit korekčním faktorem F , který lze pro dané typy uspořádání

odečíst z grafu nebo ze vztahů dostupných v literatuře. Pro jeho výpočet je možné použít např. metodu využívající počet přenosových jednotek NTU^1 uvedenou např. v [1].

Střední teplotní rozdíl je popsán vztahem:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ln} \cdot F = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \cdot F \quad (2.15)$$

kde

- ΔT_{ln} ... střední logaritmický teplotní spád [-]
 ΔT_{max} ... maximální teplotní rozdíl teplosměnných látek [°C]
 ΔT_{min} ... minimální teplotní rozdíl teplosměnných látek [°C]
 F ... opravný součinitel středního logaritmického teplotního rozdílu [-]

2.2 Tlaková ztráta

Dalším důležitým parametrem výměníku tepla je, kromě tepelného výkonu, i jeho tlaková ztráta. V praxi jsou tyto dva požadavky (vysoký výkon a nízká tlaková ztráta) často protichůdné. Vyšší rychlost proudění zvyšuje turbulenci a tím zintenzivňuje přestup tepla, což snižuje investiční náklady na výměník. Jak je zřejmé z rovnic pro výpočet tlakové ztráty popsaných dále, tlaková ztráta s rychlostí stoupá s druhou mocninou. Rostou tak provozní náklady (energie dodávaná strojům dopravujícím pracovní médium). Z tohoto hlediska je potřeba volit přijatelný kompromis.

Z Bernoulliovy rovnice lze získat vztah pro výpočet tlakových ztrát mezi dvěma body 1-2 na proudnici v následujícím tvaru [2]:

$$\Delta p_{celk} = \underbrace{(p_1 - p_2)}_1 + \underbrace{\frac{u_1^2}{2} \rho_1 - \frac{u_2^2}{2} \rho_2}_2 + \underbrace{g \cdot (h_1 \cdot \rho_1 - h_2 \cdot \rho_2)}_3 \quad (2.16)$$

kde

- 1... ztráty statické složky celkového tlaku [Pa]
 2... ztráty dynamické složky celkového tlaku [Pa]
 3... ztráty gravitační složky celkového tlaku [Pa]

Nejvýznamnější složku celkových tlakových ztrát představuje člen (1). Členy (2) a (3) nabývají podstatnějšího významu v případě velkých rozdílů hustot v bodech 1-2. Třetí člen hraje větší roli u vertikálních výměníků s kapalnou pracovní látkou, u kterých se již projeví výškový rozdíl mezi body 1-2. [2]

Při zanedbání členů (2) a (3) je možné vyjádřit tlakovou ztrátu pouze členem (1). Tento člen tlakové ztráty lze dále rozdělit na dvě složky – tlakovou ztrátu vlivem tření Δp_λ a tlakovou ztrátu vlivem místních ztrát Δp_ξ . Tlaková ztráta je tedy dána jejich součtem:

$$\Delta p = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi \quad (2.17)$$

kde

- Δp_λ ... tlaková ztráta vlivem tření [Pa]
 Δp_ξ ... tlaková ztráta vlivem místních odporů [Pa]

¹ Veličina NTU vychází ze základních technických parametrů a popisuje výkon výměníku jako bezrozměrné číslo závislé na parametrech výměníku a médií proudících výměníkem.

² Při obtékání zejména válcových těles dochází v oblasti určitých Reynoldsových čísel ke střídavému odtrhávání

2.2.1 Tlaková ztráta vlivem tření

Pro zjištění délkových hydraulických ztrát je důležité určit Darcyho součinitel tření λ (případně Fanningův součinitel tření $f = \lambda/4$). Ten je závislý převážně na rychlosti proudění, typu proudění, průměru potrubí a absolutní drsnosti. K určení součinitele tření v potrubí může být použit Moodyho diagram získaný z experimentálních dat. Tento způsob určení součinitele tření není ale vhodný pro výpočty na počítači. Pro takovéto případy se používá široká škála vztahů odvozených pro různé režimy proudění. Přehled nejznámějších vztahů a jejich porovnání lze nalézt např. v [3]. Určení součinitele tření v mezitrubkovém prostoru je podstatně komplikovanější a pro každé uspořádání lze v literatuře nalézt různé výpočtové vztahy.

Pro určení tlakové ztráty třením v přímém úseku potrubí kruhového průřezu platí Darcy-Weisbachova rovnice ve tvaru:

$$\Delta p_\lambda = \lambda \frac{l_\lambda}{d_h} \frac{u^2}{2} \rho \quad (2.18)$$

kde

$\Delta p_\lambda \dots$	tlaková ztráta vlivem tření [Pa]
$\lambda \dots$	Darcyho součinitel tření uvnitř potrubí [-]
$l_\lambda \dots$	skutečná délka potrubí [m]
$d_h \dots$	hydraulický průměr potrubí [m]

Při plně zaplněném potrubí tekutinou odpovídá hydraulický průměr d_h vnitřnímu průměru kruhového potrubí d_i . Při proudění tekutiny nekruhovým nebo částečně zaplněným průřezem je hydraulický průměr určen rovnicí (2.19).

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (2.19)$$

kde

$S \dots$	průtočný průřez [m ²]
$O \dots$	smáčený obvod [m]

2.2.2 Tlaková ztráta vlivem místních odporů

Mimo tlakové ztráty třením vznikají i tlakové ztráty vlivem průtoku média tzv. místními odpory. Místní odpor je každá část potrubí (kromě rovných trubek o neměnném průměru), která způsobuje ztrátu energie proudící tekutiny. Jedná se např. o vtok do potrubí, výtok z potrubí, změna směru toku, změna průřezu potrubí, měřicí čidla, armatury a jiné potrubní tvarovky.

Tlaková ztráta každého místního odporu může být charakterizována např. součinitelem ξ_i , který lze pro typické prvky získat z literatury, případně v lepším případě přímo od výrobce. Tlaková ztráta vlivem místních odporů je poté dána součtem tlakových ztrát všech místních odporů na uvažovaném úseku:

$$\Delta p_\xi = \sum \xi_i \cdot \frac{u^2}{2} \rho \quad (2.20)$$

kde

$\xi_i \dots$	součinitel místního odporu [-]
---------------	--------------------------------

Místo součinitele místního odporu je často pro vyjádření tlakové ztráty vlivem místního odporu používána ekvivalentní délka přímého potrubí, která je přičítána ke skutečné délce potrubí l_λ v rovnici (2.18).

Pro určení tlakové ztráty vlivem místních odporů existují i mnohem přesnější metody výpočtu, které berou do úvahy průměr potrubí a velikost Reynoldsova čísla. Jedná se např. o 2-K metodu (metoda Hooperova), 3-K metodu (metoda Darbyho) nebo Blevinovu metodu. Srovnání výpočtu tlakové ztráty místního odporu pomocí různých metod pro 90° a 180° kolena je diskutováno v [4].

2.3 Vibrace trubek

Vedle přenosu tepla a hydraulického výpočtu je při návrhu a kontrole tepelného výměníku často vyžadována i analýza vibrací. Ta přibývá na důležitosti při vyšších rychlostech proudění tekutiny v příčném směru a s větší roztečí trubek bez podpory. Vyšší rychlost proudění bývá volena pro zvýšení přestupu tepla a snížení zanášení teplosměnných ploch. Obecně jsou vibrace ovlivňovány geometrií a materiálovými vlastnostmi trubek, jejich ukotvením a podpěrami, geometrií MP, fyzikálními vlastnostmi a rychlostí proudící tekutiny.

Vlivem tekutiny proudící napříč nebo podél trubek je možné dodat energii potřebnou pro tvorbu vibrací. Problémy vlivem vibrací vznikají, pokud se budící frekvence vibračních jevů přiblíží vlastní frekvenci trubek. Tento jev se nazývá rezonance. Vlastní frekvence trubek jsou závislé převážně na uložení a materiálových vlastnostech trubek. Nejnižší frekvence, při které jsou vyvolávány rezonance, je označována jako základní vlastní frekvence trubek. Intenzita vibrací je charakterizována počtem periodických pohybů a jejich amplitudou. [5]

Obecně jsou uvažovány čtyři mechanismy kmitání [6]:

- 1) Turbulentní fluktuace (turbulent buffering)
- 2) Vírové vibrace (vortex excitation)
- 3) Vibrace po překročení fluidně-elastické stability (fluid-elastic excitation)
- 4) Akustické vibrace (acoustic resonance)

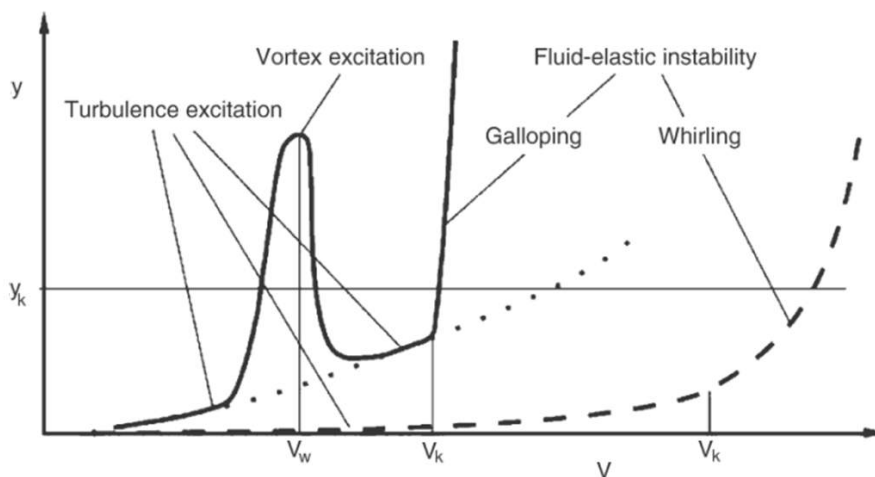
Tab. 2.1 Výskyt jednotlivých mechanismů vibrací u různých typů proudění [6]

Tekutina v MP	Turbulentní fluktuace	Vírové vibrace	Vibrace po překročení fluidně-elastické stability	Akustické vibrace
Proudění okolo samotného válce				
Kapalina	nejdůležitější	nejdůležitější	nepravděpodobné	nepravděpodobné
Plyn	možné	možné	nepravděpodobné	nepravděpodobné
Dvoufázový tok	nejdůležitější	nepravděpodobné	nepravděpodobné	nepravděpodobné
Proudění svazkem trubek				
Kapalina	možné	možné	nejdůležitější	nepravděpodobné
Plyn	možné	nepravděpodobné	nejdůležitější	nejdůležitější
Dvoufázový tok	nejdůležitější	nepravděpodobné	nejdůležitější	nepravděpodobné

Při vibrační analýze výměníku je obecně postupováno dle následujících kroků:

1. Stanovení základní vlastní frekvence příčného kmitání trubek f_0 .
2. Určení základních frekvencí budících mechanismů.
3. Posouzení rizika vzniku rezonancí.
4. Odhad amplitudy kmitání trubek.

Na obr. 2.1 je zobrazen vliv rychlosti proudění tekutiny V napříč svazkem trubek na amplitudu kmitů y vyvolanou jednotlivými mechanismy kmitání. Pokud amplituda překročí kritickou hodnotu y_k , může po nějaké době nastat poškození trubek vlivem dlouhotrvajících vibrací. Po překročení kritické rychlosti V_k dochází ke ztrátě fluidně-elastické stability a rapidnímu zvyšování amplitudy – to může mít za následek poškození trubek během velmi krátkého časového horizontu. Hodnota V_w charakterizuje rychlost proudění při rezonanční frekvenci vírových vibrací. [1]



Obr. 2.1 Schématické znázornění závislosti amplitudy kmitání příčně obtékané trubky na rychlosti proudění média (— proudění kapaliny, - - - proudění plynu) [1]

2.3.1 Vlastní frekvence trubek

Jak bylo zmíněno dříve, nejnižší frekvence vyvolávající rezonanci je nazývána základní vlastní frekvencí dané části výměníku. Nejvíce náchylné na vibrace jsou díky flexibilitě právě trubky výměníku. Vibrace svazku trubek se vyskytují i při vyšších frekvencích (režimech), nicméně v návrhových výpočtech je uvažována převážně základní vlastní frekvence trubek jako konzervativní hranice.

Výpočet základní vlastní frekvence přímé trubky s volnou vazbou na obou stranách lze dle [1] vypočítat následující rovnicí:

$$f_0 = \frac{\pi}{l_b^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{w_0}} \quad (2.21)$$

kde

$f_0 \dots$	základní vlastní frekvence uvažované sekce [Hz]
$l_b \dots$	rozteč mezi podporami uvažované sekce [m]
$E \dots$	modul pružnosti v tahu při teplotě trubky uvažované sekce [N/m ²]
$I \dots$	moment setrvačnosti průřezu uvažované sekce [m ⁴]
$w_0 \dots$	měrná celková hmotnost trubek uvažované sekce [kg/m]

V případě výpočtu vlastní frekvence trubek s jiným uložením, U-trubek nebo vyšších vlastních frekvencí trubek je potřeba tento vztah korigovat empirickými koeficienty a výpočty uvedenými např. v [1] [7] nebo v [6].

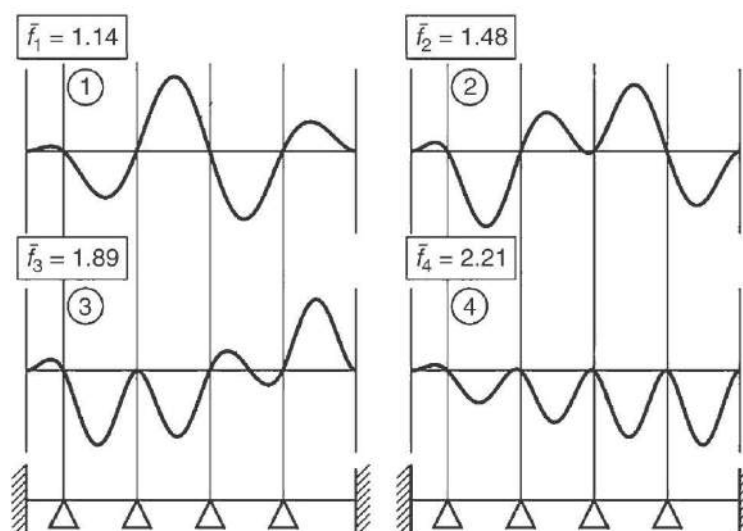
VDI Heat Atlas [1] uvádí koeficienty $\bar{f}_1$ a $\bar{f}_2$ korigující základní vlastní frekvenci f_0 . Koeficient $\bar{f}_1$ určuje poměr první vlastní frekvence f_1 a základní vlastní frekvence f_0 a koeficient $\bar{f}_2$ poměr druhé vlastní frekvence f_2 a f_0 . První dvě vlastní frekvence trubek jsou

tedy dány součinem $f_{1,2} = \bar{f}_{1,2} \cdot f_0$. Koeficienty $\bar{f}_1$ a $\bar{f}_2$ pro uložení s volnou vazbou na obou stranách a s vetknutím na jedné a volnou vazbou na druhé straně jsou uvedeny v tab. 2.2.

Tab. 2.2 Koeficienty $\bar{f}_1$ a $\bar{f}_2$ pro dva typy uložení [1]

Typ uložení		
$\bar{f}_1$	1	1.56
$\bar{f}_2$	4	5.06

Výpočet vyšších vlastních frekvencí pro trubkové svazky s více podporami je již složitější. VDI Heat Atlas uvádí metody výpočtu pro rovnoměrně rozdělené sekce s pevným uložením konců trubek v trubkovnici (vetknutím). Na obr. 2.2 je uveden příklad prvních čtyř vlastních frekvencí trubek pro uložení se čtyřmi podporami mezi koncovým uložením.



Obr. 2.2 První čtyři vlastní frekvence trubek se čtyřmi volnými podporami mezi konci uloženými v trubkovnici. První nepodpořená délka je poloviční oproti dalším čtyřem. [1]

2.3.2 Logaritmický úbytek tlumení

Tlumení vibrací systému má zásadní vliv na amplitudu vibrací. Závisí na materiálových vlastnostech trubek, geometrii podpor, fyzikálních vlastnostech proudící tekutiny v MP a frekvenci kmitání. V případě kapalin a vysoko-viskózních tekutin je tlumení kombinací viskózního tlumení a tlumení vlivem konstrukce podpor (rozteče, tloušťka, počet). Těsné otvory pro trubky v podporách a jejich tloušťka zvyšují tlumení, stejně tak jako tekutiny v MP o vyšší viskozitě. Pro plyny je vliv viskózního tlumení minimální a lze jej zanedbat.

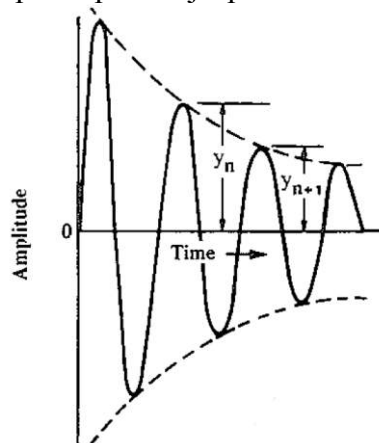
Po ukončení vstupu energie vyvolávající kmitání do systému zaniká amplituda kmitání obvykle exponenciálně, viz obr. 2.3. Rozdíl mezi amplitudami kmitů tlumeného systému v čase je popsán logaritmickým úbytkem tlumení δ_T , který je obecně popsán následovně [5]:

$$\delta_T = \ln\left(\frac{y_n}{y_{n+1}}\right) \quad (2.22)$$

kde

$\delta_T \dots$ logaritmický úbytek tlumení [-]
 y_n amplituda kmitů dané periody n [m]

Systémy s nižší hodnotou δ_T jsou tlumeny mírněji než systémy s vyšší hodnotou. Trubky ve výměnících obvykle vykazují právě pomalejší průběh útlumu.



Obr. 2.3 Útlum vibrací po ukončení buzení systému (změna amplitudy v čase) [5]

2.3.3 Vibrace po překročení fluidně-elastické stability

Příčně proudící médium působí na trubky ve svazku silou, která zapříčiňuje jejich pohyb a deformaci. Pohybem trubek se mění silové poměry vlivem okolního toku média. Proti změnám silového působení působí tlumící síla, která se snaží vrátit trubku zpět do její rovnovážné polohy. Pokud je energie vydaná vlivem tlumení větší než energie dodávaná proudící tekutinou, vibrace jsou tlumeny. Pokud však převládá energie proudění vstupující do systému, část této energie je spotřebována pro buzení vibrací a dochází k nestabilnímu stavu, při kterém trubky kmitají s výraznou amplitudou. Tato hranice je nazývána fluidně-elastická nestabilita. [8]

Vibrace vlivem fluidně-elastické nestability jsou považovány za jednu z nejčastějších příčin poškození trubek. K tomuto mechanismu dochází po překročení kritické rychlosti V_k .

Projevují se zde dva typy vibrací – excitační mechanismus způsobující pohyb trubek v celém svazku po eliptické trajektorii (whirling) a excitace vibrací trubek ve směru příčného proudění kapaliny (galloping), který se projevuje na jednotlivých trubkách/řadách trubek nezávisle na sobě. [1]

Hraniční hodnotou pro zjištění překročení fluidně-elastické stability je kritická rychlost V_k , která je většinou popisována rovnicí (2.23). [1]

$$V_k = K \cdot f_0 \cdot d_o \cdot \chi^P, \quad \text{kde} \quad \chi = \frac{w_0 \cdot \delta_T}{\rho_{MP} \cdot d_o^2} \quad (2.23)$$

kde

$V_k \dots$	kritická rychlost [m/s]
$K \dots$	konstanta stability závislá na geometrii svazku a proudění [-]
$P \dots$	konstanta závislá na geometrii svazku a proudění [-]
$\chi \dots$	fluidně-elastický parametr [-]
$\rho_{MP} \dots$	hustota tekutiny proudící v MP [-]

2.3.4 Turbulentní fluktuace

Turbulence uvnitř svazku trubek mají široké spektrum vlastních frekvencí, jenž se pohybují okolo tzv. dominantní frekvence turbulentních fluktuací. Vibrace trubek vlivem tohoto mechanismu lze očekávat v případě, pokud se některá z vlastních frekvencí turbulence přiblíží vlastní frekvenci trubek. Dochází tak k extrakci energie z turbulence potřebnou pro

buzení vibrací. Odhad dominantní frekvence je kvůli komplexnosti tohoto excitačního mechanismu prováděn na základě empirických rovnic. Obecně je dominantní frekvence, kromě rychlosti obtékání, závislá i na geometrii svazku.

Turbulentním fluktuacím se nelze u výměníků vyhnout. Jistá úroveň vibrací bude ve výměníku vždy přítomna. Při návrhu tepelného výměníku je nicméně potřeba zaručit, aby amplituda vibrací nepřesahovala kritickou amplitudu y_k .

2.3.5 Vírové vibrace

Vírové vibrace jsou způsobeny vířením tekutiny za trubkami, kde vzniká tzv. úplav. Proud je v úplavu periodicky odtrháván. Tento jev vyvolává střídavé silové účinky způsobující kmitání. Jedním z příkladů takového typu nestacionárního proudění je Karmánova vírová stezka². Odtrhávání vírů má periodický charakter a lze pro něj určit frekvenci. Pokud je tato frekvence shodná s některou vlastní frekvencí obtékaného tělesa, může dojít vlivem rezonance k jeho rozkmitání.

Pravděpodobnost výskytu tohoto mechanismu vibrací se zvedá se zvyšováním rychlosti proudící tekutiny. Při proudění plynu ve výměnících se svazkem trubek v plášti se tento typ vibrací většinou nevyskytuje. Tato skutečnost je vysvětlována častými změnami směru proudění u těchto typů výměníků, kvůli kterým není ve svazku iniciován dostatečně vyvinutý křížový tok. Nicméně u výměníků s příčně obtékaným svazkem trubek je výskyt vírových vibrací možný. Největší amplitudy dosahuje tento typ vibrací při rezonanční rychlosti proudění V_w , při které se vlastní frekvence trubek shoduje s frekvencí vírových vibrací. Tato excitační frekvence je schopna rezonovat s vlastní frekvencí trubek i po následném zvýšení rychlosti proudění (tzv. lock-in). [5]

Rezananční frekvence vírových vibrací je popsána rovnicí:

$$f_{vs} = \frac{S \cdot V}{d_o} \quad (2.24)$$

kde

$f_{vs} \dots$	budící frekvence vírových vibrací [Hz]
$S \dots$	Strouhalovo bezrozměrné kritérium [-]
$V \dots$	referenční rychlost proudění tekutiny v MP [m/s]

V případě proudění okolo osamocené válcové trubky je Strouhalovo číslo konstantní. Při proudění média svazkem trubek se S stává závislé na příčné a podélné rozteči trubek.

Stejně jako v případě turbulentních fluktuací je při návrhu zařízení nutná kontrola, zda neexistuje nebezpečí rezonance frekvence vírových vibrací s vlastní frekvencí trubek. Pokud v uvažované geometrii a provozních podmínkách může docházet k rezonanci, je třeba zaručit, aby nebyla překročena kritická amplituda y_k .

2.3.6 Akustické vibrace

Při příčném proudění plynu nebo páry v MP je také potřeba dát pozor na akustické vibrace, které mohou způsobit nemalé škody. Oscilační proudění vlivem víření tekutiny za trubkami nebo fluktuace turbulentního proudění mohou vést k hlasitým akustickým emisím a případným vibracím pláště a připojeného potrubí. K tomu dochází pokud se frekvence

²Při obtékání zejména válcových těles dochází v oblasti určitých Reynoldsových čísel ke střídavému odtrhávání vírů za válcem. Vzniká tzv. Karmánova vírová stezka.

vírových vibrací nebo turbulentních fluktuací přiblíží některé z rezonančních frekvenci stojatého akustického vlnění³.

Stojaté akustické vlnění je kolmé na směr proudění tekutiny v MP a na osu trubek. Nejnižší akustická frekvence je označována jako základní tón ($i = 1$) a následující harmonické tóny jsou jeho násobkem ($i = 2, 3, \dots$). Výskyt rezonancí v tepelném výměníku při vyšších režimech než $i = 3$ je vzácný. [5]

Základní rovnice pro odhad rezonanční akustické frekvence:

$$f_a = i \cdot \frac{u_{zvuk}}{2 \cdot B_a} \quad (2.25)$$

kde

$f_a \dots$	budící frekvence akustických vibrací [Hz]
$i \dots$	číslo režimu [-]
$u_{zvuk} \dots$	rychlost zvuku v MP [m/s]
$B_a \dots$	vzdálenost stěn, mezi kterými vzniká stojaté akustické vlnění [m]

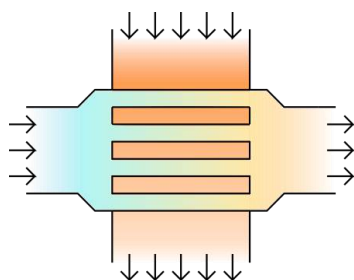
Akustická rezonance má vliv na svazek trubek pouze v případě, že se její frekvence přiblíží vlastní frekvenci trubek. Jakékoliv tendence k vibracím trubek mohou poté vést k jejich poškození.

³ Tzv. stojaté vlnění vzniká při skládání (interferenci) přímého a odraženého vlnění stejné amplitudy a vlnové délky

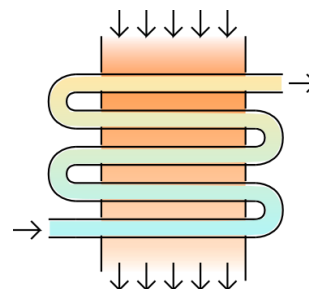
3 TEPELNÝ VÝMĚNÍK S PŘÍČNĚ OBTÉKANÝM SVAZKEM TRUBEK

V průmyslové praxi se lze setkat se širokým spektrem typů tepelných výměníků. Existuje více možností dělení těchto aparátů a lze je nalézt v mnohých publikacích zabývajících se problematikou aparátů pro přenos tepla, např. v [2][5][9].

Tato diplomová práce se zabývá analýzou tepelného výměníku s příčně obtékaným svazkem trubek. Výměníky tohoto typu zajišťují přenos tepla mezi procesním médiem proudícím napříč svazkem trubek a médiem proudícím uvnitř trubek. V případě výměníků se svazkem trubek bez pláště se jedná o plynné médium v MP a kapalně nebo plynné v TP. V praxi se lze setkat s výměníky v křížovém uspořádání (obr. 3.1), nicméně častějším případem jsou výměníky s kombinací křížového a protiproudého uspořádání (obr. 3.2).



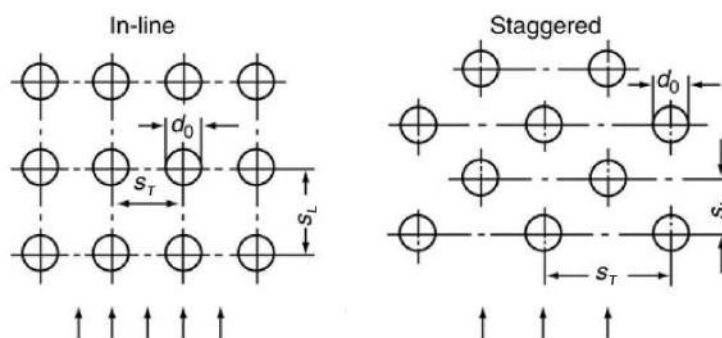
Obr. 3.1 Čistě křížový tok



Obr. 3.2 Kombinovaný křížový / protiproudý tok

3.1 Geometrické uspořádání

Nejdůležitější konstrukční částí výměníku tohoto typu je svazek trubek. Trubky v tomto svazku mohou být v uspořádání za sebou nebo v uspořádání vystřídáném (viz obr. 2.3). Další důležité parametry ovlivňující způsob proudění jsou rozteče mezi trubkami. Popis geometrických charakteristik je uveden v kapitole 3.3.



Obr. 3.3 Schéma uspořádání svazku trubek za sebou (vlevo) a vystřídáného uspořádání (vpravo) [1]

Pro zvýšení intenzity přenosu tepla jsou trubky často osazovány žebrováním, které zvyšuje plochu přenosu tepla. Toho je využíváno zejména v aplikacích, kdy v mezitrubkovém prostoru proudí plynné médium s malým rizikem zanášení. Výpočet výměníku s žebrovanými trubkami se od hladkých trubek liší zejména ve výpočtu součinitele prostupu tepla. Stejně tak existují jisté odlišnosti při výpočtu svazku trubek s vystřídáním uspořádáním. Tyto geometrické varianty nejsou předmětem diplomové práce a proto nebudou ve výpočtech diskutovány.

Zvláště pro výpočet vibrací je důležitý i způsob uložení trubek ve svazku (v trubkovnici, distributoru, přepážce, U-trubky / přímé trubky). Velké rozteče mezi podporami zvyšují pravděpodobnost výskytu vibrací.

Výpočet svazku trubek s vystřídáním uspořádáním, případně trubek žebrovaných se v mnohých bodech liší a nelze na něj aplikovat zde uvedený postup.

3.2 Možnosti použití

Výměníky s příčně obtékaným svazkem trubek (bez pláště) jsou hojně využívány v mnohých aplikacích využívajících výměnu tepla zejména mezi plynem v MP a kapalinou proudící uvnitř trubek. Často jsou využívány jako ekonomizéry, vzduchové chladiče nebo jako konvekční část pecí.

Ekonomizéry jsou energetická zařízení, určená ke zvýšení efektivity provozních jednotek. Například v kotlích jsou využívány pro předehřev napájecí vody před vstupem do výparníku. Nicméně je lze nalézt v množství dalších aplikací využívajících procesní výměnu tepla ke snížení energetické náročnosti provozu.

3.3 Geometrické charakteristiky výměníku potřebné pro výpočet

Vedle charakteru uspořádání trubek ve svazku je přenos tepla ovlivňován i roztečí jednotlivých trubek od sebe, a to roztečí podélnou S_L (ve směru proudění média v MP) a příčnou S_T (kolmo k toku média v MP) viz obr. 3.3.

Ve většině případů je uvažována konstantní příčná i podélná rozteč. Tomu jsou uzpůsobeny i jednotlivé výpočty.

Ve výpočtech je počítáno také s koeficienty a a b , které představují poměr příslušné rozteče trubek a vnějšího průměru trubek:

$$a = \frac{S_T}{d_o}, b = \frac{S_L}{d_o} \quad (3.1)$$

kde

$a \dots$	koeficient poměrné příčné rozteče trubek [-]
$b \dots$	koeficient poměrné podélné rozteče trubek [-]
$S_T \dots$	příčná rozteč trubek [m]
$S_L \dots$	podélná rozteč trubek [m]
$d_o \dots$	vnější průměr trubek [m]

Svazky trubek, které splňují předpoklad $a \cdot b < 1,25^2$ jsou považovány za kompaktní, zatímco při $a \cdot b > 4$ jako svazky s velkou roztečí. [10]

Další důležitou charakteristikou je jednotková vnější plocha hladké trubky:

$$A_{1,o} = \pi d_o \quad (3.2)$$

kde

$A_{1,o} \dots$	jednotková vnější plocha [m ² /m]
-----------------	--

Celková vnější plocha svazku trubek je poté:

$$A_o = A_{1,o} \cdot n_{tr} \cdot n_r \cdot n_{ch} \cdot l_{tr,heat} \quad (3.3)$$

kde

$n_{tr} \dots$	počet trubek v řadě [-]
$n_r \dots$	počet řad v jednom chodu [-]
$n_{ch} \dots$	počet chodů [-]
$l_{tr,heat} \dots$	ohřevná délka trubek [m]

Pro určení přestupu tepla a tlakové ztráty je potřeba znát rychlost proudícího média ve svazku trubek a v trubkách. Rychlosti médií jsou obecně počítány podle rovnice (3.4).

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho(t) \cdot S} \quad (3.4)$$

kde

$\dot{m} \dots$ hmotnostní průtok média [kg/s]
 $\rho(t) \dots$ hustota při dané teplotě [kg/m³]
 $S \dots$ průtočný průřez [m²]

Většinou je ve výpočtech pro MP počítáno s maximální rychlostí spalin. Maximální rychlost proudění spalin v MP je v případě in-line uspořádání nepřímo úměrná mezerám mezi trubkami v příčném směru.

$$u_{MP,max} = u_{MP} \cdot \frac{S_T}{S_T - d_o} \quad (3.5)$$

kde

$u_{MP,max} \dots$ maximální rychlost proudění média v mezitrubkovém prostoru [m/s]
 $u_{MP} \dots$ rychlost proudění spalin ve volném průřezu [m/s]

3.4 Tepelný výpočet

Tepelný výpočet příčně obtékaného svazku trubek se skládá z určení součinitele přestupu tepla v trubkovém a mezitrubkovém prostoru. Pro určení těchto součinitelů existuje několik dostupných vztahů lišící se složitostí a přesností. V této části kapitoly budou některé z nich popsány.

3.4.1 Přestup tepla – trubkový prostor

Pro výpočet koeficientu přestupu tepla α je stěžejní určení Nusseltova čísla. V literatuře existuje velké množství rovnic, které lze využít pro jeho výpočet v potrubí kruhového průřezu. Z důvodů různých mechanismů přenosu tepla je volba způsobu výpočtu závislá na režimu proudění, které se dělí na tři typy – laminární, přechodové a turbulentní.

Termofyzikální vlastnosti médií jsou počítány při střední teplotě proudů. Nusseltova čísla v následujících výpočtech jsou tedy středními hodnotami.

Laminární oblast [1]

Platnost metody:	$Re < 2300$
------------------	-------------

Rychlostní profil a přenos tepla plně vyvinutého laminárního toku (v dlouhých trubkách) a rozvíjejícího se laminárního toku se liší. Spojením těchto dvou metod byl odvozen univerzální výpočet středního Nusseltova čísla platný pro celý rozsah délek.

$$Nu_{TP,lam} = \left(Nu_{TP,lam 1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{TP,lam 2} - 0,7)^3 + Nu_{TP,lam 3}^3 \right)^{1/3} \quad (3.6)$$

kde

$Nu_{TP,lam} \dots$ Nusseltovo číslo, laminární režim [-]
 $Nu_{TP,lam 1} \dots$ Asymptota pro nízké hodnoty $Re_{TP} \cdot Pr_{TP} \cdot \frac{d_i}{l_{tr}}$ [-]
 $Nu_{TP,lam 2} \dots$ Asymptota pro vysoké hodnoty $Re_{TP} \cdot Pr_{TP} \cdot \frac{d_i}{l_{tr}}$ [-]
 $Nu_{TP,lam 3} \dots$ Asymptota pro vysoké hodnoty $\frac{d_i}{l_{tr}}$ (pro krátké trubky) [-]

Z toho:

$$Nu_{TP,lam\ 1} = 3,66 \quad (3.7)$$

$$Nu_{TP,lam\ 2} = 1,615 \cdot \sqrt[3]{Re_{TP} \cdot Pr_{TP} \cdot \frac{d_i}{l_{tr}}} \quad (3.8)$$

$$Nu_{TP,lam\ 3} = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr_{TP}} \right)^{1/6} \cdot \left(Re_{TP} \cdot Pr_{TP} \cdot \frac{d_i}{l_{tr}} \right)^{1/2} \quad (3.9)$$

Turbulentní oblast [1]

Platnost metody:	$10^4 < Re < 10^6,$	$0,1 \leq Pr \leq 1000,$	$\frac{d_i}{l_{tr}} \leq 1$
------------------	---------------------	--------------------------	-----------------------------

Přechod z laminární oblasti do turbulentní začíná okolo hodnoty $Re = 2300$ a plně vyvinutý turbulentní tok lze očekávat okolo hodnoty $Re = 10^4$. Výpočet součinitele přestupu tepla pro tuto oblast proudění je dle vztahu Gnielinski [1] dán rovnicí:

$$Nu_{TP,turb} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) \cdot Re_{TP} \cdot Pr_{TP}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left(Pr_{TP}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{l_{tr}}\right)^{\frac{2}{3}}\right], \quad (3.10)$$

$$kde \ \xi = (1,8 \cdot \log_{10} Re_{TP} - 1,5)^{-2}$$

kde

$Nu_{TP,turb} \dots$ Nusseltovo číslo, turbulentní režim [-]

Přechodová oblast [1]

Platnost metody:	$2300 < Re < 10^4,$	$0,6 \leq Pr \leq 1000,$	$\frac{d_i}{l_{tr}} \leq 1$
------------------	---------------------	--------------------------	-----------------------------

Dle [1] následující rovnice velmi dobře popisuje experimentální data naměřená řadou autorů:

$$Nu_{TP,trans} = (1 - \gamma) \cdot Nu_{TP,lam,2300} + \gamma \cdot Nu_{TP,turb,10^4} \quad (3.11)$$

kde

$Nu_{TP,trans} \dots$ Nusseltovo číslo, přechodový režim [-]
 $Nu_{TP,lam,2300} \dots$ Nusseltovo číslo dle rovnice 3.14 pro hodnotu $Re = 2300$, laminární režim [-]
 $Nu_{TP,turb,10^4} \dots$ Nusseltovo číslo dle rovnice 3.18 pro hodnotu $Re = 10^4$, turbulentní režim [-]
 $\gamma \dots$ Faktor střídání laminárního a turbulentního toku („intermittency factor“) [-]

Faktor γ je dán vztahem:

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (3.12)$$

3.4.2 Přestup tepla – mezitrubkový prostor

V této kapitole je popsáno sedm vybraných metod pro výpočet Nusseltova čísla potřebného pro určení součinitele přestupu tepla konvekcí ze strany MP pro svazek hladkých trubek uspořádaných za sebou. Výpočty jsou platné pro kolmý směr toku média vůči trubkám. Výsledky získané pomocí těchto metod budou v praktické části diplomové práce porovnány s výsledky získané z výpočtů pomocí profesionálního programu HTRI určeného na výpočty zařízení na výměnu tepla.

Podmínky platnosti jednotlivých metod jsou uvedeny v tab. 3.1. Metody pracují s bezrozměrnými čísly (Re, Pr) vypočtenými při teplotě média v MP v závislosti na zvolené metodě (viz poznámka). Z uvedených metod ve svých výpočtech zohledňují rozteč trubek pouze metody Grimison, Gnielinski a Hausen.

Tab. 3.1 Metody pro výpočet Nusseltova čísla hladkých trubek uspořádaných za sebou v MP [11]

Metoda	Počet řad trubek*	Re_{MP}	Pr_{MP}	Další podmínky	Poznámka
Colburn, 1933	> 10	$Re_{f,max} \in \langle 10; 40000 \rangle$	-	-	Vlastnosti média počítány při teplotě filmu
Grimison, 1937	≥ 10	$Re_{f,max} \in \langle 0; 200000 \rangle$	$Pr_f \in \langle 0,7; \infty \rangle^{**}$	$a < 5, b < 22$	Vlastnosti média při teplotě filmu.
Žukauskas, 1972	≥ 20	$Re_{MP,max} \in \langle 10; 10^6 \rangle$	$Pr_{MP} \in \langle 0,7; 500 \rangle$	-	Vlastnosti média (kromě Pr_w) při střední teplotě proudu.
Žukauskas, 1987	≥ 20	$Re_{MP,max} \in \langle 1; 2 \cdot 10^6 \rangle$	$Pr_{MP} \in \langle 0,7; 5000 \rangle$	-	Vlastnosti média (kromě Pr_w) při střední teplotě proudu.
ESDU, 1973	≥ 8	$Re_{MP,max} \in \langle 10; 2 \cdot 10^6 \rangle$	-	$L/d_0 > 5;$ $1,2 < \frac{S_T}{d_0} < 4;$ $S_L/d_0 \geq 1,15;$	Vlastnosti média při střední teplotě proudu.
Gnielinski, 1979	-	$Re_\psi \in \langle 10; 10^6 \rangle$	$Pr_{MP} \in \langle 0,6; 10^3 \rangle$	-	Vlastnosti média při střední teplotě proudu.
Hausen, 1983	≥ 10	$Re_{f,max} \in \langle 0; 200000 \rangle$	-	$a < 5, b < 22$	Vlastnosti média počítány při teplotě filmu

* V případě menšího počtu řad jsou zaváděny korekce uvedeny v [11].

** Pokud je Re nebo Pr menší $\rightarrow$ korekce dle Hammock, 2011 [11].

Colburn (1933) [11]

Vztah navržený Colburnem roku 1933 má následující tvar:

$$Nu_{MP} = 0,26 \cdot Re_{MP,f,max}^{0,6} \cdot Pr_{MP,f}^{1/3} \cdot F_r \quad (3.13)$$

kde

$Nu_{MP} \dots$	Nusseltovo číslo pro mezitrubkový prostor [-]
$Re_{MP,f,max} \dots$	Reynoldsovo číslo média v MP při teplotě filmu a maximální rychlosti proudění mezi trubkami [-]
$Pr_f \dots$	Prandtlovo číslo média v MP při teplotě filmu [-]
$F_r \dots$	Korekce na počet řad [-]

Tab. 3.2 Korekce na počet řad ve svazku (Colburn, Grimson)[11]

Počet řad N_r	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Korekce F_r	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	1,00

Grimson (1937) [11]

Grimsonův vztah:

$$Nu_{MP} = 0,32 \cdot C \cdot Re_{MP,f,max}^{0,61} \cdot Pr_{MP,f}^{0,31} \cdot F_r \quad (3.14)$$

kde

 $C \dots$ Konstanta [-]

Hodnoty korekčního faktoru na počet řad F_r jsou identické s hodnotami v tab. 3.2.

Hodnotu konstanty C lze určit pomocí vztahu:

$$C = \left(a + \frac{7,17}{a} - 6,52 \right) \cdot \left(\frac{0,266}{(b - 0,8)^2} - 0,12 \right) \cdot \sqrt{\frac{1000}{Re_{MP,f,max}}} \quad (3.15)$$

Žukauskas (1972 / 1987) [11]

Výpočtový vztah prezentovaný Žukauskasem roku 1972 uvádí přesnost $\pm 25\%$ v porovnání s naměřenými daty. Později (roku 1987) prezentoval Žukauskas pro dané rozpětí Reynoldsových čísel upravené koeficienty s udávanou přesností $\pm 15\%$.

Žukauskasův vztah:

$$Nu_{MP} = C \cdot Re_{MP,max}^n \cdot Pr_{MP}^m \cdot \left(\frac{Pr_{MP}}{Pr_{MP,w}} \right)^{1/4} \cdot F_r \quad (3.16)$$

kde

 $C \dots$ Konstanta [-] (viz tab. 3.3) [-] $Re_{MP,max} \dots$ Reynoldsovo číslo při střední teplotě proudu média v MP a max. rychlosti proudění [-] $Pr_{MP} \dots$ Prandtlovo číslo média v MP při střední teplotě proudu [-] $Pr_{MP,w} \dots$ Prandtlovo číslo média v MP při střední teplotě trubky [-] $n \dots$ Exponent [-]Tab. 3.3 Hodnoty konstanty C a n pro výpočet Nusseltova čísla (Žukauskas)

Geometrie: in-line uspořádání		Žukauskas 1972			Žukauskas 1987		
	$Re_{MP,max}$	C	n	m	C	n	m
	10 - 100	0,8	0,4	0,36	0,9	0,4	0,36
	100 - 1000	0,52	0,5	0,36	0,52	0,5	0,36
pro $S_T/S_L > 0,7^*$	1000 - 200 000	0,27	0,63	0,36	0,27	0,63	0,36
	> 200 000	0,021	0,84	0,36	0,033	0,8	0,4

* $S_T/S_L < 0,7$ je přestup tepla neúčinný a in-line uspořádání trubek by nemělo být použito

Tab. 3.4 Korekce na počet řad ve svazku (Žukauskas) [13]

Počet řad N_r	2	3	4	5	6	8	10	16	20 a více
Korekce F_r	0,77	0,84	0,89	0,92	0,94	0,97	0,98	0,99	1,0

ESDU (1973) [11]

Vztah dle ESDU predikuje 90 % dat s přesností ± 15 % a má tvar:

$$Nu_{MP} = C \cdot Re_{MP,max}^n \cdot Pr_{MP}^{0,34} \cdot \left(\frac{Pr_{MP}}{Pr_{MP,w}} \right)^{0,26} \cdot F_r \quad (3.17)$$

Tab. 3.5 Hodnoty konstanty C a n pro výpočet Nusseltova čísla (ESDU)

Geometrie: in-line uspořádání		
$Re_{MP,max}$	C	n
10 - 300	0,742	0,431
300 - 200 000	0,211	0,651
200 000 - 2 000 000	0,116	0,700

Tab. 3.6 Korekce na počet řad ve svazku (ESDU) [13]

Počet řad N_r	1	2	3	4	5	6	7	8 a více
Korekce F_r	0,65	0,77	0,84	0,90	0,94	0,97	0,99	1,00

Gnielinski (1979) [11]

Pro výpočet Nusseltova a Reynoldsova čísla je v rámci této metody používán charakteristický rozměr L vyjadřující obtokovou délku, kterou by částice urazila po povrchu trubky.

$$L = \frac{\pi}{2} d_o \quad (3.18)$$

kde

L ... charakteristický rozměr [m]

V této metodě je používána i mezerovitost ψ , která je definována jako:

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4a} \text{ pro } b \geq 1 \quad (3.19)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4ab} \text{ pro } b < 1 \quad (3.20)$$

kde

ψ ... mezerovitost [-]

Vztah pro více než 10 řad trubek má tvar:

$$Nu_{MP} = f_A \cdot Nu_1 \cdot F_p \quad (3.21)$$

kde

f_A ... Korekce na geometrické uspořádání trubek ve svazku [-]

Nu_1 ... Nusseltovo číslo pro jednu řadu trubek [-]

F_p ... Korekce na změnu termofyzikálních vlastností [-]

Vztah pro méně než 10 řad trubek:

$$Nu_{MP} = \frac{1 + (N_r - 1) \cdot f_A}{N_r} \cdot Nu_1 \quad (3.22)$$

kde

N_r ... počet řad ve směru toku média [-]

Z toho korekce na uspořádání trubek v in-line uspořádání:

$$f_A = 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} \frac{\frac{b}{a} - 0,3}{\left(\frac{b}{a} + 0,7\right)^2} \quad (3.23)$$

Nusseltovo číslo pro jednu řadu:

$$Nu_1 = 0,3 + \sqrt{Nu_{1,lam}^2 + Nu_{1,tur}^2} \quad (3.24)$$

kde

$Nu_{1,lam}$... Laminární člen Nusseltova čísla pro jednu řadu trubek [-]

$Nu_{1,tur}$... Turbulentní člen Nusseltova čísla pro jednu řadu trubek [-]

Z toho:

$$Nu_{1,lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_\psi} \cdot \sqrt[3]{Pr_{MP}} \quad (3.25)$$

$$Nu_{1,tur} = \frac{0,037 \cdot Re_\psi^{0,8} \cdot Pr_{MP}}{1 + 2,443 \cdot Re_\psi^{-0,1} \cdot (Pr_{MP}^{2/3} - 1)} \quad (3.26)$$

kde

Re_ψ ... Reynoldsovo číslo uvažované při výpočtu Nusseltova čísla v MP metodou dle Gnielinski [-]

$$Re_\psi = \frac{u_{MP} \cdot \rho_{MP} \cdot L}{\psi \cdot \eta_{MP}} \quad (3.27)$$

Hausen (1983) [11]

Upravený Grimisonův vztah dle Hausena má tvar:

$$Nu_{MP} = 0,34 \cdot C \cdot Re_{MP,f,max}^{0,60} \cdot Pr_{MP,f}^{0,31} \cdot F_r \quad (3.28)$$

Hodnoty korekčního faktoru na počet řad F_r jsou identické s hodnotami v tab 3.2

Hodnotu konstanty C lze určit pomocí vztahu:

$$C = 1 + \left(a + \frac{7,17}{a} - 6,52\right) \cdot \left(\frac{0,266}{(b - 0,8)^2} - 0,12\right) \cdot \sqrt{\frac{1000}{Re_{MP,f,max}}} \quad (3.29)$$

3.4.3 Korekce vlivu teploty na změnu termofyzikálních vlastností

Jeden ze základních předpokladů užívaných pro výpočet přenosu tepla a tlakových ztrát ve svazku trubek je neměnnost termofyzikálních vlastností médií napříč svazkem. Aby bylo možné užívat rovnice odvozené z experimentálních dat, které byly naměřeny při nižších teplotách a menších teplotních intervalech, byl zaveden korekční součinitel F_p .

V inženýrské praxi jsou využívány ve větší míře dvě metody korekce výpočtových vztahů na změnu termofyzikálních vlastností. Pro analýzu studovaného výměníku byla použita metoda „property ratio method“, která je užívána ve velké míře pro tepelné výměníky. Další metodou je „reference temperature method“. [9].

Pro plynné látky je na teplotě závislá nejvíce viskozita, tepelná vodivost a hustota. Korekční vztah je dán podílem střední teploty proudu a střední teploty stěny.

$$F_{p,Nu} = \left(\frac{T_w}{T_m}\right)^n, F_{p,\zeta} = \left(\frac{T_w}{T_m}\right)^m \quad (3.30)$$

kde

$F_{p,Nu}$... korekční součinitel Nusseltova čísla na změnu termofyzikálních vlastností [-]
 n ... exponent korekčního součinitele [-]
 $F_{p,\zeta}$... korekční součinitel součinitele tření na změnu termofyzikálních vlastností [-]
 m ... exponent korekčního součinitele [-]
 T_m ... střední teplota proudu plynu [K]
 T_w ... střední teplota stěny [K]

Tab. 3.7 Korekční hodnoty Nusseltova čísla a součinitele tření ztrát pro plyn dle [9]

Plyn se ochlazuje		Plyn se ohřívá	
Laminární tok	Turbulentní tok	Laminární tok	Turbulentní tok
$n = 0$ $m = 0,81, \text{ pro } 0,5 < \frac{T_w}{T_m} < 1$	$n = 0$ $m = -0,1$	$n = 0$ $m = 1, \text{ pro } 0,5 < \frac{T_w}{T_m} < 3$	$n^* = -\left[\log_{10} \frac{T_w}{T_m}\right]^{1/4} + 0,3$ $m = -0,1, \text{ pro } 1 < \frac{T_w}{T_m} < 2,4$

* platné pro $1 < \frac{T_w}{T_m} < 5$, $0,6 < Pr < 0,9$, $10^4 < Re < 10^6$, $\frac{L}{D_h} > 40$

U kapalných látek se změna teploty projevuje převážně na změně viskozity. Korekční součinitel se proto určuje jako podíl viskozity při střední teplotě proudu a viskozity při střední teplotě stěny.

$$F_{p,Nu} = \left(\frac{\eta_w}{\eta_m}\right)^n, F_{p,\zeta} = \left(\frac{\eta_w}{\eta_m}\right)^m \quad (3.31)$$

kde

η_m ... dynamická viskozita pro střední teplotu proudu kapaliny [-]
 η_w ... dynamická viskozita pro střední teplotu stěny [-]

Tab. 3.8 Korekční hodnoty Nusseltova čísla a součinitele tření pro kapalinu dle [9]

Kapalina se ohřívá		Kapalina se ochlazuje	
Laminární tok	Turbulentní tok	Laminární tok	Turbulentní tok
$n = -0,14, \text{ pro } \frac{\eta_w}{\eta_m} < 1$ $m = 0,58, \text{ pro } \frac{\eta_w}{\eta_m} < 1$	$n = -0,11, \text{ pro } 0,08 < \frac{\eta_w}{\eta_m} < 1$ $m = 0,25, \text{ pro } 0,35 < \frac{\eta_w}{\eta_m} < 1$	$n = -0,14$ $m = 0,54, \text{ pro } \frac{\eta_w}{\eta_m} > 1$	$n^* = -0,25, \text{ pro } 1 < \frac{\eta_w}{\eta_m} < 40$ $m^{**} = 0,24, \text{ pro } 1 < \frac{\eta_w}{\eta_m} < 2$

* platné pro $2 < Pr < 140$, $10^4 < Re < 1,25 \cdot 10^5$

** platné pro $1,3 < Pr < 10$, $10^4 < Re < 2,3 \cdot 10^5$

3.5 Hydraulický výpočet

Jak již bylo zmíněno v úvodu – stěžejní pro výpočet tlakových ztrát je určení odpovídajícího součinitele tření λ a součinitele místních odporů ξ_i . Rovnice pro výpočet těchto součinitelů ve výměníku s příčně obtékaným svazkem trubek jsou uvedeny níže v této kapitole.

3.5.1 Tlaková ztráta – trubkový prostor

Tlaková ztráta vlivem tření

Pro určení tlakové ztráty v přímém potrubí kruhového průřezu platí Darcy-Weisbachova rovnice (2.18). Pro určení součinitele tření existuje velké množství výpočtových vztahů pro všechny oblasti proudění. Oblasti proudění, které v potrubí mohou nastat, jsou:

- 1) Oblast laminárního proudění ($Re < \sim 2300$)
- 2) Kritická oblast (nestabilní pulzující proudění okolo hodnot $Re \in < 2300; 4000 >$)
- 3) Oblast turbulentního proudění ($Re > \sim 4000$)
 - a) Hydraulicky hladké potrubí
 - b) Přejížděvací oblast
 - c) Hydraulicky drsné potrubí

Všechny tyto oblasti jsou znázorněny v Moodyho diagramu.

Výpočet součinitele tření v laminární oblasti v trubkách kruhového průřezu je popsán Hagen-Poiseuilleovým vztahem:

$$\lambda_{TP} = \frac{64}{Re_{TP}} \quad (3.32)$$

kde

λ_{TP} ... Součinitel tření pro trubkový prostor [-]

Kvůli pulzujícímu typu proudění v kritické zóně neexistuje vztah, který by ji byl schopen adekvátně popsat. V původním Moodyho diagramu nebyla tato zóna definována. V praxi je v kritické oblasti většinou uvažován výpočet pro laminární nebo turbulentní režim.

Pro výpočet součinitele tření v turbulentní oblasti proudění existuje velké množství vztahů. Výčet a porovnání vztahů od řady autorů je diskutováno např. v [3].

Kromě velké škály vztahů uvedených pro jednotlivé oblasti, existují univerzální rovnice popisující součinitel tření ve všech třech oblastech turbulentního proudění. Pro účely této diplomové práce byl zvolen výpočet dle Romeo a kolektiv (2002) [3]:

$$\lambda_{TP} = \frac{1}{\left(-2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon}{3,7065 \cdot d_i} - \frac{5,0272}{Re_{TP}} \cdot A\right)\right)^2}; \quad (3.33)$$

$$A = \log\left(\frac{\varepsilon}{3,827 \cdot d_i} - \frac{4,567}{Re_{TP}} \cdot \log\left(\left(\frac{\varepsilon}{7,7918 \cdot d_i}\right)^{0,9924} + \left(\frac{5,3326}{208,815 + Re_{TP}}\right)^{0,9345}\right)\right)$$

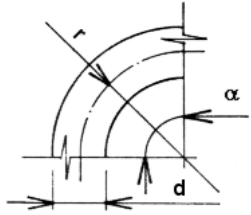
Tlaková ztráta vlivem tření je dále vypočtena dle rovnice (2.18).

Tlaková ztráta vlivem místních odporů

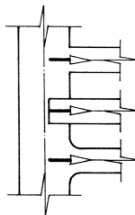
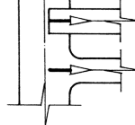
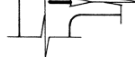
Odporový součinitel hydraulických místních prvků lze získat např. z literatury, případně přímo od výrobce potrubní armatury. Hodnota odporového součinitele je obecně závislá na geometrii tvarovky, Reynoldsově číslu, relativní drsnosti a na rychlostním a tlakovém profilu proudění před místním odporem.

Tlaková ztráta roste se zvyšováním velikosti změny směru proudění a poměrné velikosti zaoblení r/d . Obecně má na tlakovou ztrátu významný vliv úprava napojení potrubí na aparáty. Přibližné hodnoty součinitelů místních odporů ξ_i pro ohyb, vtok a výtok z potrubí jsou uvedeny v tab. 3.9 a tab. 3.10.

Tab. 3.9 Součinitel místních odporů ξ_i pro potrubní koleno [12]

Ohyb hladký			r/d			
			1,0	1,5	3,0	4,0
		45°	0,25	0,20	0,15	0,10
		90°	0,40	0,30	0,20	0,15
		180°	0,50	0,35	0,25	0,20

Tab. 3.10 Součinitel místních odporů ξ_i pro napojení potrubí (vstup a výstup) [12]

Výtok z potrubí		ξ_i	Vtok do potrubí		ξ_i
Napojení potrubí	ostrý výtok s úpravou hran	$\sim 1,0$	ostrý vtok s úpravou hran		0,50
	trubka bez úpravy hran		bez úpravy hran		3
			se zaoblením vtoku		0,05

Tlaková ztráta vlivem místních odporů je vypočtena dle rovnice (2.20).

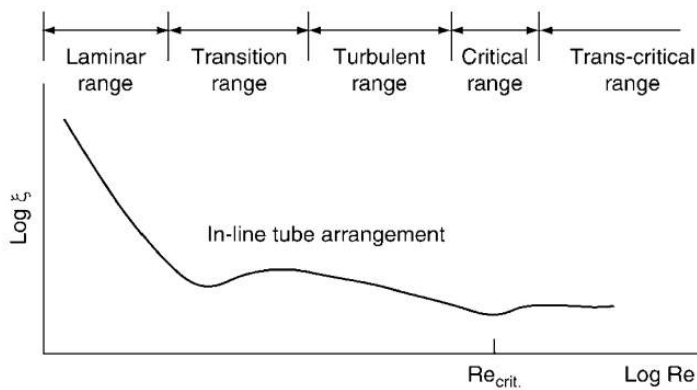
Celková tlaková ztráta je pak dána součtem obou typů tlakových ztrát dle vztahu (2.17)

3.5.2 Tlaková ztráta – mezitrubkový prostor

Pro výpočet tlakové ztráty při obtékání trubek existuje ve volně dostupné literatuře několik vztahů. Protože se tato diplomová práce nezabývá návrhem výměníku tepla, ale pouze zjištěním možné příčiny praskání trubek v daném typu výměníku, není pro tento případ nutné disponovat přesnými hodnotami tlakové ztráty. Proto zde bude popsána pouze jednodušší metoda výpočtu tlakové ztráty v MP.

Následující výpočtový postup je převzat z [1] a je platný pro příčně obtékaný svazek hladkých trubek uspořádaných za sebou. Na obr. 3.4 je zobrazen průběh závislosti odporového součinitele na Reynoldsově číslu v logaritmickém měřítku. Na obr. 2.4 je vyznačeno pět různých oblastí proudění:

- laminární ($Re < 100$);
- přechodová;
- turbulentní ($10^4 < Re < 2 \cdot 10^5$);
- kritická;
- nadkritická ($Re > 6 \cdot 10^5$).



Obr. 3.4 Závislost odporového součinitele na Reynoldsově čísle [1]

Výpočtový vztah pro odporový součinitel v MP vznikl spojením rovnice pro laminární proudění a rovnice pro turbulentní proudění [1]. Vztah je platný pro laminární i turbulentní proudění téměř až ke kritické hodnotě Reynoldsova čísla Re_{crit} . Rovnice zohledňuje i změnu termofyzikálních vlastností vlivem změny teploty. [1]

$$\lambda_{MP} = \lambda_{lam} \cdot f_{zn,l} + \lambda_{turb} \cdot f_{zn,t} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{Re_{MP,max} + 1000}{2000}\right)\right) \quad (3.34)$$

kde

- $\lambda_{MP} \dots$ Odporový součinitel pro svazek trubek v in-line uspořádání [-]
- $\lambda_{lam} \dots$ Odporový součinitel pro laminární proudění [-]
- $\lambda_{turb} \dots$ Odporový součinitel pro turbulentní proudění [-]
- $f_{zn,l} \dots$ Korekce na změnu termofyz. vlastností pro laminární člen odporového součinitele [-]
- $f_{zn,t} \dots$ Korekce na změnu termofyz. vlastností pro turbulentní člen odporového součinitele [-]

Z toho:

$$\lambda_{lam} = \frac{1}{Re_{MP,max}} \frac{280 \cdot \pi \cdot [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4 \cdot a \cdot b - \pi) \cdot a^{1,6}} \quad (3.35)$$

$$\lambda_{turb} = \frac{1}{Re_{MP,max}^{0,1 \cdot (b/a)}} \left[0,22 + 1,2 \cdot \frac{\left(1 - \frac{0,94}{b}\right)^{0,6}}{(a - 0,85)^{1,3}} \right] \cdot 10^{0,47 \cdot ((b/a) - 1,5)} + [0,03 \cdot (a - 1) \cdot (b - 1)] \quad (3.36)$$

Tab. 3.11 Korekce na změnu termofyz. vlastností pro členy odporového součinitele [1]

	$N_r < 10$	$N_r \geq 10$
$f_{zn,l}$	$\frac{0,57 \cdot \left(\frac{N_r}{10}\right)^{0,25}}{\left(\frac{\eta_{MP,w}}{\eta_{MP}}\right) \left[\left(\frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi} - 1\right) \cdot Re_{MP,max}\right]^{0,25}}$	$\frac{0,57}{\left(\frac{\eta_{MP,w}}{\eta_{MP}}\right) \left[\left(\frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi} - 1\right) \cdot Re_{MP,max}\right]^{0,25}}$
$f_{zn,t}$	1	$\left(\frac{\eta_{MP,w}}{\eta_{MP}}\right)^{0,14}$

Pro výpočet tlakové ztráty média proudícího v mezitrubkovém prostoru se použije rovnice (2.18). Ta sice byla odvozena pro přímé potrubí kruhového průřezu, ale je používána i pro jiné geometrie. Případné korekce jsou zahrnuty ve výpočtu součinitele tření.

V případě proudění napříč svazkem trubek v in-line uspořádání je poměr $\frac{l_\lambda}{d_h}$ nahrazen počtem řad trubek N_r ve směru toku média :

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot N_r \frac{u_{MP,max}^2}{2} \rho_{MP} \quad (3.37)$$

3.6 Výpočet vibrací svazku trubek

Následující postup výpočtu vibrací je uveden ve standardech TEMA [7]. Tyto mezinárodně uznávané standardy jsou určeny převážně pro konstrukci a výpočty trubkových výměníků tepla se svazkem trubek v plášti, nicméně mnohé výpočetní metody a doporučení lze vztáhnout i na příčně obtékaný svazek trubek – včetně základního výpočtu vibrací.

3.6.1 Konstrukční parametry

Mezi parametry týkající se konstrukce výměníku, které jsou při výpočtu vibrací používány patří celková hmotnost w_0 vztažená na jednotku délky, vlastní frekvence trubek f_0 a logaritmický úbytek tlumení δ_i .

Měrná celková hmotnost trubek [7]

Měrná celková hmotnost (efektivní vibrační hmotnost) trubek w_0 je dána součtem měrné hmotnosti potrubí w_t , hmotnosti tekutiny proudící uvnitř trubek $w_{F,TP}$ a měrné hydrodynamické hmotnosti H_m .

$$w_0 = w_t + w_{F,TP} + H_m \quad (3.38)$$

kde

$w_0 \dots$	měrná celková hmotnost trubek uvažované sekce [lb/ft]
$w_t \dots$	měrná hmotnost trubek [lb/ft]
$w_{F,TP} \dots$	měrná hmotnost tekutiny proudící uvnitř trubek [lb/ft]
$H_m \dots$	měrná hydrodynamická hmotnost [lb/ft]

Z toho

$$w_t = \frac{\pi}{4} \cdot \rho_w \cdot (d_o^2 - d_i^2) \quad (3.39)$$

$$w_{F,TP} = \frac{\pi}{4} \cdot \rho_{TP} \cdot d_i^2 \quad (3.40)$$

kde

$\rho_w \dots$	hustota trubek [lb/ft ³]
$d_i \dots$	vnitřní průměr trubek [in]
$d_o \dots$	vnější průměr trubek [in]
$\rho_{TP} \dots$	hustota média v TP [lb/ft ³]

Hydrodynamická hmotnost H_m vyjadřuje zdánlivou přidanou hmotnost kmitající trubky vlivem vztlakové síly tekutiny v MP. V případě obtékání tekutinou v MP o nízké hustotě (např. vzduchem) je možné hydrodynamickou hmotnost zanedbat. Tvar rovnice pro výpočet hydrodynamické hmotnosti je počítán dle rovnice (3.41).

$$H_m = C_m \cdot \rho_{MP} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_o^2, \quad \text{pro plyny zanedbáváme } H_m \sim 0 \quad (3.41)$$

kde

$C_m \dots$	hydrodynamický hmotnostní koeficient [-]
$\rho_{MP} \dots$	hustota média v MP [lb/ft ³]

Hydrodynamický hmotnostní koeficient C_m je závislý na poměru podélné rozteče trubek a vnějšího průměru trubek (koeficient a , rovnice (3.1) a na typu uspořádání trubek ve svazku.

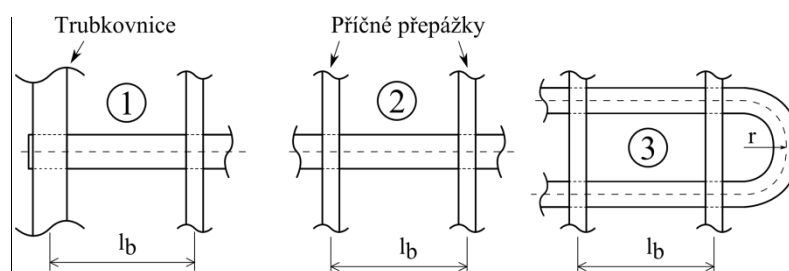
Vlastní frekvence trubek

Při výpočtu vlastní frekvence trubek je výpočet odlišný pro přímé trubky a U-trubky. Existují analytické výpočty pro přímé trubky s pravidelným rozstupem podpůrných přepážek [1], nicméně pro rozdílné rozteče podpor by bylo zapotřebí využít sofistikovaných programů využívajících numerických výpočtů. Pro zjednodušení výpočtu jsou proto U-trubky rozděleny na jednotlivé části s rovnými trubkami (mezi podporami) a na U-trubky na konci svazku.

Tvar rovnic pro výpočet základních vlastních frekvencí trubek se liší v závislosti na typu uchycení trubek v podporách. V zásadě se odlišují dva typy uchycení - pevná vetknutá vazba a volně uložená trubka v přepážce.

Z výše uvedeného vyplývá, že je výpočet vibrací členěn do sekcí na základě typu a umístění podpor ve svazku trubek. Základní typy uložení trubek jsou následující:

- 1) přímé trubky s pevnou vazbou v trubkovnici (respektive distributoru) a volnou vazbou v následujícím podpůrném členu,
- 2) přímé trubky mezi jednotlivými přepážkami,
- 3) a U-trubka s jednoduchými podpěrami na obou stranách bez uložení kolena.



Obr. 3.5 Uvažované způsoby uložení trubek [7]

Pro výpočet vlastní frekvence přímé trubky platí následující rovnice:

$$f_0 = 10.838 \cdot \frac{A \cdot C}{l_b^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{w_0}} \quad (3.42)$$

kde

$f_0 \dots$	základní vlastní frekvence [Hz]
$A \dots$	koeficient podélného napětí trubek [-]
C	konstanta závislá na geometrii podpěr trubek [-]
$l_b \dots$	rozteč mezi podporami [in]
$E \dots$	modul pružnosti v tahu při teplotě trubky [psi]
I	moment setrvačnosti průřezu [in ⁴]

Pro výpočet vlastní frekvence U-trubky platí následující rovnice:

$$f_0 = 68,06 \cdot \frac{C_u}{r^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{w_0}} \quad (3.43)$$

kde

$C_u \dots$	konstanta závislá na geometrii podpěr U-trubek [-]
$r \dots$	střední poloměr ohybu U-trubky [in]

Z toho:

$$A = \sqrt{1 + \frac{S_t \cdot A_t}{K^2 \cdot E \cdot I}} \quad (3.44)$$

kde

$S_t \dots$ podélné napětí trubky [psi]
 $A_t \dots$ plocha průřezu trubky [in²]
 $K \dots$ konstanta zohledňující geometrii podpor [-]

Hodnotu konstanty C_u lze odečíst z grafu na obr. 3.6 na následující straně. Hodnoty konstant C a K jsou uvedeny v tab. 3.12.

Moment setrvačnosti trubkového průřezu:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (d_o^4 - d_i^4) \quad (3.45)$$

Podélné napětí trubek bez axiálního uložení (s možností teplotní dilatace):

$$S_t = \frac{(p_{TP} - p_{MP}) \cdot d_m}{4 \cdot \delta} \quad (3.46)$$

kde

$p_{TP} \dots$ absolutní tlak v TP [psi]
 $p_{MP} \dots$ absolutní tlak v MP [psi]
 $d_m \dots$ střední průměr trubky [in]
 $\delta \dots$ tloušťka stěny [in]

Plocha průřezu trubky:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot (d_o^2 - d_i^2) \quad (3.47)$$

Logaritmický úbytek tlumení

Na tlumení vibrací se podílí mnoho mechanismů. Vliv některých z nich není adekvátně změřen ani kvantifikován. Následující výpočty jsou tak založeny na experimentálním pozorování a idealizovaných modelech. Způsob výpočtu logaritmického úbytku tlumení se liší v závislosti na skupenství média v MP (kapalné, plynné, dvoufázový tok).

Logaritmický úbytek tlumení pro plyn v MP je dán vztahem:

$$\delta_V = \frac{\pi}{10} \frac{N-1}{N} \left(\frac{t_b}{l_b} \right)^{1/2} \quad (3.48)$$

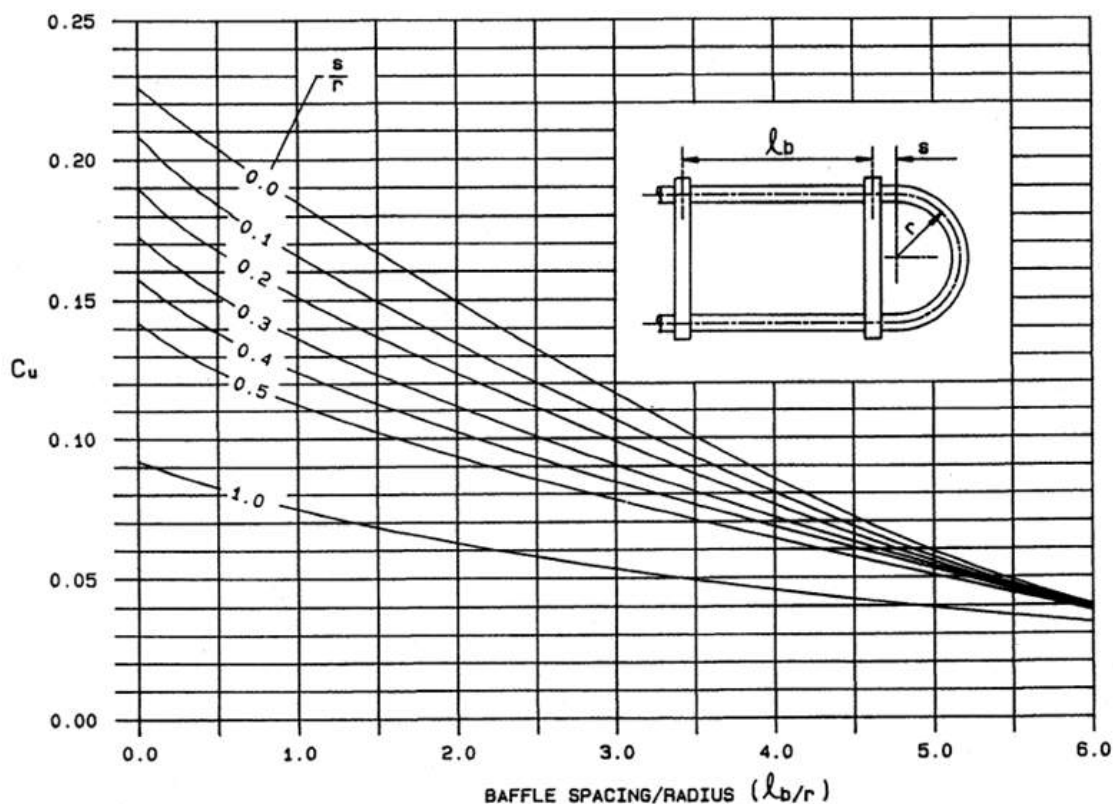
kde

$\delta_V \dots$ logaritmický úbytek tlumení pro plyny [-]
 $N \dots$ počet nepodpořených délek po délce trubky [-]
 $t_b \dots$ tloušťka přepážky [in]

Tab. 3.12 Hodnoty konstant C a K v závislosti na typu uložení [7]

Typ uložení	1	2	3
konstanta	C	15,42	9,9
	K	4,49	π

* Konstanta C_u je určována z grafu na obr. 3.6



Obr. 3.6 Graf pro zjištění konstanty C_u v závislosti na poměru rozteče l_b , a vzdálenosti ohybu od poslední přepážky s ku střednímu poloměru ohybu U-trubky r [7]

3.6.2 Vibrace po překročení fluidně-elastické stability

Ve standardech TEMA [7] je v sekci V-9.21 (případně V-9.31) uveden výpočet referenční rychlosti V pro jednofázový tok trubkovým výměníkem se svazkem trubek v plášti o jednom chodu (typ E). Referenční rychlost je poté funkcí mnoha proměnných, popisujících geometrii výměníku (průměr pláště, geometrii a rozteč přepážek, geometrii a uspořádání trubek, aj.). Cílem je získat rychlost proudění, která zohledňuje některé faktory ovlivňující tok média (zkratové proudy apod.).

V případě obyčejného příčně obtékaného svazku trubek bez pláště, s rovnoměrně rozloženým rychlostním profilem směřujícím pouze jedním směrem, je za referenční hodnotu považována rychlost proudění v nejužším místě mezi trubkami $V = u_{MP,max}$. Při provozu výměníku by neměla referenční rychlost dosáhnout kritické rychlosti V_c , jinak hrozí excitace vibrací vlivem fluidně-elastické nestability. Odhad kritické rychlosti v [7] je založen na kvazi-statickém modelu (Connors a Parrondo, 1970) vytvořeném na základě pozorování tvorby fluidně-elastické nestability v řadě trubek. [6]

Rovnice pro odhad kritické rychlosti je dle [7]:

$$V_c = D_\chi \cdot \frac{f_0 \cdot d_0}{12} \quad (3.49)$$

kde

V_c ... kritická rychlost proudění, při které dojde k překročení fluidně-elastické stability [ft/s]
 D_χ ... bezrozměrný parametr kritické rychlosti proudění, viz tab. 3.13 [-]

Tab. 3.13 Určení parametru D_χ na základě geometrie a fluidně-elastického parametru χ [7]

Uspořádání trubek	Rozsah χ	Parametr D_χ
90° (in-line)	0,03 – 0,7	$2,10 \cdot \chi^{0,15}$
	0,7 – 300	$2,35 \cdot \chi^{0,5}$

Fluidně-elastický parametr χ je určen dle rovnice [7]:

$$\chi = \frac{144 \cdot w_0 \delta_V}{\rho_{MP} \cdot d_0^2} \quad (3.50)$$

kde

$\chi \dots$ fluidně elastický parametr [-]

Referenční rychlost proudění pro příčně obtékaný svazek trubek:

$$V = u_{MP,max} \quad (3.51)$$

kde

$u_{MP,max} \dots$ maximální rychlost proudění média v mezitrubkovém prostoru [ft/s]

3.6.3 Turbulentní fluktuace

Vibracím vlivem turbulence se nelze u výměníků zcela vyhnout. Jistá úroveň vibrací bude vždy přítomna. Při proudění plynných látek v MP ve většině případů nenabývá amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací kritických hodnot. Nicméně je zapotřebí zaručit, aby amplituda kmitů y_{tb} nepřekročila velikost doporučené maximální amplitudy odpovídající 2 % vnějšího průměru trubek.

Dominantní frekvence turbulentních fluktuací je dle [7] dána rovnicí:

$$f_{tb} = \frac{12 \cdot V}{d_0 \cdot a \cdot b} \cdot \left[3,05 \cdot \left(1 - \frac{1}{a} \right)^2 + 0,28 \right] \quad (3.52)$$

Maximální amplituda kmitů vlivem turbulentních fluktuací:

$$y_{tb} = \frac{C_F \cdot \rho_{MP} \cdot d_o \cdot V^2}{8 \cdot \pi \cdot \delta_V^{1/2} \cdot f_0^{3/2} \cdot w_0} \quad (3.53)$$

kde

$C_F \dots$ silový koeficient (viz tab. 3.14) [-]

Doporučená maximální amplituda kmitů turbulentních fluktuací dle [7]:

$$y_{tb} \leq 0,02 \cdot d_0 \quad (3.54)$$

Tab. 3.14 Určení silového koeficientu C_F [7]

Umístění trubky	f_0	C_F
na vstupu do výměníku	≤ 40	0,022
	$> 40 < 88$	$-0,00045 \cdot f_0 + 0,04$
	≥ 88	0
uvnitř svazku trubek	≤ 40	0,012
	$> 40 < 88$	$-0,00025 \cdot f_0 + 0,022$
	≥ 88	0

3.6.4 Vírové vibrace

Vibrace vlivem víření mohou být očekávány již při dosažení poloviny základní vlastní frekvence trubek. Amplituda kmitů se zvyšuje s druhou mocninou příčné rychlosti. Pokud dojde k rezonanci, maximální amplituda y_{vs} by neměla překročit velikost doporučené maximální amplitudy odpovídající 2 % vnějšího průměru trubek.

Budící frekvence vírových vibrací je dle [7] definována:

$$f_{vs} = \frac{12 \cdot S \cdot V}{d_0} \quad (3.55)$$

Maximální amplituda kmitů vírových vibrací dle [7]:

$$y_{vs} = \frac{C_L \cdot \rho_{MP} \cdot d_o \cdot V^2}{2 \cdot \pi^2 \cdot \delta_V \cdot f_0^2 \cdot w_0} \quad (3.56)$$

kde

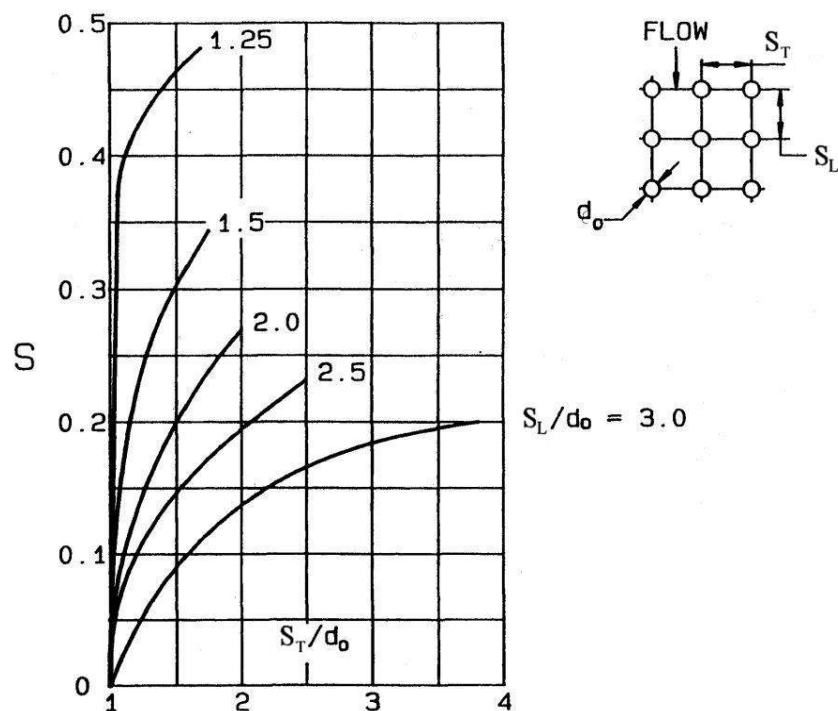
C_L ... zdvihový koeficient [-]

Doporučená maximální amplituda kmitů vírových vibrací dle [7]:

$$y_{vs} \leq 0,02 \cdot d_0 \quad (3.57)$$

Tab. 3.15 Určení zdvihového koeficientu C_L [7]

Uspořádání trubek 90° (in-line)				
S_T/d_o	1,2	1,25	1,33	1,5
C_L	0,07	0,07	0,07	0,068



Obr. 3.7 Určení Strouhalova podobnostního čísla v závislosti na poměrných roztečích trubek [5]

3.6.5 Akustické vibrace

Akustická rezonance může být excitovaná vířením nebo turbulentními fluktuacemi za vzniku akustického vlnění stojatého typu v konstrukci (plášti) výměníku. Akustické rezonance mohou způsobit vibrace pláště a připojeného potrubí. Nicméně generované akustické vlny neovlivňují svazek trubek, pokud se frekvence akustických vibrací nepřiblíží k vlastní frekvenci trubek. [7]

Budící frekvence akustických vibrací je dle [7] definována:

$$f_a = i \cdot \frac{409}{B_a} \cdot \left(\frac{p_{MP} \cdot \gamma_{MP}}{\rho_{MP} \cdot \left(1 + \frac{0,5}{a \cdot b}\right)} \right)^{1/2} \quad (3.58)$$

kde

$\gamma_{MP} \dots$ Poissonova konstanta (poměr tepelných kapacit) plynu v MP [-]
 $B_a \dots$ vzdálenost stěn, mezi kterými vzniká stojaté akustické vlnění [in]

Výskyt akustické rezonance konstrukce výměníku je možný za splnění jakékoliv z následujících podmínek [7]:

Podmínka A)

$$0,8 \cdot f_{vs} < f_a < 1,2 \cdot f_{vs} \quad (3.59)$$

nebo

$$0,8 \cdot f_{tb} < f_a < 1,2 \cdot f_{tb} \quad (3.60)$$

Podmínka B)

$$V > \frac{f_a \cdot d_0 \cdot (b - 0,5)}{6} \quad (3.61)$$

Podmínka C)

$$V > \frac{f_a \cdot d_0}{12 \cdot S} \quad (3.62)$$

a zároveň

$$\frac{Re_{MP,V}}{S \cdot a} \cdot \left(1 - \frac{1}{b}\right)^2 > 2000 \quad (3.63)$$

kde

$Re_{MP,V} \dots$ Reynoldsovo číslo pro médium v MP za střední teploty proudu a referenční rychlosti proudění [-]

Z toho:

$$Re_{MP,V} = Re_{MP,max} \quad (3.64)$$

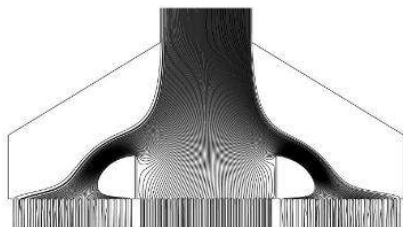
3.7 Mechanismy poškozování výměníku tepla

3.7.1 Poškození vlivem nerovnoměrného rozdělení toku

V některých místech tepelného výměníku se díky nerovnoměrnému rozdělení toku vytváří tzv. stagnační zóny charakteristické menšími rychlostmi proudění média a přítomností vírů. Typicky je lze nalézt v blízkosti překážek proudu nebo v místech náhlých změn směru proudění (kolena, rozšíření/zúžení potrubí, distributor, aj.). [13]

Nižší rychlost proudění může mít za následek vyšší míru zanášení a v případě nižšího průtoku chladnějšího média i nedostatečné chlazení trubek. Přehřívání trubek má negativní vliv na korozi a způsobuje degradaci materiálu.

Jako prevenci proti vzniku tohoto jevu slouží například vestavby, distributory toku nebo správně navržená geometrie aparátu. K analýze rozdělení toku lze využít dostupné CFD programy. Příklad stagnačních zón způsobujících zanášení a možnost eliminace jevu pomocí vestaveb je znázorněn na příkladu distributoru na obr. 3.8 a obr. 3.9.



Obr. 3.8 Nerovnoměrný tok v distributoru. Prázdná místa vyznačují stagnační zóny.[14]

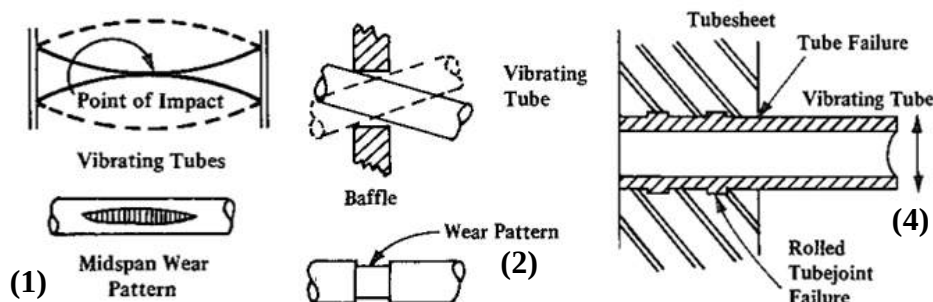


Obr. 3.9 Optimální distribuce toku eliminující nerovnoměrný tok.[14]

3.7.2 Poškození vlivem vibrací

Dlouho trvající vibrace s vysokou amplitudou jsou obvykle příčinou mechanického poškození trubek, které vede k úniku média z TP. Mechanické poškození trubek je většinou výsledkem následujících případů:

- 1) **Poškození kolizí trubek** – amplituda vibrací je dostatečně velká k doteku sousedních trubek nebo stěny výměníku. Trhliny mají obvykle charakteristický tvar diamantu a jsou tvořeny v místě doteku (přibližně uprostřed nepodpořené délky trubek).
- 2) **Poškození vlivem uložení v přepážkách** – otvory přepážek jsou pro jednodušší kompletaci vrtány o větším průměru než trubky. Při pohybu trubek v otvorech dochází k poškození vlivem opakované kolize s přepážkou.
- 3) **Únavové poškození** – opakované ohýbání trubek vede k únavovému poškození trubek. Tento jev je urychlován případnou korozi a erozí trubek.
- 4) **Ztráta těsnosti trubkovnice** – u svařovaných i válcovaných trubek v trubkovnici jsou pozorovány netěsnosti ve spojích způsobeny vibracemi.



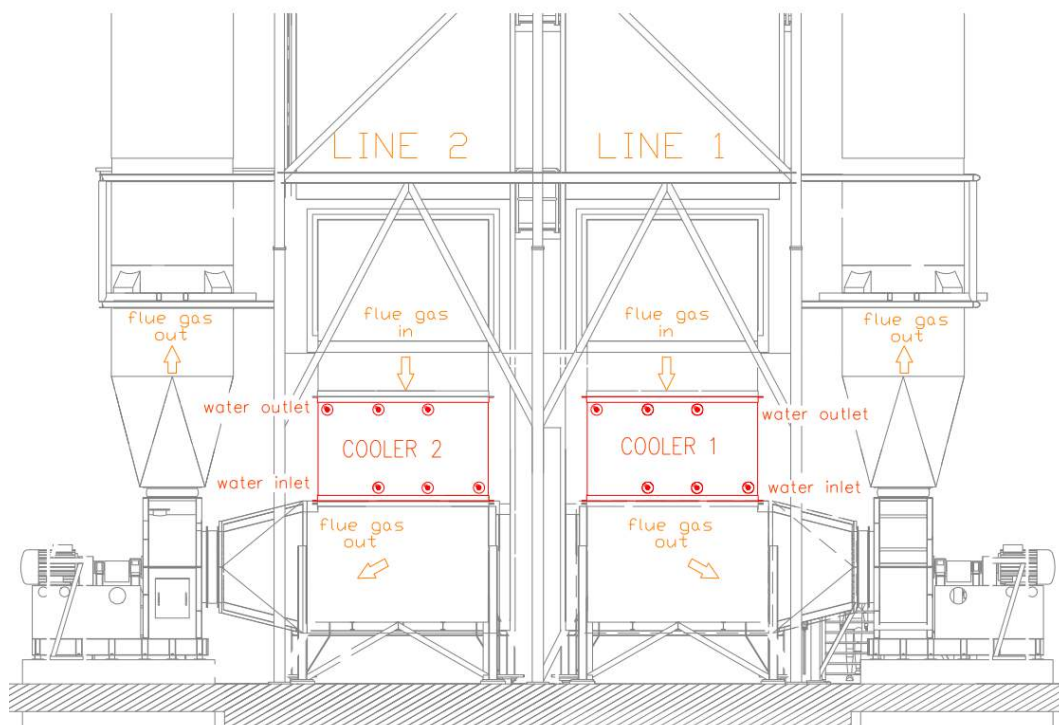
Obr. 3.10 Způsoby mechanického poškození trubek vlivem vibrací [5]

4 ANALÝZA POTÍŽÍ VÝMĚNÍKU TEPLA

4.1 Zadaná problematika

Tato diplomová práce se zabývá tepelně-hydraulickou a vibrační analýzou výměníku tepla s příčně obtékaným svazkem trubek. Analyzovaný tepelný výměník se nachází v rekuperační části kotle pro termickou likvidaci komunálního odpadu, konkrétně v jedné ze čtyř linek. Primární funkcí výměníku je chlazení spalin před vstupem do aparátu pro odsíření spalin (FGD) a ohřev vody pro další využití předaného tepla v procesu.

Na obr. 4.1 jsou zobrazeny linky L1 a L2 se zvýrazněnými pozicemi tepelných výměníků. Spalinovody jsou umístěny zrcadlově, zatímco z pohledu distributorů chladicí vody jsou oba výměníky nainstalovány nesymetricky. Uspořádání dalších linek L3 a L4 je identické. Provozní problémy nastávají pouze ve výměnících linky L1 a L3. Tato skutečnost vede k podezření, že by příčinou provozních problémů mohla být nerovnoměrná distribuce pracovních médií, která v případě uspořádání linek L1 a L3 vede k jejich poškození.



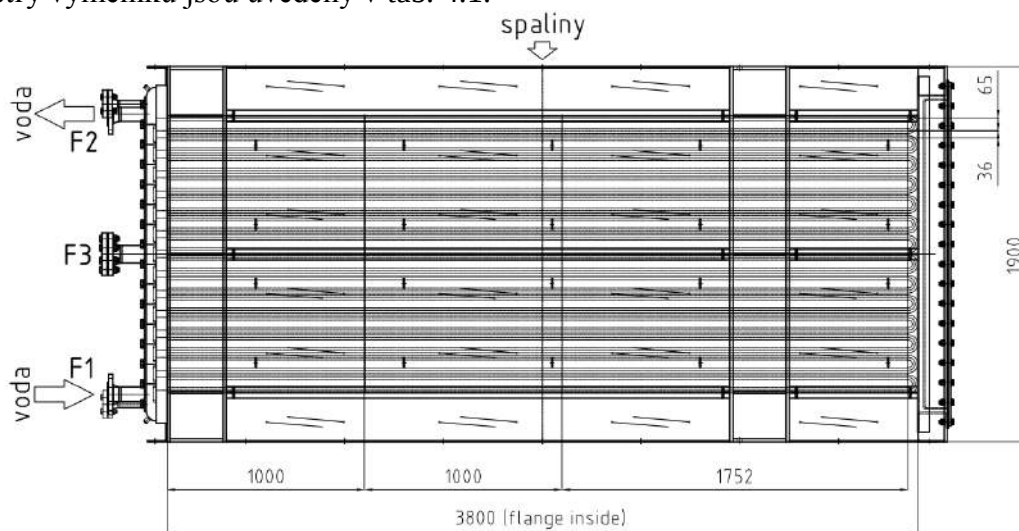
Obr. 4.1 Dvě ze čtyř linek rekuperační části kotle (červeně zvýrazněné pozice výměníků) [15]

4.1.1 Konstrukční provedení výměníku

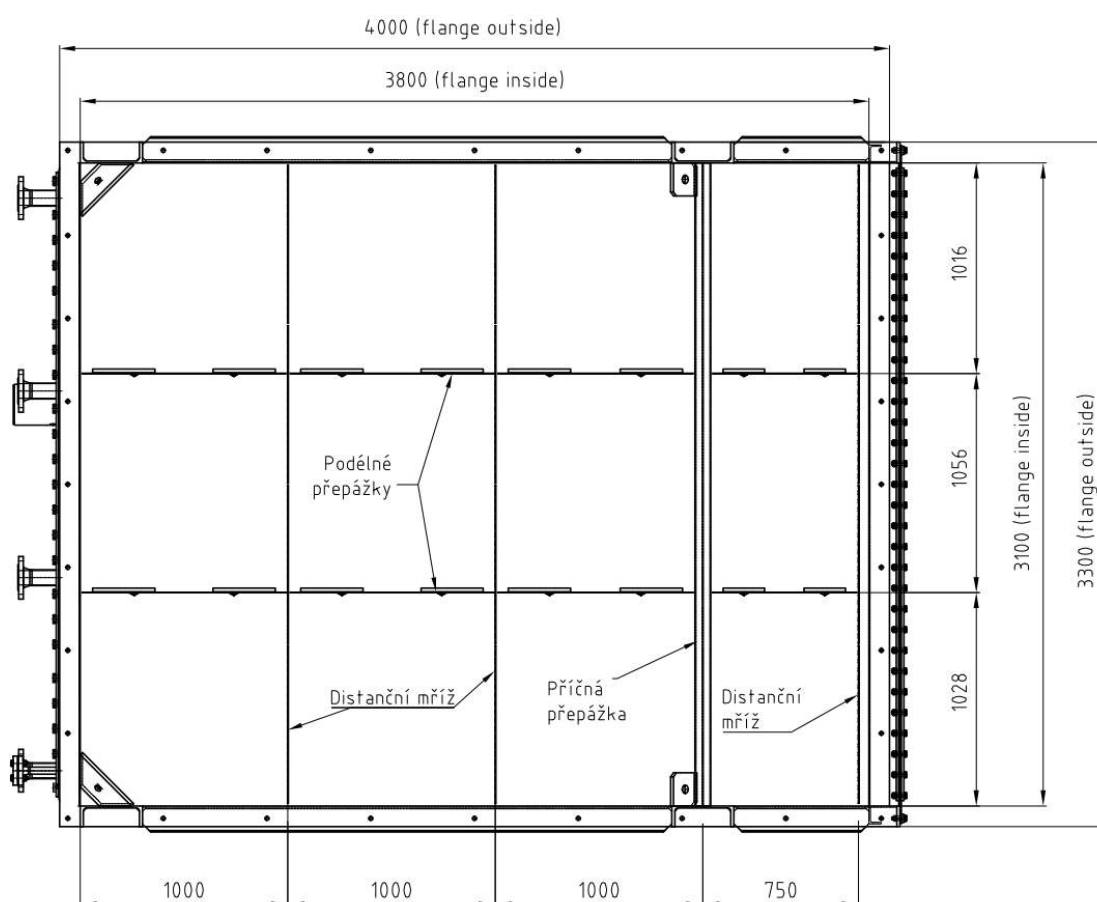
Jedná se o tepelný výměník realizovaný jako příčně obtékaný svazek U-trubek o velikosti DN 25 a tloušťce stěny 1,5 mm. U-trubky jsou zasazeny v ocelovém rámu. Pravděpodobně kvůli možnému zanášení a agresivitě spalin byly zvoleny hladké trubky v uspořádání za sebou (in-line). Ohřívané médium (voda o tlaku 2,5 MPa a teplotě 138,5 °C) je přiváděna potrubím do kolektoru, ze kterého proudí třemi potrubími do prvního distributoru ve spodní části výměníku. Samotný svazek obsahuje 76 trubek v řadě o 28 chodech s jednou řadou v každém chodu. Vstup spalin v horní části spalinovodu je usměrňován přepážkami, stejně je tomu tak i na výstupu z ekonomizéru. Teplota spalin na vstup do výměníku je 245 °C a tlak 98,41 kPa.

Bokorys výměníku se základními rozměry je zobrazen na obr. 4.2. Poloměr zaoblení U-trubek je 32,5 mm a podélná rozteč mezi U-trubkami je 36 mm. Příčná rozteč trubek

40,6 mm. Trubkový svazek je uchycen v rámu znázorněném v půdorysu na obr. 4.3. U-trubky jsou umístěny v trubkovnici a podepřeny příčnou přepážkou ve vzdálenosti 3 m od trubkovnice. V podélném směru jsou v rámu vloženy dvě vestavby rozdělující výměník na tři přibližně stejně široké části. Tyto vestavby slouží pravděpodobně k potlačení akustické rezonance. Ve svazku trubek jsou ve vzdálenostech 1 m, 2 m a 3,75 m od trubkovnice umístěny distanční mříže tvořící síť, ve které jsou trubky umístěny. Distanční mříže slouží k omezení výrazného vzájemného pohybu trubek v příčném směru. Hlavní geometrické parametry výměníku jsou uvedeny v tab. 4.1.



Obr. 4.2 Detail konstrukčního provedení analyzovaného chladiče spalin [15]



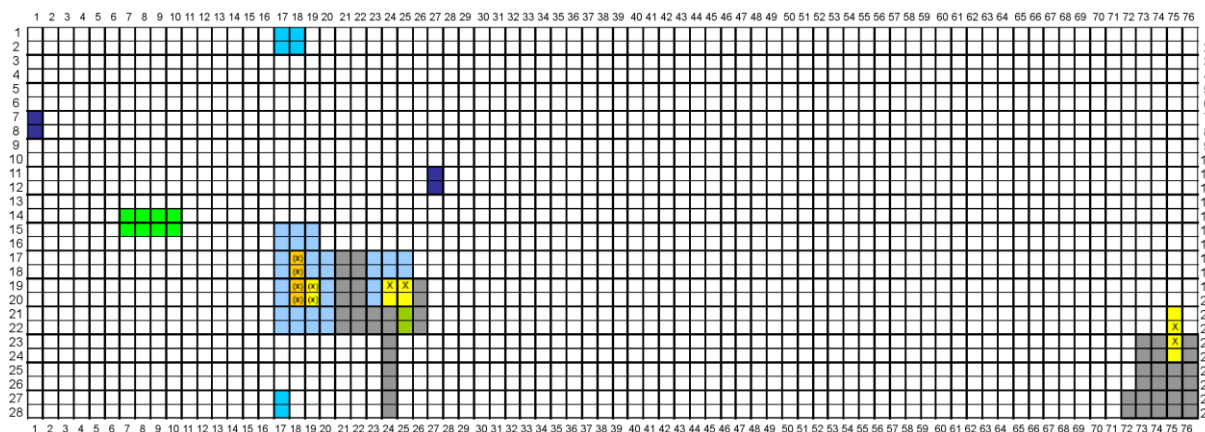
Obr. 4.3 Rám výměníku s přepážkami a vyznačeným distančním pletivem (pohled shora bez trubek) [15]

Tab. 4.1 Geometrie analyzovaného ekonomizéru

Geometrie svazku			
Vnitřní průměr trubky	d_i	0,022	[m]
Vnější průměr trubky	d_o	0,025	[m]
Absolutní drsnost potrubí	ε	0,045	[mm]
Příčná rozteč trubek	S_T	0,0406	[m]
Podélná rozteč trubek (průměr oblouku U trubky)	S_{L1}	0,0650	[m]
Podélná rozteč trubek (mezi U-trubkami)	S_{L2}	0,0360	[m]
Střední podélná rozteč trubek	$S_{L, str}$	0,0505	[m]
Délka svazku trubek	l_{tr}	3,8	[m]
Šířka svazku trubek	B	3,1	[m]
Počet trubek v řadě	n_{tr}	76	[-]
Počet řad v jednom chodu	n_r	1	[-]
Počet chodů	n_{ch}	28	[-]
Neohřevná délka	$l_{tr, unheat}$	0,1683	[m]

4.1.2 Provozní problémy

Přibližně po roce a půl provozu analyzovaného výměníku tepla se objevila u jedné z U-trubek netěsnost. Ta byla následně na vstupu i výstupu zaslepena, stejně jako další U-trubka, u které byla zjištěna netěsnost necelý měsíc poté. Nedlouho po tomto zásahu došlo k další netěsnosti a rozsáhlejšímu poškození trubky, které mělo za následek významný únik tlakové vody z trubkového prostoru a poškození dalších trubek v její blízkosti. Bylo rozhodnuto o zaslepení okolních trubek, aby bylo zabráněno dalšímu vzniku netěsností. Po půl roce došlo k dalšímu úniku a bylo rozhodnuto o odvozu zařízení k výrobci k provedení hloubkové analýzy a generální opravě. Na obr. 4.4 je znázorněn stav trubkového svazku při generální opravě u výrobce.



Obr. 4.4 Stav trubkového svazku při generální opravě u výrobce (pohled ze strany trubkovnice) [15]

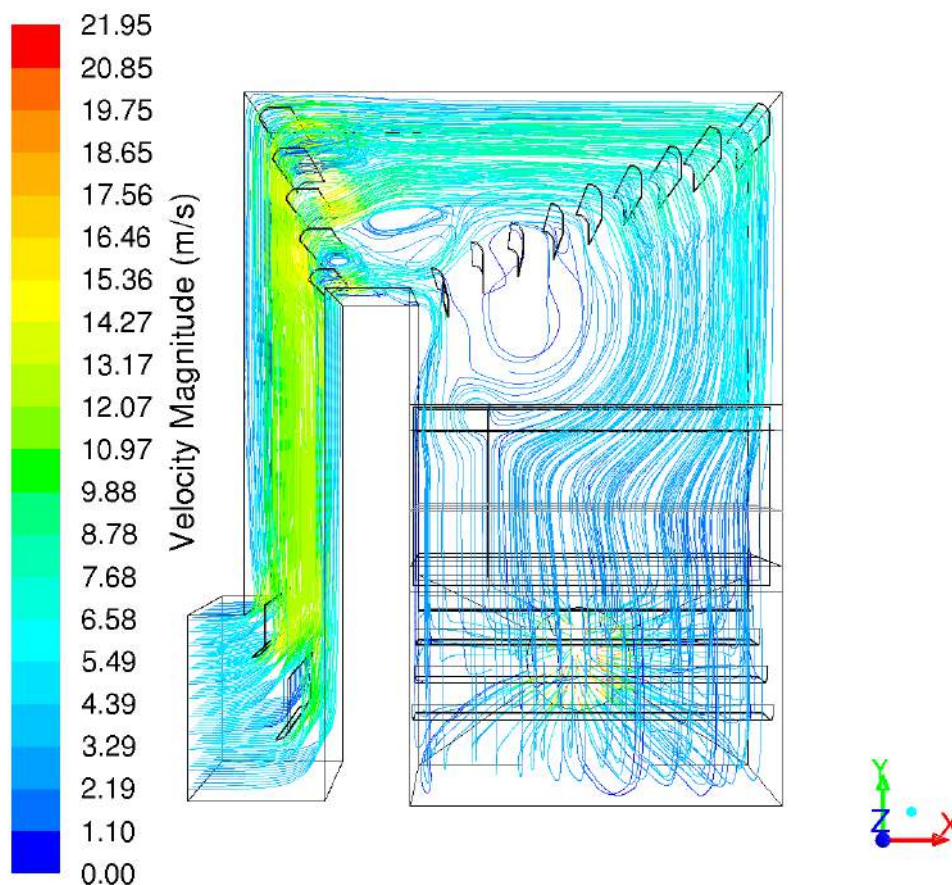
- U-trubka s netěsností (vzorek předán provozovateli)
- U-trubka s netěsností (převzato výrobcem k bližšímu prozkoumání)
- U-trubka bez úniku média (převzato výrobcem k bližšímu prozkoumání)
- Preventivně zaslepené U-trubky
- Demontovány výrobcem při generální opravě
- Zaslepeny z důvodu odběru vzorků
- Zjištěna netěsnost tlakovou zkouškou provedenou provozovatelem
- Oblast s nejzřetelnějším povrchovým poškozením trubkovnice a vstupu trubek
- x Potvrzená netěsnost v konkrétní trubce
- (x) Potvrzená netěsnost v U-trubce

4.1.3 Simulace proudění pomocí CFD

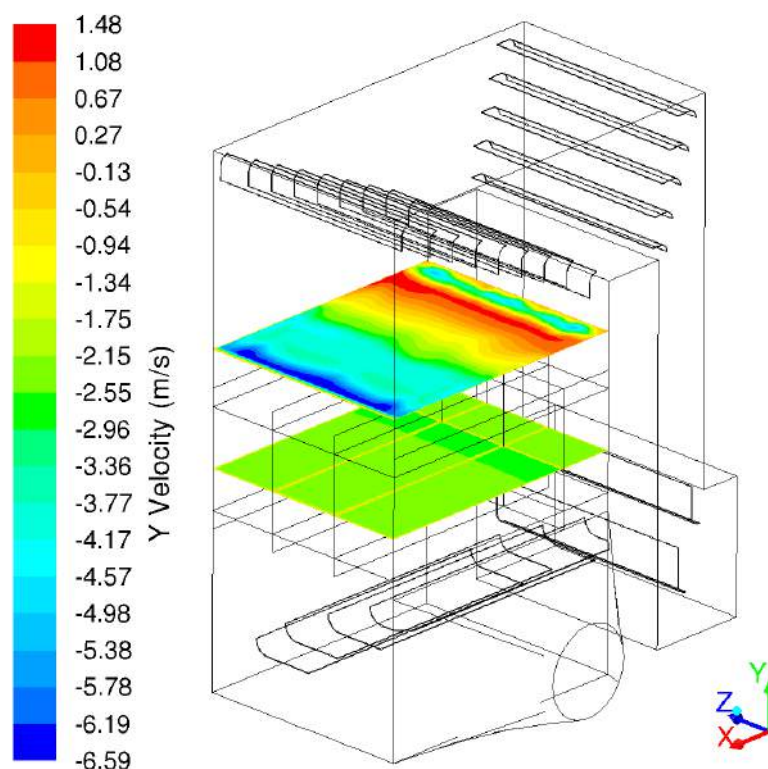
Této diplomové práci předchází CFD analýza proudění a distribuce pracovních látek, která byla provedena v sekci výpočtového modelování dynamiky tekutin (CFD) na Ústavu procesního a ekologického inženýrství. Výsledky analýzy byly poskytnuty jako podklad pro tuto diplomovou práci. Nejprve byla simulována geometrie svazku trubek pro zjištění distribuce ohřívaného média v trubkách. Dále byla vymodelována spalínová cesta. Z naměřených hodnot během provozu byly určeny nominální hodnoty průtoků procesních médií, které byly pro simulaci proudění použity. Simulace byla provedena při hmotnostním průtoku vody 14 kg/s a 10 kg/s spalín. Některé z výsledků simulací jsou uvažovány jako výchozí hodnoty analytického výpočtu této diplomové práce.

Simulace proudění spalín

Spaliny jsou vháněny ventilátorem ze spodní části spalínového kanálu do horní části, kde jsou pomocí distribučních plechů distribuovány směrem ke svazku trubek. Po výstupu z výměníku jsou spaliny odtahovány spalínovodem na boční straně kanálu. Umístění a funkce dělicích plechů je zřejmá z obr. 4.5. Z důvodů velkého množství trubek byl výměník nahrazen porézní přepážkou odpovídajících rozměrů a ekvivalentní tlakové ztrátě. Byl tak výrazně zkrácen výpočetní čas. Použití porézní přepážky však nedokáže kvalitativně nahradit složité proudění spalín v mezitrubkovém prostoru. Skutečná distribuce spalín uvnitř svazku trubek se může vlivem uspořádání trubek lišit. Na obr. 4.5 je zobrazen výsledek vizualizace proudění spalín pro nominální hodnoty průtoků. Na obr. 4.6 je zobrazeno rychlostní pole v řezu nad svazkem trubek výměníku a uvnitř svazku trubek..



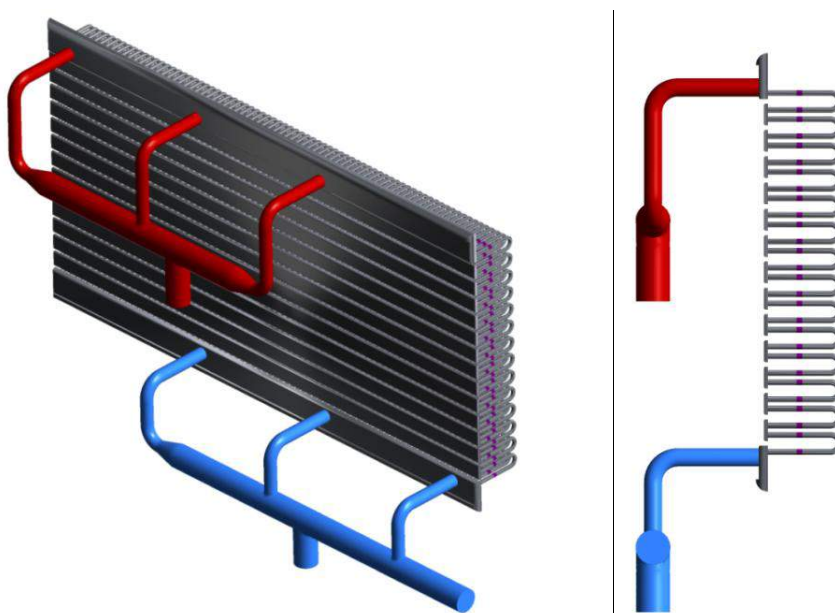
Obr. 4.5 CFD simulace proudění spalín v mezitrubkovém prostoru [15]



Obr. 4.6 Rychlostní profil spalín před vstupem do výměníku [15]

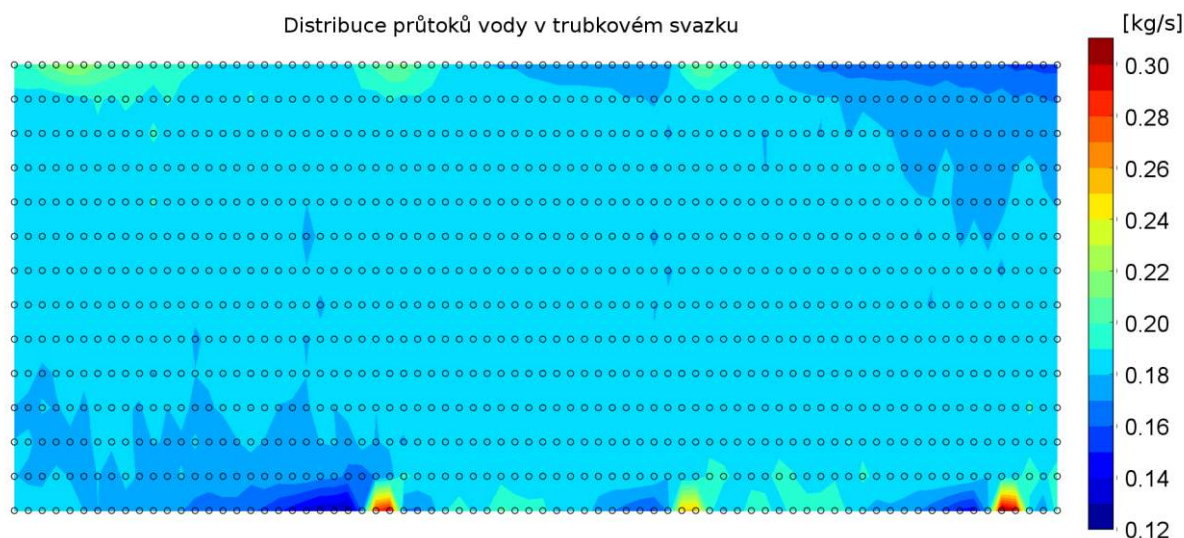
Simulace proudění vody

Pro představu o distribuci vody v trubkovém svazku byl vytvořen model svazku trubek s distributory. Pro snížení náročnosti výpočtu byly U-trubky zkráceny. Rovné úseky trubek byly nahrazeny kratší trubkou s uměle navýšenou tlakovou ztrátou odpovídající plné délce. Na obr. 4.7 je zobrazen model svazku s napájecím potrubím (znázorněno modře) vstupujícím do distributoru 28. řady a potrubím odvádějící ohřátou tlakovou vodu z kolektoru v 1. řadě (znázorněno červeně).



Obr. 4.7 Model svazku trubek s distributory tlakové vody (vstup na spodní straně) [15]

Výsledné rozložení hmotnostních průtoků v trubkách je vidět na obr. 4.8. Pro větší přehlednost byly hodnoty průtoků interpolovány do celé plochy. Z obrázku je patrné nerovnoměrné rozložení průtoku zvláště v místech, kde vstupuje voda trubkami do distributoru se vstupem a výstupem tlakové vody. Nejnižších rychlostí průtoku je dosaženo v oblasti za vstupním potrubím okolo 22. až 25. trubky (bráno zleva). Tyto trubky jsou nejméně ochlazovány a může u nich docházet k přehřívání, které má za následek snižování mechanických vlastností materiálů.



Obr. 4.8 Výsledky simulace distribuce pracovní látky v TP [15]

4.2 Tepelně-hydraulický výpočet

Analytický výpočet byl proveden v programu Maple. Maple je program využívající počítačové algebry pro výuku a aplikaci matematiky v různých oborech, který byl vyvíjen od devadesátých let minulého století Kanadskou firmou Waterloo Maple, Inc. Umožňuje symbolické a numerické matematické výpočty, jejich vizualizaci, dokumentaci a publikaci. Maple obsahuje mnoho předdefinovaných funkcí a procedur.

Vytvořené výpočtové modely jsou relativně rozsáhlé a obsahují řadu dílčích procedur a nejsou proto uvedeny v textové části ani v příloze diplomové práce. Veškeré vytvořené výpočtové modely jsou k dispozici na přiloženém kompaktním disku.

4.2.1 Metodika výpočtu

Na základě výsledků simulací distribuce pracovních látek byl proveden tepelně-hydraulický výpočet po řadách trubek v programu Maple. Bylo zvoleno několik variant výpočtu s různými vstupními parametry pro simulaci lokálních podmínek přenosu tepla ve svazku vlivem nerovnoměrné distribuce pracovních médií. Tyto varianty jsou diskutovány v následující kapitole 4.2.2.

Pro jednotlivé případy byl proveden kontrolní tepelně hydraulický výpočet celého svazku trubek dle výpočtových metod uvedených v kapitole 3.4. V rámci příslušných variant byla porovnána shoda výsledků metod s výsledky z programu HTRI.

Po dosažení dostatečné shody analytického výpočetního aparátu s programem HTRI byl výpočet pro celý svazek upraven do formy použitelné pro výpočet svazku trubek po řadách. Porovnání výsledků je uvedeno v kapitole 4.2.4.

4.2.2 Vstupní parametry

Výpočty byly provedeny pro čtyři případy (*Case 1*, *Case 2*, *Case 3* a *Case 4*). Tyto případy mají většinu vstupních parametrů shodnou. Stejně tak geometrie výměníku je neměnná, viz tab. 4.1. Odlišují se pouze průtokem pracovních médií, viz tab. 4.2. Volba těchto průtoků k analýze je diskutována dále.

Tab. 4.2 Výchozí parametry vstupující do výpočtu

	Case 1		Case 2		Case 3		Case 4	
	TP	MP	TP	MP	TP	MP	TP	MP
Hmotnostní průtok, [kg/s]	14	10	9,1	52,1	14	52,1	14	3,9
Teplota média na vstupu, [°C]	138,5	245	138,5	245	138,5	245	138,5	245
Tlak média na vstupu, [kPa]	2500	98,41	2500	98,41	2500	98,41	2500	98,41

První varianta, označená jako *Case 1*, představuje výpočet s nominálními hodnotami průtočného množství procesních proudů.

Variantou *Case 2* je přibližně simulován přenos tepla při teoretickém maximálním tepelném zatížení trubek, tzn. minimální průtok vody v TP a maximální průtok spalín v MP. Minimální průtok vody je odečten z obr. 4.8 s nejnižší hodnotou 0,12 kg/s v jedné trubce. Průtok v celé řadě o 76 trubkách poté odpovídá hodnotě 9,1 kg/s. Průtok spalín v MP odpovídá hodnotě průtoku vypočteného z nejvyšší rychlosti spalín v kanále před vstupem do výměníku z obr. 4.6. Nejvyšší rychlosti spalín (6,6 m/s) odpovídá hmotnostní průtok 52,1 kg/s.

Ve třetí variantě *Case 3* je uvažován nominální průtok vody a maximálním průtok spalín.

Čtvrtá varianta *Case 4* je počítána s nominální hodnotou hmotnostního průtoku vody v TP a s nízkou hodnotou průtoku spalín v MP. Průtok spalín 3,9 kg/s odpovídá rychlosti spalín 0,5 m/s.

Termofyzikální vlastnosti médií

Pro potřeby výpočtu byly vytvořeny teplotně závislé interpolační funkce hustoty, měrné tepelné kapacity, tepelné vodivosti a dynamické hustoty obou procesních médií. Data byla získána z fiktivních proudů vytvořených v programu ChemCAD. Pro vodu byl uvažován tlak 2,5 MPa a pro vzduch 98,41 kPa.

4.2.3 Předpoklady výpočtu

Z výsledků CFD analýzy je na první pohled patrné složité a nerovnoměrné proudění spalín výměníkem. Aby bylo možné provést analytický výpočet, je zapotřebí zavést zjednodušující předpoklady.

Za ideální svazek trubek lze považovat svazek splňující tyto vlastnosti [1]:

1. Termofyzikální vlastnosti tekutiny nejsou ovlivněny vlivem změny teploty v blízkosti stěny trubek.
2. Počet řad je větší než 10.
3. Počet trubek v řadě je vyšší než 10.
4. Poměr délky trubek vůči jejich průměru je vyšší než 10.
5. Předpokládá se hladký povrch trubek.
6. Rychlostní profil tekutiny na vstupu do svazku je rovnoměrný v celém průřezu a směřuje kolmo ke svazku.

Vliv odchylek od těchto ideálních předpokladů lze do jisté míry korigovat korekčními faktory. Pro zjednodušení výpočtu jsou zavedeny další pomocné předpoklady a omezení:

1. Pro výpočet celého svazku trubek byla použita střední hodnota podélné rozteče trubek. (metody výpočtu přestupu tepla uvažují pouze konstantní rozteč v celém svazku)
2. Vzhledem k relativně nízké teplotě je zanedbán přestup tepla radiací (sálání tepla od stěn a plynu).
3. Jsou uvažovány nulové součinitele zanášení.
4. Ve výpočtu není uvažována tlaková ztráta na vstupních a výstupních hrdlech tlakové vody do distributorů a tlaková ztráta vlivem změny statické výšky.
5. Je předpokládána jednofázová výměna tepla.
6. Spaliny jsou nahrazeny vzduchem (složení spalín nebylo dodáno).
7. Není uvažována změna termofyzikálních vlastností v závislosti na změně tlaku vlivem tlakových ztrát.

4.2.4 *Kontrolní výpočet celého svazku trubek*

Dle rovnic uvedených v teoretické části diplomové práce byl proveden kontrolní výpočet celého svazku trubek. Cílem bylo vytvoření odpovídajícího výpočtového aparátu použitelného pro výpočet svazku po řadách. Pro kontrolu přesnosti je analytický výpočet porovnán s výpočtem pomocí komerčního programu HTRI. Nejpřesnější metody jsou poté použity pro výpočet po řadách. Vývojový diagram kontrolního výpočtu celého svazku trubek je uveden v příloze P1. Shrnutí výsledků výpočtu celého svazku trubek pro jednotlivé varianty je uvedeno v příloze P2.

Porovnání metod výpočtu součinitele přestupu tepla v MP s výpočtem pomocí HTRI

Reynoldsovo číslo na straně spalín se pro uvažované varianty *Case 1-Case 4* pohybuje v rozmezí 800 až 13 000. Jelikož jsou koeficienty C , n a m pro výpočet součinitele přestupu tepla dle Žukauskase shodné v rozmezí 100 až 100 000 (tab. 3.3), jsou dále výsledky této metody uváděny pod společným odkazem C).

Porovnávané metody výpočtu součinitele přestupu tepla jsou následující:

- A) Colburn (1933)
- B) Grimison (1937)
- C) Žukauskas (1972 a 1987)
- D) ESDU (1973)
- E) Gnielinski (1979)
- F) Hausen (1983)

Porovnání metod je uvedeno v tab. 4.3. formě absolutních hodnot odchylek výsledků analytického výpočtu od výsledků z HTRI. Zeleně jsou zvýrazněny nejmenší odchylky a žlutě odchylky největší. V tab. 4.4 jsou vyhodnoceny průměrné a maximální odchylky jednotlivých metod. Zeleně zvýrazněné položky jsou klíčové pro výběr metod výpočtu pro následující výpočet svazku trubek po řadách.

Tab. 4.3 Odchylka výsledků jednotlivých metod v porovnání s výstupem z programu HTRI (zeleně zvýrazněné hodnoty představují nejmenší odchylky, zatímco žlutě zvýrazněné hodnoty odchylky největší)

	α_{MP} [W/m ² K]				$t_{TP,out} / t_{MP,out}$ [°C]							
	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 1		Case 2		Case 3		Case 4	
HTRI	40,1	144,7	143,8	19,0	153,2	151,3	213,4	186,0	195,9	176,4	145,0	145,2
Absolutní odchylky jednotlivých metod analytického výpočtu v programu Maple												
A)	3,4	45,8	44,6	1,8	0,8	2,3	7,2	7,9	7,1	10,6	0,2	1,5
B)	8,2	11,0	9,7	7,9	1,8	4,2	0,5	1,7	0,4	2,6	0,4	4,5
C)	4,8	15,9	15,5	0,8	1,6	2,7	0,4	2,4	1,3	3,7	0,2	0,7
D)	1,4	21,5	21,0	3,4	1,3	0,8	1,5	3,3	2,3	4,9	0,3	2,6
E)	8,9	11,8	11,3	10,1	1,9	4,5	0,5	1,8	0,6	2,8	0,5	5,1
F)	7,4	15,4	14,1	7,7	1,8	3,8	0,3	2,4	1,1	3,4	0,4	4,4

Tab. 4.4 Průměrná odchylka jednotlivých metod v porovnání s výstupem z programu HTRI

		Průměrná odchylka [%]			Maximální odchylka [%]		
		α_{MP}	$t_{TP,out}$	$t_{MP,out}$	α_{MP}	$t_{TP,out}$	$t_{MP,out}$
A)	Colburn, 1933	20,2	1,9	3,2	31,7	3,6	6,0
B)	Grimison, 1937	19,1	0,5	2,1	41,5	1,2	3,1
C)	Žukauskas, 1972 / 1987	9,5	0,5	1,4	11,9	1,0	2,1
D)	ESDU, 1973	12,7	0,7	1,7	18,0	1,2	2,8
E)	Gnielinski, 1979	22,8	0,5	2,3	52,9	1,2	3,5
F)	Hausen, 1983	19,8	0,5	2,2	40,4	1,1	3,1

Na základě porovnání výsledků hodnot součinitele přestupu tepla α_{MP} pro jednotlivé metody byly pro výpočet svazu trubek po řadách zvoleny nejpřesnější z těchto metod. Z tab. 4.4 jsou patrné metody s nejmenší odchylkou α_{MP} (zvýrazněné zeleně). Nejlepší shoda výsledků součinitele α_{MP} je kopírována také nejlepší shodou výstupní teploty vzduchu $t_{MP,out}$. Nejpřesnější metody jsou uvedeny v tab. 4.5.

Tab. 4.5 Zvolené metody výpočtu součinitele přestupu tepla pro případy Case 1-4

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Zvolená metoda	D) ESDU, 1973	B) Grimison, 1937	B) Grimison, 1937	C) Žukauskas, 1972/1987

Na první pohled by se mohlo zdát, že přesnost některých metod se mění s velikostí průtoku, respektive s Reynoldsovým číslem. Relativně překvapivé výsledky lze pozorovat při porovnání shody novějších metod (E, F), které při nižších průtocích (Case 1, Case 4) vykazují významné odchylky. Pro identifikaci příčin odchylek by bylo zapotřebí rozsáhlejší analýzy shody jednotlivých metod. Ze čtyř zadaných případů nelze jednoznačně určit žádný trend.

Tepelně-hydraulický výpočet svazku trubek po řadách

Na základě zkušeností s výpočtem celého svazku trubek byl vytvořen mnohem komplexnější tepelně-hydraulický výpočet výměníku s příčně obtékaným svazkem trubek

v uspořádání trubek za sebou. Tento model nám umožňuje disponovat teplotami a tlaky v každé řadě. To znamená, že budeme moci přesněji identifikovat případná problémová místa.

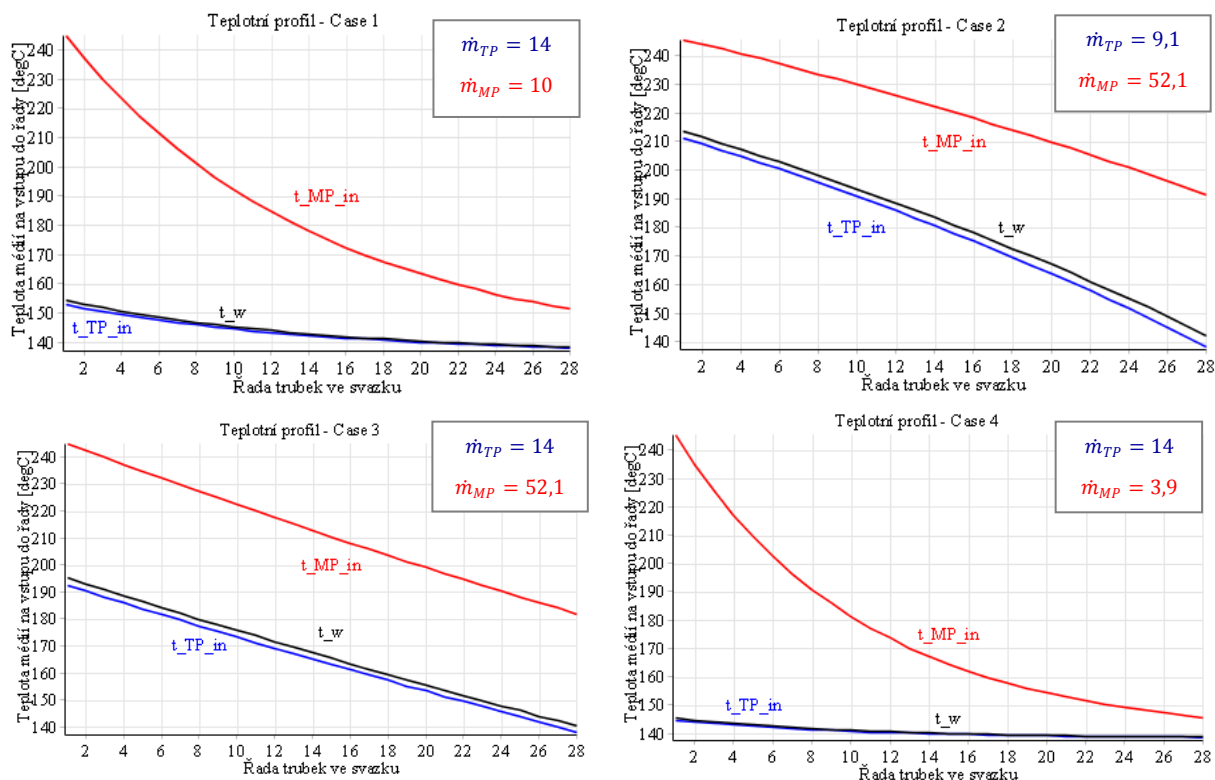
Pro výpočet přenosu tepla a tlakových ztrát v jednotlivých řadách trubek byl použit výpočtový model vytvořený pro celý svazek trubek. Výpočet byl převeden do procedury, která je opakovaně volána pro každou řadu. Vstupní parametry do výpočtu jsou stejné jako v případě výpočtu celého svazku s tím rozdílem, že zadání některých parametrů je specifikováno pomocí polí. Díky tomu je možné specifikovat tyto parametry pro každou řadu zvlášť. Jedná se převážně o geometrické charakteristiky (příčná a podélná rozteč, průměr trubek, atd.) nebo typ materiálu trubek.

Princip výpočtu

Princip výpočtu je založen na iterační proceduře. Vstupní parametry pro výpočet v každé řadě jsou vstupní teplota spalín v MP $t_{MP,in,r}$ a výstupní teplota vody v TP $t_{TP,out,r}$ z příslušné řady. Vypočtené hodnoty výstupní teploty spalín $t_{MP,out,r}$ a vstupní teploty vody $t_{TP,out,r}$ slouží jako vstupní hodnoty do další řady. Vstupní teplota $t_{MP,in,28}$ vypočtená v poslední 28. řadě je následně porovnána se zadanou hodnotou. V případě, že se hodnoty neshodují v požadované přesnosti, je upravena výstupní teplota vody v první řadě $t_{TP,out,1}$ na začátku výpočtu a celá iterace se opakuje. Vývojový diagram výpočtu je uveden v příloze P3.

Výpočet variant Case 1-4

Pro zvolené varianty Case 1-Case 4 byl proveden výpočet po řadách. Podrobný výpis výsledků jednotlivých variant je uveden v přílohách P4-P7. Teplotní profily na obr. 4.9 ukazují průběh teplot médií ($t_{MP,in}$ a $t_{TP,in}$) vstupujících do jednotlivých řad a střední teplotu stěny (t_w).



Obr. 4.9 Teplotní profily jednotlivých variant Case 1-4

Srovnání výstupu analytického tepelně-hydraulického výpočtu s výsledky získanými pomocí komerčního softwaru HTRI

V tab. 4.6 je uvedeno srovnání hlavních výstupních parametrů tepelně-hydraulických výpočtů. Výsledky analytického výpočtu jsou převzaty z výpočtu po řadách (přílohy P4-P7). Celková tlaková ztráta a výkon výměníku je dán součtem hodnot v jednotlivých řadách. Součinitel prostupu / přestupu tepla a logaritmický teplotní spád odpovídají středním hodnotám ve svazku. Titulní strany výpočtových zpráv z programu HTRI pro jednotlivé varianty lze nalézt v příloze P8-P11. Shoda výstupu jednotlivých parametrů je diskutována v tab. 4.7.

Tab. 4.6 Srovnání výsledků analytického výpočtu s výsledky získanými pomocí softwaru HTRI

		Case 1		Case 2		Case 3		Case 4	
		Maple	HTRI	Maple	HTRI	Maple	HTRI	Maple	HTRI
$t_{TP,out}$	[°C]	154,01	153,18	213,43	213,41	194,73	195,92	145,25	144,95
$t_{MP,out}$	[°C]	150,16	151,25	188,68	186,00	179,63	176,43	144,88	145,23
$t_{w,min}$	[°C]	138,23	138,64	142,06	140,98	140,29	139,88	138,66	138,54
$t_{w,max}$	[°C]	154,23	154,02	213,62	214,59	195,10	195,97	145,37	145,03
Δp_{TP}	[Pa]	20 424	21 030	9 108	9512	20 664	21 197	20 417	21 013
Δp_{MP}	[Pa]	31	28	865	928	848	910	4,7	3,8
α_{TP}	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	5032	4770	3825	3746	5239	5043	5001	4729
α_{MP}	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	41,0	40,0	130,1	144,7	130,2	143,8	19,5	19,0
ΔT_m	[°C]	38,9	40,1	40,1	38,3	45,5	44,0	33,4	34,7
k	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	40,6	39,6	124,7	138,0	126,1	138,7	19,35	18,9
$\dot{Q}$	[kW]	968	967	3036	3179	3485	3693	401	401

Tab. 4.7 Odchylyky výsledků analytického výpočtu v porovnání s výpočtem provedeným v programu HTRI

		Absolutní odchylka				Procentuální odchylka [%]			
		Case 1	Case 3	Case 2	Case 4	Case 1	Case 3	Case 2	Case 4
$t_{TP,out}$	[°C]	0,54	0,01	0,61	0,21	0,54	0,01	0,61	0,21
$t_{MP,out}$	[°C]	0,72	1,44	1,81	0,24	0,72	1,44	1,81	0,24
$t_{w,min}$	[°C]	0,3	0,77	0,29	0,09	0,3	0,77	0,29	0,09
$t_{w,max}$	[°C]	0,14	0,45	0,44	0,23	0,14	0,45	0,44	0,23
Δp_{TP}	[Pa]	2,88	4,25	2,51	2,84	2,88	4,25	2,51	2,84
Δp_{MP}	[Pa]	10,71	6,79	6,81	23,68	10,71	6,79	6,81	23,68
α_{TP}	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	5,49	2,11	3,89	5,75	5,49	2,11	3,89	5,75
α_{MP}	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	2,5	10,09	9,46	2,63	2,5	10,09	9,46	2,63
ΔT_m	[°C]	2,99	4,7	3,41	3,75	2,99	4,7	3,41	3,75
k	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	2,53	9,64	9,08	2,38	2,53	9,64	9,08	2,38
$\dot{Q}$	[kW]	0,1	4,5	5,63	0	0,1	4,5	5,63	0

Největší slabinou analytického výpočtu je tlaková ztráta spalin Δp_{MP} . Jelikož se nejedná o návrh zařízení, ale o kontrolní výpočet, nebyly pro hydraulický výpočet použity přesnější metody. Chyba v případě tlakové ztráty Δp_{TP} může být způsobena neadekvátními hodnotami součinitele místních odporů pro kolena a distributory. Další nepřesnost je do výpočtu vnesena použitím univerzálního vztahu pro výpočet součinitele tření (3.23).

Nepřesnost součinitele prostupu tepla k a výsledného výkonu výměníku $\dot{Q}$ je přímo závislá na správném určení součinitele přestupu tepla. Výsledné odchylky α_{MP} nabývají podobných hodnot jako v případě výpočtu celého svazku, viz tab. 3.6.

Celkově se však odchylky pohybují v přijatelných mezích a lze konstatovat, že je vytvořený analytický model přijatelný pro potřeby tepelného výpočtu analyzovaného výměníku.

4.3 Výpočet vibrací svazku trubek

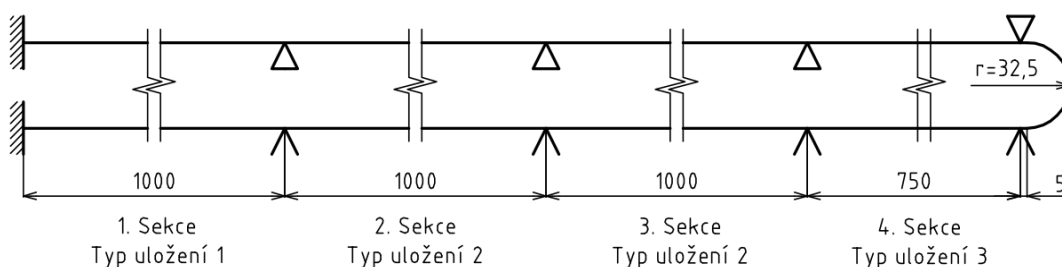
Analýza nebezpečí výskytu vibrací byla provedena dle postupu uvedeném ve standardech TEMA [7]. Výpočtový model byl vytvořen v programu Maple.

4.3.1 Metodika výpočtu

Při analýze vibrací je ve výpočtu postupováno následovně:

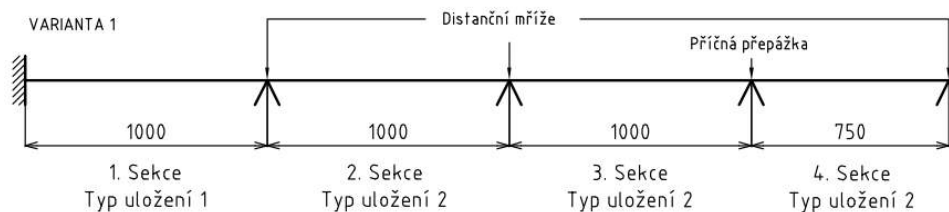
- 1) Stanovení základní vlastní frekvence příčného kmitání trubek f_0 pro danou geometrii.
- 2) Určení základních frekvencí budících mechanismů f_{vs}, f_{tb}, f_a a kritické rychlosti V_c .
- 3) Posouzení rizika vzniku rezonancí pro dané provozní podmínky a geometrii.
- 4) V případě rizika vibrací vlivem víření a turbulentních fluktuací následuje odhad amplitudy kmitání trubek y_{vs}, y_{tb} .

Pro zjednodušení výpočtu vlastní frekvence trubek byl výměník rozdělen na sekce, pro které jsou vibrace počítány zvlášť a nezávisle na sobě. Ve většině případů jsou jako hranice těchto sekcí uvažovány pevné přepážky a trubkovnice. U-trubky analyzovaného výměníku jsou vsazeny do trubkovnice a ve vzdálenosti 3 m od ní podepřeny příčnou přepážkou. Svazek trubek je navíc opatřen distančními mřížemi osazenými na třech místech svazku. Pozice distančních mříží je zobrazena na obr. 4.10.



Obr. 4.10 Uložení U-trubek ve svazku (rozměry v mm)

Tyto distanční mříže nejsou upevněny k rámu výměníku, nicméně při vibracích jednotlivých trubek, zvláště o vyšších amplitudách kmitání, mohou částečně plnit funkci podpor. Analýza vibrací je tedy provedena pro dvě varianty. V první variantě je uvažováno s distančními mřížemi jako s pevnými podporami a v druhé variantě jsou ignorovány a je počítáno pouze s příčnou přepážkou. Uvažované rozteče v první variantě jsou označeny jako sekce 1-4 a rozteč uvažovaná v druhé variantě jako sekce 5. Uvažované sekce jsou zobrazeny na obr. 4.11 a obr. 4.12.



Obr. 4.11 Uvažované sekce pro výpočet vibrací - Varianta 1



Obr. 4.12 Uvažovaná sekce pro výpočet vibrací - Varianta 2

Pro výpočet základní vlastní frekvence poslední sekce U-trubek pomocí vztahu (3.43) je zapotřebí odečtení koeficientu C_u z grafu na obr. 3.6. V horizontální části grafu jsou uvedeny hodnoty poměru délky poslední sekce vůči poloměru zaoblání l_b/r . V případě U-trubek analyzovaného výměníku tepla tento poměr odpovídá hodnotě 23. Tato hodnota přesahuje oblast grafu a není proto možné odečíst koeficient C_u . Výpočet vlastní frekvence U-trubky v poslední sekci je tedy uvažován jako rovný úsek s volným uložením na obou stranách, viz obr. 4.11.

Se základními frekvencemi trubek byly následně porovnány frekvence jednotlivých mechanismů vyvolávajících vibrace. Jelikož jsou vlastní frekvence f_{vs}, f_{tb} závislé na roztečích trubek, bylo potřeba analyzovat vibrace všech sekcí pro obě velikosti podélné rozteče S_L .

Průtok spalin může dosahovat při najíždění a provozu široké škály hodnot. Proto byla provedena analýza vibrací jednotlivých sekcí v závislosti na průtoku. Výsledky analýzy vibrací v závislosti na průtoku vzduchu v MP jsou uvedeny v kapitole 4.3.4.

4.3.2 Vstupní parametry

Vibrace trubek jsou závislé především na geometrii výměníku tepla a průtoku, respektive rychlosti média v MP. Termofyzikální vlastnosti vzduchu závisí na teplotě. Při průtoku svazkem trubek je vzduch ochlazován – to má za následek snižování rychlosti proudění. Rozdíly maximální rychlosti proudění na vstupu a výstupu z výměníku pro jednotlivé případy Case 1 až Case 4 lze odečíst z výsledků tepelně-hydraulického výpočtu po řadách. Riziko vzniku vibrací se zvyšuje se zvyšující se příčnou rychlostí proudění média v MP. Na základě toho jsou termofyzikální vlastnosti počítány při teplotě média na vstupu do výměníku ($t_{MP,in} = 245\text{ °C}$) a tudíž při nejvyšší rychlosti proudění odpovídající první řadě.

Hlavní parametry potřebné pro výpočet základní vlastní frekvence trubek f_0 jsou rozteče nepodpořených délek jednotlivých sekcí l_b a typ uložení těchto sekcí, viz obr. 3.5. Uvažované délky pro výpočet vibrací a příslušné typy uložení jednotlivých sekcí jsou uvedeny v tab. 4.8. Sekce 2 a 3 jsou z pohledu výpočtu identické. Ve výsledcích analýzy v kapitole 4.3.4 jsou proto uváděny společně.

Tloušťka podpor t_b , pro výpočet logaritmického úbytku tlumení (vztah (3.48)) je volena 2 mm pro všechny typy podpor. Pro výpočet akustických vibrací je nutná znalost šířky kanálu B , respektive vzdálenost stěn kolmých na směr toku a osu trubek. V případě analyzovaného

výměníku se jedná o vzdálenosti mezi stěnami rámu výměníku a podélnými vestavbami. Rozměry jsou okótovány na obr. 4.3. Pro zjednodušení výpočtu je počítáno s jednotnou vzdáleností vestaveb $B = 1033 \text{ mm}$. Ostatní vstupní data jsou shodná se vstupními daty uvedenými v tab. 4.1 a tab. 4.2.

Tab. 4.8 Délky a typ uložení uvažovaných sekcí

	Sekce 1	Sekce 2	Sekce 3	Sekce 4	Sekce 5
Typ uložení	1) 	2) 	2) 	2) 	1) 
$l_b [\text{m}]$	1	1	1	0,75	3

4.3.3 Předpoklady výpočtu

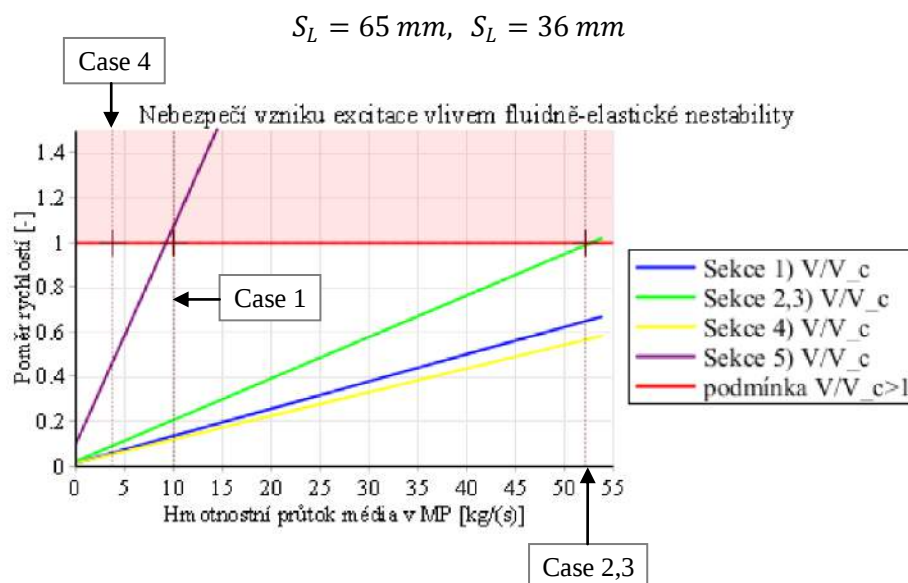
Pro zjednodušení výpočtu byly zavedeny následující předpoklady a omezení:

1. Pletivové podpory jsou u výpočtu první varianty považovány za pevné a nehybné.
2. Výpočet podélného napětí uvažuje pouze uložení trubek bez axiální podpory. V případě výměníku s axiálním uložení kolena nebo pevnými trubkovnicemi (případně s kompenzátorem) je zapotřebí doplnit výpočet o napětí vlivem teplotní dilatace trubek (TEMA A.23).
3. Vzhledem k plynnému skupenství média v mezitrubkovém prostoru je zanedbána zdánlivá hydrodynamická hmotnost H_m .
4. Uvažovány jsou pouze přímé úseky trubek (ne kolena U-trubek).
5. Výpočet je platný pro uspořádání trubek za sebou.
6. Hodnota zdvihového koeficientu C_L potřebná pro výpočet maximální amplitudy kmitání vlivem víření y_{vs} je uvažována v obou případech roztečí 0,068. To odpovídá čtvercovému uspořádání trubek o poměrné rozteči $a, b = 1,5$, viz tab. 3.15.
7. Výpočet dle standardů TEMA počítá pouze se základními vlastními frekvencemi trubek. Stejně tak při výpočtu amplitudy y_{tb} a y_{vs} je uvažováno se základní vlastní frekvencí trubek.
8. Rychlostní profil tekutiny na vstupu do svazku je rovnoměrný v celém průřezu a směřuje kolmo ke svazku.
9. Spaliny jsou nahrazeny vzduchem.

4.3.4 Výsledky analýzy vibrací trubek

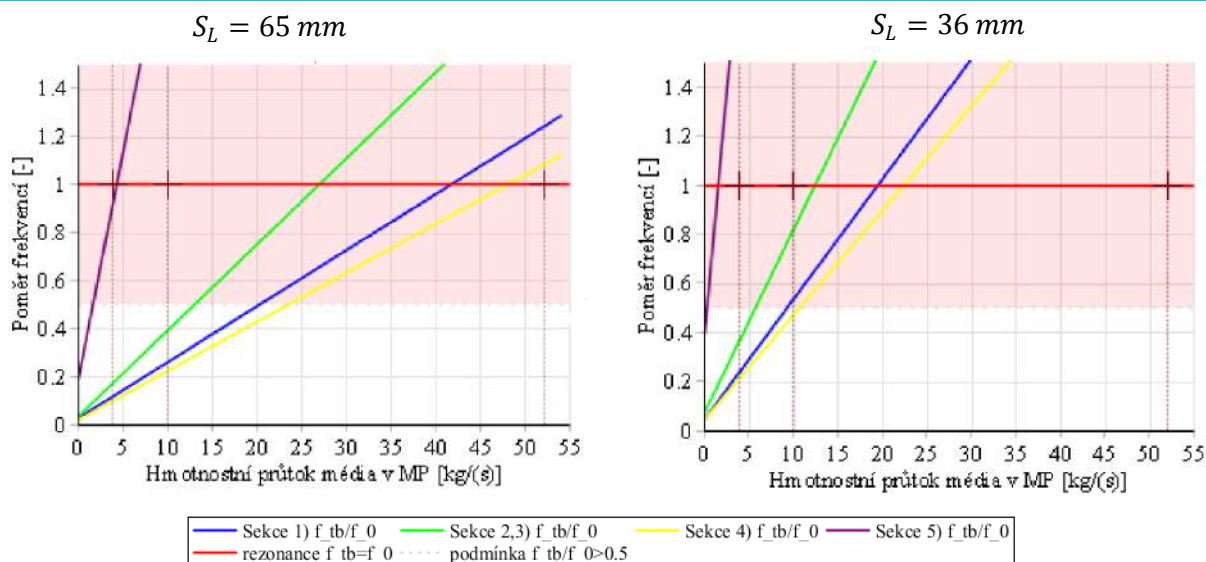
Výsledky výpočtového modelu vytvořeného pro analýzu vibrací jsou vypisovány několika způsoby. V první řadě se jedná o export výsledků jednotlivých sekcí pro konkrétní zadanou hodnotu průtoku (Case 1-Case 4) do MS Excelu (List1). Do dalších listů výstupu v MS Excelu jsou pomocí polí vypsány výsledné hodnoty výpočtu odpovídající průtokům v rozsahu 1 až 55 kg/s. Lze tak sledovat závislost parametrů vibračních mechanismů na průtoku a pro každou sekci odhadnout hodnoty průtoků, při kterých hrozí riziko vzniku vibrací a potenciálního poškození trubek. Výsledné hodnoty pro každou sekci jsou uvedeny v samostatných listech. Podrobné výsledky jednotlivých případů Case 1-Case 4 jsou uvedeny v přílohách P12-P14.

Pro uvedený rozsah průtoku jsou vykresleny grafy podmínek vzniku rezonance. Z těchto grafů lze názorně určit provozní podmínky, při kterých hrozí riziko vibrací trubek v jednotlivých sekcích. Průtoky média v MP pro jednotlivé případy Case 1 až Case 4 jsou vyznačeny svislou tečkovanou čarou s červeným křížem.

Vibrace po překročení fluidně-elastické stability

Obr. 4.13 Graf znázorňující nebezpečí vzniku vibrací vlivem fluidně-elastické nestability pro sekce 1-5

K vibracím vlivem fluidně elastické nestability dochází pouze u varianty 2 (sekce 5) a v případě sekce 2,3 po překročení průtoku 52,9 kg/s. K poškození vlivem tohoto mechanismu dochází vlivem rapidního zvyšování amplitudy kmitů po překročení kritické rychlosti V_c . Díky distanční mříži by nemělo dojít k poškození vlivem vzájemné kolize trubek, nicméně hrozí riziko poškození vlivem uložení v přepážkách nebo ztráta těsnosti trubkovnice, případně únavové poškození.

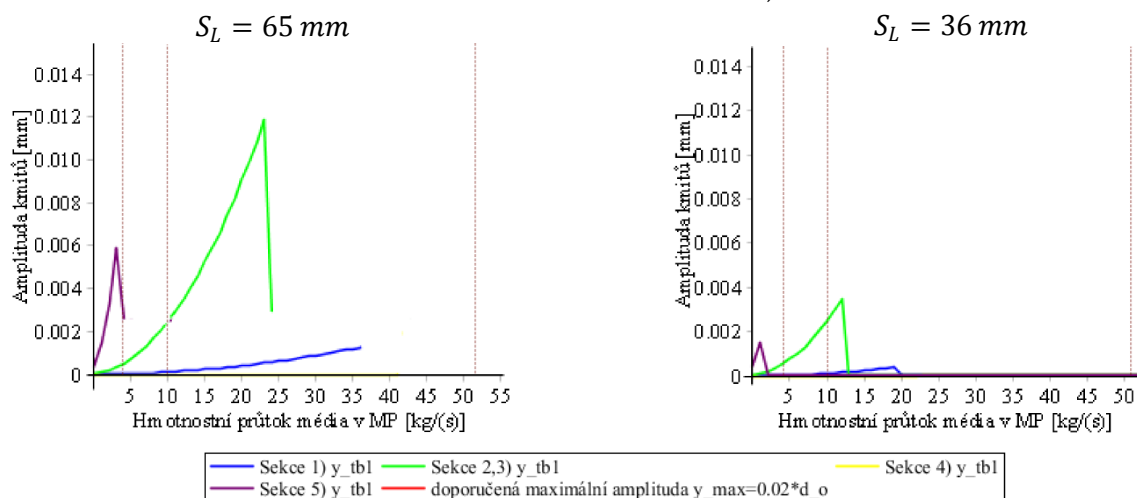
Turbulentní fluktuace*Nebezpečí vzniku excitace vlivem turbulentních fluktuací*

Obr. 4.14 Graf znázorňující nebezpečí vzniku vibrací vlivem turbulentních fluktuací

Rezonance dominantní frekvence turbulentních fluktuací f_{tb} se základní vlastní frekvencí trubek f_0 se v uvažovaném rozsahu průtoků vyskytuje u všech sekcí.

Maximální amplituda kmitání y_{tb} vlivem rezonance se základní vlastní frekvencí trubek⁴

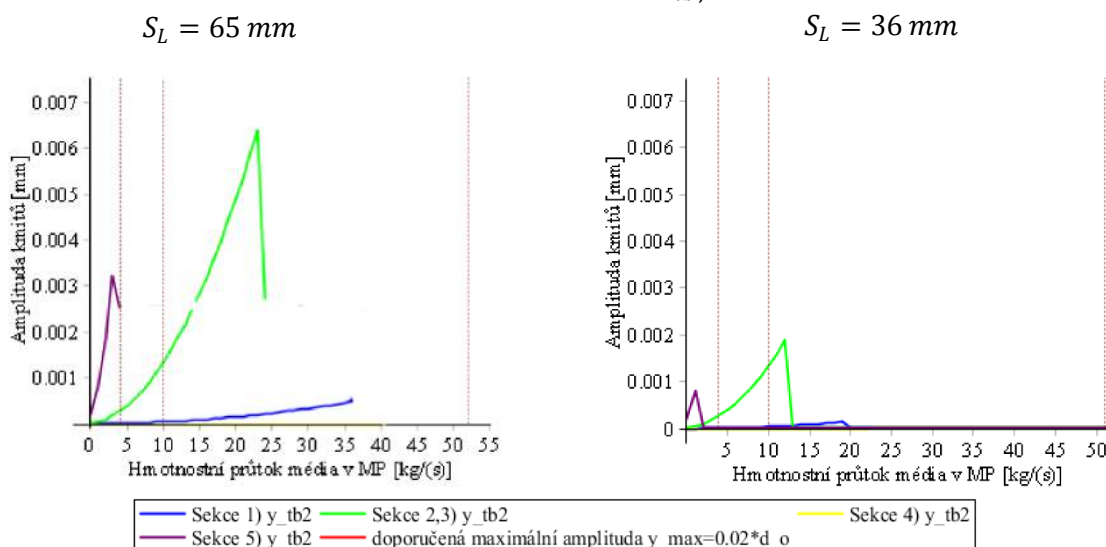
Na vstupu do výměníku ($y_{tb,1}$)



Obr. 4.15 Graf znázorňující velikost rezonanční amplitudy vlivem turbulentních fluktuací pro sekce 1-5

Maximální amplituda kmitání y_{tb} vlivem rezonance se základní vlastní frekvencí trubek

Uvnitř svazku trubek ($y_{tb,1}$)



Obr. 4.16 Graf znázorňující velikost rezonanční amplitudy vlivem turbulentních fluktuací pro sekce 1-5

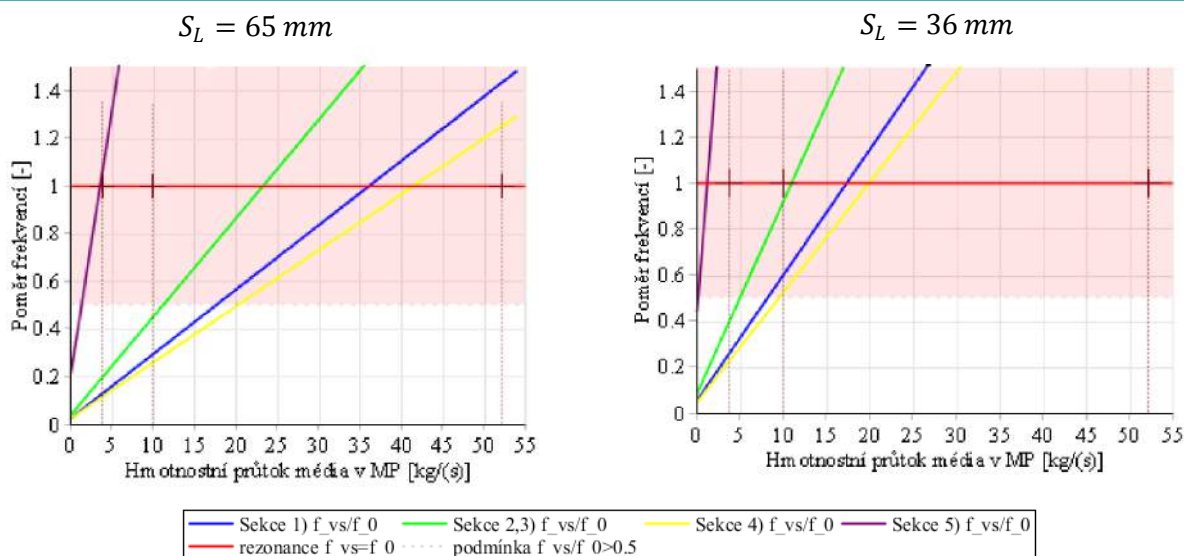
Rezanční amplitudy na vstupu i uvnitř svazku trubek jsou pod hodnotou maximální doporučené velikosti amplitudy. Nejvyšší rezonanční amplituda se vyskytuje u sekce 2,3 na vstupu do výměníku a dosahuje velikosti okolo 0,012 mm.

Analytický výpočet dle standardů TEMA nedisponuje možností výpočtu vyšších vlastních frekvencí trubek. Nelze tedy určit nebezpečí vzniku vyšších rezonančních frekvencí a velikost případných amplitud kmitání. Nicméně velmi nízké hodnoty základních rezonančních amplitud naznačují, že by v uvažovaném rozsahu průtoků nemělo docházet k výraznějšímu kmitání, které by mohlo mít za následek poškození trubek.

⁴ Vykreslení funkcí amplitud končí při rezonanční frekvenci budícího mechanismu se základní vlastní frekvencí jednotlivých sekcí. Amplitudy vlivem rezonance s vyššími vlastními frekvencemi trubek nejsou v diplomové práci vyhodnocovány.

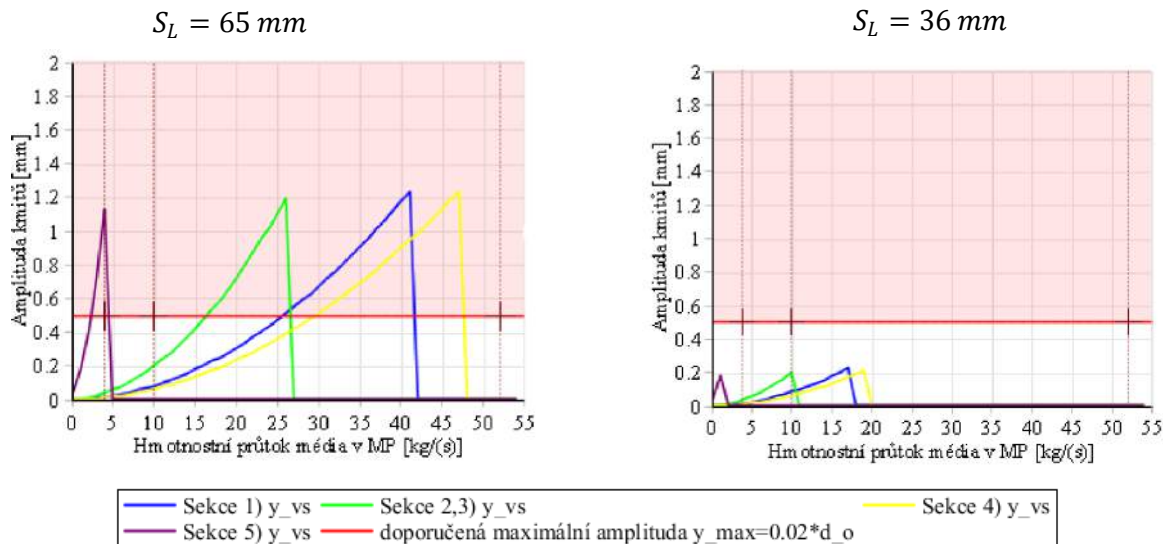
Vírové vibrace

Nebezpečí vzniku excitace vlivem víření



Obr. 4.17 Graf znázorňující nebezpečí vzniku vibrací vlivem víření

V případě vírových vibrací se riziko rezonance vyskytuje také ve všech sekcích uvažovaného rozsahu průtoků. Nejnáchylnější k vibracím je opět sekce 5. Kontrola rezonančních amplitud kmitání ukazuje velmi strmý nárůst amplitudy s rostoucím průtokem.

Maximální amplituda kmitání y_{vs} vlivem rezonance se základní vlastní frekvencí trubek⁵

Obr. 4.18 Graf znázorňující velikost rezonanční amplitudy vlivem víření pro sekce 1-5

V případě sekcí 1-4 je doporučená maximální amplituda y_{max} překročena od hodnoty průtoky 16 kg/s (sekce 2, 3), zatímco v sekci 5 je y_{max} překročena již při průtoky vyšším než 2,1 kg/s. Velikost základní rezonanční amplitudy se u všech sekcí pohybuje okolo 1,2 mm.

⁵ Vykreslení funkcí amplitud končí při rezonanční frekvenci budícího mechanismu se základní vlastní frekvencí jednotlivých sekcí. Amplitudy vlivem rezonance s vyššími vlastními frekvencemi trubek nejsou v diplomové práci vyhodnocovány.

Po překročení maximální doporučené amplitudy hrozí krátkodobé poškození trubky v místech podpor vlivem opakované kolize trubky s přepážkou. Dle [1] je pro předcházení dlouhodobého poškození trubek doporučováno omezit velikost amplitudy do 1 % vnějšího průměru trubek.

Akustické vibrace

Akustické stojaté vlnění mezi vestavbami má vliv na svazek trubek pouze v případě, že se jeho frekvence f_a přiblíží vlastní frekvenci trubek f_0 . Jakékoliv tendence k vibračním trubek mohou poté vést k jejich poškození. V tab. 4.9 jsou uvedeny dané frekvence pro analyzovaný výměník tepla.

Tab. 4.9 Základní vlastní frekvence trubek sekcí 1-5 f_0 a frekvence akustického vlnění f_a

Sekce	1	2, 3	4	5	Sekce	1, 2, 3, 4, 5
f_0	86,11	56,22	98,52	10,75	f_a	208,10

Frekvence stojatého akustického vlnění má hodnotu 208,1 Hz. Základní vlastní frekvence všech sekcí jsou minimálně dvakrát menší. K rezonanci akustického vlnění se základní vlastní frekvencí trubek tedy nedochází. Nicméně rezonanci vyšších vlastních frekvencí trubek nelze zcela vyloučit.

Vlivem rezonance akustického vlnění s frekvencemi dalších excitačních jevů jako je víření nebo turbulentní fluktuace může docházet k vibračním konstrukce výměníku a připojeného potrubí. Výsledky analýzy rizika vzniku vibrace konstrukce jsou přiloženy v P15.

4.4 Vyhodnocení výpočtu

Na základě výsledků tepelně-hydraulického a vibračního výpočtu je v této kapitole diskutován možný vliv distribuce médií na poškození trubek.

4.4.1 Tepelně-hydraulický výpočet

Výsledky CFD simulace ukazují nerovnoměrnou distribuci toku na straně spalín i vody. Lokální podmínky v některých místech trubkového svazku se výrazně odlišují od nominálních provozních hodnot. Za účelem posouzení těchto lokálních nerovnoměrností distribuce médií byly vybrány čtyři případy označené jako *Case 1* až *Case 4*. Podrobné výsledky těchto případů po jednotlivých řadách lze nalézt v přílohách P4-P7. Jednotlivé teplotní profily variant *Case 1* až *Case 4* jsou zobrazeny na obr. 4.9..

Případ *Case 2* simuloval místo s největším tepelným zatížením trubek, respektive s největším průtokem spalín a nejmenším průtokem vody. V tomto případě dochází k nejintenzivnějšímu ohřevu vody v trubkách. Výstupní střední teplota vody $t_{TP,out}$ je v tomto případě 213,4 °C. Střední teplota trubek na výstupu $t_{w,max}$ odpovídá teplotě 214,6 °C. Pracovnímu tlaku v trubkovém prostoru odpovídá teplota varu 223,5-224 °C [16]. Není tak potvrzena domněnka, že by mohlo docházet ke tvorbě parní fáze v blízkosti stěn trubek a následnému přehřívání materiálu.

Teoreticky největší ochlazení spalín simuloval případ *Case 4*, v jehož případě bylo počítáno s nejmenším průtokem spalín. Teplota spalín na výstupu z výměníku dosahuje hodnoty 144,9 °C a střední teplota stěny trubek 138,7 °C. Rosný bod kyseliny sírové a chlorovodíkové se pohybuje již okolo 150 °C (v závislosti na složení roztoku). [9] Složení

spalin však není k dispozici, proto není možné blíže určit hodnotu rosného bodu a možný vliv korozního napadání na poškození trubek.

Nominální hodnoty průtoků případu *Case 1* a případ *Case 3* s nominální hodnotou průtoku vody a maximálním průtokem spalin neindikují podmínky, které by mohly mít výraznější vliv na poškození trubek.

4.4.2 Výpočet vibrací

Stejně jako v případě tepelně-hydraulického výpočtu byla provedena rovněž i analýza možného poškození trubek případů *Case 1-Case 4* vlivem vibrací. Podrobné výsledky výpočtu vibrací těchto variant jsou vypsány v přílohách P12-P14. Pro názornost byly vykresleny grafy znázorňující nebezpečí vzniku vibrací trubek a případné amplitudy kmitání. Výsledky těchto výpočtů jsou znázorněny na

obr. 4.13-obr. 4.18. Riziko vzniku akustických emisí vlivem rezonance konstrukce je představeno v příloze P15. Grafy názorně zobrazují náchylnost geometrie výměníku tepla na jednotlivé mechanismy vibrací v závislosti na průtoku média v mezitrubkovém prostoru.

Ze základní analýzy akustických vibrací vyplývá, že podélné vestavby plní svůj účel a eliminují riziko vzniku akustických rezonancí trubek. Pokud se jedná o akustické vibrace konstrukce výměníku, ta se vyskytuje pouze při vysokých průtocích.

Sumarizace výsledků

Varianta 1 bez uvažování distančních mříží jako podpor vychází pro většinu vibračních mechanismů velmi nepříznivě. K vibracím nastává již při nízkých průtocích. Rezonanční frekvence v případě varianty 2 (sekce 1-4) se pohybují nad nominálními hodnotami – jsou tedy rizikem pouze v případech lokálních podmínek se zvýšenou rychlostí proudění. Riziko vzniku excitačního mechanismu a velikost rezonanční amplitudy y_{tb} a y_{vs} se zvyšuje s příčnou rychlostí proudění a zvětšující se nepodepřenou délkou.

Vibrace po překročení fluidně-elastické stability připadají v úvahu pouze v případě sekce 5, u které dochází k překročení kritické rychlosti již v okolí nominálních hodnot proudění (*Case 1*).

Vzhledem k velmi malým amplitudám vibrací vlivem turbulentních fluktuací lze tento mechanismus z příčiny poškození vyloučit.

Amplitudy vibrací excitované vírovým prouděním mohou však při rezonanci přesahovat doporučenou maximální hodnotu amplitudy – vzniká tak další riziko poškození.

Vibrace vlivem turbulentních fluktuací a víření jsou zásadně ovlivňovány podélnou roztečí trubek. Analýzy byly provedeny pro každou rozteč zvlášť. V tomto případě by však střídavé uspořádání rozteče trubek mohlo mít pozitivní účinek na potlačení vírových vibrací, stejně tak jako nerovnoměrná distribuce toku podél trubek.

Ze základní analýzy akustických vibrací vyplývá, že podélné vestavby plní svůj účel a eliminují riziko vzniku akustických rezonancí trubek. Akustické vibrace konstrukce výměníku se vyskytují pouze při vysokých průtocích. Výskyt akustické rezonance je také velmi nepravděpodobný.

V tab. 4.10 na následující straně je shrnuto vyhodnocení rizika poškození trubek vlivem vibrací pro nominální a maximální průtok média v mezitrubkovém prostoru v jednotlivých sekcích. Znak ✓ označuje případy, kdy nehrozí vznik vibrací, které by mohly mít za následek poškození trubek, zatímco znak ! značí riziko vzniku dostatečně silných vibrací, které by k poškození vést mohly.

Tab. 4.10 Vyhodnocení rizika poškození trubek vlivem vibrací pro nominální a maximální hodnoty průtoku

Vyhodnocení rizika poškození trubek					
	Sekce 1	Sekce 2	Sekce 3	Sekce 4	Sekce 5
Při nominálním průtoku spalin (Case 1)					
Vibrace vlivem fluidně-elastické nestability	✓	✓	✓	✓	!
Vibrace vlivem turbulentních fluktuací	✓	✓	✓	✓	✓
Vibrace vlivem víření	✓	✓	✓	✓	!
Akustická rezonance trubek	✓	✓	✓	✓	✓
Akustická rezonance konstrukce	✓	✓	✓	✓	✓
Při maximálním průtoku spalin (Case 2, 3)					
Vibrace vlivem fluidně-elastické nestability	✓	✓	✓	✓	!
Vibrace vlivem turbulentních fluktuací	✓	✓	✓	✓	✓
Vibrace vlivem víření	!	!	!	!	!
Akustická rezonance trubek	✓	✓	✓	✓	✓
Akustická rezonance konstrukce	!	!	!	!	!
✓ Nehrozí riziko vzniku vibrací, které by mohly mít za následek poškození trubek.					
! Hrozí riziko vzniku vibrací, které by mohly mít za následek poškození trubek.					

4.4.3 Další možné příčiny poškození výměníků tepla

Kromě vlivu tepelného zatížení a vibrací popisovaných v této diplomové práci působí na svazek trubek množství dalších faktorů, které nepříznivě ovlivňují životnost trubek. Jedná se například o zanášení, korozi nebo erozi. V praxi je celkový stav svazku výsledkem působení kombinace těchto faktorů.

Nejvíce dominantní typy zanášení v zařízeních na výměnu tepla instalovaných ve spalinovodu jsou zanášení sedimentační, korozní a zanášení způsobené chemickou reakcí. Sedimentace je způsobena usazováním popelových částic na stěnách teplosměnné plochy. Je to hlavní způsob zanášení při nižších teplotách. Částice vytvářejí na ploše povrchu vrstvu s nízkou hodnotou součinitele tepelné vodivosti. To vede ke snížení výkonu výměníku. [17]

Vlivem dlouhodobého působení agresivních látek obsažených ve spalinách (sloučeniny síry, chlóru, dusíku a jiných) dochází ke korozi trubek materiálu. Koroze je komplexní mechanismus, jehož příčinou je obvykle kombinované působení několika faktorů. Stejně tak existuje množství korozivních mechanismů, které se na korozi podílí současně. Intenzita koroze je přímo závislá na teplotě spalin. Korozní mechanismy důležité pro tepelné výměníky jsou diskutovány např. v [9].

Vlivem proudění spalin okolo trubek dochází k mechanickému poškozování kovového materiálu - erozi. Pokud je prostředí elektrolyticky vodivé, projevuje se tzv. korozní eroze. Mechanickým poškozováním pasivní vrstvy materiálu je urychlen samotný účinek koroze. Částice popílku ve spalinách mohou mít silně abrazivní účinky, zvláště pak v místech s vyšší rychlostí proudění.

5 ZÁVĚR

Úvodní část práce je zaměřena na popis použitých výpočtových vztahů potřebných pro tepelně-hydraulický výpočet a analýzu vibrací. Vztahy jsou platné pro příčně obtékaný svazek trubek s uspořádáním za sebou. Praktická část diplomové práce popisuje zadanou problematiku, způsob provedení výpočtu a vyhodnocení získaných výsledků. Výpočtové modely potřebné pro analýzu výměníku tepla byly vytvořeny v programu Maple. Vstupní provozní data jsou získána ze CFD simulace distribuce spalín.

V literatuře lze nalézt množství analytických výpočtových postupů tepelně-hydraulického výpočtu platného pro celý svazek trubek. K potřebám podrobnější analýzy průběhu změny teploty a tlaku uvnitř svazku byl vytvořen komplexnější výpočtový model. Výstupem tohoto modelu je výpis parametrů v každé řadě svazku trubek do tabulky v programu Microsoft Excel a vykreslení teplotního profilu.

Využitím vytvořeného výpočtového aparátu byly na základě distribuce pracovních látek částečně simulovány vybrané nominální a lokální provozní podmínky (*Case 1-4*). Z těchto variant byly následně vyhodnoceny možné příčiny poškození trubek.

Výpočtový model vibrací byl vytvořen na základě metodiky popsané ve standardech TEMA. Kromě výpočtu uvažovaných variant (*Case 1-4*) byly pro názornost vykresleny grafy podmínek vzniku rezonance. Z těchto grafů lze názorně určit provozní podmínky, při kterých hrozí riziko vibrací trubek v jednotlivých sekcích.

Na základě výsledků tepelně-hydraulické analýzy nebyly zjištěny negativní podmínky, které by mohly mít výraznější vliv na poškození trubek. Analýza vibrací prokázala možnost výskytu nebezpečných vibrací vlivem fluidně-elastické nestability a vibrací vlivem víření. Vibrace by mohly být spolu s lokálním přehříváním a dalšími mechanismy napadání trubek příčinou provozních potíží analyzovaného tepelného výměníku. Dalšími mechanismy napadání je myšlena koroze, eroze nebo degradace materiálových vlastností vlivem tepelného zatížení.

Simulace proudění CFD byla provedena s nominálními hodnotami hmotnostních průtoků. Reálné podmínky v průběhu provozu se však často odlišují. Tyto výkyvy by mohly mít nemalý vliv na působení mechanismů poškození výměníku. Z tohoto důvodu nelze s jistotou vyloučit některé mechanismy poškozování, jejichž působení nebylo na základě vstupních hodnot zcela prokázáno. Na druhou stranu, nerovnoměrné rozdělení toku spalín podél trubek a rozdílné velikosti podélné rozteče by mohly mít pozitivní vliv na potlačení některých excitačních mechanismů vibrací.

Návrhy využití poznatků pro budoucí práci

V rámci upřesňování modelu tepelně-hydraulického výpočtu byly v rámci variant *Case 1-4* porovnávány různé historické metody výpočtu součinitele přestupu tepla na straně spalín s výsledky získanými pomocí programu HTRI. Odchylnosti jednotlivých metod se v závislosti na variantě znatelně liší a mají zásadní vliv na přesnost tepelného výpočtu. V návaznosti na tuto diplomovou práci by mohlo být zajímavé provedení rozsáhlejší analýzy odchylek jednotlivých metod v závislosti na změně parametrů výpočtu.

Vytvořený výpočtový model by mohl být doplněn o schopnost výpočtu svazku trubek po řadách s vystřídáním uspořádáním nebo s žebrovanými trubkami. V případě tohoto rozšíření by stálo za uvážení provedení tohoto výpočtu v uživatelsky přívětivější formě v podobě programu vytvořeného například v prostředí tabulkového editoru Excel.

Se zvyšováním rychlosti proudění pracovních médií v procesních aparátech přibývá na důležitosti správný odhad nebezpečí vzniku vibrací a zajištění dostatečných preventivních opatření jejich vzniku. Této zajímavé problematice by mohlo být v budoucích závěrečných pracích věnováno více pozornosti. Na základě získaných poznatků by bylo vhodné vytvořit sofistikovanější výpočtový model vibrací trubek.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] VDI Heat Atlas. 2nd ed. Berlin: Springer, 2010, xxi, 1585 s. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [2] STEHLÍK, Petr – KOHOUTEK, Josef – NĚMČANSKÝ, Jan. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Vyd. 1. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [3] ŠTEFAN, David. *Hydraulic losses in pipes*. Brno: Brno University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, 2009. 40 p. Head thesis Ing. Paul Rudolf, Ph.D. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studium/zaverecne-prace?zp_id=21000
- [4] KILKOVSKÝ, Bohuslav - JEGLA, Zdeněk - STEHLÍK, Petr. *Comparison of Different Methods for Pressure Drop Calculation in 90deg and 180deg Elbows*, Chemical Engineering Transactions, Vol.25, (2011), No.1, pp.243-249, ISSN 1974-9791, AIDIC Servizi S.r.l., Dostupné z: <http://www.nt.ntnu.no/users/skoge/prost/proceedings/pres2011-and-icheap10/PRES11/65Kilkovsky.pdf>
- [5] HEWITT Geoffrey. (Ed.) *Heat Exchanger Design Handbook*, Begell House, Inc., Redding, CT, USA, 1998.
- [6] KHUSHNOOD, Shahab, et al. *Cross-Flow-Induced-Vibrations in Heat Exchanger Tube Bundles: A Review*. *Nuclear Power Plants*. InTech, 2012-03-21. DOI: 10.5772/35635. Dostupné z: <http://www.intechopen.com/books/nuclear-power-plants/cross-flow-induced-vibrations-in-heat-exchanger-tube-bundles-a-review>
- [7] *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. 9th ed. Daniel Gaddis. Tarrytown, N.Y. (25 N. Broadway, Tarrytown 10591): The Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc., 2007.
- [8] MITRA, Deepanjan Ranjit. *Fluid-Elastic Instability In Tube Arrays Subjected To Air-Water And Steam-Water Cross-Flow*. Los Angeles, 2005. Dostupné také z: http://www.researchgate.net/profile/Ivan_Catton/publication/232399472_Fluid-elastic_instability_in_tube_arrays_subjected_to_air-water_and_steam-water_cross-flow/links/0fcfd50f046b8c3e7f000000.pdf. Dissertation.
- [9] SHAH, Ramesh K. *Fundamentals of heat exchanger design*. New York: John Wiley, 2003, xxxii, 941 s. ISBN 04-713-2171-0.
- [10] BEALE, Steven. *THERMOPEDIA: A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat & Mass Transfer, and Fluid Engineering* [online]. 2011, 16 March 2011 [cit. 2015-01-28]. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com>
- [11] KILKOVSKÝ, Bohuslav – JEGLA, Zdeněk. *VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního a ekologického inženýrství. Rešerše výpočtových vztahů pro příčné obtékaný svazek trubek uspořádaných za sebou*. Brno, 2014.

-
- [12] LABOUTKA, Karel – SUCHÁNEK, Tomáš. *Výpočtové tabulky pro vytápění: vztahy a pomůcky*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001, 208 s. Sešit projektanta - pracovní podklady. ISBN 8002014669. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/21-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-zdroje-tepla-a-zakladni-tvarovky-potrub>
- [13] KILKOVSKÝ, Bohuslav et al. Heat exchangers for energy recovery in waste and biomass to energy technologies – I. Energy recovery from flue gas. *Applied Thermal Engineering*. 2014, vol. 64, 1-2, s. 213-223. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.11.041. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431113008454>
- [14] TUREK, Vojtěch – BĚLOHRADSKÝ, Petr – JEGLA, Zdeněk. (2012), *Geometry optimization of a gas preheater inlet region – a case study*, Chemical Engineering Transactions, 29, 1339-1344 Dostupné z: <http://www.aidic.it/cet/12/29/224.pdf>
- [15] ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO INŽENÝRSTVÍ, FSI, VUT V BRNĚ. *Interní zdroj*.
- [16] Euromatic spol. s.r.o. TVVP [online]. [cit. 2015-05-23]. Dostupné z: http://www.euromatic.cz/iapws_cz.htm
- [17] KELIŠ, Michal: *Modelování zanášení a jeho vlivu na technicko-ekonomické charakteristiky trubkových zařízení na výměnu tepla v linkách termického zneškodňování odpadů*. Brno 2008. 100 s., 40 s. příloh. Diplomová práce na FSI VUT v Brně. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Jegla Ph. D.

SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

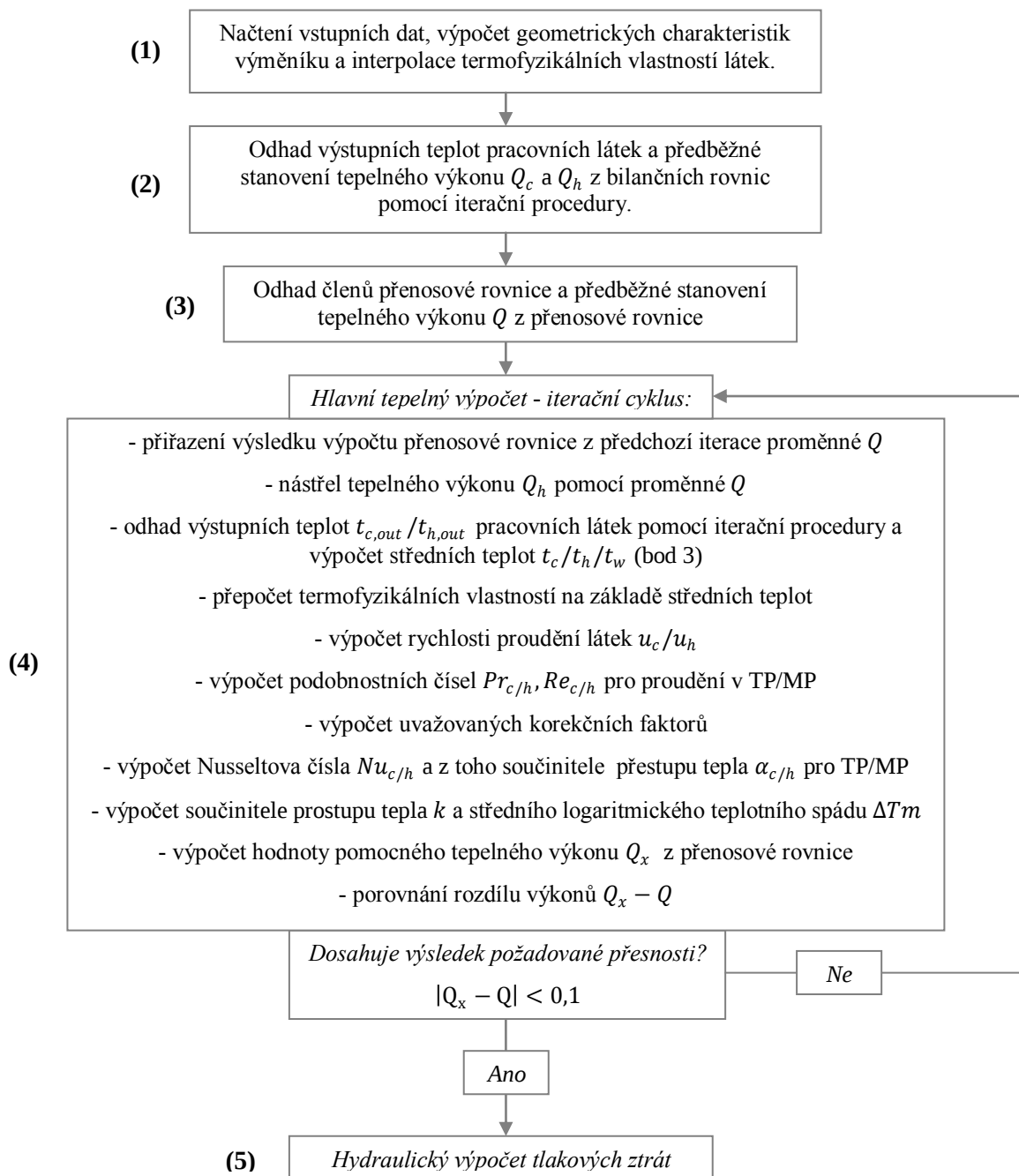
Obr. 2.1 Schématické znázornění závislosti amplitudy kmitání příčně obtékané trubky na rychlosti proudění média (— proudění kapaliny, - - - proudění plynu) [1]	20
Obr. 2.2 První čtyři vlastní frekvence trubek se čtyřmi volnými podporami mezi konci uloženými v trubkovnici. První nepodpořená délka je poloviční oproti dalším čtyřem. [1]....	21
Obr. 2.3 Útlum vibrací po ukončení buzení systému (změna amplitudy v čase) [5].....	22
Obr. 3.1 Čistě křížový tok	25
Obr. 3.2 Kombinovaný křížový / protiproudý tok	25
Obr. 3.3 Schéma uspořádání svazku trubek za sebou (vlevo) a vystřídáního uspořádání (vpravo) [1].....	25
Obr. 3.4 Závislost odporového součinitele na Reynoldsově čísle [1].....	36
Obr. 3.5 Uvažované způsoby uložení trubek [7]	38
Obr. 3.6 Graf pro zjištění konstanty C_u v závislosti na poměru rozteče lb , a vzdálenosti ohybu od poslední přepážky s ku střednímu poloměru ohybu U -trubky r [7].....	40
Obr. 3.7 Určení Strouhalova podobnostního čísla v závislosti na poměrných roztečích trubek [5].....	42
Obr. 3.8 Nerovnoměrný tok v distributoru. Prázdná místa vyznačují stagnační zóny.[14]	44
Obr. 3.9 Optimální distribuce toku eliminující nerovnoměrný tok.[14]	44
Obr. 3.10 Způsoby mechanického poškození trubek vlivem vibrací [5]	44
Obr. 4.1 Dvě ze čtyř linek rekuperační části kotle (červeně zvýrazněné pozice výměníků) [15]	45
Obr. 4.2 Detail konstrukčního provedení analyzovaného chladiče spalin [15].....	46
Obr. 4.3 Rám výměníku s přepážkami a vyznačeným distančním pletivem (pohled shora bez trubek) [15].....	46
Obr. 4.4 Stav trubkového svazku při generální opravě u výrobce (pohled ze strany trubkovnice) [15]	47
Obr. 4.5 CFD simulace proudění spalin v mezitrubkovém prostoru [15].....	48
Obr. 4.6 Rychlostní profil spalin před vstupem do výměníku [15]	49
Obr. 4.7 Model svazku trubek s distributory tlakové vody (vstup na spodní straně) [15].....	49
Obr. 4.8 Výsledky simulace distribuce pracovní látky v TP [15]	50
Obr. 4.9 Teplotní profily jednotlivých variant Case 1-4.....	54
Obr. 4.10 Uložení U -trubek ve svazku (rozměry v mm)	56
Obr. 4.11 Uvažované sekce pro výpočet vibrací - Varianta 1.....	57
Obr. 4.12 Uvažovaná sekce pro výpočet vibrací - Varianta 2.....	57
Obr. 4.13 Graf znázorňující nebezpečí vzniku vibrací vlivem fluidně-elastické nestability pro sekce 1-5.....	59
Obr. 4.14 Graf znázorňující nebezpečí vzniku vibrací vlivem turbulentních fluktuací.....	59
Obr. 4.15 Graf znázorňující velikost rezonanční amplitudy vlivem turbulentních fluktuací pro sekce 1-5.....	60
Obr. 4.16 Graf znázorňující velikost rezonanční amplitudy vlivem turbulentních fluktuací pro sekce 1-5.....	60
Obr. 4.17 Graf znázorňující nebezpečí vzniku vibrací vlivem víření.....	61
Obr. 4.18 Graf znázorňující velikost rezonanční amplitudy vlivem víření pro sekce 1-5.....	61
Obr. 8.1 Graf znázorňující nebezpečí vzniku akustických emisí vlivem víření.....	94
Obr. 8.2 Graf znázorňující nebezpečí vzniku akustických emisí vlivem turbulencí	94
Obr. 8.3 Graf znázorňující nebezpečí vzniku akustických emisí za podmínky B)	95
Obr. 8.4 Graf znázorňující nebezpečí vzniku akustických emisí za podmínek C_1 a C_2	95

Tab. 2.1 Výskyt jednotlivých mechanismů vibrací u různých typů proudění [6]	19
Tab. 2.2 Koeficienty f_1 a f_2 pro dva typy uložení [1]	21
Tab. 3.1 Metody pro výpočet Nusseltova čísla hladkých trubek uspořádaných za sebou v MP [11]	29
Tab. 3.2 Korekce na počet řad ve svazku (Colburn, Grimson)[11]	30
Tab. 3.3 Hodnoty konstanty C a n pro výpočet Nusseltova čísla (Žukauskas)	30
Tab. 3.4 Korekce na počet řad ve svazku (Žukauskas) [13]	30
Tab. 3.5 Hodnoty konstanty C a n pro výpočet Nusseltova čísla (ESDU)	31
Tab. 3.6 Korekce na počet řad ve svazku (ESDU) [13]	31
Tab. 3.7 Korekční hodnoty Nusseltova čísla a součinitele tření ztrát pro plyn dle [9]:	33
Tab. 3.8 Korekční hodnoty Nusseltova čísla a součinitele tření pro kapalinu dle [9]:	33
Tab. 3.9 Součinitel místních odporů ξ_i pro potrubní koleno [12]	35
Tab. 3.10 Součinitel místních odporů ξ_i pro napojení potrubí (vstup a výstup) [12]	35
Tab. 3.11 Korekce na změnu termofyz. vlastností pro členy odporového součinitele [1]	36
Tab. 3.12 Hodnoty konstant C a K v závislosti na typu uložení [7]	39
Tab. 3.13 Určení parametru $D\chi$ na základě geometrie a fluidně-elastického parametru χ [7]	41
Tab. 3.14 Určení silového koeficientu CF [7]	41
Tab. 3.15 Určení zdvihového koeficientu CL [7]	42
Tab. 4.1 Geometrie analyzovaného ekonomizéru	47
Tab. 4.2 Výchozí parametry vstupující do výpočtu	51
Tab. 4.3 Odchylka výsledků jednotlivých metod v porovnání s výstupem z programu HTRI (zeleně zvýrazněné hodnoty představují nejmenší odchylky, zatímco žlutě zvýrazněné hodnoty odchylky největší)	53
Tab. 4.4 Průměrná odchylka jednotlivých metod v porovnání s výstupem z programu HTRI	53
Tab. 4.5 Zvolené metody výpočtu součinitele přestupu tepla pro případy Case 1-4	53
Tab. 4.6 Srovnání výsledků analytického výpočtu s výsledky získanými pomocí softwaru HTRI	55
Tab. 4.7 Odchylky výsledků analytického výpočtu v porovnání s výpočtem provedeným v programu HTRI	55
Tab. 4.8 Délky a typ uložení uvažovaných sekcí	58
Tab. 4.9 Základní vlastní frekvence trubek sekcí 1-5 f_0 a frekvence akustického vlnění f_a	62
Tab. 4.10 Vyhodnocení rizika poškození trubek vlivem vibrací pro nominální a maximální hodnoty průtoku	64

PŘÍLOHY

- P1 Vývojový diagram kontrolního výpočtu celého svazku
- P2 Výsledky tepelně-hydraulického výpočtů celého svazku
- P3 Vývojový diagram tepelně-hydraulického výpočtu po řadách
- P4 Výsledky výpočtu případu Case 1 po řadách v programu Maple
- P5 Výsledky výpočtu případu Case 2 po řadách v programu Maple
- P6 Výsledky výpočtu případu Case 3 po řadách v programu Maple
- P7 Výsledky výpočtu případu Case 4 po řadách v programu Maple
- P8 Výsledky výpočtu případu Case 1 v programu HTRI
- P9 Výsledky výpočtu případu Case 2 v programu HTRI
- P10 Výsledky výpočtu případu Case 3 v programu HTRI
- P11 Výsledky výpočtu případu Case 4 v programu HTRI
- P12 Výsledky vibrační analýzy případu Case 1
- P13 Výsledky vibrační analýzy případu Case 2 a Case 3
- P14 Výsledky vibrační analýzy případu Case 4
- P15 Příloha CD

P1 - Vývojový diagram kontrolního výpočtu celého svazku



P2 - Výsledky tepelně-hydraulického výpočtu celého svazku

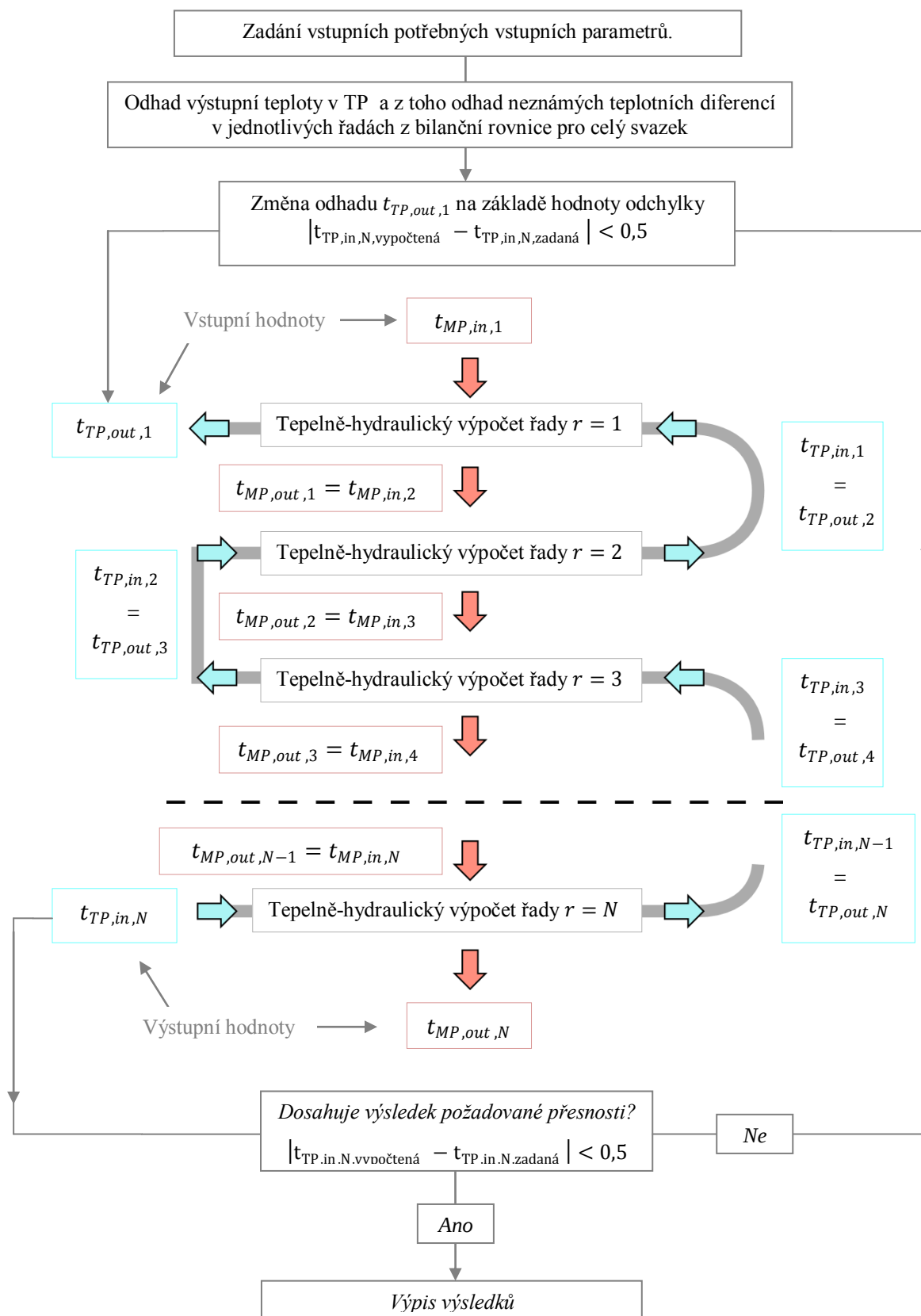
Tepelně hydraulický výpočet - Case1				
	Látka v TP		Látka v MP	
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	138,5 °C	t_MP_in	245 °C
Teplota na výstupu	t_TP_out	154,4 °C	t_MP_out	150,4 °C
Tlaková ztráta svazku trubek	dp_TP	20687,31 Pa	dp_MP	35,97 Pa
Další vypočtená data				
Rychlost média	u_TP	0,5270 m/s	u_MP	1,1718 m/s
Max. rychlost média			u_MP_max	3,0497 m/s
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	5064,074 W/m ² .K	alpha_MP	41,50 W/m ² .K
Plocha výměny tepla	A_o	606,979 m ²		
Součinitel prostupu tepla	k	41,060 W/m ² .k		
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	38,738 °C		
Předané teplo v řadě	Q	9,65E+05 W		
Střední teplota stěny trubek	t_w	146,9 °C		
Podobnostní čísla při středních teplotách				
Prandtlovo číslo	Pr_TP	1,166	Pr_MP	0,700
Reynoldsovo číslo	Rey_TP	57714,2	Rey_MP	2155,0
Nusseltovo číslo	Nus_TP	162,615	Nus_MP	27,619
Fyzikální vlastnosti látek při středních teplotách proudů				
Hustota	rho_TP	919,5 kg/m ³	rho_MP	0,728 kg/m ³
Dynamická viskozita	eta_TP	0,000185 Pa.s	eta_MP	2,58E-05 Pa.s
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	4324,4 J/kg.K	cp_MP	1020,5 J/kg.K
Tepelná vodivost	lambda_TP	0,6851 W/m.K	lambda_MP	0,0376 W/m.K

Tepelně hydraulický výpočet - Case2				
	Látka v TP		Látka v MP	
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	138,5 °C	t_MP_in	245 °C
Teplota na výstupu	t_TP_out	211,9 °C	t_MP_out	189,3 °C
Tlaková ztráta svazku trubek	dp_TP	9162,38 Pa	dp_MP	903,57 Pa
Další vypočtená data				
Rychlost média	u_TP	0,3532 m/s	u_MP	6,3603 m/s
Max. rychlost média			u_MP_max	16,5530 m/s
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	3820,27 W/m ² .K	alpha_MP	123,20 W/m ² .K
Plocha výměny tepla	A_o	606,979 m ²		
Součinitel prostupu tepla	k	118,377 W/m ² .k		
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	41,314 °C		
Předané teplo v řadě	Q	2,97E+06 W		
Střední teplota stěny trubek	t_w	176,7 °C		
Podobnostní čísla při středních teplotách				
Prandtlovo číslo	Pr_TP	0,996	Pr_MP	0,699
Reynoldsovo číslo	Rey_TP	45596,0	Rey_MP	10919,2
Nusseltovo číslo	Nus_TP	123,885	Nus_MP	79,462
Fyzikální vlastnosti látek při středních teplotách proudů				
Hustota	rho_TP	891,9 kg/m ³	rho_MP	0,699 kg/m ³
Dynamická viskozita	eta_TP	0,00015 Pa.s	eta_MP	2,65E-05 Pa.s
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	4444,2 J/kg.K	cp_MP	1023,6 J/kg.K
Tepelná vodivost	lambda_TP	0,6784 W/m.K	lambda_MP	0,0388 W/m.K

Tepelně hydraulický výpočet – Case3				
	Látka v TP		Látka v MP	
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	138,5 °C	t_MP_in	245 °C
Teplota na výstupu	t_TP_out	193,6 °C	t_MP_out	181,3 °C
Tlaková ztráta svazku trubek	dp_TP	20900,31 Pa	dp_MP	895,55 Pa
Další vypočtená data				
Rychlost média	u_TP	0,5379 m/s	u_MP	6,3082 m/s
Max. rychlost média			u_MP_max	16,4174 m/s
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	5258,06 W/m ² .K	alpha_MP	122,82 W/m ² .K
Plocha výměny tepla	A_o	606,979 m ²		
Součinitel prostupu tepla	k	119,174 W/m ² .k		
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	46,938 °C		
Předané teplo v řadě	Q	3,40E+06 W		
Střední teplota stěny trubek	t_w	167,4 °C		
Podobnostní čísla při středních teplotách				
Prandtlovo číslo	Pr_TP	1,040	Pr_MP	0,700
Reynoldsovo číslo	Rey_TP	66143,4	Rey_MP	10981,2
Nusseltovo číslo	Nus_TP	169,714	Nus_MP	79,754
Fyzikální vlastnosti látek při středních teplotách proudů				
Hustota	rho_TP	900,9 kg/m ³	rho_MP	0,704 kg/m ³
Dynamická viskozita	eta_TP	0,000161 Pa.s	eta_MP	2,63E-05 Pa.s
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	4399,6 J/kg.K	cp_MP	1022,9 J/kg.K
Tepelná vodivost	lambda_TP	0,6816 W/m.K	lambda_MP	0,0385 W/m.K

Tepelně hydraulický výpočet – Case4				
	Látka v TP		Látka v MP	
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	138,5 °C	t_MP_in	245 °C
Teplota na výstupu	t_TP_out	145,2 °C	t_MP_out	142,7 °C
Tlaková ztráta svazku trubek	dp_TP	20676,5 Pa	dp_MP	5,35 Pa
Další vypočtená data				
Rychlost média	u_TP	0,5253 m/s	u_MP	0,4532 m/s
Max. rychlost média			u_MP_max	1,1795 m/s
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	5015,039 W/m ² .K	alpha_MP	22,42 W/m ² .K
Plocha výměny tepla	A_o	606,979 m ²		
Součinitel prostupu tepla	k	22,293 W/m ² .k		
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	30,083 °C		
Předané teplo v řadě	Q	4,07E+05 W		
Střední teplota stěny trubek	t_w	142,0 °C		
Podobnostní čísla při středních teplotách				
Prandtlovo číslo	Pr_TP	1,203	Pr_MP	0,699
Reynoldsovo číslo	Rey_TP	55742,5	Rey_MP	845,2
Nusseltovo číslo	Nus_TP	160,976	Nus_MP	15,015
Fyzikální vlastnosti látek při středních teplotách proudů				
Hustota	rho_TP	922,6 kg/m ³	rho_MP	0,734 kg/m ³
Dynamická viskozita	eta_TP	0,000191 Pa.s	eta_MP	2,56E-05 Pa.s
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	4310,3 J/kg.K	cp_MP	1019,9 J/kg.K
Tepelná vodivost	lambda_TP	0,6854 W/m.K	lambda_MP	0,0373 W/m.K

P3 - Vývojový diagram tepelně-hydraulického výpočtu po řadách



P4 - Výsledky výpočtu případu Case 1 po řadách v programu Maple

Řada			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	°C	152,77	151,55	150,42	149,37	148,40	147,50	146,67	145,90	145,18	144,52	143,90	143,33	142,80	142,30
Teplota na výstupu	t_TP_out	°C	154,09	152,77	151,55	150,42	149,37	148,40	147,50	146,67	145,90	145,18	144,52	143,90	143,33	142,80
Teplota na vstupu do řady	t_MP_in	°C	245,00	237,19	229,96	223,27	217,07	211,33	206,01	201,08	196,50	192,25	188,30	184,64	181,24	178,08
Teplota na výstupu	t_MP_out	°C	237,19	229,96	223,27	217,07	211,33	206,01	201,08	196,50	192,25	188,30	184,64	181,24	178,08	175,14
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_in	Pa	61,34	268,72	61,22	268,20	61,14	267,83	61,08	267,54	61,04	267,31	61,01	267,11	60,97	266,94
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_out	Pa	574,45	576,38	573,97	576,04	573,76	575,93	573,72	575,94	573,75	575,98	573,80	576,03	573,83	576,05
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_MP	Pa	1,52	0,95	1,48	0,93	1,45	0,91	1,42	0,89	1,40	0,88	1,37	0,87	1,36	0,86
Rychlost média	u_TP	m/s	0,5302	0,5295	0,5289	0,5284	0,5280	0,5276	0,5272	0,5269	0,5267	0,5264	0,5262	0,5259	0,5257	0,5255
Rychlost média	u_MP	m/s	1,2797	1,2611	1,2441	1,2282	1,2134	1,1996	1,1866	1,1745	1,1634	1,1532	1,1438	1,1352	1,1271	1,1197
Max. rychlost média	u_MP_max	m/s	3,3305	3,2822	3,2377	3,1965	3,1580	3,1219	3,0882	3,0568	3,0279	3,0013	2,9769	2,9543	2,9335	2,9140
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	W/m2.K	5134,56	5122,20	5110,69	5099,89	5089,51	5079,81	5070,77	5062,34	5054,49	5047,19	5040,40	5034,08	5028,21	5022,75
Součinitel přestupu tepla	alpha_MP	W/m2.K	42,74	42,53	42,33	42,13	41,95	41,79	41,64	41,52	41,40	41,29	41,18	41,08	40,98	40,89
Plocha výměny tepla	A_o	m2	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68
Součinitel prostupu tepla	k	W/m2.K	42,28	42,07	41,87	41,68	41,50	41,34	41,20	41,08	40,96	40,85	40,75	40,64	40,55	40,46
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	°C	87,63	81,38	75,60	70,25	65,29	60,69	56,43	52,48	48,81	45,40	42,24	39,31	36,58	34,05
Předané teplo v řadě	Q	W	80323	74234	68629	63474	58740	54396	50407	46734	43345	40213	37317	34638	32158	29862
Střední teplota stěny trubek	t_w	°C	154,31	152,97	151,74	150,59	149,54	148,56	147,65	146,81	146,03	145,30	144,63	144,00	143,42	142,88
Prandtlovo číslo	Pr_TP		1,116	1,124	1,132	1,140	1,147	1,154	1,161	1,167	1,173	1,179	1,184	1,188	1,193	1,197
Reynoldsovo číslo	Rey_TP		60676,1	60141,7	59645,1	59182,8	58752,2	58351,6	57979,3	57633,8	57313,3	57016,2	56740,9	56485,8	56249,3	56030,2
Nusseltovo číslo	Nus_TP		165,062	164,616	164,200	163,815	163,467	163,142	162,839	162,557	162,294	162,050	161,823	161,612	161,415	161,233
Prandtlovo číslo	Pr_MP		0,698	0,698	0,698	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,700	0,700	0,700
Reynoldsovo číslo	Rey_MP		2028,8	2049,1	2068,5	2087,0	2104,6	2121,2	2136,8	2151,5	2165,5	2178,6	2191,0	2202,8	2213,9	2224,3
Nusseltovo číslo	Nus_MP		26,529	26,699	26,869	27,034	27,191	27,334	27,465	27,585	27,700	27,809	27,915	28,017	28,115	28,207
Hustota	rho_TP	kg/m3	913,9	915,1	916,2	917,1	917,9	918,5	919,1	919,6	920,1	920,6	921,0	921,4	921,7	922,1
Dynamická viskozita	eta_TP	Pa.s	0,000176	0,000177	0,000179	0,000180	0,000181	0,000183	0,000184	0,000185	0,000186	0,000187	0,000188	0,000189	0,000190	0,000190
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	J/kg.K	4346,5	4342,2	4338,2	4334,7	4331,4	4328,4	4325,7	4323,2	4321,0	4318,9	4317,0	4315,2	4313,6	4312,1
Tepelná vodivost	lambda_TP	W/m.K	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Hustota	rho_MP	kg/m3	0,666	0,676	0,686	0,694	0,703	0,711	0,719	0,726	0,733	0,740	0,746	0,751	0,757	0,762
Dynamická viskozita	eta_MP	Pa.s	0,0000274	0,0000271	0,0000268	0,0000266	0,0000264	0,0000262	0,0000260	0,0000258	0,0000256	0,0000255	0,0000253	0,0000252	0,0000251	0,0000249
Měrná tepelná kapacita	cp_MP	J/kg.K	1028,2	1026,7	1025,3	1024,0	1022,8	1021,8	1021,0	1020,2	1019,6	1019,0	1018,5	1018,0	1017,5	1017,0
Tepelná vodivost	lambda_MP	W/m.K	0,04028	0,03982	0,03938	0,03896	0,03857	0,03822	0,03791	0,03763	0,03736	0,03712	0,03688	0,03665	0,03644	0,03624

Řada			15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	°C	141,84	141,41	141,02	140,65	140,30	139,98	139,69	139,41	139,15	138,91	138,69	138,48	138,29	138,11
Teplota na výstupu	t_TP_out	°C	142,30	141,84	141,41	141,02	140,65	140,30	139,98	139,69	139,41	139,15	138,91	138,69	138,48	138,29
Teplota na vstupu do řady	t_MP_in	°C	175,14	172,41	169,87	167,51	165,32	163,28	161,38	159,61	157,97	156,44	155,02	153,69	152,46	151,31
Teplota na výstupu	t_MP_out	°C	172,41	169,87	167,51	165,32	163,28	161,38	159,61	157,97	156,44	155,02	153,69	152,46	151,31	150,24
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_in	Pa	60,94	266,77	60,92	266,63	60,89	266,49	60,87	266,36	60,85	266,25	60,83	266,15	60,81	0,00
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_out	Pa	573,85	576,06	573,85	576,05	573,83	576,02	573,80	575,98	573,75	575,94	573,71	575,89	573,66	575,85
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_MP	Pa	1,34	0,85	1,33	0,84	1,32	0,83	1,31	0,82	1,30	0,82	1,29	0,81	1,28	0,81
Rychlost média	u_TP	m/s	0,5253	0,5252	0,5250	0,5248	0,5247	0,5245	0,5244	0,5242	0,5241	0,5240	0,5239	0,5238	0,5237	0,5236
Rychlost média	u_MP	m/s	1,1127	1,1062	1,1000	1,0943	1,0889	1,0839	1,0793	1,0750	1,0709	1,0672	1,0638	1,0605	1,0576	1,0548
Max. rychlost média	u_MP_max	m/s	2,8959	2,8788	2,8629	2,8480	2,8340	2,8210	2,8089	2,7976	2,7872	2,7775	2,7685	2,7601	2,7524	2,7452
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	W/m2.K	5017,67	5012,96	5008,58	5004,51	5000,72	4997,21	4993,88	4990,73	4987,80	4985,08	4982,54	4980,18	4977,98	4975,93
Součinitel přestupu tepla	alpha_MP	W/m2.K	40,80	40,72	40,64	40,58	40,51	40,45	40,40	40,34	40,30	40,25	40,21	40,17	40,14	40,10
Plocha výměny tepla	A_o	m2	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68
Součinitel prostupu tepla	k	W/m2.K	40,37	40,29	40,22	40,15	40,09	40,03	39,98	39,93	39,88	39,83	39,79	39,76	39,72	39,69
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	°C	31,69	29,50	27,46	25,57	23,81	22,17	20,65	19,23	17,91	16,69	15,54	14,48	13,49	12,57
Předané teplo v řadě	Q	W	27737	25770	23948	22260	20695	19244	17897	16648	15488	14411	13410	12481	11617	10814
Střední teplota stěny trubek	t_w	°C	142,38	141,92	141,48	141,08	140,71	140,36	140,04	139,74	139,46	139,20	138,95	138,73	138,52	138,32
Prandtlovo číslo	Pr_TP		1,201	1,205	1,208	1,211	1,214	1,217	1,220	1,222	1,225	1,227	1,229	1,231	1,232	1,234
Reynoldsovo číslo	Rey_TP		55827,1	55639,0	55464,7	55303,1	55153,4	55014,5	54885,6	54766,1	54655,1	54552,0	54456,1	54367,0	54284,1	54207,0
Nusseltovo číslo	Nus_TP		161,063	160,906	160,759	160,623	160,497	160,379	160,273	160,176	160,085	160,001	159,923	159,850	159,783	159,720
Prandtlovo číslo	Pr_MP		0,700	0,701	0,701	0,701	0,701	0,701	0,701	0,701	0,701	0,702	0,702	0,702	0,702	0,702
Reynoldsovo číslo	Rey_MP		2234,2	2243,4	2252,2	2260,4	2268,0	2275,3	2282,0	2288,4	2294,3	2299,9	2305,1	2310,0	2314,5	2318,8
Nusseltovo číslo	Nus_MP		28,294	28,375	28,451	28,522	28,588	28,650	28,708	28,762	28,812	28,859	28,903	28,944	28,982	29,018
Hustota	rho_TP	kg/m3	922,4	922,7	923,0	923,3	923,6	923,9	924,1	924,4	924,6	924,8	925,0	925,2	925,4	925,6
Dynamická viskozita	eta_TP	Pa.s	0,000191	0,000192	0,000192	0,000193	0,000193	0,000194	0,000194	0,000195	0,000195	0,000195	0,000196	0,000196	0,000196	0,000197
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	J/kg.K	4310,8	4309,5	4308,4	4307,3	4306,3	4305,4	4304,6	4303,8	4303,1	4302,4	4301,8	4301,2	4300,7	4300,2
Tepelná vodivost	lambda_TP	W/m.K	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Hustota	rho_MP	kg/m3	0,766	0,771	0,775	0,779	0,783	0,787	0,790	0,793	0,796	0,799	0,802	0,804	0,806	0,809
Dynamická viskozita	eta_MP	Pa.s	0,0000248	0,0000247	0,0000246	0,0000245	0,0000245	0,0000244	0,0000243	0,0000242	0,0000242	0,0000241	0,0000241	0,0000240	0,0000240	0,0000239
Měrná tepelná kapacita	cp_MP	J/kg.K	1016,6	1016,2	1015,8	1015,5	1015,1	1014,8	1014,6	1014,3	1014,1	1013,9	1013,6	1013,5	1013,3	1013,1
Tepelná vodivost	lambda_MP	W/m.K	0,03605	0,03588	0,03571	0,03556	0,03543	0,03530	0,03518	0,03507	0,03497	0,03487	0,03478	0,03470	0,03462	0,03455

P5 - Výsledky výpočtu případu Case 2 po řadách v programu Maple

	Řada		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	°C	211,25	209,21	206,95	204,84	202,51	200,32	197,91	195,65	193,15	190,81	188,23	185,81	183,14	180,62
Teplota na výstupu	t_TP_out	°C	213,43	211,25	209,21	206,95	204,84	202,51	200,32	197,91	195,65	193,15	190,81	188,23	185,81	183,14
Teplota na vstupu do řady	t_MP_in	°C	245,60	243,88	242,28	240,51	238,86	237,05	235,35	233,48	231,73	229,81	228,01	226,03	224,17	222,13
Teplota na výstupu	t_MP_out	°C	243,88	242,28	240,51	238,86	237,05	235,35	233,48	231,73	229,81	228,01	226,03	224,17	222,13	220,22
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_in	Pa	27,95	122,01	27,80	121,29	27,64	120,51	27,47	119,68	27,30	118,89	27,14	118,16	26,99	117,41
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_out	Pa	263,36	263,91	262,33	262,80	261,16	261,59	259,95	260,43	258,86	259,41	257,91	258,46	256,93	257,43
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_MP	Pa	39,20	26,08	38,91	25,90	38,61	25,70	38,31	25,51	38,00	25,30	37,68	25,09	37,35	24,88
Rychlost média	u_TP	m/s	0,3709	0,3698	0,3687	0,3676	0,3665	0,3653	0,3641	0,3629	0,3617	0,3605	0,3593	0,3582	0,3570	0,3559
Rychlost média	u_MP	m/s	6,7146	6,6929	6,6711	6,6490	6,6267	6,6041	6,5813	6,5581	6,5346	6,5108	6,4867	6,4622	6,4372	6,4119
Max. rychlost média	u_MP_max	m/s	17,4751	17,4188	17,3619	17,3044	17,2464	17,1876	17,1281	17,0679	17,0068	16,9448	16,8820	16,8182	16,7533	16,6873
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	W/m2.K	4006,98	3996,60	3986,49	3976,11	3966,01	3955,05	3943,48	3930,00	3916,41	3902,11	3888,71	3875,09	3862,64	3849,82
Součinitel přestupu tepla	alpha_MP	W/m2.K	136,62	125,44	136,47	125,34	136,32	125,24	136,17	125,14	136,01	125,02	135,82	124,87	135,61	124,72
Plocha výměny tepla	A_o	m2	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68
Součinitel prostupu tepla	k	W/m2.K	130,93	120,61	130,77	120,50	130,61	120,39	130,45	120,27	130,27	120,13	130,06	119,97	129,84	119,80
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	°C	32,40	32,85	33,32	33,79	34,28	34,78	35,30	35,82	36,37	36,92	37,49	38,08	38,68	39,30
Předané teplo v řadě	Q	W	91968	85902	94449	88277	97066	90779	99818	93408	102703	96162	105720	99044	108879	102068
Střední teplota stěny trubek	t_w	°C	213,62	211,42	209,40	207,13	205,03	202,69	200,52	198,10	195,86	193,35	191,03	188,44	186,03	183,35
Prandtlovo číslo	Pr_TP		0,888	0,892	0,896	0,899	0,903	0,908	0,914	0,922	0,931	0,939	0,947	0,955	0,962	0,969
Reynoldsovo číslo	Rey_TP		55150,9	54620,1	54106,8	53595,8	53064,1	52489,6	51849,5	51146,7	50415,7	49695,3	49022,5	48413,8	47837,9	47258,6
Nusseltovo číslo	Nus_TP		134,343	133,642	132,983	132,317	131,658	130,969	130,277	129,554	128,826	128,073	127,358	126,677	126,031	125,371
Prandtlovo číslo	Pr_MP		0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,699	0,699
Reynoldsovo číslo	Rey_MP		11068,2	11103,7	11136,2	11173,8	11208,5	11248,5	11285,4	11328,0	11367,3	11412,5	11454,4	11502,5	11546,9	11597,8
Nusseltovo číslo	Nus_MP		84,345	77,630	84,666	77,957	85,010	78,305	85,374	78,674	85,759	79,063	86,163	79,471	86,586	79,897
Hustota	rho_TP	kg/m3	849,3	851,7	854,2	856,8	859,5	862,3	865,1	867,9	870,8	873,7	876,6	879,4	882,2	885,0
Dynamická viskozita	eta_TP	Pa.s	0,000126	0,000127	0,000128	0,000129	0,000131	0,000132	0,000134	0,000135	0,000137	0,000139	0,000141	0,000143	0,000145	0,000147
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	J/kg.K	4639,9	4625,5	4611,3	4597,2	4583,2	4569,5	4555,8	4542,3	4529,0	4515,7	4502,5	4489,3	4476,2	4463,2
Tepelná vodivost	lambda_TP	W/m.K	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Hustota	rho_MP	kg/m3	0,662	0,664	0,666	0,668	0,671	0,673	0,675	0,678	0,680	0,682	0,685	0,688	0,690	0,693
Dynamická viskozita	eta_MP	Pa.s	0,0000275	0,0000274	0,0000274	0,0000273	0,0000272	0,0000272	0,0000271	0,0000270	0,0000270	0,0000269	0,0000268	0,0000268	0,0000267	0,0000266
Měrná tepelná kapacita	cp_MP	J/kg.K	1029,0	1028,6	1028,3	1028,0	1027,6	1027,3	1026,9	1026,5	1026,2	1025,8	1025,4	1025,0	1024,6	1024,2
Tepelná vodivost	lambda_MP	W/m.K	0,04049	0,04040	0,04030	0,04019	0,04009	0,03998	0,03988	0,03976	0,03965	0,03953	0,03941	0,03928	0,03916	0,03902

Řada			15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	°C	177,85	175,25	172,38	169,68	166,70	163,90	160,81	157,90	154,69	151,66	148,33	145,18	141,72	138,44
Teplota na výstupu	t_TP_out	°C	180,62	177,85	175,25	172,38	169,68	166,70	163,90	160,81	157,90	154,69	151,66	148,33	145,18	141,72
Teplota na vstupu do řady	t_MP_in	°C	220,22	218,12	216,15	213,98	211,94	209,70	207,60	205,29	203,11	200,72	198,47	195,99	193,66	191,10
Teplota na výstupu	t_MP_out	°C	218,12	216,15	213,98	211,94	209,70	207,60	205,29	203,11	200,72	198,47	195,99	193,66	191,10	188,68
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_in	Pa	26,83	116,65	26,68	115,90	26,53	115,16	26,38	114,38	26,23	113,56	26,08	112,89	25,98	0,00
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_out	Pa	255,91	256,47	255,03	255,69	254,32	255,05	253,71	254,42	253,03	253,76	252,52	253,55	252,60	253,71
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_MP	Pa	37,01	24,65	36,66	24,42	36,29	24,18	35,91	23,93	35,51	23,66	35,10	23,40	34,68	23,12
Rychlost média	u_TP	m/s	0,3548	0,3537	0,3526	0,3516	0,3505	0,3494	0,3482	0,3470	0,3458	0,3446	0,3435	0,3426	0,3418	0,3409
Rychlost média	u_MP	m/s	6,3861	6,3598	6,3330	6,3057	6,2779	6,2494	6,2204	6,1908	6,1606	6,1300	6,0989	6,0674	6,0354	6,0032
Max. rychlost média	u_MP_max	m/s	16,6201	16,5518	16,4821	16,4111	16,3386	16,2646	16,1890	16,1119	16,0335	15,9538	15,8728	15,7907	15,7076	15,6236
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	W/m2.K	3836,80	3821,84	3806,39	3789,38	3771,69	3752,29	3733,10	3712,61	3691,94	3670,08	3648,27	3623,84	3599,30	3573,17
Součinitel přestupu tepla	alpha_MP	W/m2.K	135,39	124,56	135,16	124,40	134,95	124,27	134,77	124,17	134,62	124,10	134,50	124,06	134,40	124,02
Plocha výměny tepla	A_o	m2	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68
Součinitel prostupu tepla	k	W/m2.K	129,60	119,63	129,36	119,45	129,12	119,29	128,90	119,15	128,71	119,04	128,55	118,94	128,38	118,85
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	°C	39,93	40,58	41,25	41,93	42,63	43,35	44,09	44,84	45,62	46,42	47,23	48,07	48,93	49,81
Předané teplo v řadě	Q	W	112193	105242	115670	108580	119332	112104	123204	115835	127300	119783	131627	123953	136182	128339
Střední teplota stěny trubek	t_w	°C	180,86	178,08	175,50	172,62	169,94	166,95	164,18	161,08	158,20	154,98	151,99	148,64	145,54	142,06
Prandtlovo číslo	Pr_TP		0,977	0,987	0,999	1,012	1,027	1,043	1,060	1,078	1,097	1,118	1,139	1,164	1,190	1,218
Reynoldsovo číslo	Rey_TP		46637,7	45955,6	45217,3	44433,7	43614,0	42771,3	41917,8	41067,2	40222,5	39371,1	38497,2	37593,1	36669,0	35741,7
Nusseltovo číslo	Nus_TP		124,718	124,034	123,334	122,582	121,845	121,074	120,309	119,516	118,765	117,976	117,188	116,370	115,549	114,676
Prandtlovo číslo	Pr_MP		0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699
Reynoldsovo číslo	Rey_MP		11644,6	11698,0	11747,0	11802,7	11853,6	11911,4	11964,2	12024,7	12080,5	12145,0	12205,1	12275,3	12341,5	12419,1
Nusseltovo číslo	Nus_MP		87,027	80,342	87,488	80,808	87,970	81,294	88,476	81,806	89,011	82,353	89,586	82,943	90,211	83,587
Hustota	rho_TP	kg/m3	887,8	890,5	893,3	896,0	898,8	901,6	904,6	907,7	911,0	914,1	917,0	919,3	921,5	923,9
Dynamická viskozita	eta_TP	Pa.s	0,000149	0,000151	0,000153	0,000156	0,000159	0,000162	0,000165	0,000169	0,000172	0,000176	0,000180	0,000184	0,000189	0,000194
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	J/kg.K	4450,4	4437,8	4425,4	4413,4	4401,6	4390,1	4378,8	4367,6	4356,6	4345,7	4335,0	4324,7	4314,8	4305,2
Tepelná vodivost	lambda_TP	W/m.K	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Hustota	rho_MP	kg/m3	0,696	0,699	0,702	0,705	0,708	0,711	0,714	0,718	0,721	0,725	0,729	0,732	0,736	0,740
Dynamická viskozita	eta_MP	Pa.s	0,0000266	0,0000265	0,0000264	0,0000263	0,0000262	0,0000262	0,0000261	0,0000260	0,0000259	0,0000258	0,0000257	0,0000256	0,0000256	0,0000255
Měrná tepelná kapacita	cp_MP	J/kg.K	1023,8	1023,3	1022,9	1022,5	1022,1	1021,8	1021,4	1021,0	1020,7	1020,4	1020,0	1019,7	1019,3	1019,0
Tepelná vodivost	lambda_MP	W/m.K	0,03889	0,03876	0,03862	0,03849	0,03835	0,03822	0,03808	0,03795	0,03781	0,03767	0,03753	0,03739	0,03725	0,03709

P6 - Výsledky výpočtu případu Case 3 po řadách v programu Maple

Řada			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	°C	192,43	190,33	188,06	185,98	183,74	181,69	179,49	177,47	175,29	173,30	171,16	169,19	167,08	165,13
Teplota na výstupu	t_TP_out	°C	194,73	192,43	190,33	188,06	185,98	183,74	181,69	179,49	177,47	175,29	173,30	171,16	169,19	167,08
Teplota na vstupu do řady	t_MP_in	°C	245,00	242,28	239,80	237,13	234,69	232,06	229,67	227,09	224,74	222,21	219,89	217,41	215,13	212,68
Teplota na výstupu	t_MP_out	°C	242,28	239,80	237,13	234,69	232,06	229,67	227,09	224,74	222,21	219,89	217,41	215,13	212,68	210,44
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_in	Pa	63,95	280,97	63,62	279,47	63,31	278,01	63,01	276,58	62,71	275,23	62,44	273,96	62,19	272,75
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_out	Pa	590,44	591,66	588,20	589,47	586,03	587,26	583,86	585,16	581,90	583,36	580,24	581,83	578,81	580,47
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_MP	Pa	38,97	25,89	38,54	25,61	38,12	25,35	37,71	25,09	37,31	24,83	36,91	24,58	36,52	24,32
Rychlost média	u_TP	m/s	0,5559	0,5542	0,5526	0,5510	0,5496	0,5481	0,5467	0,5454	0,5441	0,5428	0,5416	0,5403	0,5391	0,5380
Rychlost média	u_MP	m/s	6,7002	6,6665	6,6332	6,6004	6,5680	6,5359	6,5041	6,4726	6,4413	6,4102	6,3794	6,3486	6,3180	6,2875
Max. rychlost média	u_MP_max	m/s	17,4378	17,3499	17,2633	17,1779	17,0935	17,0100	16,9273	16,8453	16,7639	16,6831	16,6027	16,5227	16,4431	16,3637
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	W/m2.K	5467,99	5449,94	5433,42	5416,95	5402,20	5387,32	5373,13	5357,43	5341,67	5324,70	5308,10	5290,42	5272,62	5253,84
Součinitel přestupu tepla	alpha_MP	W/m2.K	139,01	127,65	138,51	127,22	138,00	126,78	137,47	126,31	136,90	125,82	136,33	125,33	135,77	124,86
Plocha výměny tepla	A_o	m2	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68
Součinitel prostupu tepla	k	W/m2.K	134,48	123,81	134,00	123,40	133,50	122,96	132,98	122,50	132,43	122,02	131,87	121,54	131,33	121,08
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	°C	50,06	49,66	49,27	48,89	48,51	48,15	47,79	47,44	47,09	46,75	46,42	46,09	45,77	45,46
Předané teplo v řadě	Q	W	145943	133295	143127	130783	140412	128353	137774	125983	135202	123679	132713	121455	130317	119322
Střední teplota stěny trubek	t_w	°C	195,10	192,77	190,68	188,39	186,33	184,07	182,04	179,81	177,81	175,61	173,64	171,47	169,53	167,39
Prandtlovo číslo	Pr_TP		0,934	0,941	0,949	0,955	0,961	0,966	0,973	0,980	0,988	0,997	1,006	1,016	1,027	1,039
Reynoldsovo číslo	Rey_TP		77180,9	76189,7	75289,3	74482,0	73730,0	72996,4	72249,1	71461,4	70631,8	69769,4	68884,0	67981,8	67072,2	66162,5
Nusseltovo číslo	Nus_TP		179,730	178,777	177,905	177,079	176,315	175,550	174,812	174,069	173,342	172,579	171,832	171,052	170,328	169,580
Prandtlovo číslo	Pr_MP		0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,698	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699
Reynoldsovo číslo	Rey_MP		11414,3	11453,2	11487,8	11527,9	11563,5	11604,5	11640,7	11682,1	11718,4	11759,6	11795,6	11836,2	11871,5	11911,1
Nusseltovo číslo	Nus_MP		85,960	79,236	86,308	79,581	86,660	79,929	87,013	80,275	87,362	80,618	87,708	80,957	88,050	81,291
Hustota	rho_TP	kg/m3	871,8	874,4	876,9	879,4	881,8	884,1	886,4	888,6	890,7	892,8	894,8	896,8	898,8	900,8
Dynamická viskozita	eta_TP	Pa.s	0,000138	0,000140	0,000142	0,000143	0,000145	0,000146	0,000148	0,000149	0,000151	0,000153	0,000155	0,000157	0,000159	0,000161
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	J/kg.K	4524,4	4512,4	4500,7	4489,3	4478,1	4467,3	4456,9	4446,7	4437,0	4427,6	4418,5	4409,7	4401,3	4393,2
Tepelná vodivost	lambda_TP	W/m.K	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Hustota	rho_MP	kg/m3	0,663	0,667	0,670	0,673	0,677	0,680	0,683	0,686	0,690	0,693	0,697	0,700	0,703	0,707
Dynamická viskozita	eta_MP	Pa.s	0,0000274	0,0000273	0,0000273	0,0000272	0,0000271	0,0000270	0,0000269	0,0000268	0,0000267	0,0000266	0,0000265	0,0000264	0,0000264	0,0000263
Měrná tepelná kapacita	cp_MP	J/kg.K	1028,7	1028,2	1027,7	1027,2	1026,7	1026,2	1025,7	1025,1	1024,6	1024,1	1023,6	1023,2	1022,7	1022,3
Tepelná vodivost	lambda_MP	W/m.K	0,04043	0,04028	0,04012	0,03997	0,03981	0,03965	0,03950	0,03934	0,03918	0,03902	0,03886	0,03870	0,03855	0,03840

Řada			15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	°C	163,05	161,13	159,08	157,19	155,16	153,29	151,29	149,45	147,47	145,65	143,70	141,91	139,98	138,20
Teplota na výstupu	t_TP_out	°C	165,13	163,05	161,13	159,08	157,19	155,16	153,29	151,29	149,45	147,47	145,65	143,70	141,91	139,98
Teplota na vstupu do řady	t_MP_in	°C	210,44	208,04	205,83	203,47	201,29	198,97	196,83	194,54	192,43	190,18	188,10	185,88	183,84	181,64
Teplota na výstupu	t_MP_out	°C	208,04	205,83	203,47	201,29	198,97	196,83	194,54	192,43	190,18	188,10	185,88	183,84	181,64	179,63
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_in	Pa	61,95	271,55	61,71	270,33	61,46	269,12	61,23	268,06	61,05	267,25	60,92	266,54	60,79	0,00
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_out	Pa	577,50	579,18	576,21	577,85	574,86	576,54	573,69	575,58	573,02	575,20	572,84	575,11	572,70	574,81
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_MP	Pa	36,13	24,07	35,75	23,83	35,37	23,58	34,99	23,35	34,63	23,11	34,28	22,89	33,93	22,67
Rychlost média	u_TP	m/s	0,5368	0,5356	0,5343	0,5331	0,5319	0,5307	0,5296	0,5286	0,5278	0,5270	0,5263	0,5256	0,5249	0,5240
Rychlost média	u_MP	m/s	6,2571	6,2269	6,1967	6,1668	6,1371	6,1077	6,0786	6,0499	6,0215	5,9935	5,9659	5,9387	5,9116	5,8848
Max. rychlost média	u_MP_max	m/s	16,2846	16,2058	16,1274	16,0495	15,9723	15,8957	15,8200	15,7452	15,6713	15,5985	15,5267	15,4557	15,3854	15,3156
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	W/m2.K	5235,88	5217,18	5199,45	5180,41	5162,32	5143,54	5125,55	5106,68	5087,94	5068,11	5049,01	5029,09	5010,06	4990,02
Součinitel přestupu tepla	alpha_MP	W/m2.K	135,24	124,43	134,76	124,03	134,32	123,66	133,89	123,31	133,47	122,95	133,05	122,59	132,61	122,21
Plocha výměny tepla	A_o	m2	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68
Součinitel prostupu tepla	k	W/m2.K	130,81	120,65	130,34	120,26	129,89	119,90	129,47	119,54	129,06	119,18	128,63	118,82	128,19	118,44
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	°C	45,15	44,84	44,54	44,25	43,96	43,67	43,39	43,12	42,84	42,58	42,31	42,05	41,80	41,54
Předané teplo v řadě	Q	W	128031	117294	125860	115365	123788	113519	121799	111740	119874	110013	117998	108327	116162	106674
Střední teplota stěny trubek	t_w	°C	165,47	163,36	161,47	159,39	157,53	155,47	153,63	151,60	149,79	147,79	145,99	144,02	142,25	140,29
Prandtlovo číslo	Pr_TP		1,050	1,062	1,074	1,086	1,098	1,111	1,123	1,137	1,151	1,165	1,180	1,195	1,210	1,226
Reynoldsovo číslo	Rey_TP		65260,9	64373,0	63504,8	62658,8	61830,4	61012,3	60199,4	59386,2	58570,0	57753,3	56941,6	56139,2	55349,1	54575,4
Nusseltovo číslo	Nus_TP		168,861	168,120	167,412	166,719	166,061	165,381	164,729	164,048	163,410	162,746	162,106	161,440	160,803	160,159
Prandtlovo číslo	Pr_MP		0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,700	0,700	0,700
Reynoldsovo číslo	Rey_MP		11945,3	11983,9	12017,4	12055,8	12089,3	12128,1	12162,4	12202,4	12238,1	12279,7	12317,2	12360,3	12398,8	12442,6
Nusseltovo číslo	Nus_MP		88,386	81,620	88,720	81,948	89,055	82,280	89,396	82,620	89,747	82,971	90,110	83,334	90,482	83,702
Hustota	rho_TP	kg/m3	902,8	904,8	906,9	909,0	911,1	913,1	915,0	916,7	918,2	919,5	920,7	921,9	923,3	924,8
Dynamická viskozita	eta_TP	Pa.s	0,000163	0,000166	0,000168	0,000170	0,000172	0,000175	0,000177	0,000180	0,000182	0,000185	0,000187	0,000190	0,000193	0,000195
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	J/kg.K	4385,4	4377,8	4370,4	4363,2	4356,1	4349,3	4342,6	4336,2	4330,0	4324,1	4318,4	4312,9	4307,6	4302,5
Tepelná vodivost	lambda_TP	W/m.K	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Hustota	rho_MP	kg/m3	0,710	0,714	0,717	0,721	0,724	0,728	0,731	0,734	0,738	0,741	0,745	0,748	0,752	0,755
Dynamická viskozita	eta_MP	Pa.s	0,0000262	0,0000261	0,0000260	0,0000259	0,0000258	0,0000258	0,0000257	0,0000256	0,0000255	0,0000254	0,0000253	0,0000253	0,0000252	0,0000251
Měrná tepelná kapacita	cp_MP	J/kg.K	1021,9	1021,5	1021,1	1020,8	1020,4	1020,1	1019,8	1019,5	1019,2	1018,9	1018,6	1018,2	1017,9	1017,6
Tepelná vodivost	lambda_MP	W/m.K	0,03825	0,03811	0,03797	0,03784	0,03771	0,03757	0,03744	0,03731	0,03718	0,03705	0,03691	0,03678	0,03664	0,03650

P7 - Výsledky výpočtu případu Case 4 po řadách v programu Maple

Řada			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	°C	144,55	143,92	143,36	142,85	142,40	141,99	141,63	141,30	141,00	140,73	140,49	140,27	140,07	139,90
Teplota na výstupu	t_TP_out	°C	145,25	144,55	143,92	143,36	142,85	142,40	141,99	141,63	141,30	141,00	140,73	140,49	140,27	140,07
Teplota na vstupu do řady	t_MP_in	°C	245,60	235,01	225,52	217,02	209,38	202,52	196,35	190,79	185,79	181,27	177,20	173,52	170,19	167,18
Teplota na výstupu	t_MP_out	°C	235,01	225,52	217,02	209,38	202,52	196,35	190,79	185,79	181,27	177,20	173,52	170,19	167,18	164,46
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_in	Pa	61,02	267,21	60,99	267,04	60,96	266,90	60,94	266,77	60,92	266,67	60,91	266,58	60,89	266,50
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_out	Pa	573,75	576,00	573,83	576,06	573,88	576,10	573,91	576,12	573,92	576,13	573,92	576,12	573,91	576,11
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_MP	Pa	0,23	0,15	0,22	0,15	0,21	0,14	0,21	0,14	0,20	0,14	0,20	0,13	0,20	0,13
Rychlost média	u_TP	m/s	0,5264	0,5262	0,5260	0,5258	0,5256	0,5254	0,5252	0,5251	0,5250	0,5248	0,5247	0,5246	0,5245	0,5244
Rychlost média	u_MP	m/s	0,4983	0,4887	0,4801	0,4723	0,4652	0,4587	0,4530	0,4478	0,4433	0,4392	0,4355	0,4321	0,4290	0,4262
Max. rychlost média	u_MP_max	m/s	1,2969	1,2718	1,2494	1,2291	1,2106	1,1938	1,1788	1,1655	1,1537	1,1430	1,1333	1,1245	1,1165	1,1092
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	W/m2.K	5047,78	5040,66	5034,28	5028,56	5023,43	5018,83	5014,68	5010,95	5007,60	5004,57	5001,84	4999,38	4997,16	4995,14
Součinitel přestupu tepla	alpha_MP	W/m2.K	20,67	20,49	20,32	20,17	20,04	19,92	19,82	19,73	19,64	19,56	19,49	19,42	19,36	19,31
Plocha výměny tepla	A_o	m2	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68
Součinitel prostupu tepla	k	W/m2.K	20,56	20,38	20,21	20,06	19,93	19,82	19,72	19,63	19,54	19,46	19,39	19,32	19,26	19,21
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	°C	95,32	85,96	77,56	70,03	63,27	57,19	51,72	46,79	42,35	38,34	34,72	31,45	28,49	25,82
Předané teplo v řadě	Q	W	42480	37976	33987	30459	27341	24576	22112	19911	17941	16177	14594	13173	11897	10751
Střední teplota stěny trubek	t_w	°C	145,37	144,66	144,02	143,45	142,93	142,47	142,06	141,69	141,35	141,05	140,78	140,53	140,31	140,11
Prandtlovo číslo	Pr_TP		1,178	1,184	1,188	1,193	1,197	1,200	1,203	1,206	1,209	1,211	1,213	1,215	1,217	1,218
Reynoldsovo číslo	Rey_TP		57036,1	56750,3	56495,1	56267,0	56063,0	55880,1	55716,1	55568,8	55436,4	55317,4	55210,1	55113,4	55026,2	54947,6
Nusseltovo číslo	Nus_TP		162,070	161,832	161,618	161,427	161,256	161,102	160,964	160,839	160,727	160,626	160,535	160,452	160,378	160,311
Prandtlovo číslo	Pr_MP		0,698	0,698	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,699	0,700	0,700	0,700	0,701	0,701	0,701
Reynoldsovo číslo	Rey_MP		792,1	802,7	812,7	821,9	830,5	838,3	845,5	852,2	858,3	864,0	869,2	874,0	878,4	882,4
Nusseltovo číslo	Nus_MP		12,842	12,928	13,014	13,094	13,163	13,224	13,280	13,333	13,384	13,431	13,476	13,516	13,553	13,586
Hustota	rho_TP	kg/m3	920,5	921,0	921,4	921,7	922,0	922,3	922,6	922,9	923,1	923,3	923,5	923,7	923,9	924,0
Dynamická viskozita	eta_TP	Pa.s	0,000187	0,000188	0,000189	0,000189	0,000190	0,000191	0,000191	0,000192	0,000192	0,000193	0,000193	0,000193	0,000194	0,000194
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	J/kg.K	4319,0	4317,0	4315,3	4313,7	4312,4	4311,1	4310,0	4309,1	4308,2	4307,4	4306,7	4306,0	4305,5	4305,0
Tepelná vodivost	lambda_TP	W/m.K	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Hustota	rho_MP	kg/m3	0,667	0,681	0,693	0,704	0,715	0,725	0,734	0,743	0,750	0,757	0,764	0,770	0,775	0,780
Dynamická viskozita	eta_MP	Pa.s	0,0000273	0,0000270	0,0000266	0,0000263	0,0000261	0,0000258	0,0000256	0,0000254	0,0000252	0,0000250	0,0000249	0,0000248	0,0000246	0,0000245
Měrná tepelná kapacita	cp_MP	J/kg.K	1028,1	1026,1	1024,2	1022,6	1021,3	1020,3	1019,5	1018,8	1018,1	1017,4	1016,8	1016,3	1015,8	1015,4
Tepelná vodivost	lambda_MP	W/m.K	0,04023	0,03962	0,03903	0,03850	0,03805	0,03766	0,03732	0,03699	0,03669	0,03641	0,03615	0,03592	0,03571	0,03553

Řada			15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Teplota na vstupu do řady	t_TP_in	°C	139,73	139,59	139,46	139,34	139,23	139,13	139,04	138,96	138,89	138,82	138,76	138,70	138,66	138,61
Teplota na výstupu	t_TP_out	°C	139,90	139,73	139,59	139,46	139,34	139,23	139,13	139,04	138,96	138,89	138,82	138,76	138,70	138,66
Teplota na vstupu do řady	t_MP_in	°C	164,46	162,00	159,78	157,76	155,94	154,28	152,79	151,43	150,20	149,08	148,07	147,16	146,32	145,57
Teplota na výstupu	t_MP_out	°C	162,00	159,78	157,76	155,94	154,28	152,79	151,43	150,20	149,08	148,07	147,16	146,32	145,57	144,88
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_in	Pa	60,88	266,43	60,87	266,38	60,86	266,33	60,85	266,29	60,84	266,26	60,84	266,24	60,83	0,00
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_TP_out	Pa	573,89	576,09	573,88	576,08	573,86	576,06	573,85	576,05	573,84	576,04	573,83	576,03	573,82	576,02
Tlaková ztráta od posledního bodu	dp_MP	Pa	0,19	0,13	0,19	0,13	0,19	0,13	0,19	0,13	0,19	0,13	0,19	0,13	0,19	0,13
Rychlost média	u_TP	m/s	0,5244	0,5243	0,5242	0,5242	0,5241	0,5241	0,5240	0,5240	0,5239	0,5239	0,5239	0,5238	0,5238	0,5238
Rychlost média	u_MP	m/s	0,4236	0,4213	0,4192	0,4173	0,4156	0,4141	0,4127	0,4114	0,4103	0,4093	0,4084	0,4075	0,4068	0,4061
Max. rychlost média	u_MP_max	m/s	1,1025	1,0965	1,0910	1,0861	1,0816	1,0776	1,0740	1,0707	1,0678	1,0652	1,0628	1,0606	1,0587	1,0569
Součinitel přestupu tepla	alpha_TP	W/m2.K	4993,26	4991,56	4990,02	4988,63	4987,37	4986,23	4985,20	4984,26	4983,41	4982,64	4981,94	4981,31	4980,74	4980,22
Součinitel přestupu tepla	alpha_MP	W/m2.K	19,26	19,21	19,17	19,14	19,10	19,07	19,05	19,02	19,00	18,98	18,96	18,94	18,93	18,91
Plocha výměny tepla	A_o	m2	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68	21,68
Součinitel prostupu tepla	k	W/m2.K	19,16	19,12	19,08	19,04	19,01	18,98	18,95	18,93	18,90	18,88	18,87	18,85	18,83	18,82
Střední logaritmický teplotní spád	dTm	°C	23,40	21,21	19,23	17,44	15,82	14,35	13,01	11,81	10,71	9,72	8,82	8,00	7,26	6,59
Předané teplo v řadě	Q	W	9720	8791	7954	7199	6518	5902	5347	4844	4390	3979	3606	3269	2964	2688
Střední teplota stěny trubek	t_w	°C	139,92	139,76	139,61	139,48	139,35	139,24	139,14	139,05	138,97	138,90	138,83	138,77	138,71	138,66
Prandtlovo číslo	Pr_TP		1,220	1,221	1,222	1,224	1,225	1,225	1,226	1,227	1,228	1,228	1,229	1,229	1,230	1,230
Reynoldsovo číslo	Rey_TP		54876,6	54812,5	54754,6	54702,2	54654,8	54611,9	54573,0	54537,8	54506,0	54477,1	54450,9	54427,1	54405,6	54386,1
Nusseltovo číslo	Nus_TP		160,253	160,201	160,153	160,110	160,072	160,036	160,005	159,976	159,950	159,926	159,904	159,885	159,867	159,851
Prandtlovo číslo	Pr_MP		0,701	0,701	0,701	0,701	0,702	0,702	0,702	0,702	0,702	0,702	0,702	0,702	0,702	0,702
Reynoldsovo číslo	Rey_MP		886,1	889,4	892,5	895,3	897,9	900,2	902,3	904,3	906,0	907,6	909,1	910,4	911,6	912,7
Nusseltovo číslo	Nus_MP		13,616	13,643	13,668	13,691	13,711	13,730	13,747	13,762	13,776	13,789	13,800	13,811	13,820	13,829
Hustota	rho_TP	kg/m3	924,2	924,3	924,4	924,5	924,6	924,7	924,8	924,9	924,9	925,0	925,0	925,1	925,1	925,2
Dynamická viskozita	eta_TP	Pa.s	0,000194	0,000195	0,000195	0,000195	0,000195	0,000195	0,000195	0,000195	0,000196	0,000196	0,000196	0,000196	0,000196	0,000196
Měrná tepelná kapacita	cp_TP	J/kg.K	4304,5	4304,1	4303,7	4303,4	4303,1	4302,8	4302,5	4302,3	4302,1	4301,9	4301,7	4301,6	4301,4	4301,3
Tepelná vodivost	lambda_TP	W/m.K	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Hustota	rho_MP	kg/m3	0,785	0,789	0,793	0,797	0,800	0,803	0,806	0,808	0,811	0,813	0,815	0,816	0,818	0,819
Dynamická viskozita	eta_MP	Pa.s	0,0000244	0,0000243	0,0000242	0,0000242	0,0000241	0,0000240	0,0000240	0,0000239	0,0000239	0,0000238	0,0000238	0,0000238	0,0000237	0,0000237
Měrná tepelná kapacita	cp_MP	J/kg.K	1015,0	1014,6	1014,3	1014,0	1013,8	1013,5	1013,3	1013,1	1012,9	1012,8	1012,6	1012,5	1012,4	1012,3
Tepelná vodivost	lambda_MP	W/m.K	0,03536	0,03520	0,03507	0,03494	0,03483	0,03473	0,03464	0,03455	0,03448	0,03441	0,03435	0,03429	0,03424	0,03419

P8 - Výsledky výpočtu případu Case 1 v programu HTRI

HTRI		Output Summary		Page 1		
		Released to the following organization:				
		VUT				
		Kilkovsky				
Xace Ver. 7 SP1 13. 5. 2015 12:27 SN: 01016-1007468327				SI Units		
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow						
No Data Check Messages.						
See Runtime Message Report for Warning Messages.						
Process Conditions		Outside		Tubeside		
Fluid name	Spaliny			Voda		
Fluid condition			Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)		10,000		14,000	
Weight fraction vapor, In/Out		1,0000	1,0000	0,0000	0,0000	
Temperature, In/Out	(Deg C)	245,00	151,25	138,50	153,18	
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	138,65	154,07	138,63	153,96	
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	98,410	98,383	2500,0	2475,9	
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,028	0,000	24,064	0,000	
Midpoint velocity	(m/s)		3,06		0,52	
- In/Out	(m/s)			0,52	0,53	
Heat transfer safety factor	(--)		1,0000		1,0000	
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000	
		Exchanger Performance				
Outside film coef	(W/m2-K)	40,01	Actual U	(W/m2-K)	39,581	
Tubeside film coef	(W/m2-K)	4770,1	Required U	(W/m2-K)	39,705	
Clean coef	(W/m2-K)	39,581	Area	(m2)	606,98	
Hot regime		Sens. Gas	Overdesign	(%)	-0,31	
Cold regime		Sens. Liquid	Tube Geometry			
EMTD	(Deg C)	40,1	Tube type		Plain	
Duty	(MegaWatts)	0,967	Tube OD	(mm)	25,000	
Unit Geometry			Tube ID	(mm)	22,000	
Bays in parallel per unit		1	Length	(m)	3,800	
Bundles parallel per bay		1	Area ratio(out/in)	(--)	1,1364	
Extended area	(m2)	606,98	Layout		Inline	
Bare area	(m2)	606,98	Trans pitch	(mm)	40,600	
Bundle width	(m)	3,100	Long pitch	(mm)	50,500	
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)	28
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--)	28
Diameter	(mm)	102,26	102,26	Tubecount	(--)	2128
Velocity	(m/s)	1,83	1,87	Tubecount Odd/Even	(--)	76 / 76
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3126,5	3182,7	Material		Carbon steel
Pressure drop	(kPa)	1,720	1,114	Fin Geometry		
Fan Geometry			Type		None	
No/bay	(--)		Fins/length	(fin/meter)		
Fan ring type			Fin root	(mm)		
Diameter	(m)		Height	(mm)		
Ratio, Fan/bundle face area	(--)	0,000	Base thickness	(mm)		
Driver power	(kW)		Over fin	(mm)		
Tip clearance	(mm)		Efficiency	(%)		
Efficiency	(%)		Area ratio (fin/bare)	(--)		
Airside Velocities		Actual	Standard	Thermal Resistance; %		
Face	(m/s)	1,28		Air	98,93	
Maximum	(m/s)	3,51		Tube	0,94	
Flow	(100 m3/min)	9,075		Fouling	0,00	
Velocity pressure	(Pa)	0,00		Metal	0,12	
Bundle pressure drop	(Pa)	27,60		Bond	0,00	
Bundle flow fraction	(--)	1,000		Airside Pressure Drop; %		
Bundle	100,00			Louvers	0,00	
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00	
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00	

P9 - Výsledky výpočtu případu Case 2 v programu HTRI

HTRI		Output Summary		Page 1	
		Released to the following organization:			
		VUT			
		Kilkovsky			
Xace Ver. 7 SP1 14. 5. 2015 9:17 SN: 01016-1007468327				SI Units	
Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow					
No Data Check Messages.					
See Runtime Message Report for Warning Messages.					
Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name	Spaliny			Voda	
Fluid condition			Sens. Gas		Sens. Liquid
Total flow rate	(kg/s)		52,100		9,100
Weight fraction vapor, In/Out		1,0000	1,0000	0,0000	0,0000
Temperature, In/Out	(Deg C)	245,00	186,00	138,50	213,41
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	141,08	214,66	140,88	214,52
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	98,410	97,483	2500,0	2486,7
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,928	0,000	13,258	0,000
Midpoint velocity	(m/s)		17,47		0,36
- In/Out	(m/s)			0,34	0,37
Heat transfer safety factor	(--)		1,0000		1,0000
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000
		Exchanger Performance			
Outside film coef	(W/m2-K)	144,70	Actual U	(W/m2-K)	138,026
Tubeside film coef	(W/m2-K)	3745,9	Required U	(W/m2-K)	136,815
Clean coef	(W/m2-K)	138,026	Area	(m2)	606,98
Hot regime	Sens. Gas		Overdesign	(%)	0,89
Cold regime	Sens. Liquid		Tube Geometry		
EMTD	(Deg C)	38,3	Tube type		Plain
Duty	(MegaWatts)	3,179	Tube OD	(mm)	25,000
Unit Geometry			Tube ID	(mm)	22,000
Bays in parallel per unit		1	Length	(m)	3,800
Bundles parallel per bay		1	Area ratio(out/in)	(--)	1,1364
Extended area	(m2)	606,98	Layout		Inline
Bare area	(m2)	606,98	Trans pitch	(mm)	40,600
Bundle width	(m)	3,100	Long pitch	(mm)	50,500
Nozzle	Inlet	Outlet	Number of passes	(--)	28
Number	(--)	1	Number of rows	(--)	28
Diameter	(mm)	77,927	Tube count	(--)	2128
Velocity	(m/s)	2,05	Tube count Odd/Even	(--)	76 / 76
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3917,0	Material		Carbon steel
Pressure drop	(kPa)	2,155	1,503	Fin Geometry	
Fan Geometry			Type		None
No/bay	(--)		Fins/length	(fin/meter)	
Fan ring type			Fin root	(mm)	
Diameter	(m)	0,000	Height	(mm)	
Ratio, Fan/bundle face area	(--)		Base thickness	(mm)	
Driver power	(kW)	0,00	Over fin	(mm)	
Tip clearance	(mm)	0,000	Efficiency	(%)	
Efficiency	(%)	0,0000	Area ratio (fin/bare)	(--)	
Airside Velocities		Actual	Standard	Thermal Resistance; %	
Face	(m/s)	6,69		Air	95,39
Maximum	(m/s)	18,30		Tube	4,19
Flow	(100 m3/min)	47,282		Fouling	0,00
Velocity pressure	(Pa)	0,00		Metal	0,43
Bundle pressure drop	(Pa)	927,48		Bond	0,00
Bundle flow fraction	(--)	1,000			
Bundle	100,00	Airside Pressure Drop; %		Louvers	0,00
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00

P10 Výsledky výpočtu případu Case 3 v programu HTRI

HTRI		Output Summary		Page 1		
		Released to the following organization:				
		VUT				
		Kilkovsky				
Xace Ver. 7 SP1 14. 5. 2015 9:14 SN: 01016-1007468327				SI Units		
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow						
No Data Check Messages.						
See Runtime Message Report for Warning Messages.						
Process Conditions		Outside		Tubeside		
Fluid name	Spaliny			Voda		
Fluid condition			Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)		52,100		14,000	
Weight fraction vapor, In/Out		1,0000	1,0000	0,0000	0,0000	
Temperature, In/Out	(Deg C)	245,00	176,43	138,50	195,92	
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	140,01	196,08	139,85	195,86	
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	98,410	97,500	2500,0	2475,7	
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,910	0,000	24,291	0,000	
Midpoint velocity	(m/s)		17,11		0,54	
- In/Out	(m/s)			0,52	0,56	
Heat transfer safety factor	(--)		1,0000		1,0000	
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000	
		Exchanger Performance				
Outside film coef	(W/m2-K)	143,79	Actual U	(W/m2-K)	138,678	
Tubeside film coef	(W/m2-K)	5042,6	Required U	(W/m2-K)	138,420	
Clean coef	(W/m2-K)	138,678	Area	(m2)	606,98	
Hot regime		Sens. Gas	Overdesign	(%)	0,19	
Cold regime		Sens. Liquid	Tube Geometry			
EMTD	(Deg C)	44,0	Tube type		Plain	
Duty	(MegaWatts)	3,693	Tube OD	(mm)	25,000	
Unit Geometry			Tube ID	(mm)	22,000	
Bays in parallel per unit		1	Length	(m)	3,800	
Bundles parallel per bay		1	Area ratio(out/in)	(--)	1,1364	
Extended area	(m2)	606,98	Layout		Inline	
Bare area	(m2)	606,98	Trans pitch	(mm)	40,600	
Bundle width	(m)	3,100	Long pitch	(mm)	50,500	
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)	28
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--)	28
Diameter	(mm)	102,26	102,26	Tubecount	(--)	2128
Velocity	(m/s)	1,83	1,97	Tubecount Odd/Even	(--)	76 / 76
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3126,5	3352,5	Material		Carbon steel
Pressure drop	(kPa)	1,720	1,174	Fin Geometry		
Fan Geometry			Type		None	
No/bay	(--)		Fins/length	(fin/meter)		
Fan ring type			Fin root	(mm)		
Diameter	(m)	0,000	Height	(mm)		
Ratio, Fan/bundle face area	(--)		Base thickness	(mm)		
Driver power	(kW)	0,00	Over fin	(mm)		
Tip clearance	(mm)	0,000	Efficiency	(%)		
Efficiency	(%)	0,0000	Area ratio (fin/bare)	(--)		
Airside Velocities		Actual	Standard	Thermal Resistance; %		
Face	(m/s)	6,69		Air	96,45	
Maximum	(m/s)	18,30		Tube	3,13	
Flow	(100 m3/min)	47,282		Fouling	0,00	
Velocity pressure	(Pa)	0,00		Metal	0,43	
Bundle pressure drop	(Pa)	910,37		Bond	0,00	
Bundle flow fraction	(--)	1,000		Airside Pressure Drop; %		
Bundle	100,00		Louvers		0,00	
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00	
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00	

P11 Výsledky výpočtu případu Case 4 v programu HTRI

HTRI		Output Summary		Page 1		
		Released to the following organization:				
		VUT				
		Kilkovsky				
Xace Ver. 7 SP1 14. 5. 2015 9:15 SN: 01016-1007468327				SI Units		
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow						
No Data Check Messages.						
See Runtime Message Report for Warning Messages.						
Process Conditions		Outside		Tubeside		
Fluid name	Spaliny			Voda		
Fluid condition			Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)		3,900		14,000	
Weight fraction vapor, In/Out		1,0000	1,0000	0,0000	0,0000	
Temperature, In/Out	(Deg C)	245,00	145,23	138,50	144,95	
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	138,54	145,06	138,54	145,01	
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	98,410	98,406	2500,0	2476,0	
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	3,79e-3	0,000	24,032	0,000	
Midpoint velocity	(m/s)		1,16		0,52	
- In/Out	(m/s)			0,52	0,53	
Heat transfer safety factor	(--)		1,0000		1,0000	
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000	
		Exchanger Performance				
Outside film coef	(W/m2-K)	19,01	Actual U	(W/m2-K)	18,908	
Tubeside film coef	(W/m2-K)	4729,3	Required U	(W/m2-K)	19,035	
Clean coef	(W/m2-K)	18,908	Area	(m2)	606,98	
Hot regime		Sens. Gas	Overdesign	(%)	-0,67	
Cold regime		Sens. Liquid	Tube Geometry			
EMTD	(Deg C)	34,7	Tube type		Plain	
Duty	(MegaWatts)	0,401	Tube OD	(mm)	25,000	
Unit Geometry			Tube ID	(mm)	22,000	
Bays in parallel per unit		1	Length	(m)	3,800	
Bundles parallel per bay		1	Area ratio(out/in)	(--)	1,1364	
Extended area	(m2)	606,98	Layout		Inline	
Bare area	(m2)	606,98	Trans pitch	(mm)	40,600	
Bundle width	(m)	3,100	Long pitch	(mm)	50,500	
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)	28
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--)	28
Diameter	(mm)	102,26	102,26	Tubecount	(--)	2128
Velocity	(m/s)	1,83	1,85	Tubecount Odd/Even	(--)	76 / 76
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3126,5	3149,5	Material		Carbon steel
Pressure drop	(kPa)	1,720	1,102	Fin Geometry		
Fan Geometry				Type		None
No/bay	(--)			Fins/length	(fin/meter)	
Fan ring type				Fin root	(mm)	
Diameter	(m)		0,000	Height	(mm)	
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Base thickness	(mm)	
Driver power	(kW)		0,00	Over fin	(mm)	
Tip clearance	(mm)		0,000	Efficiency	(%)	
Efficiency	(%)		0,0000	Area ratio (fin/bare)	(--)	
Airside Velocities		Actual	Standard	Material		
Face	(m/s)	0,50		Thermal Resistance; %		
Maximum	(m/s)	1,37		Air		99,49
Flow	(100 m3/min)	3,539		Tube		0,45
Velocity pressure	(Pa)	0,00		Fouling		0,00
Bundle pressure drop	(Pa)	3,79		Metal		0,06
Bundle flow fraction	(--)	1,000		Bond		0,00
Bundle	100,00	Airside Pressure Drop; %		Louvers		0,00
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen		0,00
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Steam coil		0,00

P12 Výsledky vibrační analýzy případu Case 1

Výsledky pro podélnou rozteč 65 mm

Rozteč (sekce)			1	2	3	4	5
Typ uložení	ulozeni_tr		1	2	2	2	1
Délka rozteče mezi podporami	l_b	m	1,000	1,000	1,000	0,75	3
Vnější průměr potrubí	d_o	m	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Příčná rozteč trubek	S_T	m	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406
Podélná rozteč trubek	S_L	m	0,0650	0,0650	0,0650	0,065	0,065
Strouhalovo podobnostní číslo	S		0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Průtočné množství média v MP	m_MP	kg/s	10,0	10,0	10,0	10	10
Referenční rychlost	V	m/s	3,36	3,36	3,36	3,36	3,36
Kritická rychlost	V_c	m/s	27,65	18,06	18,06	31,64	3,45
Poměr rychlostí	V/V_c	W/m2.K	0,12	0,19	0,19	0,11	0,97
Materiál trubek	material_tr		1	1	1	1	1
Měrná hmotnost materiálu	rho_w	kg/m3	8360	8360	8360	8360	8360
Modul pružnosti v tahu	E	Pa	1,98E+11	1,98E+11	1,98E+11	1,97973E+11	1,97973E+11
Měrná efektivní hmotnost	w_0	kg/m	1,278	1,278	1,278	1,278	1,278
Moment setrvačnosti průřezu trubky	I_tr	m4	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09
Logaritmický úbytek tlumení	delta_V		0,00967	0,00967	0,00967	0,009669	0,009669
Vlastní frekvence trubek	f_0	Hz	86,11	56,22	56,22	98,52	10,75
Frekvence vírových vibrací	f_vs	Hz	20,14	20,14	20,14	20,14	20,14
Frekvence turbulentních fluktuací	f_tb	Hz	23,22	23,22	23,22	23,22	23,22
Frekvence akustických vibrací	f_a	Hz	208,10	208,10	208,10	208,10	208,10
Poměr frekvencí	f_vs/f_0		0,2	0,4	0,4	0,2	1,9
Poměr frekvencí	f_tb/f_0		0,3	0,4	0,4	0,2	2,2
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_vs		10,3	10,3	10,3	10,3	10,3
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_tb		9,0	9,0	9,0	9,0	9,0
Parametr B	parametrB		21,85	21,85	21,85	21,85	21,85
Parametr C1	parametrC1		34,68	34,68	34,68	34,68	34,68
Parametr C2	parametrC2		8283,63	8283,63	8283,63	8283,63	8283,63
Podmínka B	V/B		0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Podmínka C1	V/C1		0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Podmínka C2	C2/2000		4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
Amplituda vibrací vlivem vírových vibrací	y_vs	mm	0,07005	0,16430	0,16430	0,05351	
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací na vstupu do výměníku	y_tb1	mm	0,00009	0,00206	0,00206	0,00000	
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací uvnitř svazku trubek	y_tb2	mm	0,00003	0,00111	0,00111	0,00000	
Maximální doporučená amplituda vibrací	y_max	mm	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
Poměr amplitud	y_vs/y_max		0,14009	0,32860	0,32860	0,10701	
Poměr amplitud	y_tb1/y_max		0,00018	0,00411	0,00411	0,00000	
Poměr amplitud	y_tb2/y_max		0,00007	0,00222	0,00222	0,00000	

- Nebezpečí vzniku vibrací.
- Splněna podmínka C1/C2.
- Pro vznik akustických vibrací musí být splněny obě podmínky C1 a C2.
- Amplituda kmitání je vyšší než maximální doporučená amplituda.
- Amplitudy vlivem rezonance budícího mechanismu s vyššími vlastními frekvencemi trubek nejsou ve výpočtu vyhodnocovány.

Výsledky pro podélnou rozteč 36 mm

Rozteč (sekce)			1	2	3	4	5
Typ uložení	ulozeni_tr		1	2	2	2	1
Délka rozteče mezi podporami	l_b	m	1,000	1,000	1,000	0,75	3
Vnější průměr potrubí	d_o	m	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Příčná rozteč trubek	S_T	m	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406
Podélná rozteč trubek	S_L	m	0,0360	0,0360	0,0360	0,036	0,036
Strouhalovo podobnostní číslo	S		0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
Průtočné množství média v MP	m_MP	kg/s	10,0	10,0	10,0	10	10
Referenční rychlost	V	m/s	3,36	3,36	3,36	3,36	3,36
Kritická rychlost	V_c	m/s	27,65	18,06	18,06	31,64	3,45
Poměr rychlostí	V/V_c	W/m2.K	0,12	0,19	0,19	0,11	0,97
Materiál trubek	material_tr		1	1	1	1	1
Měrná hmotnost materiálu	rho_w	kg/m3	8360	8360	8360	8360	8360
Modul pružnosti v tahu	E	Pa	1,98E+11	1,98E+11	1,98E+11	1,97973E+11	1,97973E+11
Měrná efektivní hmotnost	w_0	kg/m	1,278	1,278	1,278	1,277534614	1,277534614
Moment setrvačnosti průřezu trubky	I_tr	m4	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09
Logaritmický úbytek tlumení	delta_V		0,00967	0,00967	0,00967	0,009669	0,009669
Vlastní frekvence trubek	f_0	Hz	86,11	56,22	56,22	98,52	10,75
Frekvence vírových vibrací	f_vs	Hz	46,98	46,98	46,98	46,98	46,98
Frekvence turbulentních fluktuací	f_tb	Hz	41,92	41,92	41,92	41,92	41,92
Frekvence akustických vibrací	f_a	Hz	199,76	199,76	199,76	199,76	199,76
Poměr frekvencí	f_vs/f_0		0,5	0,8	0,8	0,5	4,4
Poměr frekvencí	f_tb/f_0		0,5	0,7	0,7	0,4	3,9
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_vs		4,3	4,3	4,3	4,3	4,3
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_tb		4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
Parametr B	parametrB		9,39	9,39	9,39	9,39	9,39
Parametr C1	parametrC1		14,27	14,27	14,27	14,27	14,27
Parametr C2	parametrC2		875,25	875,25	875,25	875,25	875,25
Podmínka B	V/B		0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Podmínka C1	V/C1		0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Podmínka C2	C2/2000		0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Amplituda vibrací vlivem vírových vibrací	y_vs	mm	0,07005	0,16430	0,16430	0,05351	
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací na vstupu do výměníku	y_tb1	mm	0,00009	0,00206	0,00206	0,00000	
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací uvnitř svazku trubek	y_tb2	mm	0,00003	0,00111	0,00111	0,00000	
Maximální doporučená amplituda vibrací	y_max	mm	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
Poměr amplitud	y_vs/y_max		0,14009	0,32860	0,32860	0,10701	
Poměr amplitud	y_tb1/y_max		0,00018	0,00411	0,00411	0,00000	
Poměr amplitud	y_tb2/y_max		0,00007	0,00222	0,00222	0,00000	

- Nebezpečí vzniku vibrací.
- Splněna podmínka C1/C2.
- Pro vznik akustických vibrací musí být splněny obě podmínky C1 a C2.
- Amplituda kmitání je vyšší než maximální doporučená amplituda.
- Amplitudy vlivem rezonance budícího mechanismu s vyššími vlastními frekvencemi trubek nejsou ve výpočtu vyhodnocovány.

P13 Výsledky vibrační analýzy případu Case 2 a Case 3

Výsledky pro podélnou rozteč 65 mm

Rozteč (sekce)			1	2	3	4	5
Typ uložení	ulozeni_tr		1	2	2	2	1
Délka rozteče mezi podporami	l_b	m	1,000	1,000	1,000	0,75	3
Vnější průměr potrubí	d_o	m	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Příčná rozteč trubek	S_T	m	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406
Podélná rozteč trubek	S_L	m	0,0650	0,0650	0,0650	0,065	0,065
Strouhalovo podobnostní číslo	S		0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Průtočné množství média v MP	m_MP	kg/s	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1
Referenční rychlost	V	m/s	17,48	17,48	17,48	17,48	17,48
Kritická rychlost	V_c	m/s	27,65	18,06	18,06	31,64	3,45
Poměr rychlostí	V/V_c	W/m2.K	0,63	0,97	0,97	0,55	5,06
Materiál trubek	material_tr		1	1	1	1	1
Měrná hmotnost materiálu	rho_w	kg/m3	8360	8360	8360	8360	8360
Modul pružnosti v tahu	E	Pa	1,98E+11	1,98E+11	1,98E+11	1,97973E+11	1,97973E+11
Měrná efektivní hmotnost	w_0	kg/m	1,278	1,278	1,278	1,277534614	1,277534614
Moment setrvačnosti průřezu trubky	I_tr	m4	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09
Logaritmický úbytek tlumení	delta_V		0,00967	0,00967	0,00967	0,009669	0,009669
Vlastní frekvence trubek	f_0	Hz	86,11	56,22	56,22	98,52	10,75
Frekvence vírových vibrací	f_vs	Hz	104,90	104,90	104,90	104,90	104,90
Frekvence turbulentních fluktuací	f_tb	Hz	120,96	120,96	120,96	120,96	120,96
Frekvence akustických vibrací	f_a	Hz	208,10	208,10	208,10	208,10	208,10
Poměr frekvencí	f_vs/f_0		1,2	1,9	1,9	1,1	9,8
Poměr frekvencí	f_tb/f_0		1,4	2,2	2,2	1,2	11,2
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_vs		2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_tb		1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
Parametr B	parametrB		21,85	21,85	21,85	21,85	21,85
Parametr C1	parametrC1		34,68	34,68	34,68	34,68	34,68
Parametr C2	parametrC2		43157,69	43157,69	43157,69	43157,69	43157,69
Podmínka B	V/B		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Podmínka C1	V/C1		0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Podmínka C2	C2/2000		21,6	21,6	21,6	21,6	21,6
Amplituda vibrací vlivem vírových vibrací	y_vs	mm					
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací na vstupu do výměníku	y_tb1	mm					
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací uvnitř svazku trubek	y_tb2	mm					
Maximální doporučená amplituda vibrací	y_max	mm	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
Poměr amplitud	y_vs/y_max						
Poměr amplitud	y_tb1/y_max						
Poměr amplitud	y_tb2/y_max						

Nebezpečí vzniku vibrací.

Splněna podmínka C1/C2.

Pro vznik akustických vibrací musí být splněny obě podmínky C1 a C2.

Amplituda kmitání je vyšší než maximální doporučená amplituda.

Amplituda vlivem rezonance budícího mechanismu s vyššími vlastními frekvencemi trubek nejsou ve výpočtu vyhodnocovány.

Výsledky pro podélnou rozteč 36 mm

Rozteč (sekce)			1	2	3	4	5
Typ uložení	ulozeni_tr		1	2	2	2	1
Délka rozteče mezi podporami	l_b	m	1,000	1,000	1,000	0,75	3
Vnější průměr potrubí	d_o	m	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Příčná rozteč trubek	S_T	m	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406
Podélná rozteč trubek	S_L	m	0,0360	0,0360	0,0360	0,036	0,036
Strouhalovo podobnostní číslo	S		0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
Průtokné množství média v MP	m_MP	kg/s	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1
Referenční rychlost	V	m/s	17,48	17,48	17,48	17,48	17,48
Kritická rychlost	V_c	m/s	27,65	18,06	18,06	31,64	3,45
Poměr rychlostí	V/V_c	W/m2.K	0,63	0,97	0,97	0,55	5,06
Materiál trubek	material_tr		1	1	1	1	1
Měrná hmotnost materiálu	rho_w	kg/m3	8360	8360	8360	8360	8360
Modul pružnosti v tahu	E	Pa	1,98E+11	1,98E+11	1,98E+11	1,97973E+11	1,97973E+11
Měrná efektivní hmotnost	w_0	kg/m	1,278	1,278	1,278	1,277534614	1,277534614
Moment setrvačnosti průřezu trubky	I_tr	m4	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09
Logaritmický úbytek tlumení	delta_V		0,00967	0,00967	0,00967	0,009669	0,009669
Vlastní frekvence trubek	f_0	Hz	86,11	56,22	56,22	98,52	10,75
Frekvence vírových vibrací	f_vs	Hz	244,77	244,77	244,77	244,77	244,77
Frekvence turbulentních fluktuací	f_tb	Hz	218,40	218,40	218,40	218,40	218,40
Frekvence akustických vibrací	f_a	Hz	199,76	199,76	199,76	199,76	199,76
Poměr frekvencí	f_vs/f_0		2,8	4,4	4,4	2,5	22,8
Poměr frekvencí	f_tb/f_0		2,5	3,9	3,9	2,2	20,3
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_vs		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_tb		0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Parametr B	parametrB		9,39	9,39	9,39	9,39	9,39
Parametr C1	parametrC1		14,27	14,27	14,27	14,27	14,27
Parametr C2	parametrC2		4560,04	4560,04	4560,04	4560,04	4560,04
Podmínka B	V/B		1,9	1,9	1,9	1,9	1,9
Podmínka C1	V/C1		1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Podmínka C2	C2/2000		2,3	2,3	2,3	2,3	2,3
Amplituda vibrací vlivem vírových vibrací	y_vs	mm					
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací na vstupu do výměníku	y_tb1	mm					
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací uvnitř svazku trubek	y_tb2	mm					
Maximální doporučená amplituda vibrací	y_max	mm	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
Poměr amplitud	y_vs/y_max						
Poměr amplitud	y_tb1/y_max						
Poměr amplitud	y_tb2/y_max						

	Nebezpečí vzniku vibrací.
	Splněna podmínka C1/C2.
	Pro vznik akustických vibrací musí být splněny obě podmínky C1 a C2.
	Amplituda kmitání je vyšší než maximální doporučená amplituda.
	Amplitudy vlivem rezonance budícího mechanismu s vyššími vlastními frekvencemi trubek nejsou ve výpočtu vyhodnocovány.

P14 Výsledky vibrační analýzy případu Case 4

Výsledky pro podélnou rozteč 65 mm

Rozteč (sekce)			1	2	3	4	5
Typ uložení	ulozeni_tr		1	2	2	2	1
Délka rozteče mezi podporami	l_b	m	1,000	1,000	1,000	0,75	3
Vnější průměr potrubí	d_o	m	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Příčná rozteč trubek	S_T	m	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406
Podélná rozteč trubek	S_L	m	0,0650	0,0650	0,0650	0,065	0,065
Strouhalovo podobnostní číslo	S		0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Průtočné množství média v MP	m_MP	kg/s	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9
Referenční rychlost	V	m/s	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31
Kritická rychlost	V_c	m/s	27,65	18,06	18,06	31,64	3,45
Poměr rychlostí	V/V_c	W/m2.K	0,05	0,07	0,07	0,04	0,38
Materiál trubek	material_tr		1	1	1	1	1
Měrná hmotnost materiálu	rho_w	kg/m3	8360	8360	8360	8360	8360
Modul pružnosti v tahu	E	Pa	1,98E+11	1,98E+11	1,98E+11	1,97973E+11	1,97973E+11
Měrná efektivní hmotnost	w_0	kg/m	1,278	1,278	1,278	1,277534614	1,277534614
Moment setrvačnosti průřezu trubky	I_tr	m4	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09
Logaritmický úbytek tlumení	delta_V		0,00967	0,00967	0,00967	0,009669	0,009669
Vlastní frekvence trubek	f_0	Hz	86,11	56,22	56,22	98,52	10,75
Frekvence vírových vibrací	f_vs	Hz	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85
Frekvence turbulentních fluktuací	f_tb	Hz	9,05	9,05	9,05	9,05	9,05
Frekvence akustických vibrací	f_a	Hz	208,10	208,10	208,10	208,10	208,10
Poměr frekvencí	f_vs/f_0		0,1	0,1	0,1	0,1	0,7
Poměr frekvencí	f_tb/f_0		0,1	0,2	0,2	0,1	0,8
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_vs		26,5	26,5	26,5	26,5	26,5
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_tb		23,0	23,0	23,0	23,0	23,0
Parametr B	parametrB		21,85	21,85	21,85	21,85	21,85
Parametr C1	parametrC1		34,68	34,68	34,68	34,68	34,68
Parametr C2	parametrC2		3230,61	3230,61	3230,61	3230,61	3230,61
Podmínka B	V/B		0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Podmínka C1	V/C1		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Podmínka C2	C2/2000		1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Amplituda vibrací vlivem vírových vibrací	y_vs	mm	0,01065	0,02499	0,02499	0,00814	0,68323
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací na vstupu do výměníku	y_tb1	mm	0,00001	0,00031	0,00031	0,00000	0,00560
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací uvnitř svazku trubek	y_tb2	mm	0,00001	0,00017	0,00017	0,00000	0,00305
Maximální doporučená amplituda vibrací	y_max	mm	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
Poměr amplitud	y_vs/y_max		0,02131	0,04998	0,04998	0,01628	1,36647
Poměr amplitud	y_tb1/y_max		0,00003	0,00063	0,00063	0,00000	0,01120
Poměr amplitud	y_tb2/y_max		0,00001	0,00034	0,00034	0,00000	0,00611

- Nebezpečí vzniku vibrací.
- Splněna podmínka C1/C2.
- Pro vznik akustických vibrací musí být splněny obě podmínky C1 a C2.
- Amplituda kmitání je vyšší než maximální doporučená amplituda.
- Amplitudy vlivem rezonance budícího mechanismu s vyššími vlastními frekvencemi trubek nejsou ve výpočtu vyhodnocovány.

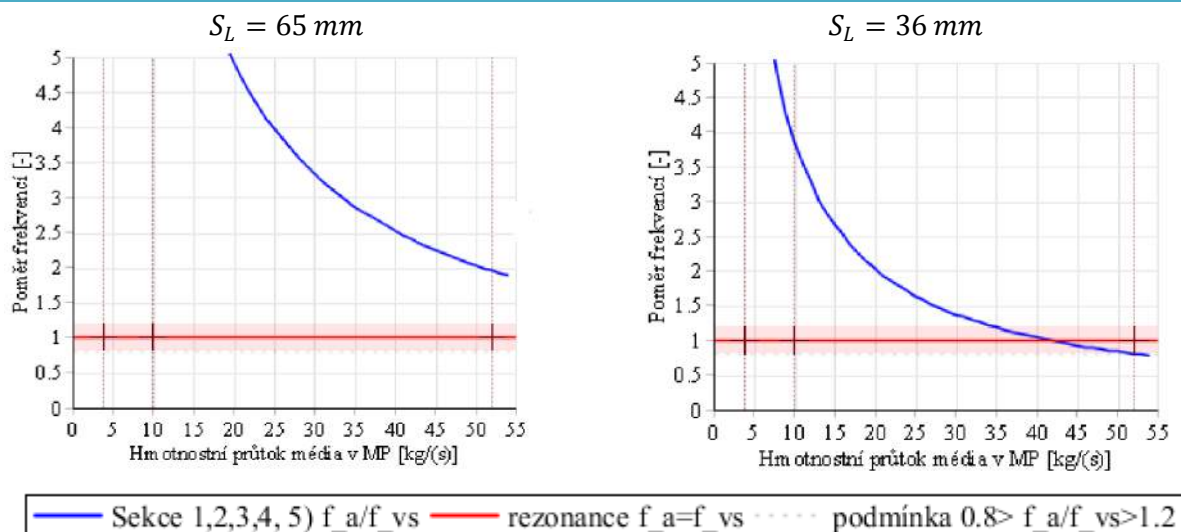
Výsledky pro podélnou rozteč 36 mm

Rozteč (sekce)			1	2	3	4	5
Typ uložení	ulozeni_tr		1	2	2	2	1
Délka rozteče mezi podporami	l_b	m	1,000	1,000	1,000	0,75	3
Vnější průměr potrubí	d_o	m	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Příčná rozteč trubek	S_T	m	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406	0,0406
Podélná rozteč trubek	S_L	m	0,0360	0,0360	0,0360	0,036	0,036
Strouhalovo podobnostní číslo	S		0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
Průtočné množství média v MP	m_MP	kg/s	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9
Referenční rychlost	V	m/s	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31
Kritická rychlost	V_c	m/s	27,65	18,06	18,06	31,64	3,45
Poměr rychlostí	V/V_c	W/m2.K	0,05	0,07	0,07	0,04	0,38
Materiál trubek	material_tr		1	1	1	1	1
Měrná hmotnost materiálu	rho_w	kg/m3	8360	8360	8360	8360	8360
Modul pružnosti v tahu	E	Pa	1,98E+11	1,98E+11	1,98E+11	1,97973E+11	1,97973E+11
Měrná efektivní hmotnost	w_0	kg/m	1,278	1,278	1,278	1,278	1,278
Moment setrvačnosti průřezu trubky	I_tr	m4	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09	7,68E-09
Logaritmický úbytek tlumení	delta_V		0,00967	0,00967	0,00967	0,009669	0,009669
Vlastní frekvence trubek	f_0	Hz	86,11	56,22	56,22	98,52	10,75
Frekvence vírových vibrací	f_vs	Hz	18,32	18,32	18,32	18,32	18,32
Frekvence turbulentních fluktuací	f_tb	Hz	16,35	16,35	16,35	16,35	16,35
Frekvence akustických vibrací	f_a	Hz	199,76	199,76	199,76	199,76	199,76
Poměr frekvencí	f_vs/f_0		0,2	0,3	0,3	0,2	1,7
Poměr frekvencí	f_tb/f_0		0,2	0,3	0,3	0,2	1,5
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_vs		10,9	10,9	10,9	10,9	10,9
Poměr frekvencí (podmínka A)	f_a/f_tb		12,2	12,2	12,2	12,2	12,2
Parametr B	parametrB		9,39	9,39	9,39	9,39	9,39
Parametr C1	parametrC1		14,27	14,27	14,27	14,27	14,27
Parametr C2	parametrC2		341,35	341,35	341,35	341,35	341,35
Podmínka B	V/B		0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Podmínka C1	V/C1		0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Podmínka C2	C2/2000		0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Amplituda vibrací vlivem vírových vibrací	y_vs	mm	0,01065	0,02499	0,02499	0,00814	
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací na vstupu do výměníku	y_tb1	mm	0,00001	0,00031	0,00031	0,00000	
Amplituda vibrací vlivem turbulentních fluktuací uvnitř svazku trubek	y_tb2	mm	0,00001	0,00017	0,00017	0,00000	
Maximální doporučená amplituda vibrací	y_max	mm	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
Poměr amplitud	y_vs/y_max		0,02131	0,04998	0,04998	0,01628	0,00005
Poměr amplitud	y_tb1/y_max		0,00003	0,00063	0,00063	0,00000	0,00005
Poměr amplitud	y_tb2/y_max		0,00001	0,00034	0,00034	0,00000	0,00005

- Nebezpečí vzniku vibrací.
- Splněna podmínka C1/C2.
- Pro vznik akustických vibrací musí být splněny obě podmínky C1 a C2.
- Amplituda kmitání je vyšší než maximální doporučená amplituda.
- Amplitudy vlivem rezonance budícího mechanismu s vyššími vlastními frekvencemi trubek nejsou ve výpočtu vyhodnocovány.

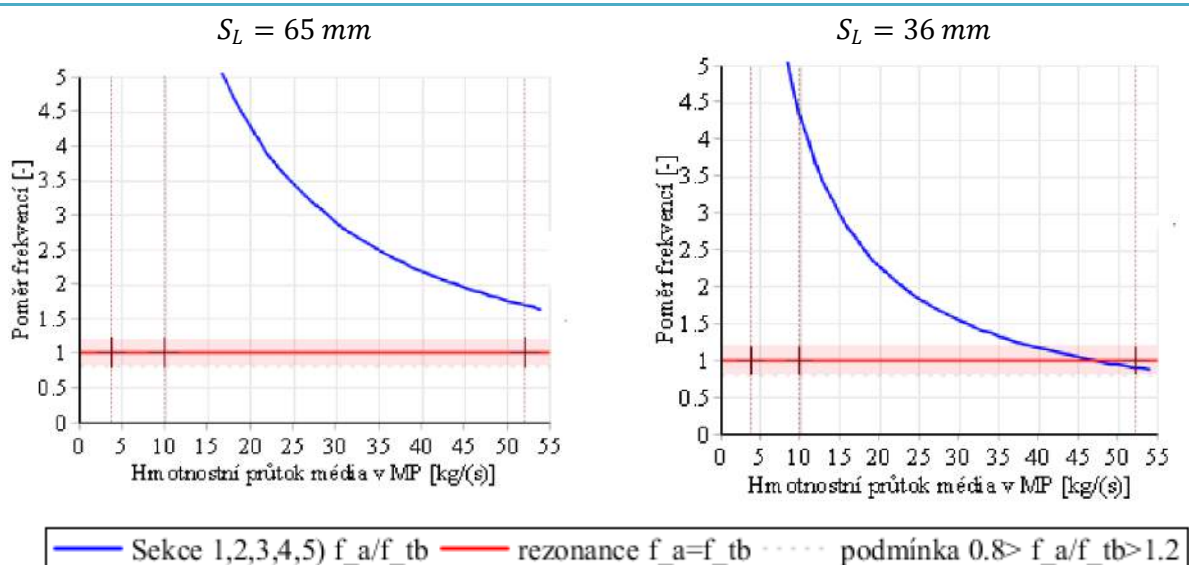
P15 Riziko vzniku akustických emisí vlivem rezonance konstrukce

$$\text{Podmínka A) } 0,8 > \frac{f_a}{f_{vs}} > 1,2$$



Obr. 0.1 Graf znázorňující nebezpečí vzniku akustických emisí vlivem víření

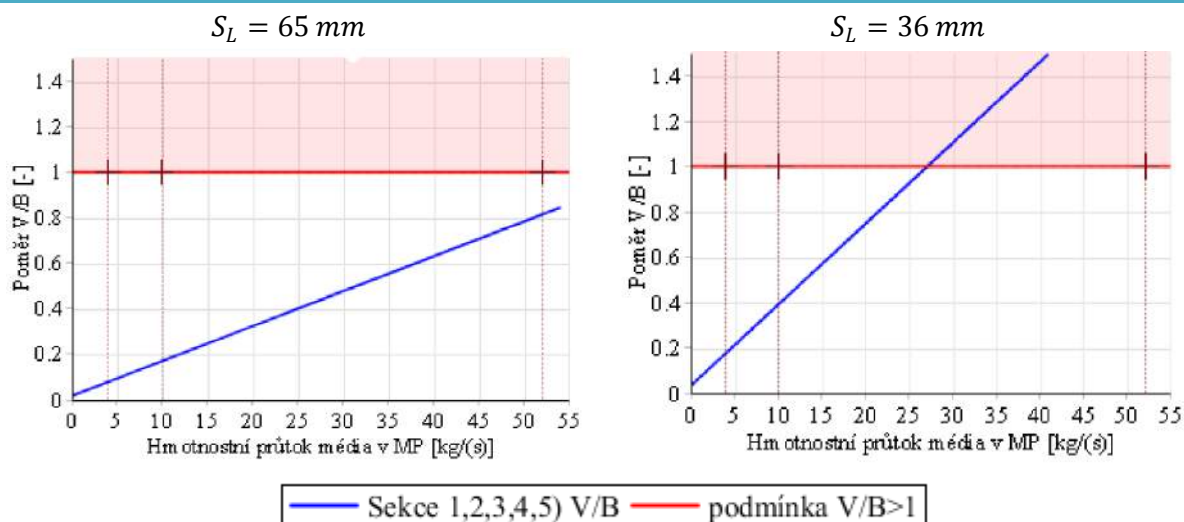
$$\text{Podmínka A) } 0,8 > \frac{f_a}{f_{tb}} > 1,2$$



Obr. 0.2 Graf znázorňující nebezpečí vzniku akustických emisí vlivem turbulencí

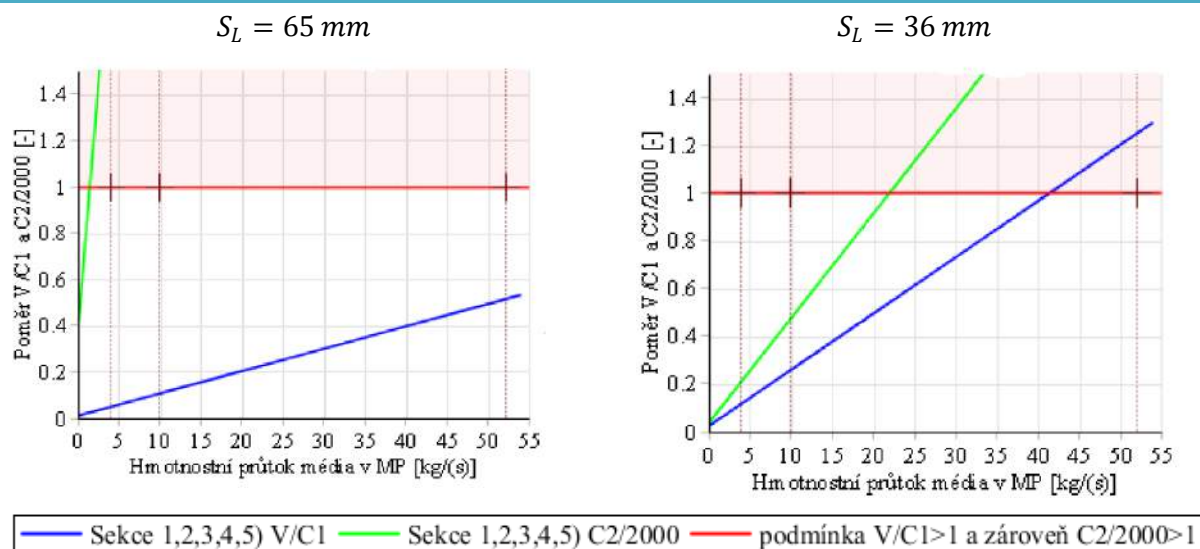
Vlivem vírových vibrací pro rozteč 36 mm hrozí riziko rezonance konstrukce okolo průtoku 47 kg/s.

$$\text{Podmínka B)} \quad V > B, \quad B = \frac{f_a \cdot d_0 \cdot (b - 0,5)}{6}$$



Obr. 0.3 Graf znázorňující nebezpečí vzniku akustických emisí za podmínky B)

$$\text{Podmínka C)} \quad V > C_1 \text{ a zároveň } C_2 > 2000, \quad C_1 = \frac{f_a \cdot d_0}{12 \cdot S}, \quad C_2 = \frac{Re_{MP,V}}{S \cdot a} \cdot \left(1 - \frac{1}{b}\right)^2$$

Obr. 0.4 Graf znázorňující nebezpečí vzniku akustických emisí za podmínek C_1 a C_2

Podmínka C_1 a zároveň C_2 indikuje riziko vzniku rezonancí konstrukce výměníku od hmotnostního průtoku 41,5 kg/s.