



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

# ANALÝZA CYKLICKÉ ÚNAVY TRUBKOVÉHO SVAZKU VLIVEM PROUDĚNÍ PRACOVNÍHO MÉDIA

FLOW INDUCED VIBRATION FATIGUE ANALYSIS OF TUBE BUNDLE

## DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Jiří Buzík

## ŠKOLITEL

SUPERVISOR

prof. Ing. Stanislav Vejvoda, CSc.

BRNO 2017

## ABSTRAKT

Hlavním cílem dizertační práce je kontrola trubkového svazku na cyklickou únavu způsobenou prouděním pracovního média v mezitrubkovém prostoru. Únava způsobená prouděním je způsobena vibracemi vyvolanými prouděním. Zkoumané vibrace jsou vyvolány vzájemnou interakcí dvou fází (pevné a tekuté). Předkládaná práce je zaměřena především na interakci trubkových svazků s tekutinou. Současná úroveň poznání v této oblasti umožňuje predikovat především únosnost v oblasti statického, resp. kvazi-statického zatížení. Tyto predikce jsou založeny na metodách srovnávající klíčové vibrační veličiny, jako jsou frekvence, amplitudy, případně rychlosti (viz. TEMA [1]). Tímto způsobem je možno rychle a relativně přesně určit výskyt vibrací, není však možné kvantitativně hodnotit vliv těchto vibrací na poškození trubkového svazku a predikovat tak jeho životnost, k čemuž by bylo zapotřebí určit např. teplotní pole a rozložení sil od tekutiny na tomto svazku. Současné metody numerických analýz velmi dobře umožňují řešit tuto problematiku velmi přesně avšak na úkor výpočtového času, výpočetních prostředků a licenci.

Přínosem této práce je využití uživatelem definovaných funkcí (UDF) jakožto metody, která umožňuje napodobit interakci tekutiny a struktury v softwaru ANSYS Fluent. Tato práce klade velkou váhu na využití metod současného stavu poznání pro verifikaci a validaci výsledků, pro ověření výše zmíněné metody. Pro verifikaci a validaci výsledků jsou použity například experimentálně naměřené závislosti Reynoldsova a Strouhalova čísla, odporového součinitele nebo např. rozložení tlakového součinitele kolem trubky. Zároveň využívá metodu konečných prvků jakožto nástroje pro napětově-deformační výpočet klíčové části na trubce, jakou je spoj trubka-trubkovnice.

Dalším přínosem této práce je rozšíření grafického návrhu tepelného výměníku dle Poddara a Polleyho [2] o kontrolu na vibrační poškození dle metody popsané v publikaci TEMA [1]. Předkládaná práce upozorňuje na obrovský vliv rychlosti proudících tekutin jak na trubkové, tak mezitrubkové straně pro návrh tepelného výměníku. Jako etalon poškození si autor vybral výměník s označením 104 z publikace Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank [3]. U tohoto výměníku bylo prokazatelně zjištěno vibrační poškození vlivem přestřížení trubek o přepážky.

V poslední části jsou nastíněny možnosti a limity dalšího pokračování této práce.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Vibrace vyvolané prouděním, tepelné výměníky, trubkové svazky, únava, Kármánova vírová stezka, vztlaková síla, odporová síla, turbulentní excitace, vírové uvolňování, fluidně-elastická nestabilita, akustická rezonance, grafický návrh tepelného výměníku podle Poddara a Polleyho, metoda konečných prvků, numerické modelování proudění tekutin, uživatelem definované funkce

## **ABSTRACT**

The aim of the dissertation thesis is the control of the tube bundle on the cyclic fatigue caused by the flow past tube bundle. Fatigue due to flow is caused by flow-induced vibrations. Examined vibrations are caused by the mutual interaction of two phases (solid and liquid). The present work is focused mainly on the interaction of tube bundles with fluid. The current level of knowledge in this field allows to predict mainly static respectively quazi-static loading. These predictions are based on methods of comparing key vibration variables such as frequencies, amplitudes or speeds (see TEMA [1]). In this way, it is possible to determine quickly and relatively precisely the occurrence of a vibrational phenomenon, but it is not possible to quantitatively assess the effect of these vibrations on the damage of to the tube beam and to predict its lifespan, which would require the determination of the temperature field and the distribution of forces from the fluid on the beam. The aim of the work is to evaluate the-state-of-the-art, to perform a numerical simulation of the flow of fluids in the area of shell side under the inlet nozzle. Current methods of numerical analyses very well solve this problem, but at the expense of computing time, devices and expensive licences.

The benefit of this work is the use of user-defined function (UDF) as a method for simulating interaction with fluid and structure in ANSYS Fluent software. This work places great emphasis on using the current state of knowledge for verifying and validation. Verifying and validation of results include, for example, experimentally measured Reynolds and Strouhal numbers, the drag coefficients and for example magnitude of pressure coefficient around the tube. At the same time, it uses the finite element method as a tool for the stress-strain calculation of a key part on tube such as a pipe-tube joint.

Another benefit of this work is the extension of the graphical design of heat exchanger according to Poddar and Polley by vibration damages control according to the method described in TEMA [1]. In this section, the author points out the enormous influence of flow velocity on both the tube side and the shell side for design of the heat exchanger to ensure faultless operation. As an etalon of damage, the author chose a heat exchanger designated 104 from the Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank [3]. With this heat exchanger, vibrational damage has been proven to be due to cutting of the tubes over the baffles.

The last part outlines the possibilities and limits of further work.

## **KEYWORDS**

Flow-induced vibration, heat exchanger, tube bundle, fatigue, Karman's vortex street, lift force, drag forces, turbulent excitation, vortex shedding, fluid-elastic instability, acoustic resonance, graphical design of heat exchanger by Poddar and Polley, finite element method, computational fluid dynamics, user define function

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE PRÁCE**

BUZÍK, J. *Analýza cyklické únavy trubkového svazku vlivem proudění pracovního média*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 116 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Stanislav Vejvoda, CSc.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem dizertační práci vypracoval samostatně pod vedením školitele prof. Ing. Stanislava Vejvody, CSc. na základě vlastních poznatků získaných při studiu a konzultací s odborníky a že jsem veškeré literární a obrazové prameny správně a úplně citoval.

V Brně dne 20. října 2017

.....

Ing. Jíří Buzík

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval svému školiteli prof. Ing. Stanislavu Vejvodovi, CSc. za vedení po celou dobu mého studia. Poděkování patří také mým kolegům Ing. Pavlu Lošákovi, Ph.D., Ing. Martinu Naďovi a Ing. Mgr. Marku Vondrovi, Ph.D. za veškerou technickou i osobní podporu. Velké díky patří Ing. Tomáši Létalovi, Ph.D., který dohlížel na výsledky mé práce po celou dobu studia. Dále pak kolegům Ing. Tomáši Juřenovi, Ph.D., Ing. Jiřímu Vondálovi, Ph.D., Ing. Vojtěchovi Turkovi, Ph.D., Ing. Miloslavu Dohnalovi a doc. Ing. Zdeňku Jeglovi, Ph.D., kteří byli vždy ochotní mi svými znalostmi a zkušenostmi pomoci. Speciální poděkování patří prof. Ing. Petru Stehlíkovi, CSc., dr. h. c. za vstřícnost a ochotu.

Také bych chtěl poděkovat své rodině a mé přítelkyni Barboře za trpělivost a podporu po dobu mého studia.

## Obsah

1	ÚVOD.....	8
1.1	Cíle práce .....	10
2	VIBRACE VYVOLANÉ PROUDĚNÍM V TEPELNÝCH VÝMĚNÍCÍCH A SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ.....	11
2.1	Faktory ovlivňující vibrace vyvolané prouděním .....	12
2.2	Obtékání válcového tělesa a jeho odpor .....	12
2.3	Úplav.....	16
2.4	Jevy spojené s vibracemi vyvolanými prouděním .....	17
2.5	Bezrozměrná amplituda kmitu trubky .....	21
2.6	Analýza pohybu trubky za pomoci pohybové rovnice .....	21
2.7	Vírová uvolňování .....	24
2.8	Turbulentní excitace .....	26
2.9	Fluidně-elastická nestabilita.....	27
2.10	Akustická rezonance.....	27
3	SOUČINITELE ODPORU A VZTLAKU .....	30
3.1	Faktory ovlivňující součinitele odporu a vztlaku .....	33
4	TRUBKOVÉ SVAZKY V KŘÍŽOVÉM TOKU.....	36
4.1	Režimy toku [9].....	36
4.2	Frekvence vírového uvolňování [9].....	37
5	METODY PRO POTLAČENÍ VIBRACÍ.....	40
5.1	Geometrie přepážek a nepodepřená délka trubek.....	40
5.2	Hrdla skořepin, nárazový plech a prstencové rozvaděče [11].....	42
5.3	No Tubes in Window [11] .....	44
5.4	Obecné rady pro zabránění výskytu vibrací vyvolaných prouděním .....	44
5.5	Potlačení akustických vibrací.....	46
6	DATABÁZE VÝMĚNÍKŮ PROKAZATELNĚ POŠKOZENÝCH VIBRACEMI OD PROUDÍCÍ TEKUTINY .....	48
7	NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA S OHLEDEM NA VIBRACE VYVOLANÉ PROUDĚNÍM. 51	
7.1	Návrh teplosměnného zařízení pomocí metody Poddara a Polleyho .....	53
8	KONTROLA TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU NA VIBRACE VYVOLANÉ PROUDĚNÍM .....	57
9	NUMERICKÁ ANALÝZA PROUDĚNÍ UVNITŘ MEZITRUBKOVÉHO PROSTORU, JEJÍ VERIFIKACE A VALIDACE.....	60
9.1	Numerické analýzy dynamiky tekutin uvnitř mezitrubkového prostoru .....	60
9.2	Uživatelsky definované funkce a pohyb trubek.....	62
9.3	Verifikace a validace numerické analýzy dynamiky tekutin .....	63

9.3.1	<i>První analyzovaný případ</i> .....	63
9.3.2	<i>Druhý analyzovaný případ</i> .....	71
9.3.3	<i>Třetí analyzovaný případ</i> .....	78
9.4	Aplikace metody konečných prvků na výsledky z CFD.....	85
9.4.1	<i>Výsledky z napětově-deformačních analýz</i> .....	85
10	BUDOUCÍ PRÁCE .....	91
10.1	Schéma řešení vibrací vyvolaných prouděním.....	91
10.2	Prutový MKP řešič a použitelnost CFD výsledků.....	93
10.3	Experimentální měření výsledků .....	94
10.4	Experiment .....	94
10.5	Databáze vstupních dat a silových odezev a jejich kontrola.....	95
11	ZÁVĚR .....	100
12	POUŽITÉ ZDROJE .....	104
13	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ .....	108
13.1	Seznam obrázků .....	108
13.2	Seznam tabulek.....	110
13.3	Seznam cizích názvů a zkratek.....	110
13.4	Seznam použitých značek .....	111
13.5	Seznam příloh.....	113
14	PŘEHLED PUBLIKACÍ A AKTIVIT .....	114

# 1 ÚVOD

Správná funkce zařízení na výměnu tepla je dána tepelně-hydraulickým návrhem, bezpečnost pro požadovanou životnost pak zajišťuje pevnostní návrh. Snaha o výměnu tepla je doprovázena intenzifikací přestupu tepla mezi jednotlivými médii. Nejúčinnějším způsobem, jak toho dosáhnout, je usměrnit tok do příčného proudění. Obecně platí fakt, že přenos tepla je tím efektivnější, čím je dosaženo většího zviření proudu u teplosměnné plochy. Jedním z významných faktorů, který ovlivňuje efektivitu přestupu tepla, je tedy turbulence. Turbulence zapříčiňuje rozrušování laminární mezní vrstvy (která se vyskytuje u stěny teplosměnné plochy jako izolace) a také k lepší teplotní homogenizaci proudu. K dosažení většího přestupu tepla obecně dochází se zvýšením Reynoldsova čísla pracovní tekutiny. Bohužel, zvyšování přestupu tepla, resp. turbulence má i své stinné stránky. Těmi jsou zvýšené odezvy tekutiny na teplosměnné plochy zařízení. Tyto odezvy jsou způsobeny proudící tekutinou, zejména pak vírovým uvolňováním v místech úplavu. Častým negativním důsledkem odezev jsou pak vibrace vyvolané prouděním (FIV – flow-induced vibration). Jedná se především o případy turbulentní excitace (turbulence excitation), vírového uvolňování (vortex shedding) a oblast fluidně-elastické nestability (fluid-elastic instability).

Interakce tekutiny a struktury teplosměnné plochy má negativní efekt zvláště v podobě zvyšování napětí v místech s odebranými stupni volnosti (místa uložení, podepření, vetknutí). Obecně lze tato místa nazvat jako koncentrátoři napětí [4]. V místech koncentrátorů napětí může docházet k poškození jak vlivem statické zátěže, tak vlivem únavy. V druhém případě může docházet k poškození trubkového svazku vibracemi (vyskytují se například jevy jako rezonance nebo fluidně-elastická nestabilita) v rámci několika hodin nebo dnů. V případě únavového poškození se jedná především o poškození způsobené tzv. „třepáním“ (buffeting) trubek svazku. [5], [6]

Z hlediska únavové pevnosti lze použít metodu konečných prvků (MKP) pro odhalení míst, které by mohly být poškozeny vlivem výše zmíněných vibrací. Tato metoda je použitelná za předpokladu správného začlenění silových okrajových podmínek. Ty se totiž mohou měnit z hlediska životnosti víru v úplavu v rozsahu od 1 do  $10^{-4}$  sekundy. Jednou z reálných možností, jak získat silové okrajové podmínky, je použití dalšího modelu numerické analýzy, a to konkrétně simulací proudění tekutin (CFD – computational fluid dynamics). Interakce mezi tekutinou a pevnou strukturou lze řešit za pomoci metod vzájemné interakce (FSI – fluid structure interaction). Tyto metody numerických analýz mohou být velmi přesné, avšak na úkor výpočtového času a hardwarové základny. FSI analýzy lze rozdělit podle počtu směrů těchto interakcí, a to konkrétně na jednosměrnou interakci (1-way interaction) a obousměrnou interakci (2-ways interaction) [7]. U jednosměrné interakce se uvažuje interakce tekutiny (CFD analýzy) resp. struktury (MKP analýzy) jako vstupní okrajové podmínky struktury, resp. tekutiny. Naopak u obousměrné interakce se zohledňuje působení jak tekutiny na pevnou strukturu, tak pevné struktury na proudění tekutiny. Jednosměrná interakce je použitelná u vysokocyklické únavy trubkového svazku právě proto, že u teplosměnných ploch lze předpokládat malý vliv pevné struktury na proudící tekutinu. Proudící tekutina působí na pevnou strukturu malými silami, tudíž nevyvolává takovou odezvu na pevné struktuře, která by zpětně významně interagovala s proudící tekutinou.

Navzdory vymezení lze použité metody aplikovat obecně pro případy interakce proudících tekutin a struktury. Výsledky uvedené v disertační práci jsou omezeny následujícími předpoklady:

- Jednofázové proudění
- Izotermní úloha
- CFD analýzy jsou řešeny ve 2D především v oblasti mezitrubkového prostoru pod vstupním hrdlem



- Zanedbání interakce tekutiny s trubkovými svazky v celém mezitrubkovém prostoru tepelného výměníku
- Trubkový svazek má pouze rovné trubky
- Použitelnost uživatelem definovaných funkcí (UDF) je omezena pouze na vybrané trubky
- Pro výpočet vlastní frekvence trubek je zanedbáno axiální napětí působící na trubce

U reálné interakce trubkového svazku s tekutinou lze provést myšlenkovou rozvahu. V případě konečně velké trubky, která je vetknutá na obou koncích a na kterou působí síla v krátkém časovém úseku, dojde k posunu trubky ve směru působící síly. Pokud síla přestane působit, dojde k rozkmitání trubky až do samého útlumu. Tlumícími faktory budou jak struktura samotná, tak tekutina kolem trubky. Co se ale stane s napětím, které bylo vyvoláno působící silou? Toto napětí se koncentruje v místech s odebranými stupni volnosti (tj. místa vetknutí a podpory, jako jsou například spoje trubkovnice s trubkovým svazkem, resp. membránové stěny s trubkovým svazkem, místa možného kontaktu přepážky a svazku trubek atd.) [5]. Při reálné interakci tekutiny s pevnou strukturou dochází k působení sil ve třech rozměrových dimenzích, ale také v jedné časové dimenzi. Tento fakt výrazně komplikuje řešení úlohy, již tak náročné na výpočet.

Tři následující citace byly vybrány z publikací nejen za účelem doložení významných milníků poznání, ale také aby umožnily čtenáři lépe proniknout do problematiky vibrací vyvolaných prouděním.

*„Vibrace vyvolané prouděním se staly jedním z klíčových faktorů, na které se bere ohled při navrhování tepelných výměníků spolu s tradičními tepelně-hydraulickými a pevnostními faktory.“* [3]

*„V mnoha tepelných výměnících se objevily vibrační problémy, jak jim zabránit je obecně známo. Co velmi často chybí je schopnost dostatečně popsat vliv skutečné geometrie a podmínek proudění. V důsledku komplexnosti problému je schopnost přesně předpovědět intenzitu vibrací nebo pravděpodobnost poškození menší než jistá.“* [8]

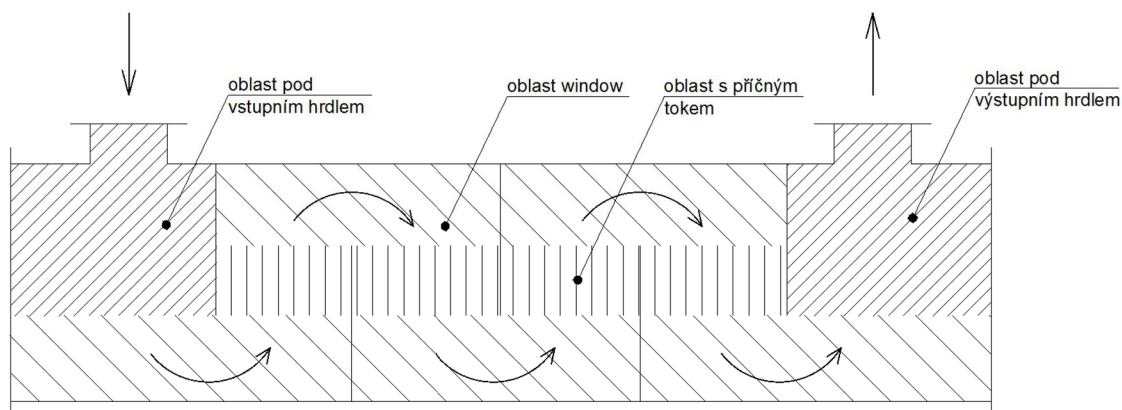
*„Vibrace způsobené prouděním tekutiny jsou velmi komplexním problémem a současný stav poznání neumožňuje přesně definovat řešení tohoto problému. Kvůli komplexnosti problému TEMA negarantuje výskyt vibračních poškození.“* [1]

Vibrace vyvolané prouděním se vyskytují na různých místech například vibrace v palivových tyčích jaderných reaktorů, kmitání potrubních tras, komínů, věží a trubkových svazků tepelných výměníků. V souvislosti s těmito jevy jsou spojovány výrazy jako je galloping, flutter nebo whirling.

Názvy jako galloping, flutter a whirling a jejich význam byly postupně zaváděny v posledních desetiletích, kdy byl zaznamenán zvýšený zájem o výzkum vibrací vyvolaných prouděním z několika následujících důvodů. Prvním důvodem bylo používání vysoko-pevnostních materiálů, kdy se struktury stávají štíhlejšími a náchylnějšími k vibracím. Druhým důvodem byl rozvoj technologií jaderných reaktorů, které vyžadují proudění tekutiny o vyšších rychlostech kolem geometrií, které jsou vystaveny prouděním a mohou být rozvibrovány. Třetím důvodem byl výzkum dynamická interakce struktury a tekutiny. Tato interakce je jedním z nejvíce fascinujících problémů v inženýrské mechanice, díky velkému množství faktorů ovlivňující interakci. [9]

Předchozí odstavce se snažily přiblížit čtenáři význam jevu vibrací. Tyto odstavce popisovali vliv vibrací čistě jako mechanismus, kdy je těleso obtékáno tekutinou proudící kolmo na osu tohoto profilu. V průmyslu existuje více druhů vibrací právě podle směru obtékání tělesa např. vibrace od proudění podél povrchu tělesa nebo vibrace od proudění uvnitř tělesa. Jelikož se tato práce zabývá vibracemi především trubkových svazků, které jsou příčně obtékány tekutinou, je vhodné na tomto místě zobrazit směry toku v mezitrubkovém prostoru. Při použití přepážek v mezitrubkovém prostoru je tento prostor rozdělen do několika klíčových oblastí podle směru

toku pracovní látky vůči trubkovému svazku. Tyto oblasti v mezitrubkovém prostoru jsou znázorněny na obrázek 1. V oblasti window dochází k podélnému obtékání trubkového svazku, v oblasti s příčným tokem pak k příčnému obtékání. Mimo tyto dvě oblasti se v mezitrubkovém prostoru objevují oblasti pod vstupním, resp. výstupním hrdlem. Tyto oblasti jsou specifické díky zvýšené rychlosti v místě vstupu, resp. výstupu tekutiny z/do hrdel.



Obrázek 1 - Znázornění oblastí v mezitrubkovém prostoru

## 1.1 CÍLE PRÁCE

Hlavním cílem práce je kontrola trubkového svazku na cyklickou únavu způsobenou prouděním pracovního média v mezitrubkovém prostoru. Srovnání způsobů hodnocení únavy současným stavem poznání a za pomoci metod numerických analýz. Dílčí cíle práce potom sestávají z teoretických a výpočtových činností, které podporují jednak dosažení hlavního cíle, ale také doplňují současný stav poznání v oblasti vibrací vyvolaných prouděním. Samotný experiment, který by byl pro podobné téma disertační práce vhodný, nebude realizován, nicméně bude navržen a popsán v kapitole budoucí práce. Za alternativní formu experimentu lze v tomto případě považovat bezpochyby experimentálně naměřené veličiny, které úzce souvisí s prouděním tekutiny kolem trubky, tyto hodnoty byly získány z publikací. Těmito veličinami jsou například součinitel vztlačení a odporu, velikost Strouhalova čísla a jiné.

Pro úspěšné splnění vytyčeného stěžejního cíle práce musí být vyřešeny nezbytné dílčí cíle zaměřené nejprve na analyzování proudění tekutiny a vírového uvolňování u trubkových svazků a jejich působení na strukturu trubkových svazků.

Současné metody numerických analýz velmi dobře umožňují popsat vliv interakce tekutiny a struktury, bohužel za cenu zvýšené výpočtové náročnosti a nezbytné hardwarové základny. Z tohoto důvodu je jedním z dílčích cílů práce navržení alternativní numerické metody respektující urychlení výpočtu při dostatečné přesnosti.

## 2 VIBRACE VYVOLANÉ PROUDĚNÍM V TEPELNÝCH VÝMĚNÍCÍCH A SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

Vibrace vyvolané prouděním je jev spojený s interakcemi mezi dynamickými a setrvačnými silami tekutiny, tlumením a elastickými silami ve struktuře [9]. Vibrace kruhových profilů jsou známy člověku již od středověku. Vibrace drátu při shodě frekvencí vírového uvolňování s vlastní frekvencí drátu znali Řekové jako aiolské tóny (což jsou tóny, které jsou rozeznívány prouděním větru) [3]. Systematické studie nedokázaly popsat tento fenomén až do roku 1902, kdy český fyzik Strouhal popsal ve svém díle Akustika [10] vztah mezi frekvencí vírů v úplavu, rychlostí tekutiny a průměrem kruhového profilu.

K mechanickému selhání obvykle dojde v jednom nebo ve více následujících stavech:

- Kolize trubka-trubka nebo trubka-plášť – Tato kolize nastává tehdy, pokud je amplituda kmitu trubky tak velká, že dochází ke kolizím sousedních trubek nebo trubek o plášť, což je spojeno s akustickou emisí. Stěny trubek mohou být časem opotřebený, a to až do té míry, že dojde k perforaci trubky. Nárazy trubek způsobují charakteristické opotřebení ve tvaru elipsy ve středních nepodepřených vzdálenostech trubek, jak je znázorněno na obrázku 2. [11]
- Kolize trubka-přepážka – Díry v přepážkách jsou větší než průměr samotné trubky pro usnadnění sestavování svazků výměníků. Z tohoto důvodu může docházet k přestřížení trubek o přepážky, zvláště když jsou přepážky tenké a vyrobené mnohdy z tvrdšího materiálu než trubky. Tento mechanismus zmenšuje stěnu trubek až do okamžiku perforace a následného úniku tekutiny. Tento způsob poškození je znázorněn na obrázku 2 [11]
- Únava – Opakované ohýbání trubek může vést k poškození materiálu trubek, jestliže jsou dostatečně namáhány a jsou vystaveny dostatečnému počtu únavových cyklů. Únava může být urychlena korozí nebo erozí. Tento typ selhání má za následek praskliny nebo odlomení kusů stěn trubky. [11]
- Uvolnění spoje trubka-trubkovnice – Svařovaný nebo zaválcovaný spoj mezi trubkou a trubkovnicí může selhat vlivem vibrací, skrze takto uvolněný spoj pak může docházet k úniku tekutiny z jednoho prostoru do druhého. [11]
- Nadměrná hladina akustického tlaku (excessive operating noise level) – Pokud je pracovním médiem v plášti vzdušnina (plyn, pára nebo vzduch), může docházet ke vzniku akustické vibrace v mezitrubkovém prostoru. Tato akustická vibrace je charakterizována čistým tónem (nízkofrekvenční intenzivní akustickou emisí). [12]
- Velká tlaková ztráta – Vzhledem k tomu, že vibrace trubek spotřebovávají velké množství energie z proudící tekutiny, zvyšuje se velmi významně tlaková ztráta. Pokud je vibrace silná, může docházet k destruktivnímu kolísání tlaku. [12]
- Intenzivní korozní napětí – V důsledku opakovaného nárazu trubky na přepážky dochází k intenzivnímu namáhání jak trubek, tak přepážek. Materiál náchylný k opotřebení otěrem může selhat kvůli napětí v korozním prostředí mezitrubkového média. [12]

Ačkoliv trubkový svazek může být poškozen prakticky na jakémkoliv místě tepelného výměníku, výše uvedené mechanické selhání definují místa, kterým je potřeba věnovat zvýšenou pozornost [12]:

- Střední oblast na nepodepřené trubce mezi dvěma přepážkami.
- Trubky umístěné v oblasti window na periferii trubkového svazku.
- Oblasti ohybů U-trubkového svazku.
- Trubky umístěné pod vstupním nebo výstupním hrdlem v mezitrubkovém prostoru.
- Oblast, kde existuje relativní pohyb mezi dvěma částmi výměníku tepla (trubka-trubka, trubka-přepážka, trubka-stěna válce).



Obrázek 2 - a) Opatření od kolize trubka-trubka nebo trubka-plášť, b) Opatření od kolize trubka-přepážka [11]

## 2.1 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ VIBRACE VYVOLANÉ PROUDĚNÍM

Před samotným výběrem způsobu řešení interakce mezi tekutinou a pevnou strukturou je nutné se seznámit se současným stavem poznání v oblasti vibrací vyvolaných prouděním. Současný stav poznání zhodnocuje směr aktuálního vývoje a určuje další směr vývoje dizertační práce. Tato kapitola poskytuje přehled faktorů, které úzce souvisí s problematikou vzájemné interakce tekutiny a pevné struktury při jejím obtékání dle současného stavu poznání. Jedná se především o faktory, které spolu zdánlivě nesouvisí, avšak společný jmenovatel těchto faktorů je právě vzájemná interakce tekutiny a pevné struktury.

- Faktory, vztahující se k vlastnostem tekutiny
  - Rychlost proudění
  - Hustota
  - Dynamická viskozita
  - Fyzikální vlastnosti vztahující se k přenosu tepla
  - Intenzita turbulence
- Geometrie a vlastnosti pevné struktury obtékaného tělesa
  - Charakteristické rozměry
  - Povrchová drsnost
  - Uspořádání trubkového svazku ( $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $90^\circ$ )
  - Rozteče mezi jednotlivými trubkami
  - Tuhostní charakteristiky
  - Materiálové charakteristiky
  - Uchycení (místa a počet odebraných stupňů volnosti)
  - Fyzikální vlastnosti vztahující se k prostupu tepla
- Procesní faktory
  - Pracovní podmínky (teplota, tlak)
  - Pracovní médium
  - Náchylnost ke korozi
  - Atd.

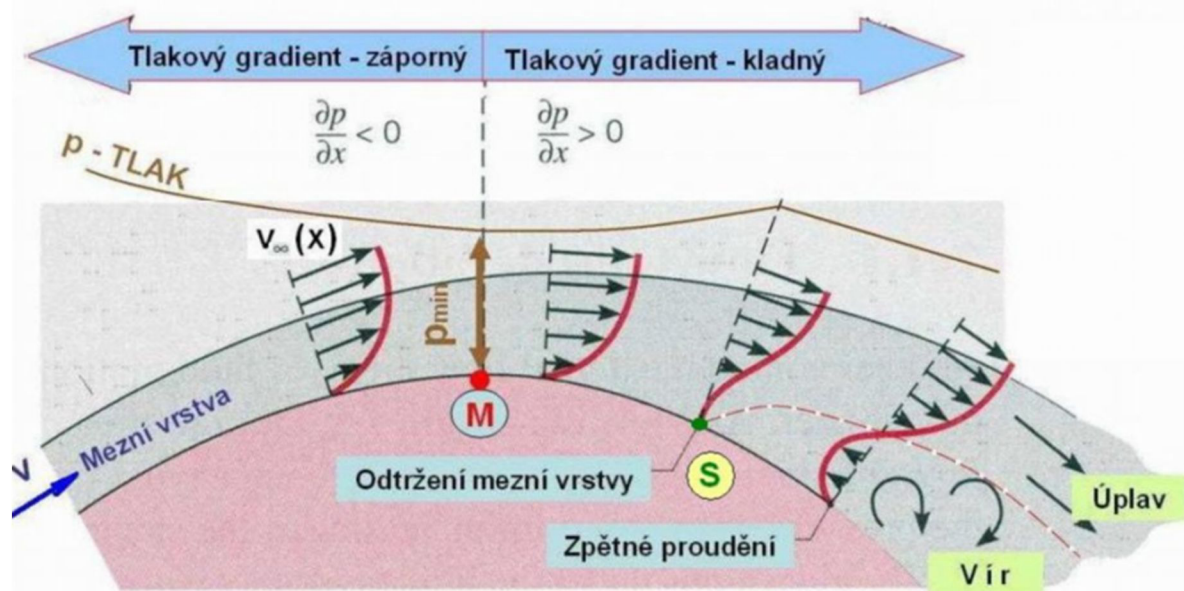
Všechny tyto parametry strukturují vývoj interakce mezi tekutinou a pevnou strukturou. Pro co nejreálnější popis interakční úlohy je nezbytné vzít v potaz co nejvíce faktorů, které by potenciálně mohly ovlivnit výsledek.

## 2.2 OBTÉKÁNÍ VÁLCOVÉHO TĚLESA A JEHO ODPOR

Existuje-li těleso, které obtéká tekutina, začínají částice tekutiny interagovat s tělesem. Toto těleso poté klade odpor proudu tekutiny. Odpor tělesa se skládá z odporu třecího a odporu tlakového. K třecímu odporu dochází pouze u reálných tekutin v blízkosti povrchu tělesa, ideální tekutiny naopak nevykazují třecí síly v blízkosti povrchu tělesa, jelikož je jejich viskozita nulová.

Tlakovým odporem je myšlen odpor samotného tělesa. Tento odpor způsobuje nesymetrické rozložení tlaků na povrchu tělesa. Rozložení tlaku v místě odtržení proudu znázorňuje obrázek 3. Tento obrázek ilustruje jevy, které se vyskytují při obtékání tělesa tekutinou, jako je mezní vrstva, vír a úplav. Tyto jevy budou dále probírány. [5], [13], [14]

Obrázek 3 znázorňuje obtékání zaobleného tělesa, u kterého dochází ke změně rychlosti po obvodu tohoto tělesa. Změna rychlosti je ručně doprovázena změnou tlaku, kterou lze popsat Bernoulliho rovnicí [14]. Obrázek 3 znázorňuje rozložení tlaku, kde do bodu M dochází ke snižování tlaku (tlakový gradient je záporný), v bodě M dosahuje tlak svého minima. Za tímto bodem se tlak začíná opět zvyšovat (tlakový gradient je kladný). V oblasti za bodem M jsou částice zpomalovány nejen díky třecím silám, ale též díky kladnému tlakovému gradientu. Za bodem M dochází k poklesu rychlosti tekutiny v mezní vrstvě až do inflexního bodu (na obrázku bod S), kde dojde k úplnému zastavení částic tekutiny. V tomto místě svírá rychlostní profil se stěnou pravý úhel (má směr normály). Rychlostní profil za bodem S nabývá opačného směru (proti směru proudu u stěny) díky kladnému tlakovému gradientu. Tímto mechanismem dochází k odtržení mezní vrstvy (na odtržení mezní vrstvy má také vliv proudění – laminární či turbulentní v mezní vrstvě), které bude probíráno dále v této práci. [14]



Obrázek 3 - Održení mezní vrstvy na zakřiveném povrchu [14]

Vliv tekutiny na trubku lze definovat pomocí rozkladu dvou sil, první z nich se nazývá vztlaková a druhá odporová. Tyto síly jsou charakterizovány odpovídajícími součiniteli. U vztlakové síly se jedná o vztlakový součinitel ( $C_L$  – lift coefficient) a u odporové o odporový součinitel ( $C_D$  – drag coefficient). Vztlaková síla ( $F_L$  – lift force) působí vždy v kolmém směru ke směru proudění, odporová síla ( $F_D$  – drag force) naopak ve směru rovnoběžném se směrem proudění. Tyto síly, jejich směry a jejich odpovídající součinitele jsou znázorněny na obrázku 4 v časové závislosti. Perioda víru součinitele odporu znázorněná na obrázku 4 bývá zpravidla poloviční oproti periodám víru součinitele vztlaku. Jak je patrné z obrázku 4, střední hodnota vztlakového součinitele nabývá nulové hodnoty. Naopak střední hodnota odporového součinitele nenulové. Vztlaková síla se vyjadřuje pomocí rovnice (1) [5], [13], [14], [15],

$$F_L = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot C_L \cdot A}{2}, \quad (1)$$

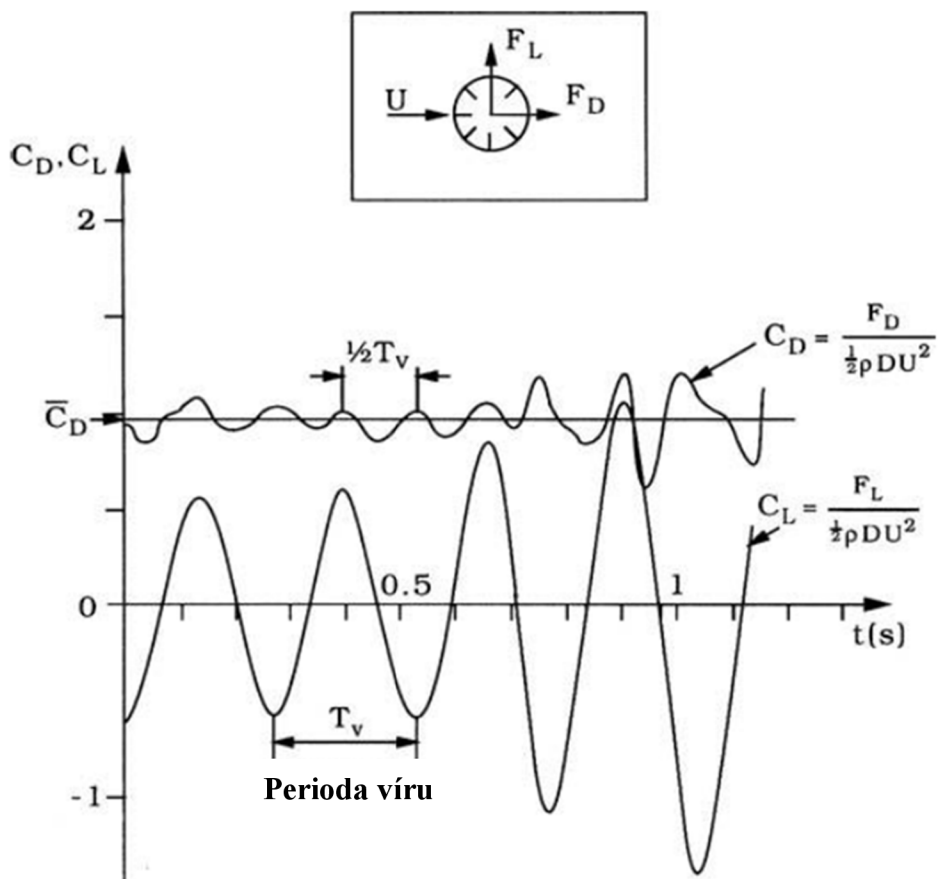
kdežto odporová síla pomocí rovnice (2),

$$F_D = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot C_D \cdot A}{2}, \quad (2)$$

kde  $\rho$  = hustota pracovního média ( $\text{kg/m}^3$ ),

$v$  = rychlost pracovního média ( $\text{m/s}$ ),

$A$  = příčná plocha obtékaného tělesa, kolmá ke směru toku ( $\text{m}^2$ ).



Obrázek 4 - Oscilace vztahové a odporové síly v čase [11]

Jak bylo v předchozím odstavci uvedeno, rovnice (1) a (2) jsou obecně známy z literatury jako rovnice pro vztahovou a odporovou sílu se svými charakteristickými součiniteli. Je méně známo, že hodnoty jejich součinitelů při obtékání trubky fluktuují nejen díky výše popsaným tlakovým změnám, ale také díky vlivu vstupní intenzity turbulence a drsnosti povrchu obtékané trubky. V důsledku těchto faktorů mění vektor těchto sil v čase směr i velikost. Dalším faktorem ovlivňujícím fluktuaci výše zmíněných sil je geometrické uspořádání trubkového svazku, resp. tvar proudící domény a ustálenost toku v návaznosti na něm. Geometrické uspořádání do značné míry ovlivňuje intenzitu turbulence toku a v návaznosti na tom síly, které působí na trubky v mezitrubkovém prostoru.

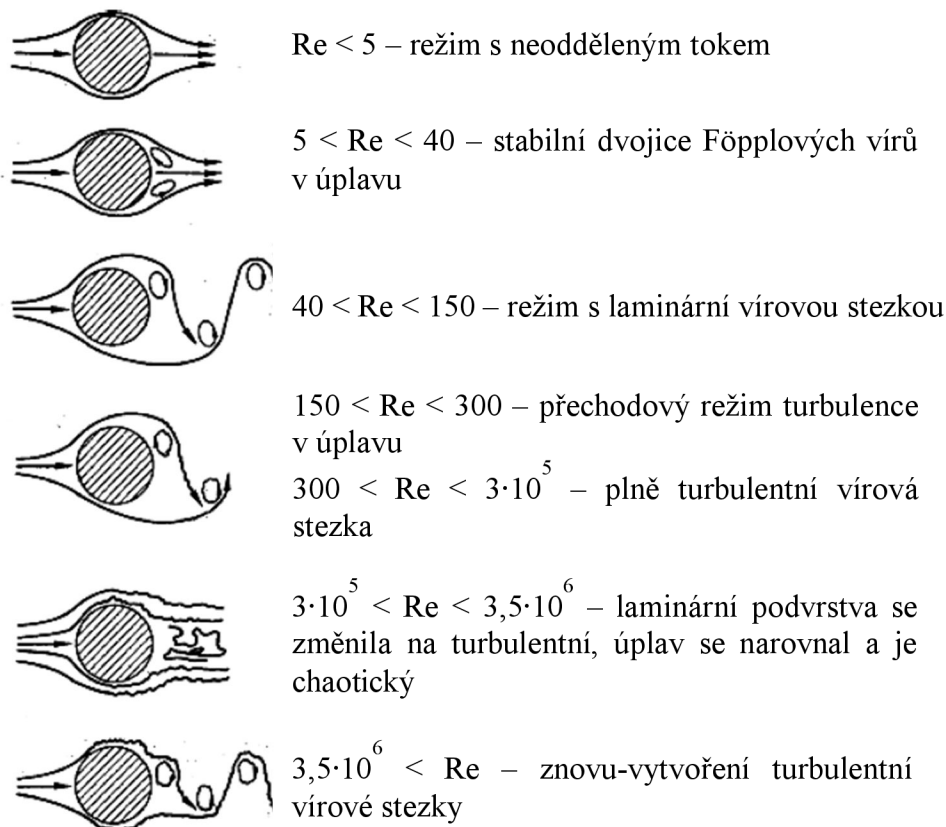
Při obtékání trubky, resp. tělesa, vzniká nepravidelná oscilace toku. Víry jsou vytvářeny za tělesem z obou dvou stran. Asymetrický vzor toku se rozvíjí za tělesem kvůli periodickému uvolňování vírů a změně tlakové distribuce za tělesem. Vírové uvolňování je proces, který bývá často popisován dvěma bezrozměrnými čísly: Reynoldsovým (3) a Strouhalovým (4),

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\eta}, \quad (3)$$

$$St = \frac{f_v s \cdot D}{v}, \quad (4)$$

kde  $D$  = charakteristický rozměr (m),  
 $\eta$  = dynamická viskozita pracovního média (Pa·s),  
 $f_{vs}$  = frekvence vírového uvolňování (Hz).

Vírové uvolňování se vyskytuje v různých režimech toku. Obrázek 5 zobrazuje odlišné režimy toků v závislostech na Reynoldsově čísle:



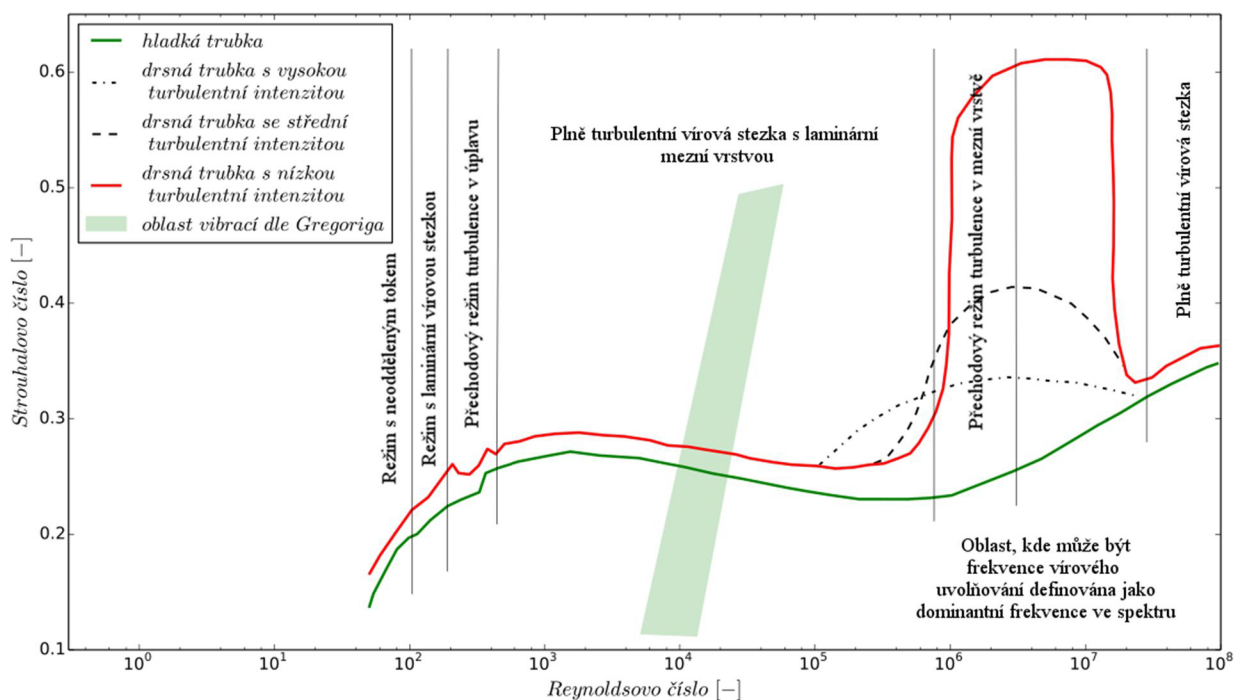
Obrázek 5 - Vírové uvolňování v závislosti na Reynoldsově čísle (Lienhard [16])

Při obtékání tělesa tekutinou se velmi často používá výraz Kármánova vírová stezka. Kármánova vírová stezka vzniká vlivem nestability proudění a vytváří periodicky se vyskytující víry při obtékání přepážky. Periodicita odtrhávání vírů vytváří za přepážkou stejné rozestupy mezi víry. Je tedy možné určit frekvenci, s jakou se víry od dané přepážky odtrhávají. Pokud dojde ke shodě frekvencí vírového uvolňování s vlastní frekvencí obtékaného tělesa (trubky), může dojít k rezonanci. Vznik a vývoj režimů Kármánovy vírové stezky lze popsat Reynoldsovým číslem, jak bylo popsáno výše. Kármánova vírová stezka a její vírové vzory (vortex patterns) byly studovány po staletí. Jedním z prvních lidí, kteří tento jev zkoumali, byl např. Leonardo da Vinci v 16. století. [9]

Obě bezrozměrná čísla (jak Reynoldsovo, tak Strouhalovo) závisejí na průměru válce  $D$  a rychlosti tekutiny  $v$ . Experimenty ukázaly, že existuje spojení mezi Reynoldsovým a Strouhalovým číslem. Strouhalovo číslo je přibližně konstantní v oblasti Reynoldsova čísla, která jsou blízko sub-kritickému režimu toku ( $2 \cdot 10^2 < Re < 2 \cdot 10^5$ ). Strouhalovo číslo je silně závislé na drsnosti povrchu. Naopak Reynoldsovo číslo nikoliv. Drsnost povrchu ovlivňuje velkou měrou odtrhávání vírů a také jejich režim. [16]

Obrázek 6 znázorňuje závislost Strouhalova čísla na Reynoldsově čísle pro hladkou a drsnou trubku při různých vstupních intenzitách turbulence. Křivky na obrázku 6 byly experimentálně sestaveny s přesností  $\pm 10\%$  Lienhard [17]. Pro velký rozsah Reynoldsových čísel (od 300 do  $2 \cdot 10^5$ ) lze uvažovat, že se Strouhalovo číslo konstantně rovná 0,2. Nicméně, jak bylo

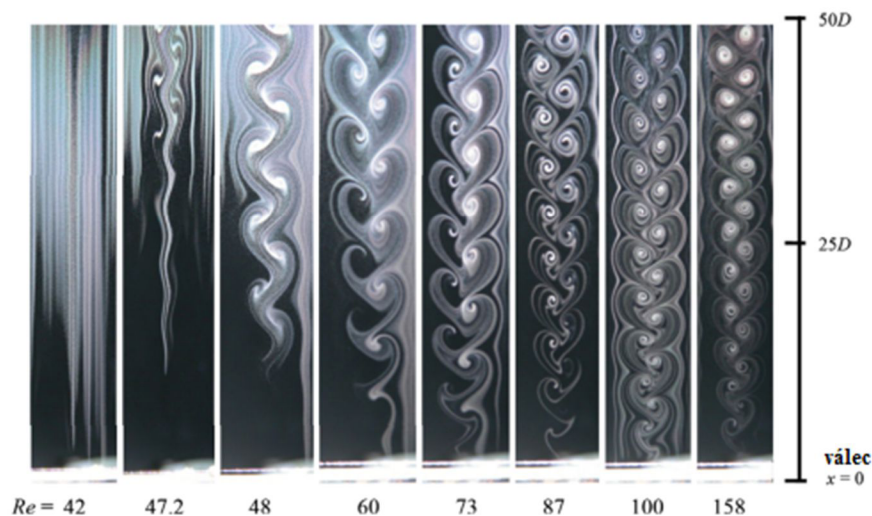
znázorněno na obrázku 5, vírové uvolňování v této oblasti není tak intenzivní jako v jiných případech a přesnější definování vírových frekvencí může být obtížné. Pro hladké trubky při zvyšování Reynoldsova čísla (od  $3,5 \cdot 10^5$ ) dochází k prudkému vzrůstu Strouhalova čísla. Do obrázku 6 zanesl Gregorig [18] na základě experimentů oblast, ve které prokazatelně docházelo k vibračnímu poškození trubkového svazku.



Obrázek 6 - Závislost Strouhalova a Reynoldsova čísla pro trubku (Jendrzejczyk a Chen [19], Gregorig [18])

### 2.3 ÚPLAV

Co se ale děje s tekutinou po odtržení mezní vrstvy? Způsobem, jenž byl popsán výše, dochází k odtrhávání mezních vrstev z obou stran válcového profilu. Tímto způsobem vznikají za válcovým profilem vírová vlákna (vírové provazce) s opačným smyslem rotace z obou stran profilu. Vírová vlákna jsou proudící tekutinou unášena za těleso, kdy odtržená vírová vlákna vytvářejí tzv. úplav. Obrázek 7 znázorňuje rozvoj úplavu v závislosti na stoupajícím Reynoldsově čísle v místě za obtékanou trubkou. [14]



Obrázek 7 - Úplav za válcovým tělesem [20]



Tekutiny obtékající těleso vytvářejí za tělesem vírová vlákna, která jsou při malých hodnotách Reynoldsova čísla stabilní a neodtrhávají se. Od jistého Reynoldsova čísla se začínají tato vlákna odtrhávat a jsou unášena proudící tekutinou ve směru proudění (viz obrázek 7). Toto odtrhávání způsobuje periodické změny rychlostního i tlakového pole, proto odporová a vztlaková síla není konstantní, ale má harmonický průběh s periodou kmitu  $T_v$  dle obrázku 4, jejíž frekvence odpovídá frekvenci vírového uvolňování popsané Strouhalovým číslem.

## 2.4 JEVY SPOJENÉ S VIBRACEMI VYVOLANÝMI PROUDĚNÍM

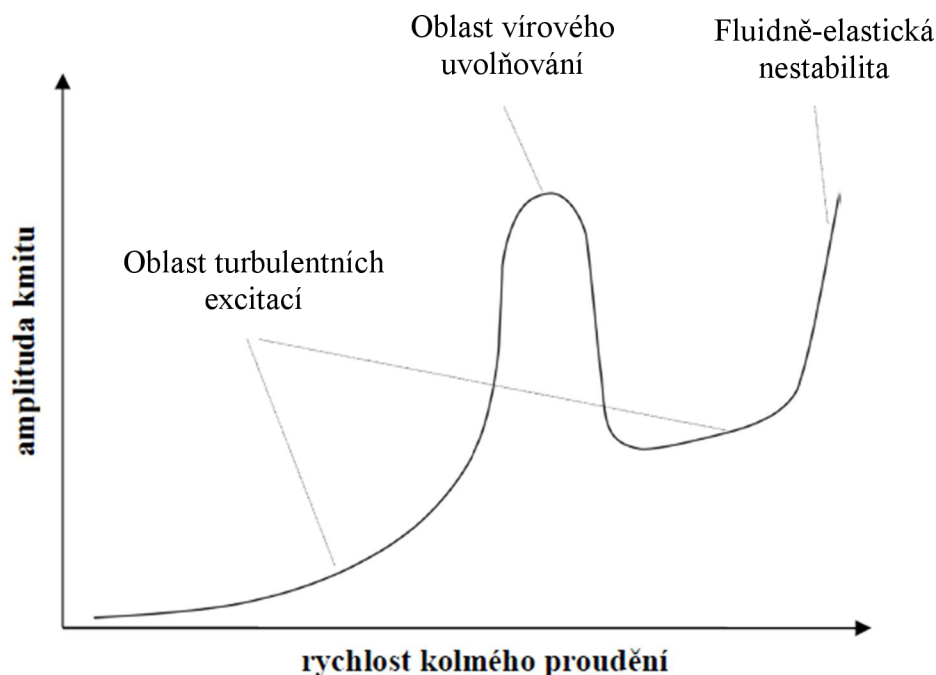
Jedním z hlavních parametrů, které ovlivňují vibrační odezvu, je rychlost proudění tekutiny v příčném směru v mezitrubkovém prostoru. Při příčném obtékání trubkového svazku tekutinou dochází k vibrační odezvě (k amplitudě kmitu trubky). Typická vibrační odezva na trubce je znázorněna na obrázku 4. Vibrační odezva hraje klíčovou roli při interakci tekutiny se strukturou trubkového svazku. Právě zvíření tekutiny přispívá velkou měrou k přenosu hybnosti z tekutiny na pevnou strukturu díky svému proměnlivému charakteru. Závislost mezi amplitudou kmitu trubky a rychlostí tekutin je znázorněna na obrázku 8. Průběh závislosti na tomto obrázku je obdobný jak pro kapaliny, tak pro vzdušninu. Obrázek 8 lze klasifikovat podle způsobu excitací na tři oblasti a to konkrétně:

- turbulentní excitace (turbulent excitation)
- vírové uvolňování (vortex shedding)
- fluidně-elastická nestabilita (fluid-elastic instability)

První z nich, tedy turbulentní excitace, lze z hlediska únavy přiřadit k vysokocyklové únavě. Naopak vírové uvolňování a oblast fluidně-elastické nestability odpovídá nízkocyklové únavě (v některých případech se jedná o statické nebo kvazi-statické poškození). Turbulentní excitace jsou způsobeny turbulencí tekutiny při obtékání tělesa. Toto zvíření nebývá doprovázeno výraznou vibrační odezvou. Výrazná vibrační odezva nastává v oblasti vírového uvolňování (taktéž známá jako Kármánova vírová stezka). Toto uvolňování je typické svými víry o velkých amplitudách kmitu trubky. Poslední popisovanou částí je oblast fluidně-elastické nestability. Tato oblast vzniká při proudění s velmi vysokou rychlostí a vyznačuje se největší vibrační odezvou. V oblasti fluidně-elastické nestability dochází k poškození trubkového svazku v řádu několika minut nebo hodin. [8]

Vibrační odezva na trubce bývá vyvolána ve dvou směrech. Tyto směry jsou identické se směry vztlakové a odporové síly. Směru vztlakové síly  $F_L$  tedy odpovídají příčné vibrace (cross-flow vibration), naopak směru odporové síly  $F_D$  odpovídají rovnoběžné vibrace (in-line vibration) ke směru toku. V příčném směru dochází k vibracím od excitačních sil s dominantní budící frekvencí. Ve směru rovnoběžném s proudem tekutiny je frekvence od vírových excitací poloviční, proto se často tento směr zanedbává, což může mnohdy vést ke kritickým důsledkům, jak je popsáno níže. [8]

V rámci úplnosti je důležité zmínit výskyt akustické rezonance. Akustická rezonance je způsobena některým z excitačních toků (případně vírů – vortex shedding) mající frekvenci, která se shoduje s akustickou frekvencí prostoru, ve kterém proudí vzdušina. [1], [8],



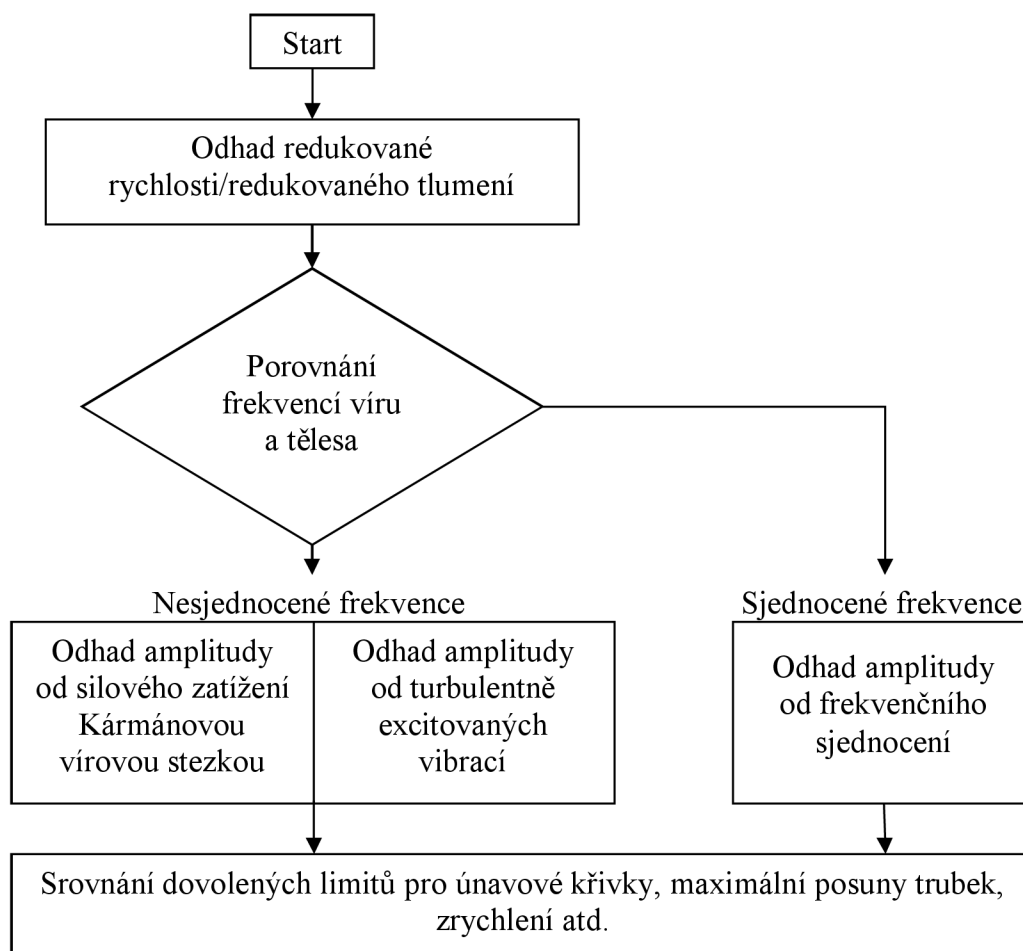
Obrázek 8 - Odezva vibrací na rychlosti proudění kolmého k trubkovému svazku [5], [21]

Tabulka 1 – Mechanismy vibrací vyvolané prouděním [22]

Konfigurace toku	Fluidně-elastická nestabilita	Vírové excitace	Turbulentní excitace	Akustická resonance
<b>Jedna trubka</b>				
<b>Kapalina</b>	o	*	*	o
<b>Vzdušnina</b>	o	Δ	Δ	o
<b>Svazek trubek</b>				
<b>Kapalina</b>	*	Δ	Δ	o
<b>Vzdušnina</b>	*	o	Δ	*
<b>Nepravděpodobný výskyt</b>		o		
<b>Možný výskyt</b>		Δ		
<b>Nebezpečný výskyt</b>		*		

Na základě zkušeností byla vytvořena tabulka 1, která poskytuje přehled různých vibračních mechanismů u jedné trubky, resp. svazku trubek při proudění kapaliny nebo vzduštiny. Pro správné vyhodnocení vibrací trubky je vhodné provést hodnocení dle doporučení tabulky 1. Tedy pro osamocené trubky nebo svazky trubek při možném nebo nebezpečném výskytu dle této tabulky. Pro všechny tyto vibrační režimy existuje schéma pro vyhodnocení, které je znázorněno na obrázku 9. Toto schéma je založeno na stanovení vstupních veličin, kterými jsou například hustota a dynamická viskozita tekutiny, redukovaná rychlost tekutiny, tlumení, podpory trubek, typ geometrie atd. Z těchto veličin se určí frekvence víru a vlastní frekvence části kontrolované na vibrace. V dalším kroku obvykle dochází k porovnání těchto frekvencí a k určení amplitud kmitu trubky. Amplitudy jsou dále považovány za vstupní proměnnou pro stanovení limitů

únavových křivek, maximálních posuvů trubek atd. Tento postup odpovídá metodikám [1], [8] a [21] ve valné většině dnešních přístupů pro vyhodnocení vibrací vyvolaných prouděním.



Obrázek 9 - Přístup k hodnocení vibrací příčně obtékaných válcových trubek [1], [8], [21]

Jak bylo psáno výše, existuje řada inženýrských postupů pro hodnocení a kontrolu trubkového svazku na vibrace vyvolané proudem tekutiny (např. [1], [8], [21]). Řada z nich je založena na srovnávání frekvencí vírových excitací s vlastními frekvencemi geometrie, resp. srovnání maximální amplitudy výchylky s dovolenou výchylkou vztahenou na průměr trubky svazku. Tyto postupy jsou výhodné pro rychlou kontrolu trubkových svazků na vibrace vyvolané prouděním. Bohužel tyto postupy neposkytují detailnější informace o únavovém poškození trubkového svazku. Při únavovém poškození vstupují do hry faktory, jako jsou: uložení trubek (počet stupňů volnosti jednotlivých ukotvení), interference vln od vibrací vyvolaných proudem po délce trubky atd. Z únavového hlediska je důležité odhalit potenciální místa v geometrii, kde by docházelo ke koncentraci napětí a případnému poškození.

V 70. a 80. letech minulého století bylo vynaloženo značné úsilí o zvýšení porozumění vlivu vibrací struktury způsobených zvířeními tekutiny. Velkou roli hrály experimenty, které vedly ke komplexnějším matematickým modelům popisujícím viskózní proudění. Tyto experimenty byly prováděny na pružně ukotvených pevných válcích, které byly zatíženy oscilační silou v různých podmínkách proudění. [23]

Ze začátku byly prováděny experimenty se silovou odezvou pouze v příčném směru ke směru proudění. I když se vibrace ve směru proudění taktéž vyskytovaly, byly považovány za méně důležité v důsledku menší amplitudy odezvy. Nicméně Baarholm [24] dokázal, že vliv vibrací

ve směru proudění může být z hlediska zvyšování únavové životnosti stejně důležitý. Důsledkem vyšší amplitudy kmitu trubky v příčném směru proudění jsou vyšší periodické síly v příčném směru proudění. Je jasné, že vyšší periodické síly mohou významně přispět k celkovému únavovému poškození a neměly by být zanedbávány.

Vzhledem k tomu, že přímé řešení rovnic, kterými se řídí viskózní tok [13], je velmi náročné z hlediska výpočtového výkonu, je většina dostupných inženýrských nástrojů založena na empirických vztazích. Existuje bezpočet polo-empirických rovnic jako nástrojů pro stanovení frekvencí, jako jsou SHEAR7 [25] a VIVANA [26].

Ačkoli polo-empirické rovnice pro stanovení frekvencí jsou efektivní a přesné, v některých případech mají tyto metody určité podstatné nevýhody. Formulace těchto metod je založena na faktorech, které jsou konstantní a lineární, např. redukovaná rychlost, hydrodynamické součinitele atd. Taktéž tyto softwary neberou v potaz nestacionární tok, přestupy tepla a vliv konstrukce jak pro stanovení vlastní frekvence, tak pro útlum kmitů v konstrukci. [23]

Velmi užitečným a inženýrským způsobem, jak predikovat výskyt vibrací, je za pomoci Thorngrenových „čísel poškození“. Thorngren [27] odvodil „čísla poškození“ pro dva druhy možných poruch. Prvním z nich je náraz (kolize) trubky s přepážkou, druhým pak kolize trubky s trubkou. Thorngren uvádí, že k poškození trubek může docházet v případě, kdy se hodnota  $N_{BD}$  a  $N_{CD}$  čísel rovná nebo je větší než 1 [27]. Výpočty těchto čísel jsou založeny na předpokladu podepření trubek přepážkami a vychýlení těchto trubek rovnoměrně rozloženou vztakovou silou. Tato čísla neberou v potaz únavu. Tato čísla poškození jsou uvedena v rovnicích (5) a (6),

$$N_{BD} = \frac{d_0 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot l^2}{\beta_1 \cdot S_m \cdot g_c \cdot A_m \cdot B_t^2} \quad (5)$$

$$N_{CD} = \frac{0.625 \cdot d_0 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot l^4}{\beta_1^4 \cdot g_c \cdot A_m \cdot (d_0^2 + d_i^2) \cdot C_T \cdot E^2} \quad (6)$$

kde  $N_{BD}$  = číslo poškození pro přepážky (-),

$N_{CD}$  = číslo poškození pro kolizi (-),

$d_0$  = vnější průměr trubky (m),

$l$  = délka trubky mezi podporami (m),

$\beta_1$  = faktor ovlivňující vůli mezi trubkou a přepážkou (-),

$S_m$  = maximální dovolené napětí trubky ( $\text{kg/m}^2$ ),

$g_c$  = tíhové zrychlení ( $\text{m/s}^2$ ),

$A_m$  = příčná plocha průtoku uvnitř trubky ( $\text{m}^2$ ),

$B_t$  = tloušťka přepážky (m),

$d_i$  = vnitřní průměr trubky (m),

$C_T$  = maximální vzdálenost mezi trubkami (m),

$E$  = modul pružnosti pro tah ( $\text{kg/m}^2$ ).

Další z možných způsobů predikce vibrací způsobených prouděním bylo vytvoření databáze zařízení (v tomto případě tepelných výměníků) s charakterizací zařízení a výskytem vibrací. Takovéto databáze jsou uvedeny v publikacích [3] a [28]. Data z vybraných tepelných výměníků jsou znázorněna v obrázku 10. Databáze v publikacích [3] a [28] detailně popisují geometrickou konfiguraci tepelného výměníku, termo-fyzikální veličiny včetně rychlostí, tlakových ztrát a míst poškození trubek.

Case no.	Shell Type	Baffle Type	Bundle Type	Tube OD [mm]	Tube Pitch Ratio	Layout Angle [deg]	Tube Side Fluid	Shell Side Fluid	Shell Diameter [mm]	Damage Reported
101	BEM	Seg.	FXTS	19.2	1.33	30	City Gas	City Gas	1208.32	Noise
102	BJM	Seg.	FXTS	19.2	1.25	60	Water	Refrig.	1126.4	Baffle
103	AEP	2-Seg.	OPFH	16.0	1.20	30	Water	Water	494.08	Collision
104	AES	Seg.	SRFH	16.0	1.20	30	Water	Air	258.56	Baffle
105	AET	Seg.	PTFH	25.2	1.28	60	Water	City Gas	1477.12	---
106	AET	Seg.	PTFH	25.2	1.28	60	Water	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	1477.12	Near Tubesheet
107	CEM	2-Seg.	FXTS	19.2	1.25	60	Nat'l Gas	Nat'l Gas	947.2	Baffle
108	CEM	3-Seg.	FXTS	19.2	1.25	60	Nat'l Gas	Nat'l Gas	1126.4	Tubejoint
109	CEM	2-Seg.	FXTS	19.2	1.33	60	Nat'l Gas	Nat'l Gas	1356.8	---
110	CEN	2-Seg.	FXTS	25.6	1.25	45	Water	Olefin	1152.0	Baffle
111	CEN	2-Seg.	FXTS	25.6	1.25	45	Water	Olefin	1152.0	---
112	AJS	Seg.	PTFH	19.2	1.33	90	Water	Air	1100.8	Tubejoint
113	AEU	Seg.	U-tube	19.2	1.33	90	Water	H.C.	442.88	Baffle
114	AEL	2-Seg.	FXTS	19.2	1.25	60	Rich Gas	Lean Gas	1433.6	Near Inlet
115	BJS	Seg.	PTFH	19.2	1.67	90	Water	Proc. Gas	1766.4	Noise

Obrázek 10 - Databáze konfigurací tepelných výměníků a způsobů vibračního poškození [3], [28]

## 2.5 BEZROZMĚRNÁ AMPLITUDA KMITU TRUBKY

Bezrozměrná amplituda kmitu trubky  $A/d_o$  je jedním z nejzajímavějších výsledků v analýzách vírově vyvolaných vibrací. Amplituda kmitu trubky  $A$  může být měřena jak v příčném směru ke směru toku, tak v rovnoběžném směru ke směru toku. Obecně je mnohem významnější měření příčného směru, jelikož je tato amplituda větší. Odezva v příčném směru je přirozeně omezena. Důvodem pro omezení amplitudy je omezení vírového uvolňování v případě, kdy již není dále předána žádná dodatečná hybnost z proudící tekutiny do struktury. [29]

Pro trubku s malým tlumením bude vrchol amplitudy  $A$  záviset na Reynoldsově čísle přes úzký rozsah redukováných rychlostí. Různé rovnice popisují vztah mezi poměrem  $A/d_o$  a Reynoldsovým číslem. Rovnice (7) je odvozena pro lineární odezvu proti logaritmickému výrazu založenému na Reynoldsově čísle, kde  $A_{max}$  je maximální amplituda kmitu trubky a  $A_{min}$  minimální amplituda kmitu trubky. [29]

Griffin [30] poskytuje odhad amplitudy v rovnici (8) pro nízké hodnoty  $C_n$  (redukované tlumení (-)). Mezi další rovnice odhadující amplitudu patří Blevinsova [31] rovnice (9) a Sarpkayova [30] rovnice (10):

$$\frac{A}{d_o} = \frac{A_{max} - A_{min}}{2 \cdot d_o} \approx \log(0,41 \cdot Re^{0,36}), \quad (7)$$

$$\frac{A}{d_o} = \frac{1,29}{(1 + 0,43 \cdot (2 \cdot \pi \cdot St^2 \cdot C_n))^{3,35}}, \quad (8)$$

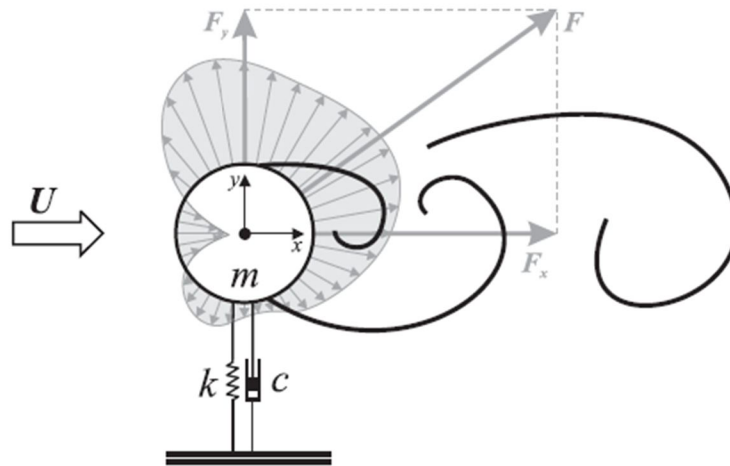
$$\frac{A}{d_o} = \frac{0,07 \cdot \gamma}{(C_n + 1,9) \cdot St^2} \cdot \sqrt{\left[0,3 + \frac{0,72}{(C_n + 1,9) \cdot St}\right]}, \quad (9)$$

$$\frac{A}{d_o} = \frac{0,32}{(0,06 + (2 \cdot \pi \cdot St^2 \cdot C_n)^2)^{1/2}}. \quad (10)$$

## 2.6 ANALÝZA POHYBU TRUBKY ZA POMOCI POHYBOVÉ ROVNICE

Jednoduchým příkladem interakce pevné struktury s tekutinou je trubka s jedním stupněm volnosti. Na trubku o hmotnosti  $m$  působí síla od tekutiny  $F$ . Tato síla může být rozdělena do dvou složek: odporová síla ( $F_D$  – ve směru síly  $F_x$ ) a vztlaková síla ( $F_L$  – ve směru síly  $F_y$ ). Trubka má svou tuhost  $k$ , kterou znázorňuje pružina a je tlumena tlumičem  $c$ . Celý příklad je schematicky znázorněn na obrázku 11. [32], [33]

Příklad znázorněný na obrázku 11 obecně idealizován. Hmotnost  $m$  by neměla obsahovat jen hmotnost samotné trubky, ale také hmotnost tekutiny uvnitř trubky. TEMA [1] k této hmotnosti  $m$  ještě připočítává hydrodynamické účinky od pohybu trubky, vlivu ostatních trubek ve svazku a umístění trubky v blízkosti stěny skořepiny. Stejně tak tuhost  $k$  nemusí obsahovat nejen tuhost spoje trubka-trubkový svazek, ale také zohledňovat případný kontakt trubka-trubka, trubka-přepážka, trubka-plášť.



Obrázek 11 – Příklad trubky obtékané tekutinou, která má svoji specifickou hmotnost  $m$ , tuhost  $k$  a tlumení  $c$  [33]

Tlumič  $c$  nemusí obsahovat jen tlumení materiálem nebo tekutinou, ale i další tlumící mechanismy. Pettigrew [22] sestavil přehled mechanismů, které přispívají k tlumení trubky. Tento přehled mechanismů je znázorněn v tabulce 2. [33]

Tabulka 2 – Mechanismy tlumení [22]

Typ tlumení	Zdroj
Strukturální	Materiálové tlumení
Viskózní	Tekutinové tlumení
Typ toku	Tlumení s proměnným režimem toku
Tření tekutinového filmu mezi strukturami	Vzniká mezi trubkou a tekutinou (např. u kontaktu trubky a podpory)
Třecí	Vznik Coulombova tlumení na podpoře
Ukotvení	Tlumení při kontaktu dvou struktur

Tlumení u interakce tekutiny s pevnou strukturou závisí obecně na mechanických vlastnostech materiálu trubky, na geometrii mezi podporami a na fyzikálních vlastnostech v mezitrubkovém prostoru. Lowery & Moretti [34] došli k závěru, že tlumení je téměř úplně závislé na funkci podpěr. Nicméně Chen a kol. [35] našli závislost pro tekutinové tlumení z měření tekutinových sil na pohybujícím se tělese.

V případě, že ukotvení na obrázku 11 lze považovat za stacionární, lze vyjádřit pohyb trubky pomocí pohybové rovnice (11): [19], [33]

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + F_k + F_c = mg + f_o + f(t) \quad (11)$$

Význam jednotlivých sil je vypsán v tabulce 3.

Tabulka 3 – Význam sil z rovnice (49)

$m \frac{d^2 y}{dt^2}$	Síla popisující setrvačnost tělesa
$F_k$	Síly vratné (pružné)
$F_c$	Síla popisující vliv tlumení
$mg$	Síla tíhová
$f_o$	Síla konstantní (např. od konstantní proudící tekutiny)
$f(t)$	Síla od časově proměnlivého zatížení (např. od vírových excitací)

Když je model pružiny lineární, lze pružnou sílu vyjádřit rovnicí (12): [19], [33]

$$F_k = k \cdot y. \quad (12)$$

Tuhost pružiny  $k$ , je někdy vyjadřována jako derivace pružinové síly podle posuvu  $\frac{dF_k}{dy} = k$ .

Když je tlumič lineární podle lineárního viskózního tlumení lze tlumící sílu popsat rovnicí (13): [19], [33]

$$F_d = c\dot{y}. \quad (13)$$

Vlastní úhlovou frekvenci lze vyjádřit v podobě rovnice (14) v jednotce (rad/s):

$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (14)$$

Tlumící faktor pro translační systémy lze vyjádřit v podobě rovnice (15): [19], [33]

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c\omega_n}{2k}. \quad (15)$$

V případě, že  $0 < \zeta < 1$ , je systém podtlumený (under-damped system), při  $\zeta = 1$  nastává kritické tlumení, a když  $\zeta > 1$ , systém je přetlumený (over-damped system). Když  $\zeta = 0$ , jedná se o neutlumený systém. [19], [33]

Periodu netlumené oscilace lze vyjádřit v podobě rovnice (16):

$$T = \frac{1}{f_n} = \frac{2\pi}{\omega_n}. \quad (16)$$

Systém se dvěma stupni volnosti se vyskytuje v náročnějších geometrických uspořádáních. Rovnice pohybu se dvěma stupni volnosti lze vyjádřit ve formě maticového zápisu v podobě rovnice (17), [19], [33]

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\}, \quad (17)$$

kde

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix}, [C] = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix}, [K] = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix},$$

a

$$\{x\} = [x_1 \quad x_2]^T, \{F\} = [F_1 \quad F_2]^T.$$

Místa s omezeným počtem stupňů volnosti mají výrazný příspěvek k utlumení hybnosti trubkového svazku. K utlumení hybnosti trubkového svazku dochází taktéž díky obtékané tekutině.

## 2.7 VÍROVÁ UVOLŇOVÁNÍ

Jak bylo uvedeno výše, při obtékání trubky, resp. svazku trubek, dochází k výskytu vibrací. Vírová uvolňování vznikají při přiblížení hodnot frekvencí vlastní struktury trubky a frekvencí vírového uvolňování (resp. Kármánovy vírové stezky) [5]. Tento jev je blíže známý jako „uzamknutí“ neboli lock-in (popsaný v publikacích [5], [6] a [7]). K takovémuto frekvenčnímu přiblížení (neboli synchronizaci) dochází jak u vibrací příčných na proud tekutiny (cross-flow vibration), tak i vibrací paralelních se směrem proudu tekutiny (in-line vibration). Frekvenční přiblížení má za následek rezonanci geometrie trubek. Při rezonanci dochází k poškození trubek během relativně malého času a nízkých rychlostí. Tento fakt je zapříčiněn velkou vibrační amplitudou.

Fakt vzniku „uzamknutí“ ve směru paralelním se směrem toku bývá často zanedbán. Právě zanedbání frekvenčního přiblížení v paralelním směru může vést k poškození geometrie stejně tak dobře u nižších rychlostí, jako je tomu u kolmého směru [5]. Na druhou stranu je výskyt in-line vibrací velmi ovlivněn hustotou média, například u plynů (díky malé hustotě) je skoro zanedbatelný [5]. [28]

TEMA [1] predikuje vírová uvolňování (vortex shedding – vs) podmínkou znázorněnou v nerovnici (18). Velikost vibrační amplitudy pro vírová uvolňování je popsána rovnicí (19). Následné vztahy platí pouze při podmínce  $f_n < 2 \cdot f_{vs}$ . Tato podmínka omezuje použitelnost rovnic v oblasti rezonancí:

$$y_{vs} \leq 0,02 \cdot d_o, \quad (18)$$

$$y_{vs} = \frac{C_L \cdot \rho_o \cdot d_o \cdot v^2}{2 \cdot \pi^2 \cdot \delta_T \cdot f_n^2 \cdot w_o}, \quad (19)$$

kde  $y_{vs}$  = amplituda uprostřed trubky od vírového uvolňování (m),

$\delta_T$  = logaritmický útlum (-),

$f_n$  = vlastní frekvence trubky (Hz),

$f_{vs}$  = frekvence vírového uvolňování (Hz),

$w_o$  = efektivní hmotnost trubky na jednotku délky (kg/m).

VDI Heat Atlas [21] přistupuje k určení velikosti vibrační amplitudy přes kontrolu kritické rychlosti vírových excitací. Tato publikace si bere za svou, stejně jako TEMA [1], podmínku z rovnice (18). Právě kritická rychlost vírového uvolňování omezuje podmínku v rovnici (18) na oblast mimo rezonanční pásmo.

HEWITT [8] predikuje výskyt vírového uvolňování za pomoci určení a následného srovnání frekvence vírových excitací a vlastní frekvence geometrie trubek. Tato publikace stanovuje podmínku poškození trubek nerovnicí (20):

$$f_{vs} \leq 0,8 \cdot f_n. \quad (20)$$

Flow-induced Vibration [5] přistupuje k zamezení nebo potlačení synchronizace Kármánovy vírové stezky (resp. symetrického vírového uvolňování) pomocí definování parametrů redukované rychlosti  $V_r$  (-) a redukováného tlumení  $C_n$  (-) v rovnicích (21) a (22). Obrázek 12 znázorňuje rozsahy pro zamezení nebo potlačení synchronizací. Obrázek 13 poté znázorňuje závislost



redukované rychlosti na normalizované amplitudě pro synchronizaci od Kármánovy vírové stezky a synchronizaci od symetrických vírových excitací.

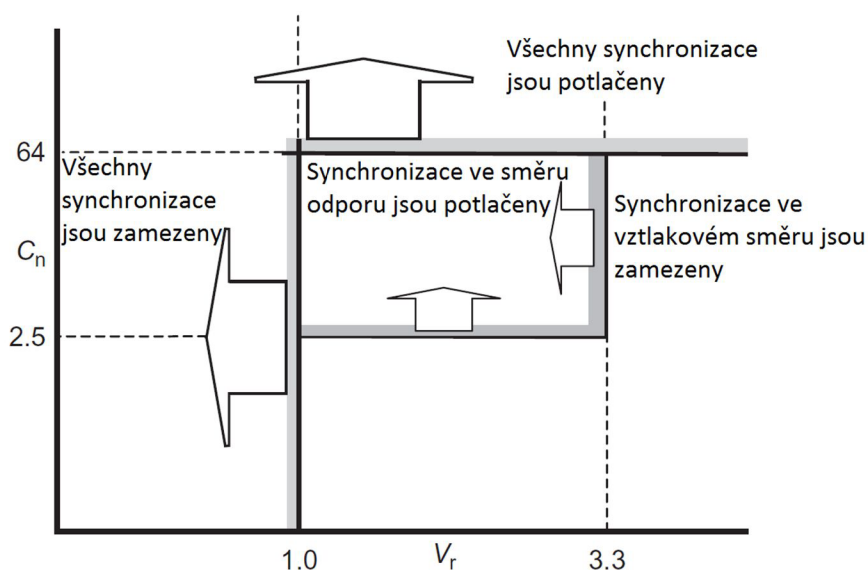
Redukovaná rychlost dává informaci o rychlostech, při kterých může k vibracím dojít. Pro jakoukoliv vlastní frekvenci struktury  $f_n$  může být určena redukovaná rychlost. Vírové uvolňování se může vyskytovat ve všech redukovaných rychlostech, ale bývá často spojováno s vibrační amplitudou. Dle současného stavu poznání lze konstatovat, že maximální bezrozměrná odezva amplitudy  $A/d_0$  nastává při  $V_r > 5$  a dosahuje svého maxima při  $V_r = 8$ .

$$V_r = \frac{v}{f_n \cdot d_0}, \quad (21)$$

$$C_n = \frac{4 \cdot \pi \cdot w_0 \cdot \delta_T}{\rho \cdot d_0^2}, \quad (22)$$

kde  $V_r$  – redukovaná rychlost (-),

$C_n$  – redukované tlumení (-).



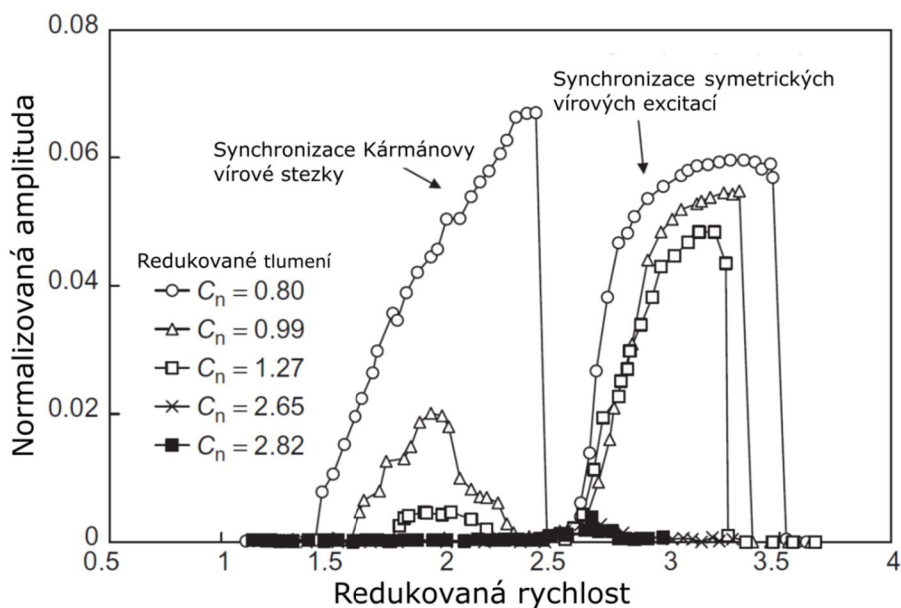
Obrázek 12 - Rozsah zamezení a potlačení synchronizace při použití redukované rychlosti a redukovaného tlumení [5]

Heat Exchanger Design Handbook [12] přistupuje k zamezení rezonance od vírového uvolňování pomocí kritérií Pettigrewa a Gormana. Kritérium k zabránění rezonance od vírového uvolňování je vyjádřeno redukovanou frekvencí vyjádřenou nerovnicí (23):

$$\frac{f_n \cdot D}{v} > 2 \cdot St. \quad (23)$$

Podle kritéria Au-Yanga musí být pro zabránění rezonance Strouhalovo číslo menší než 20 % redukované frekvence z nerovnice (24):

$$\frac{f_n \cdot D}{v} < 0,2 \cdot St. \quad (24)$$



Obrázek 13 - Závislost normalizované amplitudy na redukované rychlosti pro synchronizace od Kármánovy vírové stezky a synchronizaci od symetrického vírového uvolňování [5]

Au-Yangovo kritérium umožňuje poskytnout informaci o uzamknutí díky vírovému uvolňování v prvních dvou až třech řadách v trubkovém svazku za následujících předpokladů (tyto předpoklady korespondují s obrázkem 13):

- Pokud redukovaná rychlost pro základní vibrační režim ( $n = 1$ ) vyhovuje vztahu popsanému nerovnicí (25), je zabráněno uzamčení jak pro směr kolmý ke směru proudění, tak ve směru proudění.

$$\frac{v}{f_n \cdot D} < 1 \quad (25)$$

- Je-li redukované tlumení  $C_n > 64$ , bude daný vibrační režim potlačen.
- Pokud daný režim vibrací splňuje nerovnici (26) a  $C_n > 1,2$ , pak dojde k uzamčení ve směru kolmém na směr proudění a k potlačení vibrací ve směru proudění. Redukované tlumení se spočítá z rovnice (22).

$$\frac{v}{f_n \cdot D} < 3,3 \quad (26)$$

## 2.8 TURBULENTNÍ EXCITACE

Turbulentním excitacím se prakticky nelze vyhnout. Jejich přítomnost je zaručena při turbulentním toku. Trubka je v tomto případě vystavena působení sil turbulentních excitací mimo oblast synchronizace. Tento režim je doprovázen periodicky se vyskytujícími silami v širokém frekvenčním pásmu. Nebezpečí u tohoto mechanismu nastává až v průběhu času za předpokladu nevhodně koncipované geometrie, jak bude popsáno dále. Turbulentní excitace jsou doprovázeny malými vibračními amplitudami. [1], [6], [28]

TEMA [1] predikuje turbulentní excitace (turbulent excitation/buffeting - tb) podmínkou znázorněnou v nerovnici (27). Velikost vibrační amplitudy pro turbulentní excitace je popsána rovnicí (28),

$$y_{tb} \leq 0,02 \cdot d_o, \quad (27)$$

$$y_{tb} = \frac{C_L \cdot \rho_0 \cdot d_o \cdot v^2}{8 \cdot \pi \cdot \sqrt{\delta_T \cdot f_n^3 \cdot w_0}}, \quad (28)$$

kde  $y_{tb}$  = vrchol amplitudy uprostřed trubky od turbulentní excitace [m].

VDI Heat Atlas [21] přistupuje k predikci poškození turbulentní excitací za pomoci určení maximální amplitudy  $A_t$  a kritické amplitudy  $A_k$ , která je založena na očekávané životnosti a opotřebením materiálu trubky. Pokud je kritická amplituda neznámá, je doporučeno použít jako maximální amplitudu poměr vyjádřený v nerovnici (29):

$$\frac{A_{max}}{d_0} \leq 0,01. \quad (29)$$

HEWITT [8] predikuje výskyt vírových excitací za pomoci určení a následného srovnání frekvence turbulentních excitací a vlastní frekvence geometrie trubek. Tato publikace stanovuje podmínku poškození trubek nerovnicí (30):

$$f_{tb} \leq 0,8 \cdot f_n. \quad (30)$$

Pro měření frekvencí je často používána analýza výkonové spektrální hustoty (power spectral density – PSD). Na rozdíl od vibrací vyvolaných vírovou excitací, odezva turbulentních excitací se obvykle odhaduje z výpočtů na základě empirických funkcí odvozených právě z měření PSD [5].

Frekvence turbulentní excitace lze popsat Owensovou rovnicí (31),

$$f_{tb} = \frac{v}{d_0 x_l x_t} \left[ 3,05 \cdot \left( 1 - \frac{1}{x_t} \right)^2 + 0,28 \right], \quad (31)$$

kde  $x_l$  = poměr podélné rozteče k průměru trubky (-),

$x_t$  = součinitel závislý na  $x_l$  a trubkovém uspořádání,  $x_t = x_l$  pro 90° uspořádání,  $x_t = 2 \cdot x_l$  pro 30°, 45° a 60° uspořádání (-).

## 2.9 FLUIDNĚ-ELASTICKÁ NESTABILITA

Fluidně-elastická nestabilita je zdaleka nejnebezpečnějším mechanismem a nejčastější příčinou selhání trubkového svazku vlivem vibrací. Tato nestabilita je typická pro samobuzené vibrace při vysokých rychlostech toku. Je doprovázena vysokými vibračními amplitudami kmitu trubky a velkou měrou ovlivňuje interakci mezi pohybem trubky a prouděním tekutiny. [1], [6], [28]

TEMA [1] predikuje fluidně-elastickou nestabilitu za pomoci kritické rychlosti  $v_c$ . Po překročení meze této rychlosti při příčném směru toku na svazek trubek, dochází k vibracím s nepřijatelně velkými amplitudami.

VDI Heat Atlas [21] přistupuje k predikci fluidně-elastické nestability za pomoci poměru stability  $K^*$ . Tento poměr vyjadřuje vztah ekvivalentní rychlosti  $u_s$  ke kritické rychlosti  $u_{sk}$  vyjádřený podmínkou v rovnici (32):

$$K^* = \frac{u_s}{u_{sk}} > 0,8 \quad (32)$$

HEWITT [8] predikuje výskyt fluidně-elastické nestability, stejně jako v případě TEMA, za pomoci porovnání rychlosti proudění média a kritické rychlosti.

## 2.10 AKUSTICKÁ REZONANCE

Akustická rezonance je způsobena buď vírovým uvolňováním, nebo turbulentní excitací mající frekvenci, která se shoduje s vlastní frekvencí prostoru, ve kterém proudí tekutina. Je doprovázena hlasitou akustickou emisí a dochází při ní k rychlému poškození geometrie. [1], [6], [28]

TEMA [1] definuje výskyt akustické rezonance v případě, že je splněna jedna z následujících podmínek rovnic (33), (34) a (35):

$$0,8 \cdot f_{vs} < f_a < 1,2 \cdot f_{vs}$$

nebo

$$0,8 \cdot f_{tb} < f_a < 1,2 \cdot f_{tb},$$

$$v > \frac{f_a \cdot d_0 \cdot (x_l - 0,5)}{6},$$

$$v > \frac{f_a \cdot d_0}{12 \cdot s}$$

a

$$\frac{Re}{St \cdot x_l} \left(1 - \frac{1}{x_t}\right)^2 > 2000,$$

kde  $f_a$  = akustická frekvence (Hz).

VDI Heat Atlas [21] přistupuje k predikci akustické rezonance stejně jako v případě trubkové rezonance. Akustická rezonance nastává v případě, kdy dojde ke shodě frekvencí vírového uvolňování a akustické frekvence. Akustická rezonance závisí především na akustickém útlumu vzhledem k excitační energii od vírového uvolňování. Chen a Young [9] vyvinuli podmínku popsanou nerovnicí (34) popisující charakter tlumení uvnitř trubkového svazku pro akustickou rezonanci.

HEWITT [8] predikuje výskyt akustické rezonance za pomoci porovnání frekvencí vírového uvolnění a frekvencí turbulentních excitací s akustickou frekvencí. Pokud je rozdíl akustické frekvence a frekvencí vírového uvolňování a turbulentních excitací menší nebo větší než 20 %, je velmi pravděpodobné, že dojde k akustické rezonanci. Tato podmínka je znázorněna nerovnicí (33).

Heat Exchanger Design Handbook [12] přistupuje ke stanovení akustické frekvence pomocí tzv. stojaté vlny pro ( $n = 1, 2, 3, \dots$ ) počet režimů, kterou představuje rovnice (36):

$$f_a = \frac{n \cdot c}{2 \cdot L_a}.$$

Proměnná  $C$  (m/s) vyjadřuje rychlost zvuku a je popsána rovnicí (37),

$$C = \sqrt{\frac{Z \cdot \gamma \cdot R_c \cdot T}{M_g}},$$

kde  $L_a$  = vzdálenost mezi stěnami kolnými ke směru toku (m),

$Z$  = kompresibilní faktor (-),

$R$  = molární plynová konstanta (J/(K·mol)),

$T$  = absolutní teplota pracovního média (K),

$\gamma$  = Poissonova konstanta (-),

$M_g$  = molární hmotnost pracovního média (kg/mol).

Heat Exchanger Design Handbook [12] do výpočtu zavádí vliv tuhosti (solidity) trubek na rychlost zvuku. Tuto korelaci provedli Parker [36] a Burton [37]. Míra poklesu rychlosti zvuku závisí hlavně na poměru tuhostí (solidity ratio),  $\sigma$  trubkového uspořádání a na slabém vlivu hmotnostního koeficientu  $C_m$ . Podle rovnic Parkera (38) a Burtona (39) lze stanovit efektivní rychlost zvuku  $C_{eff}$  v tekutině, která proudí skrze trubkový svazek.

$$C_{eff} = \frac{c}{\sqrt{(1+\sigma)}},$$

$$C_{eff} = \frac{c}{\sqrt{(1+C_m \cdot \sigma)}}.$$

Pro obecné užití lze přibližně použít  $C_m = 1$ . Rovnici (40) pro výpočet poměru tuhostí pro různá trubková uspořádání popsal Blevins [31], kde

$$\begin{aligned}\sigma &= 0,9069 \cdot \left(\frac{D}{p}\right)^2 \text{ pro } 30^\circ \text{ a } 60^\circ \text{ uspořádání,} \\ \sigma &= 0,7853 \cdot \left(\frac{D}{p}\right)^2 \text{ pro } 90^\circ \text{ uspořádání,} \\ \sigma &= 1,5707 \cdot \left(\frac{D}{p}\right)^2 \text{ pro } 45^\circ \text{ uspořádání.}\end{aligned}\tag{40}$$

V tepelných výměnících o normálních velikostech je nejpravděpodobnější, že se objeví akustická rezonance při základním frekvenčním režimu, nebo při druhém frekvenčním režimu. Nicméně u velkých zařízení na výměnu tepla s rozměrem mezitrubkového prostoru v rozmezí 20-30 (m) může docházet k akustickým vibracím, které jsou pátého až šestého frekvenčního režimu.

Rovnici pro výpočet akustické frekvence stojaté vlny formuloval Blevins [31] do podoby rovnice (41),

$$f_a = \frac{\lambda_i \cdot C_{eff}}{2 \cdot \pi \cdot R},\tag{41}$$

kde

$$\lambda_1 = 1,84,$$

$$\lambda_2 = 3,054,$$

$R$  = vnitřní poloměr pláště tepelného výměníku (m).

Stejně tak Blevins [31] zavedl pojem hladina akustického tlaku (sound pressure level – SPL) při rezonanci. V případě rezonance lze stanovit velikost SPL dle rovnice (42). V případě, kdy  $SPL < 140$  (dB), nebude docházet k poškození struktury komponent nebo jejich okolí:

$$SPL = 20 \log_{10} \left( \frac{p_{rms}}{0,00002} \right).\tag{42}$$

### 3 SOUČINITELE ODPORU A VZTLAKU

Součinitele odporu a vztlaku jsou unikátní veličiny, které popisují vliv proudění na těleso. Z hlediska významnosti a náročnosti stanovení těchto součinitelů jim byla vyhrazena samostatná kapitola. Nejprve bude popsán součinitel odporu (na který je kladen mnohem větší důraz), jelikož vztlakový součinitel vzniká v důsledku odporového součinitele.

Tekutina obtékající trubku na ní působí celkovou odporovou silou. Obvykle lze tuto sílu rozdělit na dvě složky – třecí sílu a odporovou sílu. Třecí síla vzniká třením mezi tekutinou a povrchem. Toto tření je spojeno s vývojem mezních vrstev a velikostí Reynoldsova čísla. Odporová síla vzniká od odporu samotné přepážky. Rozdíl mezi výše zmíněnými silami je významný např. v leteckém průmyslu, kdy tvar křídla letadla a mechaniky letu vyžaduje ve fázi letu (ve fázi stoupání nebo klesání) omezení vzniku místa separace tekutiny od těla křídla. Z tohoto důvodu a ze snahy snížit tvorbu vírů, které vyvolávají vibrace, se při mechanice letu uvažují jak síly třecí, tak síly odporové. U teplosměnných ploch je situace poměrně jiná. Jednou z nejpoužívanějších geometrií teplosměnných ploch jsou trubky, u kterých je přímo vyžadováno zvýšení turbulence pro lepší rozbíjení laminární vrstvy kolem stěn trubek za účelem zintenzivnění přestupu tepla. Z tohoto hlediska jsou při vyšších Reynoldsových číslech zanedbávány síly třecí. [38]

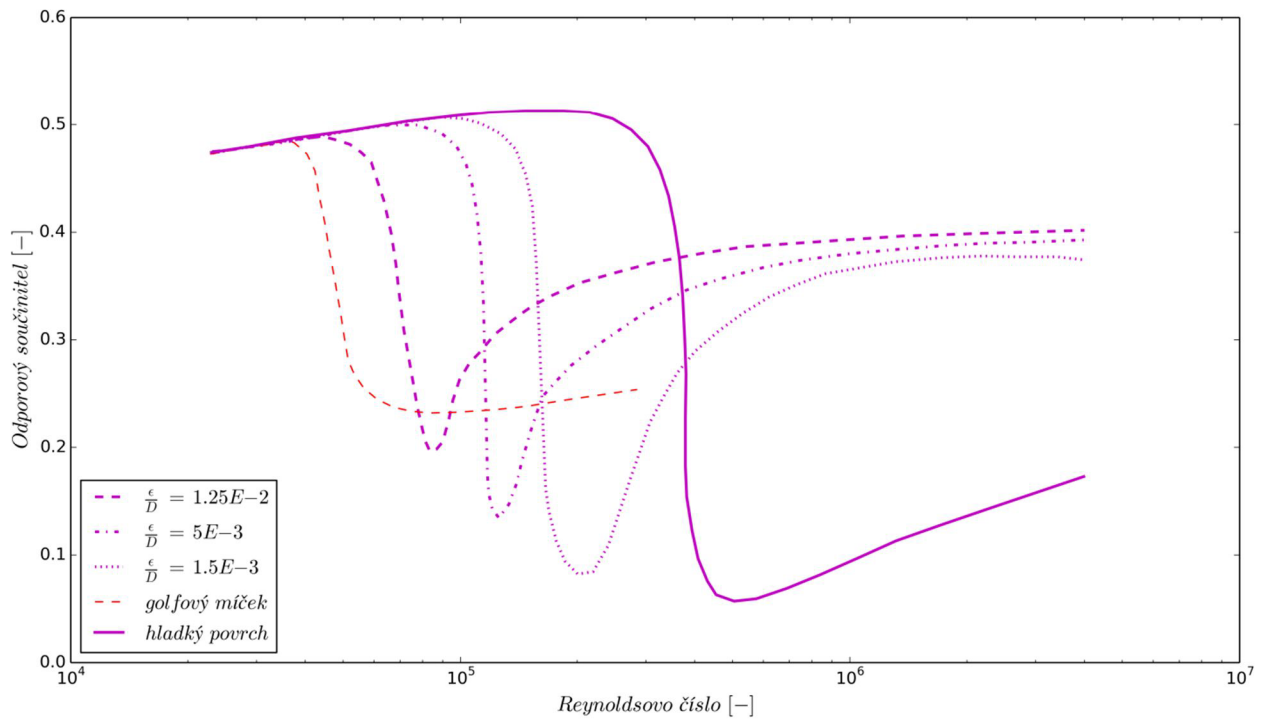
Přibližné analytické hodnoty součinitelů odporu popsal Ossen v rovnicích (43) a (44) pro Stokesův tok (Stokes flow), plíživý tok (creeping flow) a plíživý pohyb (creeping motion), pro tok kolem dlouhého válce a koule. Aplikovatelnost těchto rovnic je omezena pro  $Re \ll 1$  [38]:

$$C_D = \frac{4 \cdot \pi}{Re \left[ \ln \left( 2 \cdot \frac{L}{D} \right) - 0,72 \right]}, \quad (43)$$

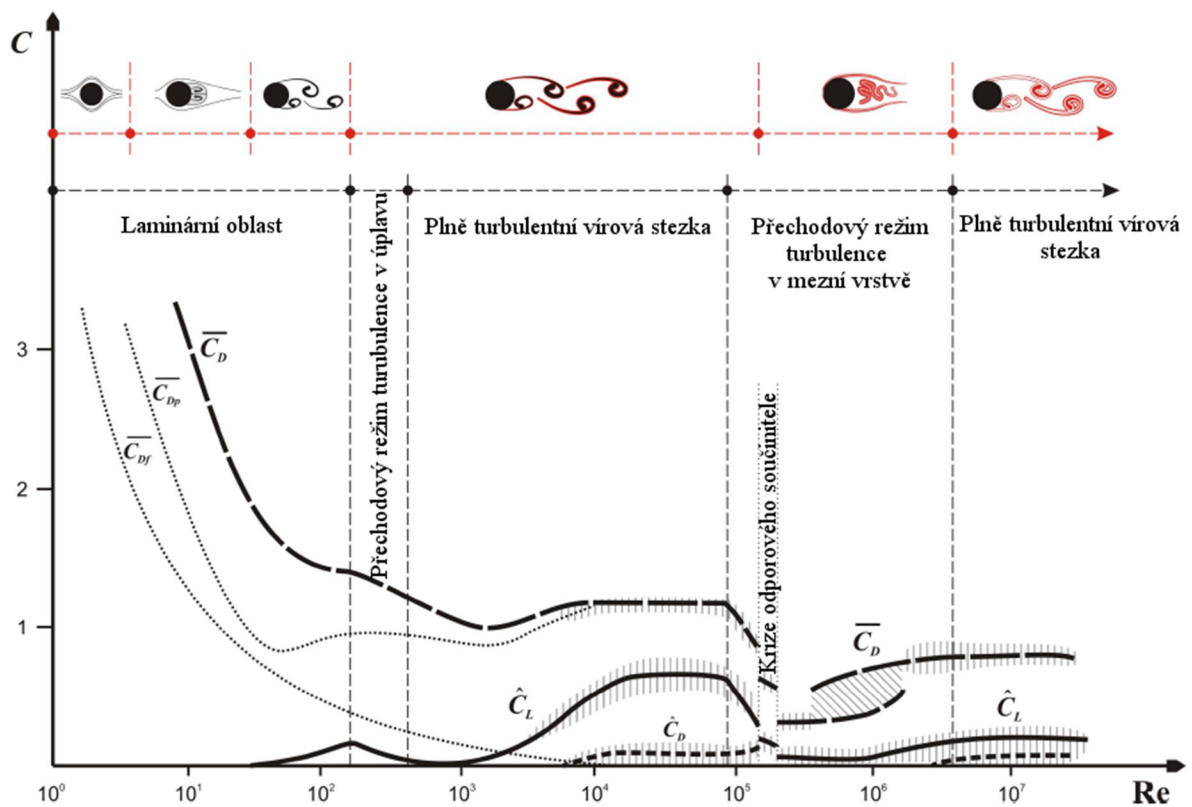
$$C_D = \frac{8 \cdot \pi}{Re \left[ \log \left( \frac{7,4}{Re} \right) \right]}. \quad (44)$$

Jedním z faktorů, který ovlivňuje součinitel odporu je bezpochyby drsnost obtékaného povrchu. Obrázek 14 znázorňuje závislost odporového součinitele na Reynoldsově čísle pro čtyři různé povrchy (hladký, povrch s drsností  $\varepsilon/D = 1,5e-3$ ,  $\varepsilon/D = 5e-3$ ,  $1,25e-2$ ; kde  $\varepsilon$  je absolutní součinitel drsnosti (m) a  $D$  průměr trubky (m)).

Předchozí kapitola popisovala popis režimů uvolňování vírů v závislosti na Reynoldsově čísle. Lienharden [17] a později Zdravkovich [39] rozčlenil jednotlivé režimy úplavů, které jsou znázorněny na obrázku 5. Tyto režimy následně zanesli do grafu, popisující závislost součinitele odporu na Reynoldsově čísle znázorněné v obrázku 15. [9], [39]



Obrázek 14 - Závislost odporového součinitele na Reynoldsově čísle pro různé drsnosti povrchů [40]



Obrázek 15 - Závislost vztlakového a odporového součinitele dle Reynoldsova čísla pro obtékanou trubku (Zdravkovich [39])

Na obrázku 15 se vyskytují veličiny s následujícím významem:

- $\overline{C_D}$  = časově zprůměrovaná hodnota odporového součinitele

- $\overline{C_{Dp}}$  = časově zprůměrovaný příspěvek odporového součinitele od tlakového odporu
- $\overline{C_{Df}}$  = časově zprůměrovaný příspěvek odporového součinitele od třecího odporu
- $\widehat{C_L}$  = fluktuace vztlakového součinitele
- $\widehat{C_D}$  = fluktuace odporového součinitele

Jak bylo v předchozích odstavcích uvedeno, při nízkých Reynoldsových číslech nemůže být tok oddělen. K tomu dochází až při zvyšující se hodnotě Reynoldsova čísla, kdy se tok odděluje tak, že vytváří dvojici recirkulačních vírů na každé straně válce. Při dalším zvyšování Reynoldsova čísla dochází k posunu místa odtržení ve směru toku a odtrhávání vírů ve směru proudění. Vzdálenost místa odtržení se zvětšuje lineárně spolu s celkovým součinitelem odporu, dokud se nedostane do nestabilní oblasti při  $Re \sim 4$ . U  $Re \sim 150$  dochází k růstu vírové stezky ve směru toku. Původně šířící se úplav se rozvíjí do dvou paralelních řad rozložených vírů. Von Kármánova neviskózní teorie tvrdí, že stabilní šíření vírové stezky bude nastávat při poměru šířky víru k rozestupu vírů po proudu 0,28. Při  $Re \sim 300$  proudí laminární vrstva přes čelo trubky a odděluje se do turbulentního úplavu. Bod odtržení se posouvá dopředu (proti směru toku) a Reynoldsovo číslo vzrůstá. Při  $Re \sim 3 \cdot 10^5$  se bod odtržení posouvá dozadu (po směru toku) a celkový součinitel odporu prudce klesá a vírové uvolňování je velmi neorganizované. Při vyšších hodnotách Reynoldsova čísla se obnoví vírová stezka. [9]

Výsledky mnohých experimentů vírového uvolňování při sub-kritických ( $2 \cdot 10^2 < Re < 2 \cdot 10^5$ ) Reynoldsových číslech jsou v poměrně dobré shodě. Velké rozkoly bohužel vznikají při vyšších Reynoldsových číslech. Jedním z důvodů je citlivost výsledků na malé rozruchy toku. Jak zdůraznil Farell [41], už sama definice terminologie režimů toku může být matoucí. Zdá se, že většina vědců preferuje svoje vlastní terminologie ze dvou důvodů [9]:

- Různí lidé různě interpretují toky a jejich režimy.
- Stávající měření stále nejsou jednoznačná.

Jak je obecně známo, Reynoldsovo číslo vyjadřuje poměr setrvačných sil k silám třecím. Pro malá Reynoldsova čísla ( $< 0,5$ ) jsou setrvačné síly zanedbatelné ve srovnání se silami třecími a odpor je přímo úměrný rychlosti. V této oblasti představuje třecí odpor 2/3 celkového odporu. Při zvyšování Reynoldsova čísla se začíná oddělovat mezní vrstva. Tento fakt způsobuje zvyšování třecího odporu, v této oblasti se sklon  $C_D$  křivky stává méně strmým. Při hodnotě  $Re \approx 150$  dochází k výskytu Kármánovy vírové stezky a třecí odpor odpovídá přibližně 40 % celkového odporu. Při  $Re \sim 2 \cdot 10^5$  se mezní vrstva stává turbulentní už před bodem odtržení. Pozice odtržení se posouvá daleko za válcový profil (po proudu) a zužuje šířku úplavu. V tomto důsledku drasticky padá odporový koeficient. [9]

Tabulka 4 znázorňuje kolísání efektivní hodnoty (RMS) oscilujících součinitelů pro různá Reynoldsova čísla dle různých autorů (King [42]) z experimentálních měření. V této tabulce lze zaznamenat značný rozptyl mezi hodnotami udávanými dle různých autorů; hodnoty se mohou pohybovat od 0,1 do 1,4. Použití hodnoty 1,2 pro  $\widehat{C_L}$  a hodnoty 0,2 pro  $\widehat{C_D}$  je považováno za konzervativní pro všechna Reynoldsova čísla. [9]

Rozptyl dat může být způsoben závislostí odporových a vztlakových součinitelů na Reynoldsově čísla, poměru délky a průměru válců, povrchové drsnosti, vlivu turbulence a okrajových efektech. Významná odchylka odporových a vztlakových součinitelů může být měřena i v případě téměř identických válců v různých testovacích smyčkách. [9]



Tabulka 4 – Experimentální data získaná při měření oscilujících součinitelů pro různá Reynoldsova čísla dle různých autorů (King [42])

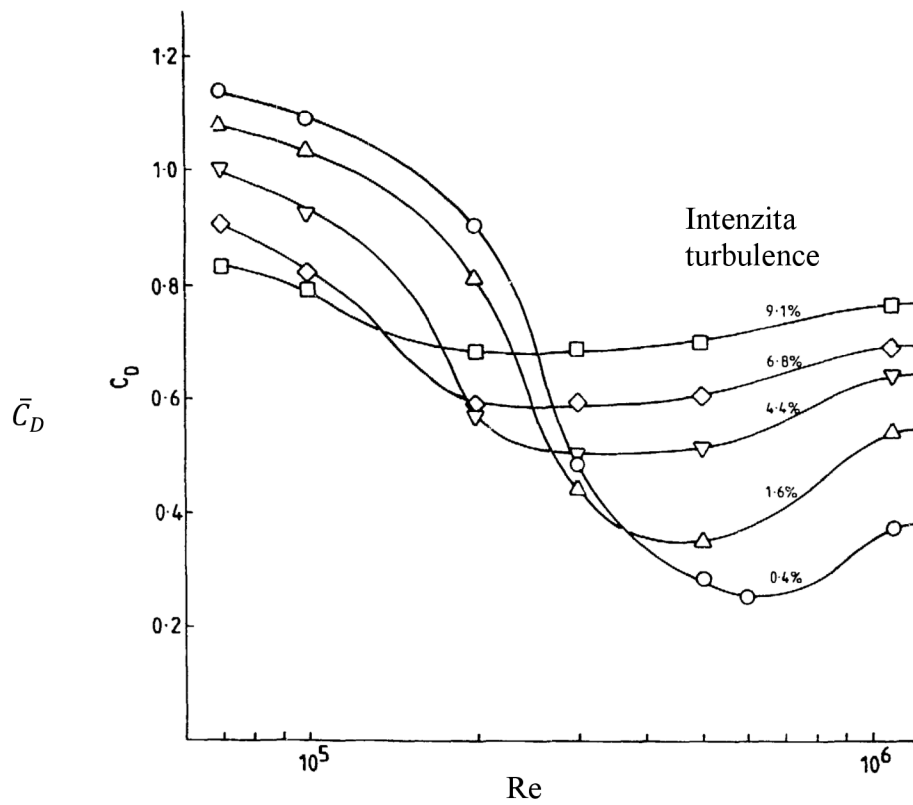
Zdroj	RMS oscilující vztlakový součinitel ( $\widehat{C}_L$ )	Poměr ( $\widehat{C}_L/\widehat{C}_D$ )	Rozsah Reynoldsových čísel
Phillips (1956)	0,75		200
Schwabe (1935)	0,45		~ 700
Bishop a Hassan (1964)	0,6	10	$3,6 \cdot 10^3 - 1,1 \cdot 10^4$
Vickery a Watkins (1962)	0,78	5,7-10	$10^4$
King (1974)	0,78	5,7-10	$4 \cdot 10^4$
Surry (1969)	0,6	2,5-10	$4,4 \cdot 10^4$
Protos a kol. (1968)	0,3		$4,5 \cdot 10^4$
Glenny (1966)		3	$4 \cdot 10^4 - 10^5$
Keefe (1961)	0,43	10	$4 \cdot 10^4 - 10^5$
McGregor (1957)	0,6	10	$4,3 \cdot 10^4 - 1,3 \cdot 10^5$
Ruedy (1935)	0,93		~ $10^5$
Humphreys (1960)	0,3-1,35		$3 \cdot 10^5 - 5 \cdot 10^5$
Woodruff a Kozak (1958)	0,65		$0,2 \cdot 10^6$
Fung (1958)	0,2-0,3	10	$0,2 \cdot 10^6$
Jones (1968)	0,08		$0,4 \cdot 10^6 - 1,9 \cdot 10^7$

### 3.1 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ SOUČINITELE ODPORU A VZTLAKU

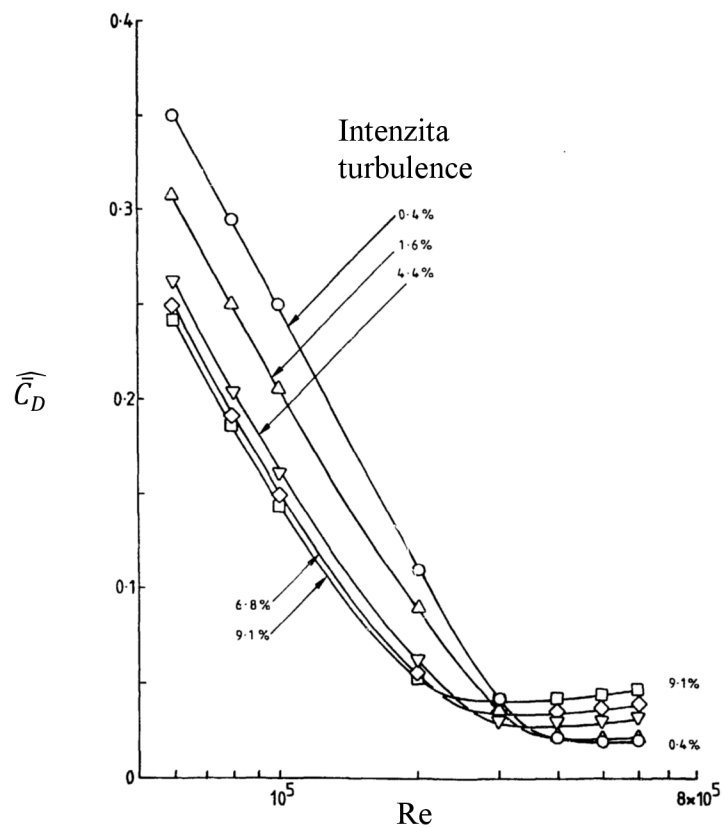
V ideálním příčném toku se vyskytují dvě síly (vztlaková a odporová). Vliv turbulence na výše zmíněné síly, resp. jejich součinitele a Strouhalovo číslo v rozsahu Reynoldsova čísla od  $10^5$  do  $10^6$  byl systematicky studován Cheungem a Melbournem [43]. Výsledky z tohoto výzkumu jsou znázorněny v následujících obrázcích. Obrázek 16 znázorňuje časově zprůměrované hodnoty součinitele odporu v závislosti na Reynoldsově čísle pro různé intenzity turbulence volného proudu. K výraznému poklesu hodnoty součinitele odporu dochází při nižších hodnotách vstupní intenzity turbulence. Tento fakt naznačuje, že zde existuje vliv přechodového režimu úplavu. [9]

Obrázky 17 a 18 znázorňují oscilace odporového a vztlakového součinitele. Oscilace obou součinitelů významně klesá v oblasti sub-kritického režimu. V těchto režimech může vytvořená turbulence snižovat jak soudržnost toku, tak síly z vírového uvolňování. Houpající (swinging) úplav ve skutečnosti způsobuje mírný nárůst fluktuace vztlaku. Podobný trend je zaznamenán i u fluktuace odporu. [9]

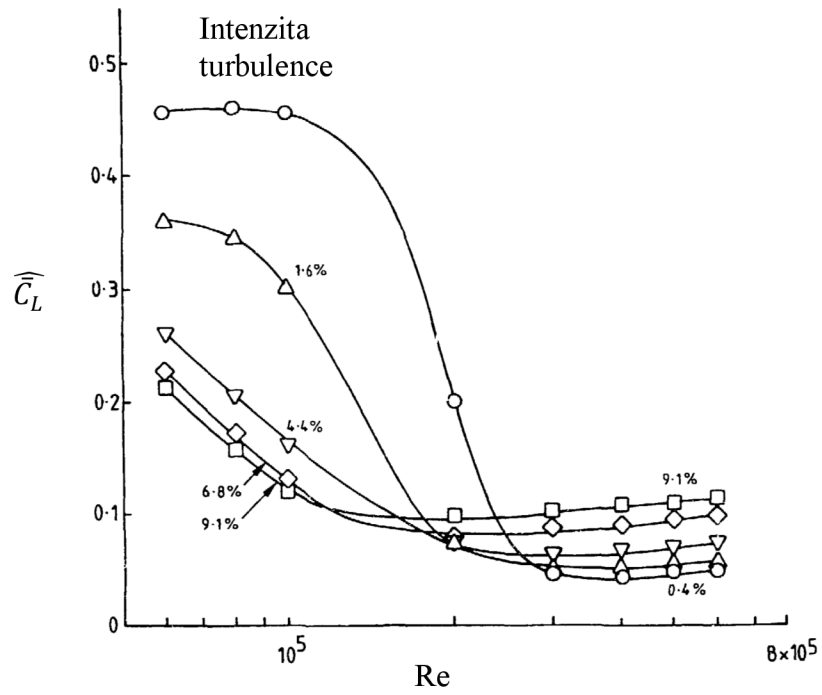
Obrázek 19 znázorňuje závislost Strouhalova čísla v závislosti na Reynoldsově čísle. Zvyšování Strouhalova čísla se objevuje při hodnotě Reynoldsova čísla  $5 \cdot 10^4$  spolu s nárůstem intenzity turbulence.



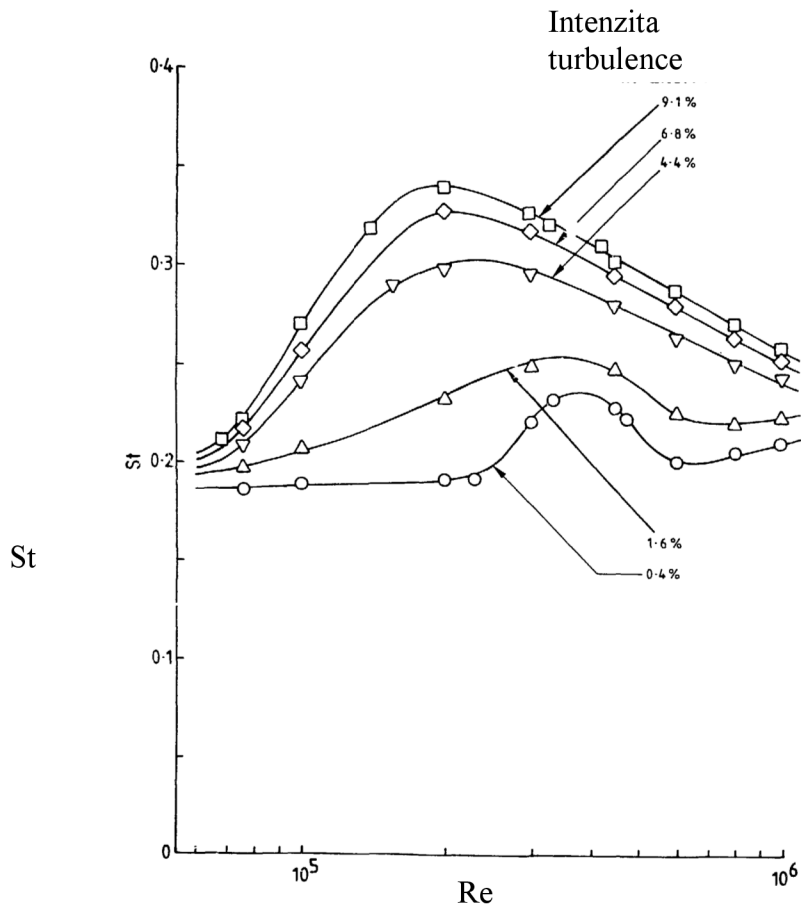
Obrázek 16 - Časově zprůměrovaný součinitel odporu v závislosti na Reynoldsově číslu pro různé intenzity turbulence volného proudu (Cheung a Melbourne [43])



Obrázek 17 - Oscilace součinitele odporu jako funkce Reynoldsova čísla pro různé intenzity turbulence (Cheung a Melbourne [43])



Obrázek 18 - Oscilace součinitele vzlaku jako funkce Reynoldsova čísla pro různé intenzity turbulence (Cheung a Melbourn [43])



Obrázek 19 - Strouhalovo číslo jako funkce Reynoldsova čísla pro různé intenzity turbulence (Cheung a Melbourn [43])

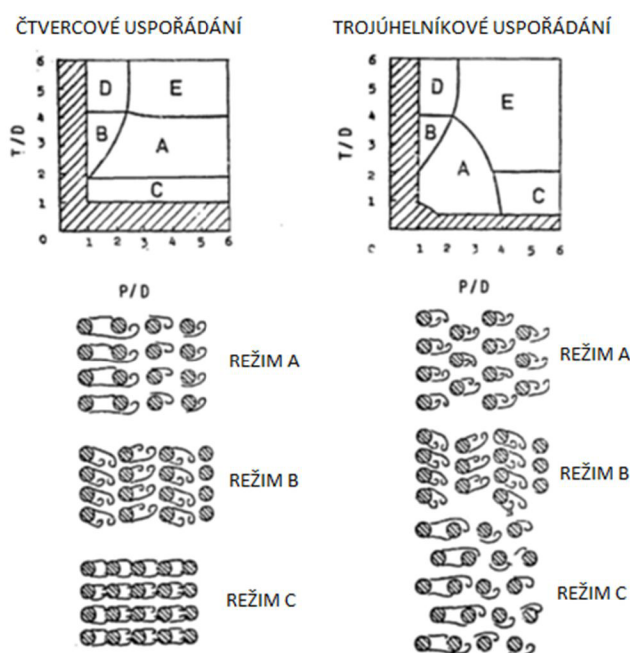
## 4 TRUBKOVÉ SVAZKY V KŘÍŽOVÉM TOKU

V případě, že tekutina proudí přes trubkové pole svazku, část energie tekutiny je přenesena do trubek, což vede k jejich vibracím. Vibrace trubek způsobené příčným tokem jsou obecně mnohem závažnější než vibrace způsobené axiálním tokem. Vibrace v příčném toku jsou způsobeny jedním nebo více z následujících mechanismů [9]:

- Turbulentní excitace: V poli trubkového svazku existují nahodilé vzruchy, včetně turbulentních tlakových fluktuací. Tyto náhodně se měnící tlaky na povrchu válce obecně vytváří vibrace s relativně nízkou amplitudou.
- Vírové uvolňování: Tyto vibrace jsou vyvolány periodickým vírovým uvolňováním za válcem. V poli válců vzniká pravidelné vírové uvolňování v prvních několika řadách, které se stávají neuspořádanými a turbulentními. Ačkoli proces vírového uvolňování může být modifikován pohybem trubky a může být synchronizován s oscilací válce.
- Fluidně-elastická nestabilita: Při určité rychlosti proudění může docházet k přenosu energie z tekutiny na strukturu v takové míře, kdy bude docházet k poškození geometrie trubek v krátkém časovém okamžiku.
- Akustické excitace: Akustické excitace způsobují vibrace válců, obvykle ve směru kolmém ke směru proudění a v ose válce. V případě, kdy se frekvence vírového uvolňování při určitém průtoku shoduje s akustickou frekvencí, jsou tyto systémy spojeny a vzájemně se posilují. Nejhorší případ pak nastává v okamžiku, kdy je akustická frekvence a vlastní frekvence válce stejná.

### 4.1 REŽIMY TOKU [9]

Vzory toků uvnitř trubkového svazku (trubkovém poli) závisí především na uspořádání trubek a rozteče mezi sousedními trubkami. Podrobná klasifikace vzorů toku zůstává předmětem aktuálního výzkumu. Na základě experimentálních dat byly vytvořeny (Chen [35]) vzory toku pro trojúhelníkové a čtvercové válcové uspořádání. Tyto vzory byly rozděleny do pěti režimů znázorněných na obrázku 20, kde  $T$  je vzdálenost mezi trubkami ve vodorovném směru a  $P$  vzdálenost mezi trubkami ve svislém směru.



Obrázek 20 - Režimy toku pro trojúhelníkové a čtvercové uspořádání (Chen [35])

Režim A: U všech trubek se (vyjma první řady trubek v čtvercovém uspořádání) objevuje Kármánova vírová stezka.

Režim B: Kármánovy víry se spojují s proudovým „hopsáním“.

Režim C: Volná smyková vrstva se připevní k trubkám dále po proudu, což zamezuje zformování Kármánových vírů.

Režim D: Proudové jsou vychylovány.

Režim E: Dochází k formování Kármánovy vírové stezky jako u jedné trubky.

Hraniční vrstvy, které vytváří režimy toku a které jsou znázorněny na obrázku 20, by neměly být považovány za rigidní, ale jsou silně ovlivněny Reynoldsovým číslem a dalšími parametry.

## 4.2 FREKVENCE VÍROVÉHO UVOLŇOVÁNÍ [9]

Frekvence vírového uvolňování bude ovlivněna především vzdálenostmi mezi sousedními trubkami. Časté studie vibrací válcových polí probíhaly za předpokladu, že vírové uvolňování je dominantním mechanismem. Bohužel, přesné určování frekvencí vírového uvolňování ve svazku trubek se ukázalo jako komplikované z následujících důvodů:

- Frekvence vírového uvolňování v trubkovém svazku nelze měřit stejným způsobem jako pro jeden válec.
- V průběhu měření může akustická rezonance zasahovat do vírového uvolňování.
- Vstupní intenzita turbulence, stejně jako další fyzikální veličiny, ovlivňují Strouhalovo číslo.
- Některé frekvence vírového uvolňování mohou být určeny pouze z amplitudy kmitu trubky.

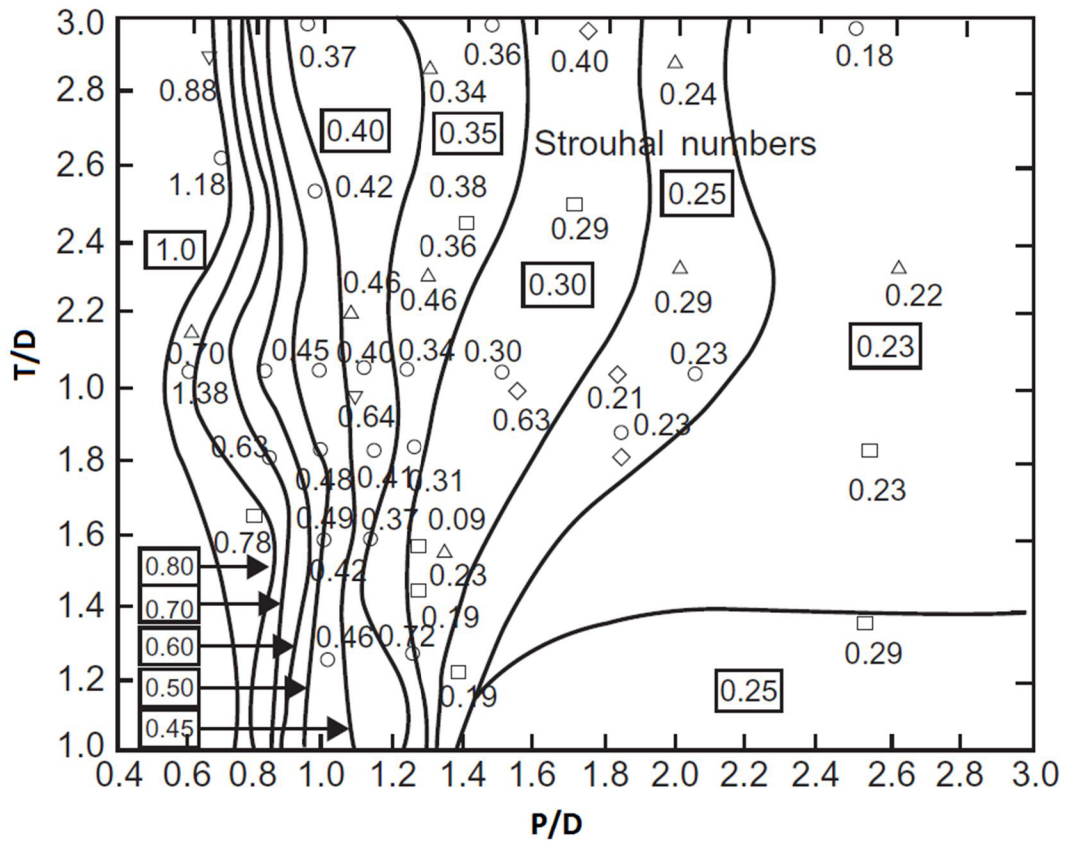
Dokonce i při sub-kritických hodnotách Reynoldsova čísla není možné určit přesnou hodnotu Strouhalova čísla pro jakékoliv uspořádání trubkového svazku. Nicméně, na základě dostupných experimentálních dat byly několika vědci (Fitz-Hugh [44]; Chen [45]) sestaveny hodnoty Strouhalových čísel. Tyto hodnoty jsou znázorněny na obrázku 21 a obrázku 22.

U válcových polí je Strouhalovo číslo definováno stejným způsobem jako u jednoho válce. Nicméně rychlost proudění je založena na střední hodnotě rychlosti v mezeře a je popsána rovnicí (45):

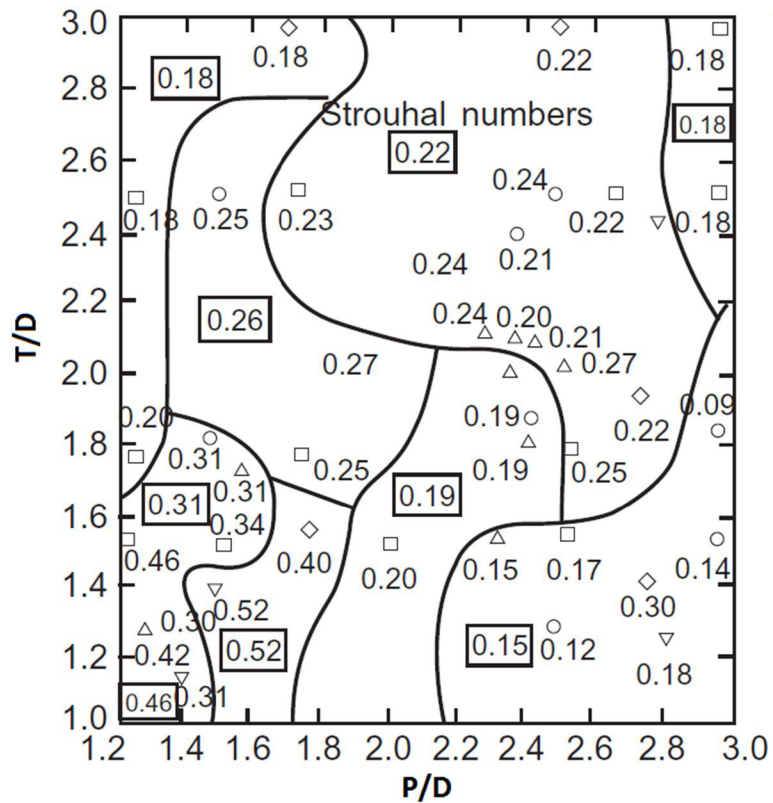
$$v = \frac{v_{\text{volného proudu}}}{1 - \frac{D}{T}} \quad (45)$$

kde  $D$  je vnější průměr trubky a  $T$  vzdálenost mezi trubkami ve vodorovném směru.

Je třeba zdůraznit, že ačkoliv Strouhalova čísla uvedená na obrázku 21 a obrázku 22 jsou široce používána, některé údaje mohou být v rozporu s jinými výsledky. Hodnoty z těchto obrázků je dobré brát s rezervou.



Obrázek 21 - Strouhalovo číslo pro čtvercové svazky (Fitz-Hugh [44])



Obrázek 22 - Strouhalovo číslo pro trojúhelníkové svazky (Fitz-Hugh [44])

Strouhalovo číslo může být vypočteno podle Chenovy Strouhalovy mapy [45] (obrázek 21 a 22). Tyto mapy jsou vykresleny pro různé poměry roztečí. Alternativou k určení Strouhalova čísla pro trubkové svazky je Weaverova korelace [46]. Weaverova korelace popisuje Strouhalovo číslo pomocí rovnic (46), (47) a (48) pro různá uspořádání trubek, kde  $X_p$  je poměr rozteče trubek k vnějšímu průměru trubky  $p/D$ :

$$St_u = \frac{1}{1,73 \cdot X_p}, \text{ pro } 30^\circ \text{ uspořádání} \quad (46)$$

$$St_u = \frac{1}{1,16 \cdot X_p}, \text{ pro } 60^\circ \text{ uspořádání} \quad (47)$$

$$St_u = \frac{1}{2 \cdot X_p}, \text{ pro } 45^\circ \text{ a } 90^\circ \text{ uspořádání} \quad (48)$$

Owen na základě svého výzkumu definoval následující pravidlo [37]:

Dominantní vibrační frekvence v trubkovém svazku pro poměr průměru trubky k podélné vzdálenosti mezi trubkami v rozmezí hodnot 0,2 až 0,6 je rovna střední rychlosti plynu podělené dvounásobkem podélné vzdálenosti mezi trubkami.

## 5 METODY PRO POTLAČENÍ VIBRACÍ

Obecně lze říci, že pro úspěšné potlačení vibračního poškození konstruktéři preferují buď jednoduchý postup, který zajistí, že životnost konstrukce nebude ovlivněna vibracemi vyvolanými prouděním nebo sérii konstrukčních zásad, pro potlačení vibračních problémů. Z důvodu složitosti problému žádné řešení nevyřeší všechny problémy, ale tyto tři metody jsou obecně používány k odstranění nežádoucích vibrací [9]:

- Fluidně-dynamický útlum: Upravte rychlostní pole tak, aby byly eliminovány, oslabeny nebo modifikovány excitační síly.
- Strukturálně-dynamický útlum: Změňte konstrukční součást tak, aby byla méně náchylná k vibracím.
- Kombinace dvou předchozích útlumů: Upravte rychlostní pole a strukturu tak, aby byly sníženy vibrace na tolerovanou úroveň.

### 5.1 GEOMETRIE PŘEPÁŽEK A NEPODEPŘENÁ DÉLKA TRUBEK

Funkce příčných přepážek v mezitrubkovém prostoru zabezpečuje příčný tok kolem trubkového svazku, stejně tak zabezpečuje mechanickou podporu trubek vůči prohnutí (sagging) a možnému vzniku vibrací. Nejběžnějším typem přepážek jsou segmentové. Vzdálenost mezi přepážkami v oblasti window je předmětem minimální  $L_{bc,min}$  a maximální  $L_{bc,max}$  délky pro zajištění dostatečného tepelně-hydraulického výkonu a podpory trubek (viz obrázek 24) [11]. Poměr rozestupu přepážek k seříznutí přepážky je zásadním konstrukčním parametrem pro efektivní poměr mezi tlakovou ztrátou a přenosem tepla [11]. V případech, kdy je požadována velmi nízká tlaková ztráta, se používají takzvané dvou-segmentové nebo „disk-and-doughnut“ přepážky. Tyto přepážky dokáží snížit tlakovou ztrátu o 60 %. Jiné typy včetně troj-segmentových přepážek a tzv. no-tubes-in-window se používají pro zvláště nízké tlakové ztráty a prevenci vibrací trubek.

Na druhou stranu maximální vzdálenost mezi přepážkami je omezena následujícími požadavky:

- Dobré rozložení přepážek v souvislosti s dimenzováním prostoru pro průtok tekutiny v oblasti window, kde maximální vzdálenost mezi přepážkami nepřevyšuje průměr pláště  $D$ . Pro segmentové přepážky pak platí rovnost  $L_{b,max} = D$  (oblast s příčným tokem).
- Dostatečná podpora trubek tak, aby bylo zabráněno prohnutí a možným vibracím. Tato vzdálenost definuje TEMA jako maximální nepodepřená vzdálenost (maximum unsupported span).

Jak bylo v předchozím odstavci uvedeno, vzdálenost mezi přepážkami je limitována dvěma omezeními. Minimální vzdálenost  $L_{b,min}$  je vyžadována z důvodů dobré distribuce průtoku, tak aby nastával rovnoměrný tok jak mezi sousedními přepážkami, tak i kolem přepážky. Pro tyto potřeby byla vytvořena pevně stanovená pravidla tak, že minimální vzdálenost mezi přepážkami se rovná 20 % průměru pláště  $D$ , ale současně nesmí být menší než přibližně 50 mm. Minimální a maximální vzdálenost mezi přepážkami je ovlivněna také způsobem aplikace tepelného výměníku. Z tohoto důvodu TEMA klasifikuje tři třídy, tedy R, C, B.

TEMA třída ‚R‘ specifikuje návrh a výrobu netopených tepelných výměníků pro obecně náročné požadavky na zpracování ropy a souvisejících procesních aplikací.

TEMA třída ‚C‘ specifikuje návrh a výrobu netopených tepelných výměníků pro nenáročné požadavky komerční a obecně procesní aplikace.

TEMA třída ‚B‘ specifikuje návrh a výrobu netopených tepelných výměníků pro chemické procesní služby.



Podle TEMA doporučená hodnota  $L_{b,max}$  pro rovné trubky je funkcí průměru trubek  $d_o$  a dvou skupin materiálu: A pro ocelové materiály a jejich slitiny; B pro slitiny hliníku a mědi. Typ TEMA výměníku R (nejvíce omezující-nejvíce náročné) a typ TEMA výměníku C (nejméně omezující-nejméně náročné) používají stejné hodnoty, jako TEMA typu R. Obrázek 23 znázorňuje tyto výše zmíněné závislosti. Hodnoty maximální nepodepřené délky se dají stanovit podle rovnic (49a–49d).

- Materiálová skupina A

- Pro  $d_o = 19\text{--}51$  mm

$$L_{b,max} = 52 \cdot d_o + 532 \text{ [mm]}, \quad (49a)$$

- Pro  $d_o = 6\text{--}19$  mm

$$L_{b,max} = 68 \cdot d_o + 228 \text{ [mm]}. \quad (49b)$$

- Materiálová skupina B

- Pro  $d_o = 19\text{--}51$  mm

$$L_{b,max} = 46 \cdot d_o + 436 \text{ [mm]}, \quad (49c)$$

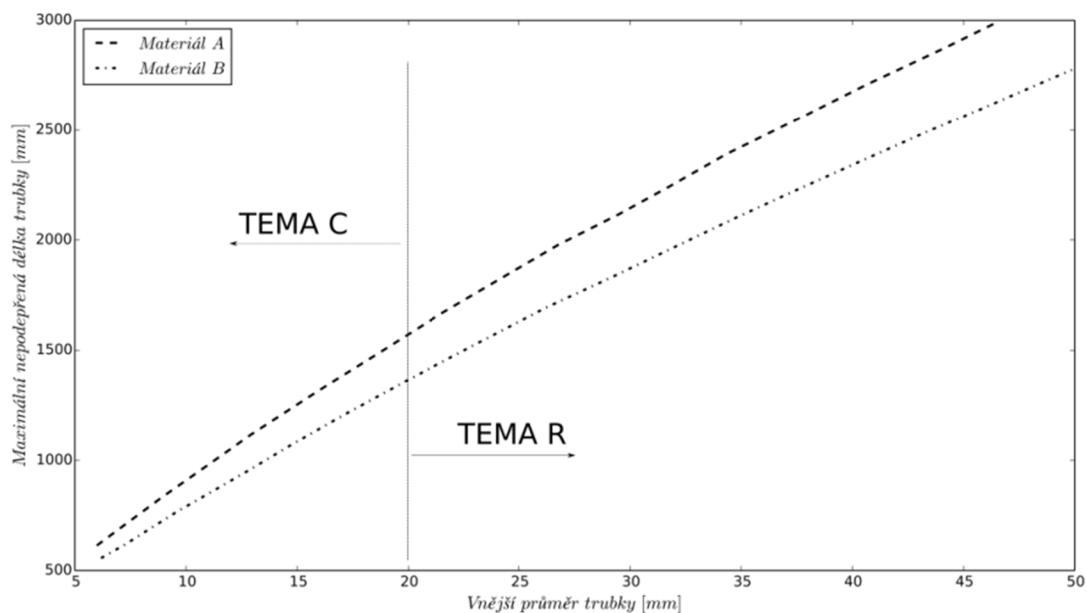
- Pro  $d_o = 6\text{--}19$  mm

$$L_{b,max} = 60 \cdot d_o + 177 \text{ [mm]}. \quad (49d)$$

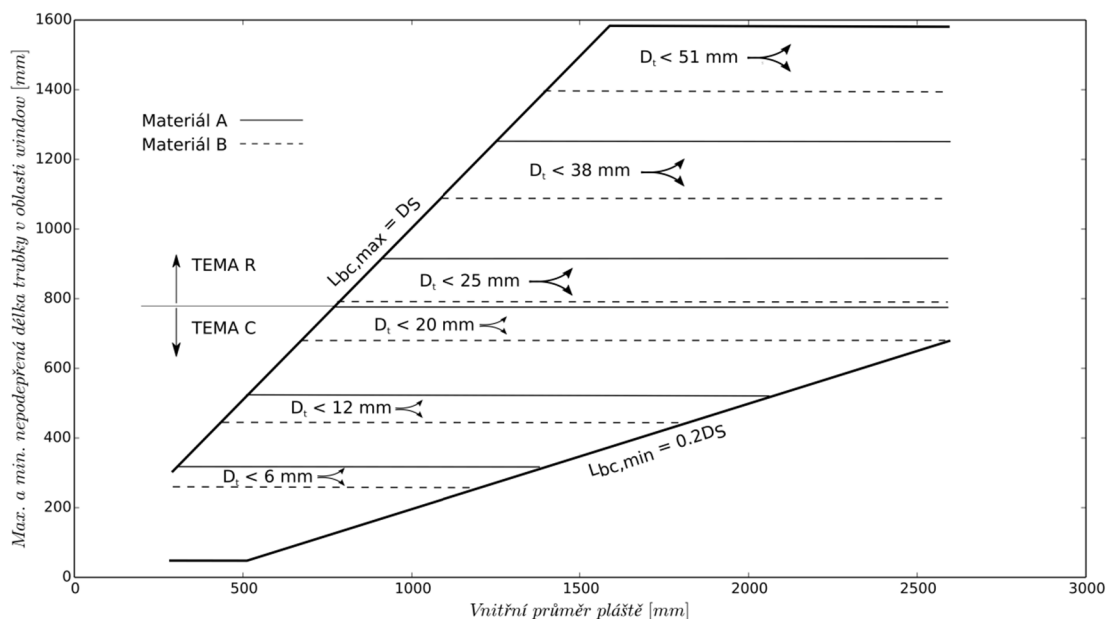
Obrázek 24 zohledňuje dvě omezení: prvním je reflektování tepelně-hydraulického návrhu a druhým je maximální nepodepřená délka trubek  $L_{b,max}$  pro rovné trubky a průměr trubek pro dva materiály A a B. Za povšimnutí bezpochyby stojí fakt, že při zmenšení průměru trubek se zmenší průměr pláště a vzdálenost mezi přepážkami, což velmi limituje konstruktéra tepelných výměníků s ohledem na vyhovění požadavkům tlakových ztrát a přenosu tepla. V extrémních případech může toto omezení znamenat potřebu změnit typ pláště mezitrubkového prostoru nebo typ přepážek. V rámci volby typu skořepiny (E, J, F) stojí za povšimnutí, že některé typy skořepin mohou být použity pouze s lichým nebo sudým počtem přepážek (resp. vzdálenosti mezi přepážkami):

- TEMA E skořepina – sudý nebo lichý počet, s ohledem na určení orientace hrdel
- TEMA J skořepina – pouze lichý počet přepážek
- TEMA F skořepina – pouze lichý počet přepážek pro standardní orientaci kolmého toku

Pokud je v celém výměníku udržena rovnoměrná vzdálenost mezi přepážkami, lze toto doporučení ignorovat. V některých případech však musí být použita vstupní a výstupní hrdla s velkými průměry, což logicky zvětšuje vzdálenost k první  $L_{bi}$  a poslední  $L_{bo}$  přepážce.



Obrázek 23 - TEMA maximální nepodepřená délka rovné trubky  $L_{b,max}$  v závislosti na průměru trubky  $d_0$  a materiálu trubky; A = Fe a slitiny, B = Al, Cu slitiny [11]



Obrázek 24 - Maximální a minimální limity rozteče segmentových přepážek s ohledem na tepelně-hydraulický návrh a nepodepřené délky pro materiály A a B [11]

## 5.2 HRDLA SKOŘEPIN, NÁRAZOVÝ PLECH A PRSTENCOVÉ ROZVADĚČE [11]

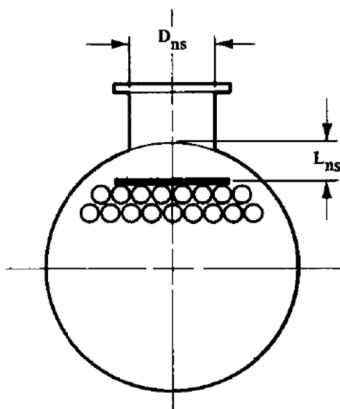
Proud tekutiny je do mezitrubkového prostoru přiváděn skrze hrdla. Pokud je vstupní rychlost tekutiny větší než určité maximum, nejbližší trubky svazku k hrdlu jsou vystaveny vibracím nebo erozi, což zvyšuje potenciál poškození. TEMA specifikuje maximální přípustnou hodnotu rychlosti tekutiny v hrdle  $v_{ns,max}$  dle rovnice (50). Nad touto hodnotou se doporučuje použít nárazový plech pro eliminaci poškození.

$$v_{ns,max} = \sqrt{\frac{2250}{\rho_s}} \quad (50)$$

Pro vzdušniny TEMA specifikuje hodnotu  $750 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s}^2)$  namísto  $2250 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s}^2)$ .

Nejjednodušší formou nárazového plechu je čtvercový nebo kruhový plech umístěný pod hrdlem, tak aby oblast proudu mířící ke svazku trubek byla přibližně ekvivalentní oblasti hrdla, jak je znázorněno na obrázku 25. Vzdálenost hrdla  $L_{ns}$  od nárazového plechu je popsána rovnicí (51), kde  $D_{ns}$  je vnitřní průměr hrdla. Tloušťka nárazového plechu bývá přibližně 6 mm.

$$L_{ns} = 0,25 \cdot D_{ns}, \quad (51)$$



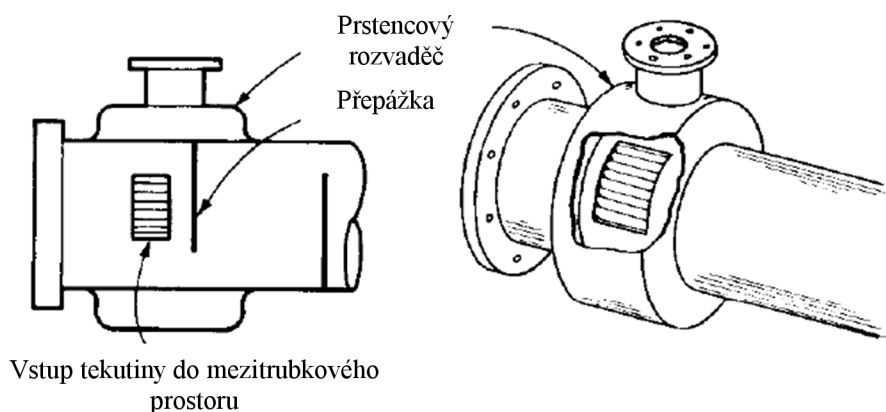
Obrázek 25 - Schématické znázornění nárazového plechu ve skořepině

Alternativní ochranou je nahrazení dvou horních řad trubek ve svazku pod hrdlem tyčemi. Tyto tyče zajišťují lepší distribuci toku do svazku trubek. V obou dvou případech však může dojít ke snížení počtu trubek v mezitrubkovém prostoru.

Jako neúčinnější ochrana se však jeví použití prstencového rozvaděče, který je v podstatě obdélníkový kanál přivařený na vstup nebo výstup do mezitrubkového prostoru. Tento případ je znázorněn na obrázku 26. Prstencový rozvaděč má několik výhod:

- Samotná stěna skořepiny funguje jako nárazová deska, což umožňuje úplné uspořádání trubkového pole.
- Vstupní otvor může být umístěn nezávisle na pozici hrdla, což umožňuje efektivnější uspořádání trubkového pole.
- Tok může být zaveden přímo do svazku trubek rovnoměrněji a při nízkých rychlostech proudění, což dostatečně zabraňuje vibrování trubek.
- Pravidelné rozestupy přepážek lze použít v celém rozsahu tepelného výměníku.

Všechny tyto výhody jsou kompenzovány dodatečnými náklady na konstrukci distributoru, nicméně v extrémních případech jde o velmi efektivní řešení.



Obrázek 26 - Prstencový rozvaděč na vstupním hrdle

Minimální vnitřní průměr hrdla  $D_{ns,min}$  může být určen z rovnice (52) rychlosti v hrdle a hmotnostního průtoku v plášti:

$$D_{ns,min} = 10^{-3} \sqrt{\frac{M}{\frac{\pi}{4} \rho_s v_{ns,max}}}, \quad (52)$$

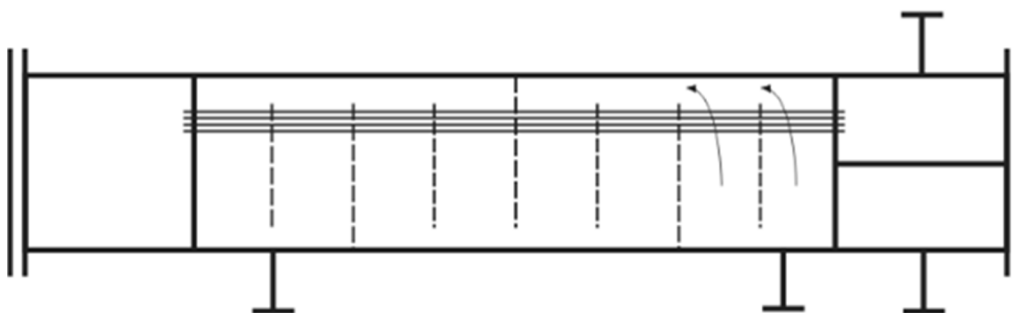
Tlakové ztráty v hrdlech a vibrační trubek mohou často vyžadovat větší hrdla než ty, které jsou určeny rovnicí (49) jako minimální hodnoty.

### 5.3 NO TUBES IN WINDOW [11]

U tohoto typu tepelného výměníku jsou vynechány trubky v oblasti window. V důsledku toho mohou být vzdálenosti mezi přepážkami zvětšeny, často až na dva průměry pláště. Toto uspořádání je charakteristické následujícími znaky:

- Velmi nízká tlaková ztráta (asi 1/3 v porovnání s řešením se segmentovými přepážkami).
- V důsledku vynechání trubek v oblasti window a usměrnění toku bez odporu je dosahováno vysokých hodnot  $\alpha_s$  (součinitelů přestupu tepla) a nižší tendence k zanášení.
- Velmi nízké hodnoty tlakových ztrát v oblasti window odpovídají nižším obtokům a únikům jednotlivých proudů.

Na obrázku 27 je znázorněna geometrie tepelného výměníku typu No-Tubes-In-Window.



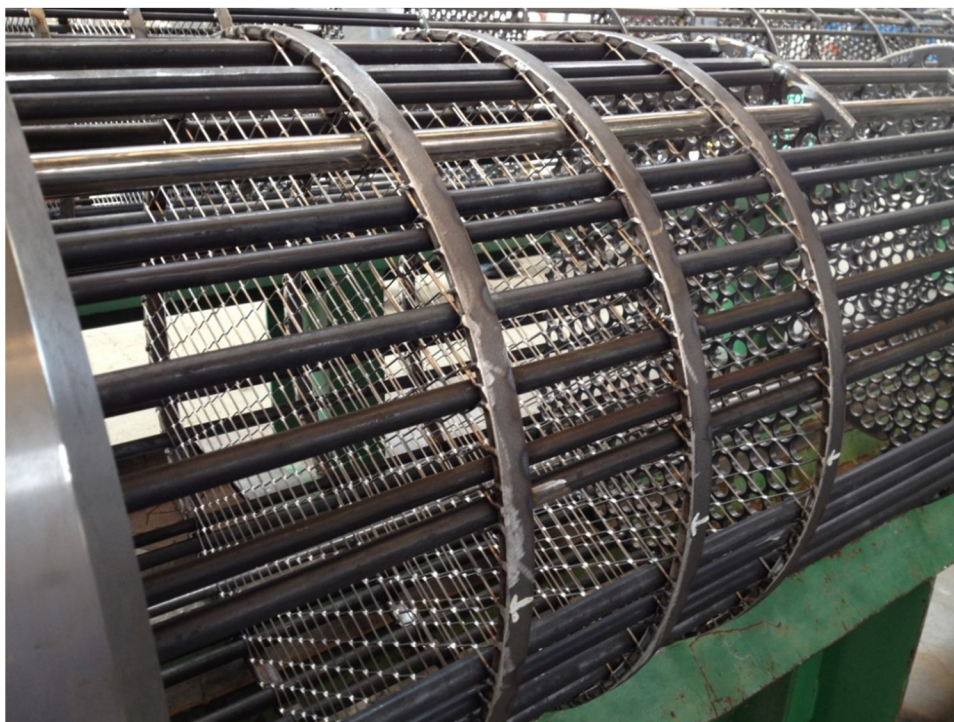
Obrázek 27 - Ilustrace tepelného výměníku typu No-Tubes-In-Window

### 5.4 OBECNÉ RADY PRO ZABRÁNĚNÍ VÝSKYTU VIBRACÍ VYVOLANÝCH PROUDNĚMÍM

Tato kapitola se zabývá možnými úpravami tepelného výměníku, které by měly omezit výskyt vibrační způsobených prouděním tekutiny. [12]

1. Snížení příčné rychlosti buď snížením průtoku, nebo zvětšením průměru pláště. Snížení příčné rychlosti však snižuje intenzitu přestupu tepla. Testování ukázalo, že regulace nestability obvykle vyžaduje snížení průtoku pod svou počáteční prahovou hodnotu. Při provozu může docházet k pulzování toku například přechodovými provozními podmínkami, což jednoznačně vede k nestabilitě toku. Právě snížením průtoku může být dosaženo stability pod prahovou hodnotou nestálosti. [47]
2. Zvětšení rozteče trubek přispěje ke zvýšení průřezné průtokové plochy. Což vede jako v předchozím případě ke snížení přestupu tepla.
3. Pokud se předpokládá vibrační poškození trubek umístěných pod hrdlem, zvětšením otvoru hrdel dojde ke snížení rychlosti toku. Pokud z konstrukčních důvodů nelze zvětšit otvor hrdla, doporučuje se instalace nárazového plechu pod vstup hrdla.
4. Pokud se u tepelného výměníku TEMA typu E budou i nadále vyskytovat tendence k poškození od proudící tekutiny, doporučuje se popřemýšlet nad změnou pláště na typ J nebo X. [48]

5. V tepelném výměníku se segmentovými přepážkami prochází celkový průtok (s výjimkou úniků (leakages) a obtoků), skrze trubkový svazek mezi přepážkami. Zatímco v tepelných výměnících s dvojitými nebo vícesegmentovými přepážkami se tok dělí na více proudů. Za ideálních podmínek je tedy příčná rychlost poloviční nebo třetinová. Právě dvousegmentové přepážky by měly teoreticky zvýšit kritickou rychlost na dvojnásobek oproti jednosegmentovým přepážkám. Nicméně experimenty, které byly prováděny na tepelných výměnících v Argonne National Laboratory [45], ukazují, že kritická rychlost se zvýšila pouze v rozmezí 24 až 67 %. Úplný teoretický potenciál prahové rychlosti tedy nebyl realizován.
6. Vzhledem k tomu, že rychlost příčného průtoku je hlavní příčinou vibrací vyvolaných prouděním, jedna z návrhových alternativ je v nahrazení stávajících přepážek za mřížové přepážky, jak je znázorněno na obrázku 28, nebo tyčových přepážek, jak je znázorněno na obrázku 29 [49]. V případě výměníků s tyčovými přepážkami mezitrubková tekutina proudí paralelně k trubkám a tyčové přepážky velmi často zvyšují tuhost trubkového svazku.
7. Stejně jako v předchozím případě, existuje bezpočet konstrukčních řešení, která zabraňují výskytu vibrací. Tato konstrukční řešení jsou především duševním majetkem společností. Mezi takovéto případy patří EMbaffle®, který používá roztažené a zvětšené desky z roztaženého plechu; výměníky tepla typu Helixchanger®, které využívají šroubové přepážky; Holtec's antivibration tube, ExxonMobil reasear and engineering trubkové podpěry – DTS™, saddled tube supports – STS™, slotted baffle exchangers - SBX™) výměníky tepla Twisted Tube® a jiné.
8. Zamezení malému nebo velkému seříznutí přepážek z důvodu špatné distribuce rychlostí a vysoké lokální rychlosti.
9. Návrh vůlí mezi trubkami a přepážkami definovaný TEMA standardem. [1]



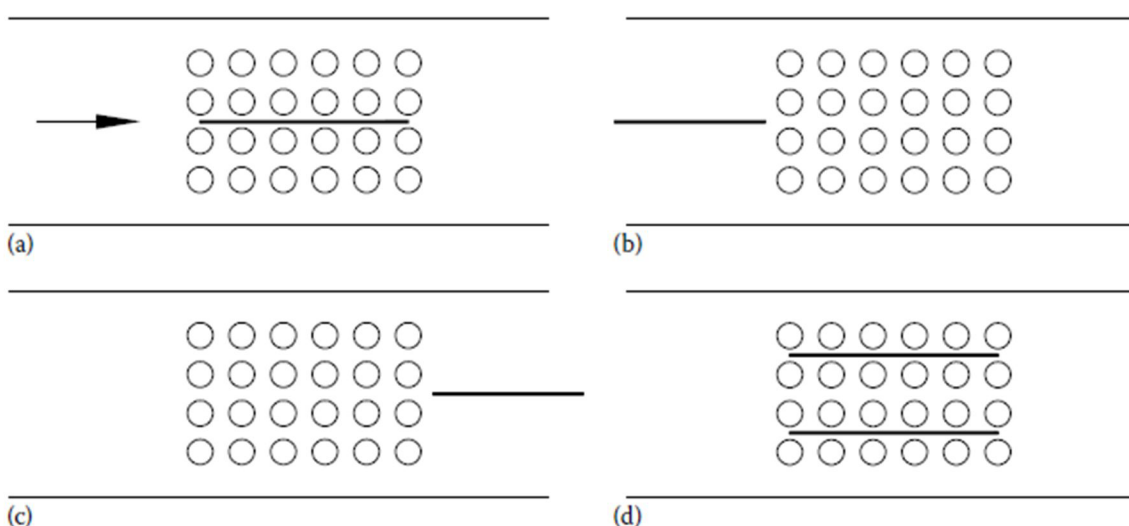
Obrázek 28 - Příklad mřížových přepážek [50]



Obrázek 29 - Příklad tyčových přepážek [50]

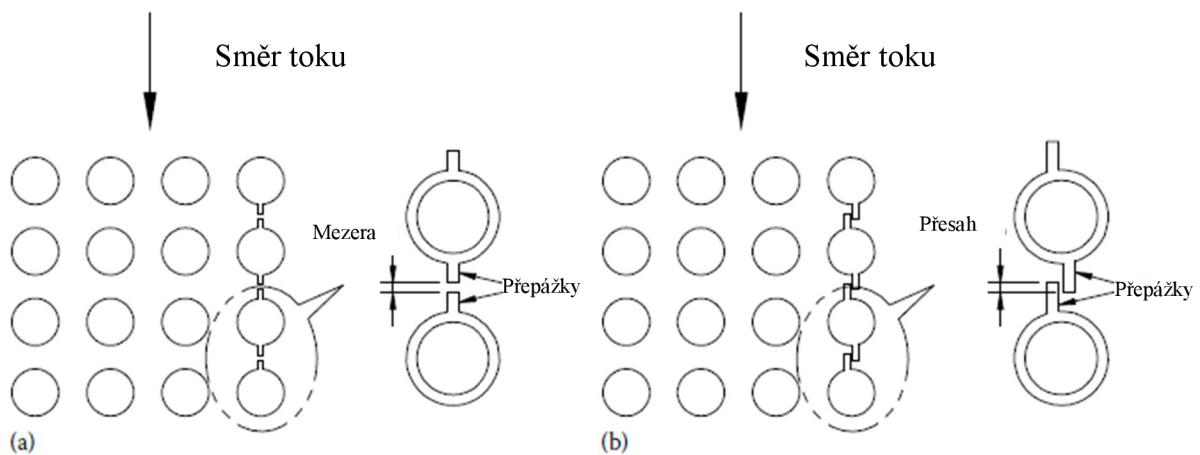
## 5.5 POTLAČENÍ AKUSTICKÝCH VIBRACÍ

Potlačení akustických vibrací může být realizováno některou z následujících metod. Výskyt akustické rezonance ve výměníku tepla s příčným průtokem souvisí s výskytem a vývojem stojatých vln. Pokud jsou stojaté vlny potlačeny v rozvoji, pak nedojde k výskytu akustické rezonance. Tohoto je dosaženo začleněním buď pevné přepážky, nebo porézní přepážky uvnitř tepelného výměníku ve směru rovnoběžném s průtokem a kolmém k stojaté vlně. Potlačení akustických vibrací lze provést pomocí oddělovacích přepážek. Umístění oddělovacích přepážek je schematicky znázorněno na obrázku 30. [12]



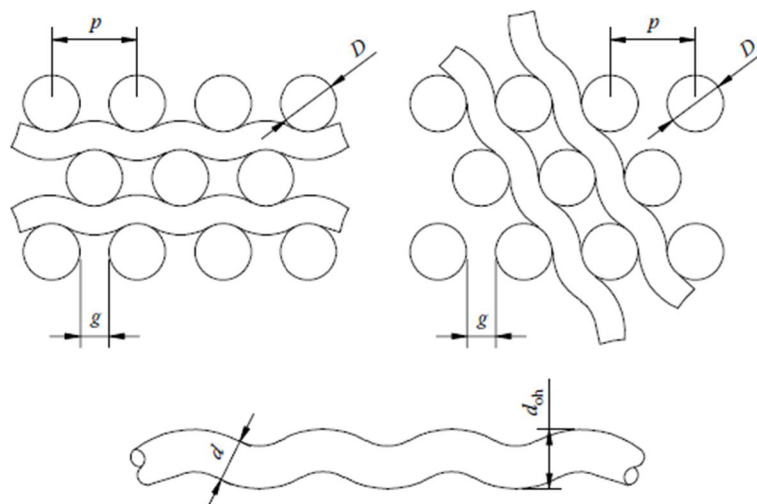
Obrázek 30 - Umístění oddělovacích přepážek. a) mezi přepážkami, b) v oblasti window, před vstupem tekutiny do svazku, c) za oblastí window, za oblastí vstupu tekutiny do svazku, d) dvě přepážky v 1/3 a ve 2/3 mezi přepážkami [51]

Používání žebrovaných přepážek je další účinná metoda pro zabránění akustických vibrací. Žebrované přepážky jsou přivařeny k trubkám tepelných výměníků. Trubky tvoří tenkou stěnu rovnoběžnou se směrem toku a kolmou ke směru šíření stojatých vln, jak je znázorněno na obrázku 31. Tato metoda je použitelná jen pro čtvercové uspořádání. [12]



**Obrázek 31 - Uspořádání žebrovaných přepážek pro in-line uspořádání při řešení stojatých vln: a) s mezerou; b) s přesahem [52]**

Další způsob potlačení akustické rezonance je v zavedení šroubovicových distančních prvků mezi trubky trubkového svazku. Tato metoda je vhodná pro zkušební provoz nebo pro použití při terénních úpravách. Metoda je použitelná jak pro čtvercové, tak pro trojúhelníkové trubkové uspořádání. Umístění distančních částí je znázorněno schematicky na obrázku 32. [12]



**Obrázek 32 – Šroubovicové rozpěry pro zabránění akustické rezonance v trojúhelníkovém trubkovém uspořádání [53]**

Selektivní odstranění několika trubek eliminuje vírové uvolňování a tím i propojenost mezi vírovým uvolňováním a akustickou rezonancí. Walker a Reising [54] a Barrington [55], [56] zjistili, že odstraněním 3 až 10 % trubek v blízkosti středu trubkového svazku může být snížena nebo eliminována akustická rezonance. [12]

## 6 DATABÁZE VÝMĚNÍKŮ PROKAZATELNĚ POŠKOZENÝCH VIBRACEMI OD PROUDÍCÍ TEKUTINY

V roce 1980 oslovila společnost TEMA pány Halleho a Chenowetha, aby sestavili komisi, která by vytvořila databázi tepelných výměníků, které byly prokazatelně provozovány s pozitivním nebo negativním záznamem o poškození vibracemi od proudění. Výše zmínění pánové tedy vytvořili publikaci s názvem Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank [3]. Je důležité zmínit, že tato publikace vychází v dodatcích dodnes. Následující tabulka 5 poskytuje statistický přehled klíčových údajů o tepelných výměnících, které byly získány z výše zmíněných publikací. Data jsou posbírána ze 161 tepelných výměníků.

Pro tuto dizertační práci byl vybrán tepelný výměník s pořadovým číslem 104. Záznamy o tomto výměníku z publikace s názvem Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank [3] jsou uvedeny v příloze A.

Statistický přehled klíčových parametrů tepelných výměníků při výskytu vibrací vyvolaných prouděním jsou zaznamenány v tabulce 5. Z tohoto přehledu lze soudit, že se nejvíce vibrací vyskytuje při jednom chodu trubkového svazku v mezitrubkovém prostoru; při poměru rozteče trubek a průměru trubek 1,33; průměru trubek 19,05 mm; použití segmentových přepážek; vůli mezi trubkou a přepážkou 0,4064 mm a pracovním médiu plynu v mezitrubkovém prostoru. Faktem nicméně zůstává, že tyto parametry jsou jedny z nejpoužívanějších pro tepelné výměníky.

Tabulka 5 - Statistický přehled klíčových parametrů při výskytu vibrací [16]

Parametr	Počet případů (procentuálně)	Výskyt vibrací		
		Vibrace	Akustické vibrace	Bez vibrací
<b>TEMA typ pláště</b>				
E (jeden chod)	46 (74 %)	28	9	13
J (dělicí se proud)	11 (18 %)	3	1	4
X (křížový tok)	2 (3 %)	2	0	0
K (kotlový typ)	1 (2 %)	1	0	0
F (dva chody/dlouhé přepážky)	1 (2 %)	1	0	0
Speciální	1 (2 %)	0	0	1
<b>Trubkové uspořádání</b>				
90° (čtvercové)	19 (31 %)	12	3	4
30° (trojúhelníkové)	16 (26 %)	8	1	7
45° (otočený čtverec)	14 (23 %)	5	5	4
60° (otočený trojúhelník)	13 (21 %)	9	1	3
<b>Poměr P/D</b>				
1,33	33 (53 %)	18	7	8
1,25	18 (29 %)	11	1	6
1,5	4 (6 %)	2	0	2
1,2	2 (3 %)	2	0	0



1,28	2 (3 %)	1	0	1
1,67	2 (3 %)	0	1	1
1,75	1 (2 %)	0	1	0
<b>Průměr trubky [mm]</b>				
19,05	49 (79 %)	27	10	12
25,4	9 (15 %)	3	1	5
15,88	2 (3 %)	2	0	0
12,7	1 (2 %)	1	0	0
31,75	1 (2 %)	0	0	1
<b>Typ přepážek</b>				
Segmentové	34 (55 %)	18	5	11
Dvousegmentové	24 (39 %)	14	5	5
NTIW (No Tube in Window)	2 (3 %)	0	0	2
Trojsegmentové	1 (2 %)	1	0	0
Další	1 (2 %)	1	0	0
<b>Vůle trubka-přepážka [mm]</b>				
0,4064	37 (60 %)	20	7	10
0,7874	7 (11 %)	3	0	4
0,508	6 (10 %)	5	0	1
0,2032	3 (5 %)	2	0	1
0,4572	3 (5 %)	1	1	1
Neznámá	3 (5 %)	2	1	0
0,254	2 (3 %)	1	1	0
0,6096	1 (2 %)	0	0	1
<b>Nejdelší nepodepřená délka trubky [m]</b>				
1,27 – 1,5	20 (32 %)	14	3	3
1,52 – 1,75	10 (16 %)	4	1	5
0,76 – 1	8 (13 %)	1	3	4
1,78 – 2	8 (13 %)	6	2	0
1 – 1,24	7 (11 %)	5	1	1
2,29 – 2,51	4 (6 %)	1	0	3
0,51 – 0,74	2 (3 %)	2	0	0
0 – 0,23	1 (2 %)	0	0	1
0,25 – 0,48	1 (2 %)	0	0	1

<b>2,03 – 2,26</b>	1 (2 %)	1	0	0
<b>Tekutina v plášti</b>				
<b>Plyn</b>	26 (42 %)	11	9	6
<b>Kapalina</b>	18 (29 %)	13	0	5
<b>Kondenzující tekutina</b>	15 (24 %)	8	1	6
<b>Odpařovaná tekutina</b>	3 (5 %)	2	1	0
<b>Vibrační problémy/poškození</b>				
<b>Přestřížení trubek o přepážku</b>	21 (34 %)			
<b>Žádné</b>	18 (29 %)			
<b>Akustické/hluk</b>	10 (16 %)			
<b>Selhání blízko trubkovnice</b>	7 (11 %)			
<b>Opotřebení trubka-trubka</b>	3 (5 %)			
<b>Neznámé</b>	2 (3 %)			
<b>Chrastění/hluk</b>	1 (2%)			

## 7 NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA S OHLEDEM NA VIBRACE VYVOLANÉ PROUDĚNÍM

Obtékání těles tekutinou je běžný procesní děj. Tento děj je typický u zařízení sloužících na výměnu tepla, kde je tepelná výměna realizována teplosměnnými plochami mezi pracovními tekutinami. Mezi nejběžnější teplosměnné plochy patří trubky, resp. trubkové svazky. Obecně platí fakt, že tepelný výkon je tím větší, čím lépe tekutina rozrušuje mezní vrstvu a homogenizuje tok u teplosměnných ploch. Toho bývá dosaženo například při použití trubkového uspořádání 30° a 45°, přepážek pro usměrnění toku, zvýšení rychlostí pracovních médií atd. Během návrhu zařízení pro daný tepelný výkon dochází při zmíněném zvyšování rychlostí ke zvyšování součinitele prostupu tepla a díky tomu je možné zmenšit teplosměnné plochy, případně snížit počet trubek nebo zmenšit délku výměníku, což vede ke snížení investičních nákladů. Na druhé straně se zvyšují tlakové ztráty a tím i provozní náklady pro dopravu pracovních médií.

Právě rychlost pracovních látek hraje klíčovou roli nejen pro návrh zařízení na výměnu tepla, ale i pro jeho životnost. Obecně lze říci, že při malých rychlostech dochází k zanášení, naopak při velkých rychlostech dochází k vibračnímu a eroznímu opotřebení. Stejně tak při velkých rychlostech dochází k velkým tlakovým ztrátám, které prodražují chod těchto zařízení. Současný stav poznání stanovuje doporučená rozmezí rychlostí pro tekutiny v mezitrubkovém a v trubkovém prostoru, která jsou uvedena v tabulce 6. Horní rychlostní mez je vztažena k riziku vzniku vibrací, naopak dolní rychlostní mez redukuje zanášení [5], [6]. U par závisí rychlostní meze na pracovním tlaku a hustotě tekutiny. Nižší rychlostní meze odpovídají tekutinám s vyššími molekulovými hmotnostmi [6]. Publikace Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration [6] zdůrazňuje význam volby rychlostí také s ohledem na tlakové ztráty a zanášení, které mohou významně ovlivnit ekonomické optimum. Navíc je třeba v případě výskytu velkých tlakových ztrát v mezitrubkovém prostoru nezbytně dát pozor, aby nedocházelo k vibračnímu nebo eroznímu opotřebení [6]. Limity pro tlakové ztráty jsou uvedeny v tabulce 7.

Tabulka 6 - Meze rychlostí pracovních médií ve výměnících tepla

Pracovní médium	Mezitrubkový prostor (m/s)	Trubkový prostor (m/s)
Kapalina [57]	0,3–1	1–4
Voda [57]	-	1,5–2,5
Páry – vakuum [57]	50–70	-
Páry – atmosférický tlak [57]	10–30	-
Páry – vysoký tlak [57]	5–10	-
Kapalina [17]	~ 1,2	-
Kapalina [17]	0,6–1,5	-
Čistá voda [58]	1–2,5	-
Znečištěná voda [58]	2–2,5	-
Mořská voda [58]	1–1,5	-
Kondenzátory vody [58]	1,8–2,2	-

Tabulka 7 - Doporučené tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru [57]

Pracovní médium	Limitní tlaková ztráta [kPa]
<b>Kapaliny – viskozita &lt; 1 mPa·s</b>	35
<b>Kapalina – viskozita 1–10 mPa·s</b>	50–70
<b>Vzdušiny – Vysoké vakuum</b>	0,4–0,8
<b>Vzdušiny – Střední vakuum</b>	0,1· absolutní tlak
<b>Vzdušiny – 1–2 bary</b>	0,5· systémový přetlak
<b>Vzdušiny – nad 10 bar</b>	0,1· systémový přetlak

Jak bylo výše uvedeno, interakce tekutiny proudící v mezitrubkovém prostoru s trubkovým svazkem může způsobit vibrace trubek tohoto svazku. Tento jev je velmi komplexní a současný stav poznání ho nedokáže uspokojivě popsat [1].

S rozvojem výpočetní techniky se začalo v posledních desetiletích čím dál více využívat numerických analýz, které mohou poskytovat lepší výsledky, než jakých dosahují mnohdy zidealizované analytické přístupy. Spolu s rozvojem současného stavu poznání na poli vibrací vyvolaných prouděním tekutiny vyvstává možnost zapojit metody numerických analýz, jako jsou například metody konečných prvků a konečných objemů za účelem přesnějšího popisu tohoto děje. Na druhou stranu využívání numerických analýz vyžaduje jak dostačující výpočetní prostředky/techniku, tak výpočtový čas a v neposlední řadě také na dostatečně kvalifikovanou obsluhu. Kvalifikovaná obsluha by měla například ručit za přesnost a pravdivost výsledku oproti reálnému stavu.

Pro tuto dizertační práci byl vybrán záznam tepelného výměníku z publikace Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank [3] s pořadovým číslem 104. Záznamy v Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank poskytují přehled o nejdůležitějších parametrech a způsobu vibračního poškození tepelného výměníku. Nicméně neposkytuje všechny klíčové údaje pro zhotovení grafického návrhu tepelného výměníku podle Poddara a Polleyho (který bude dále popsán), ani tepelně-hydraulickou metodu, podle které byl výše zmíněný výměník navržen. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno k uvědomění si časových posloupností pro přibližnou představu, podle které metody byl pravděpodobně tepelně-hydraulický výpočet výměníku s pořadovým číslem 104 proveden. Jednou z nejznámějších metod pro tepelně-hydraulický návrh tepelného výměníku je Kernova metoda. Kern svou metodu návrhu publikoval v roce 1950 v publikaci s názvem Process Heat Transfer [59]. Druhou velmi známou metodou je Bellova metoda, resp. metoda Bell-Delaware. Bell na této metodě začal pracovat začátkem 50. let 20. století a finálně ji publikoval v roce 1963 ve článku Final report of the cooperative research program on shell and tube heat exchangers [60]. Posledním údajem časové posloupnosti je rok vydání publikace Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank, tedy rok 1980. Z této časové posloupnosti lze soudit, že při návrhu výměníku s pořadovým číslem 104 byla známa jak Kernova metoda, tak metoda Bell-Delaware. Znalost těchto faktů vedla ke zvolení tepelně-hydraulickému návrhu výše uvedeného výměníku pomocí softwaru HTRI s výukovou, nekomerční licencí (který používá pro návrh metodu proudové analýzy, což by měla být nejpřesnější současná metoda pro tepelně-hydraulický návrh výměníků tepla) a vlastní výpočet pomocí Kernovy metody. Srovnání klíčových parametrů návrhů dle těchto dvou metod jsou uvedeny v tabulce 8, tyto hodnoty do velké míry korespondují. Hodnota, která v tabulce 8 není uvedena, je vnitřní průměr pláště. Při výpočtu Kernovou metodou vychází tato hodnota na 185,2 mm. Tato hodnota se velmi liší od hodnoty z publikace Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank [3], která vychází

na 260 mm pro tepelný výměník s pořadovým číslem 104. Tekutinou v mezitrubkovém prostoru je vzduch a v trubkovém prostoru voda.

Tabulka 8 - Srovnání klíčových parametrů tepelně-hydraulických výpočtů dle softwaru HTRI a Kernovy metody

Název proměnné	HTRI	Kernova metoda	Jednotka
Tepelný výkon	0,212	0,2198	MW
Vstupní teplota mezitrubkové tekutiny	276,7	276,7	°C
Výstupní teplota mezitrubkové tekutiny	121,1	121,1	°C
Vstupní teplota trubkové tekutiny	73,2	73,0	°C
Výstupní teplota trubkové tekutiny	77	77	°C
Hmotnostní průtok mezitrubkové tekutiny	1,32	1,32	kg/s
Hmotnostní průtok trubkové tekutiny	13,795	13,284	kg/s
Tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru	15,12	22,412	kPa
Tlaková ztráta v trubkovém prostoru	7,329	3,856	kPa
Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru	347,2	357,36	W/(m <sup>2</sup> ·K)
Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru	9338,7	8527,2	W/(m <sup>2</sup> ·K)
Součinitel prostupu tepla	302,06	298,82	W/(m·K)
Teplosměnná plocha	6,864	7,02	m <sup>2</sup>
Rychlost tekutiny v mezitrubkovém prostoru	13,17	13,24	m/s
Rychlost tekutiny v trubkovém prostoru	1,44	1,08	m/s
Reynoldsovo číslo v mezitrubkovém prostoru	54844	27379,9	-
Reynoldsovo číslo v trubkovém prostoru	46614	40101,9	-
Prandtlovo číslo v mezitrubkovém prostoru	0,75	0,71	-
Prandtlovo číslo v trubkovém prostoru	2,4	2,369	-

## 7.1 NÁVRH TEPLOSMĚNNÉHO ZAŘÍZENÍ POMOCÍ METODY PODDARA A POLLEYHO

Návrh teplosměnných zařízení se provádí jak po stránce tepelně-hydraulické, tak i po stránce pevnostní. Součástí návrhu by bezpochyby mělo být i vyhodnocení míry zanášení a nebezpečí vibrací. Návrh dle Poddara a Polleyho [2] prozkoumává celou řadu parametrů průměrů mezitrubkového pláště, resp. počtu trubek v závislosti na délce trubek a na základě řídicích vztahů mezi tepelným výkonem, tlakovými ztrátami na mezitrubkové a trubkové straně pak určuje oblast návrhu tepelného výměníku s možným ekonomickým optimem [2]. To je určeno za předpokladu co nejmenšího počtu a délky trubek trubkového svazku.

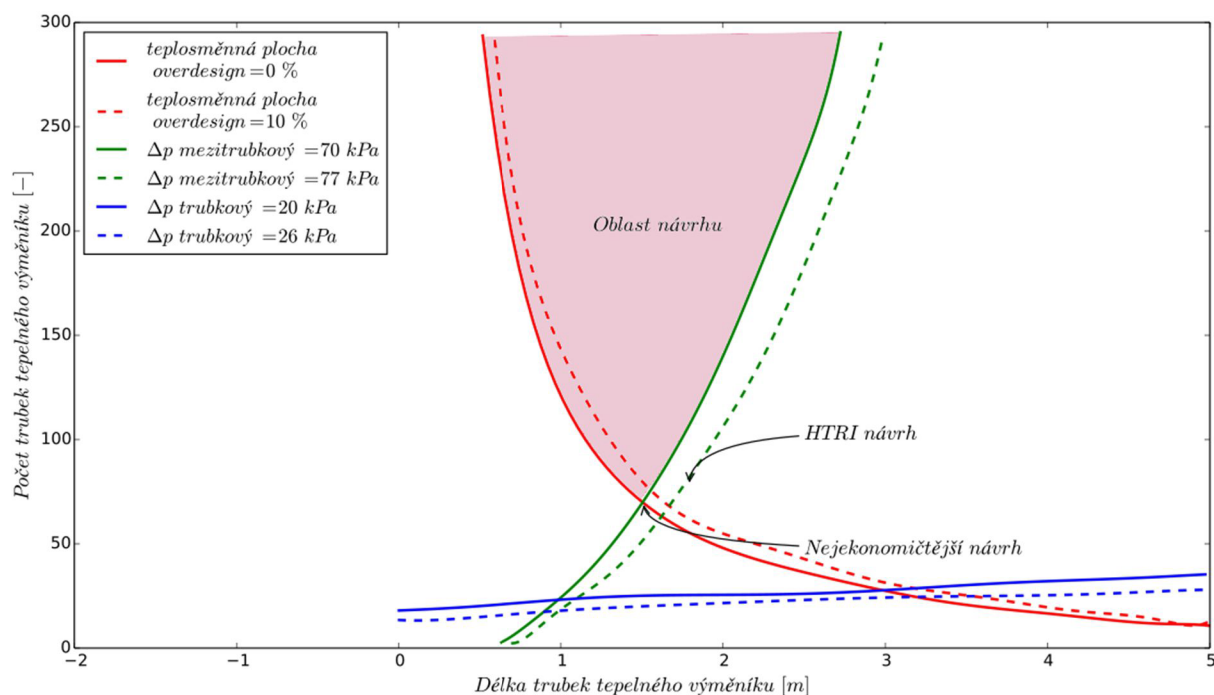
Cílem uvedené metody je identifikovat právě ty geometrie, které splňují následující omezení [2]:

1. Výměník je schopen přenášet specifický výkon

2. Tlaková ztráta v trubkovém prostoru nepřesahuje maximální doporučenou hodnotu
3. Tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru nepřesahuje maximální doporučenou hodnotu
4. Rychlost na trubkové straně je menší než maximální hodnota a větší než minimální hodnota rychlosti
5. Délka trubek je menší než maximální specifická hodnota
6. Průměr skořepiny je menší než maximální specifická hodnota

Výše uvedený postup je nepřesný z několika důvodů. Za prvé, vygenerované návrhy jsou často předimenzovány a navzdory konvenčním znalostem nelze říci, že takovéto návrhy jsou mnohdy bezpečnými. Za druhé, návrh je tak přesný, jak přesná je použitá metoda pro tepelně-hydraulický výpočet (Kernova metoda, metoda Bell-Delaware, metoda proudové analýzy atd.) a rovnice popisující její závislosti např. mezi průměrem mezitrubkového prostoru a počtem trubek svazku. Za třetí, osoba provádějící návrh nemusí nutně zahrnout nejlepší varianty a rozsahy možných potenciálních geometrií polotovarů. [2]

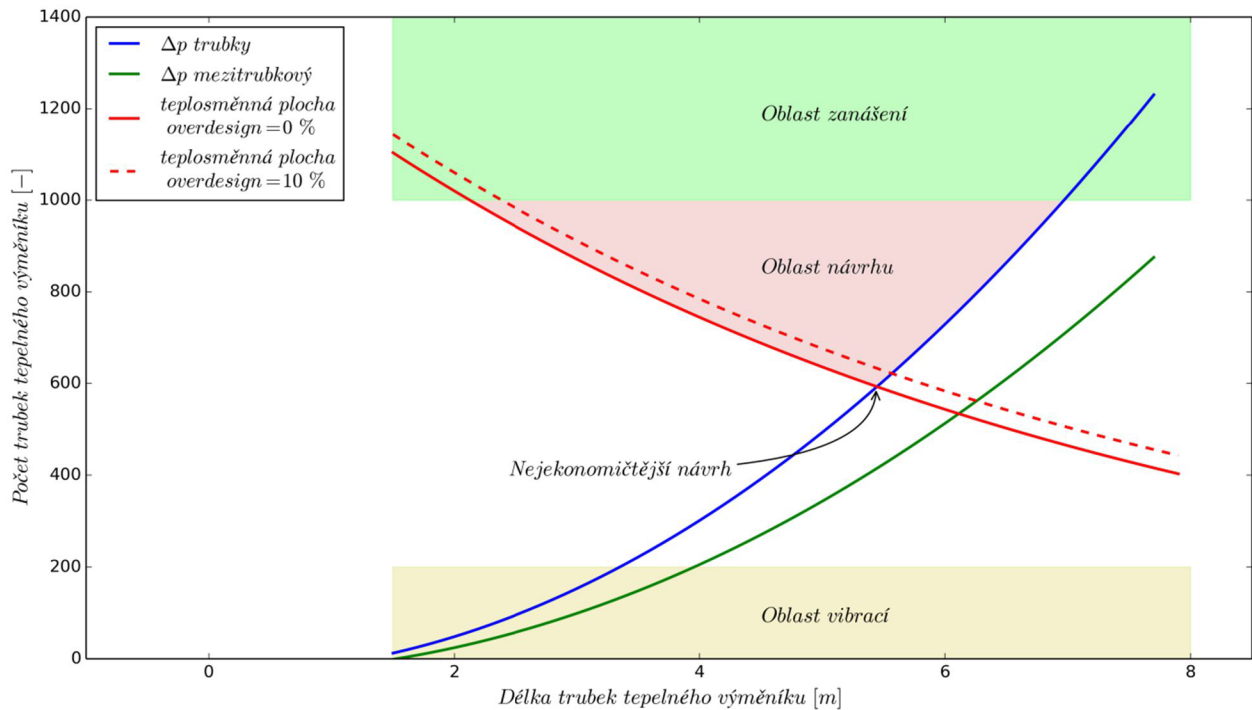
Obrázek 33 je definován křivkami teplosměnných ploch (resp. výkonu), dovolených tlakových ztrát v trubkovém a mezitrubkovém prostoru, které vymezují oblast návrhu tepelného výměníku. Nejekonomičtější návrh podle Poddara a Polleye se pak nachází v průniku křivky teplosměnné plochy s 0% overdesignem a dovolené tlakové ztrátě v mezitrubkovém prostoru pro 70 kPa. Do jaké míry je tento návrh nejekonomičtější popisuje odstavec výše. Pro zajímavost a srovnání je v obrázku 33 znázorněn bod s HTRI návrhem.



Obrázek 33 - Grafický návrh tepelného výměníku podle Poddara a Polleye pro tepelný výměník s pořadovým číslem 104

Grafický návrh podle Poddara a Polleye bývá často rozšířen o oblast zanášení a oblast vibrací. Prvním a nejčastějším způsobem, jak rozšířit tento grafický návrh, je použitím doporučených rychlostních mezí z provozních zkušeností tepelných výměníků. Tyto meze jsou uvedeny v tabulce 6. Příklad takového grafického návrhu je znázorněn na Obrázek 34. Bohužel, tabulka 6 neposkytuje žádné informace o doporučených rychlostech vzduchu, tudíž byl použit ukázkový příklad pro doporučené rychlosti, který je znázorněn na obrázku 34.

Na obrázku 34 je oblast zanášení je určena minimální rychlostí v trubkovém a mezitrubkovém prostoru, stejně tak oblast vibrací je určena maximální rychlostí v trubkovém a mezitrubkovém prostoru.

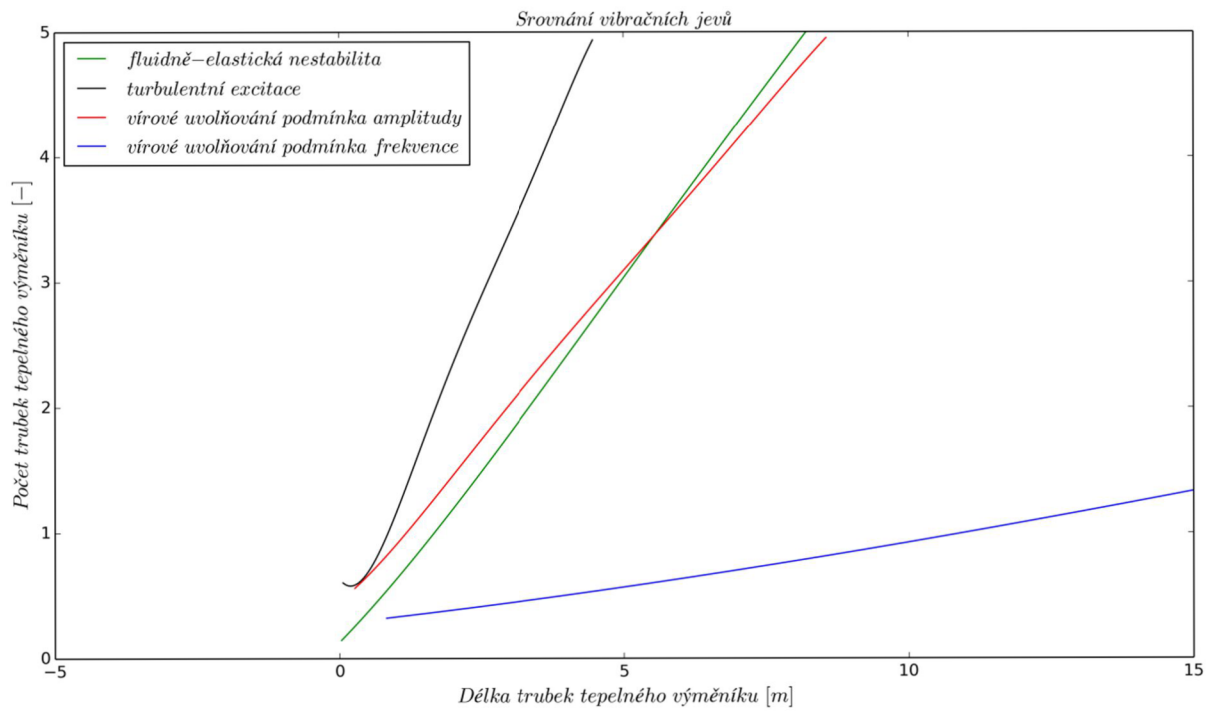


**Obrázek 34 - Příklad grafického návrhu tepelného výměníku podle Poddara a Polleye s vyznačenými oblastmi zanášení a vibrací**

Dalším způsobem, jak omezit oblast návrhu oblastí vibrací, je za použití výpočtových metod současného stavu poznání. Tento způsob je jedním z přínosů této dizertační práce. Pro demonstraci příkladu byl použit současný stav poznání popsany v TEMA [1]. Výsledky z tohoto příkladu jsou znázorněny na obrázku 35. Obrázek 35 srovnává vibrační jevy v nejnebezpečnější oblasti, která nastává u trubky z jedné strany vetknuté (trubkovnicí), z druhé strany podepřené trubky (přepážkami) v oblasti příčného toku (oblast 1). Mezi další geometrické okrajové podmínky trubek patří: z jedné strany vetknuté a z druhé podepřené v oblasti window, z obou dvou stran podepřené v příčné oblasti a z obou dvou stran podepřené v oblasti window. Geometrické okrajové podmínky vetknutí (trubkovnicí) a podepření (přepážkou) u výše uvedených případů jsou pouze idealizovanými případy. V realitě nastává zvláště vetknutí pouze u ideálně tuhého spoje a podepření pouze při kontaktu trubek s přepážkou.

Podmínkami, jež jsou v obrázku 35 srovnány, jsou fluidně-elastická nestabilita, turbulentní excitace, podmínka amplitudy a podmínka frekvence u vírového uvolňování. Nejnebezpečnější z těchto tří podmínek pak je turbulentní excitace. Tyto podmínky byly použity v duchu grafického návrhu tepelného výměníku podle metody Poddara a Polleyho. Jak bylo výše uvedeno, u vibrací vyvolaných prouděním se vyskytuje ještě jeden vibrační jev a tím je akustická vibrace. Podmínky pro stanovení akustické vibrace nemohou být dle současného stavu poznání v TEMA [1] použity pro výše uvedený grafický návrh, jelikož nejsou popsány veličinami, které by charakterizovaly délku trubek nebo počet trubek.

Hodnoty u vibračních jevů na obrázku 35 jednoznačně nezasahují do oblasti návrhu tepelného výměníku s číselným označením 104 při použití současného stavu poznání definovaného v TEMA [1]. Při výraznějším vibračním výskytu u jiných tepelných výměníků nebo jiných podmínek proudění pak mohou tyto podmínky vibračních jevů zasahovat do oblasti návrhu, a tudíž ho zprava omezovat.

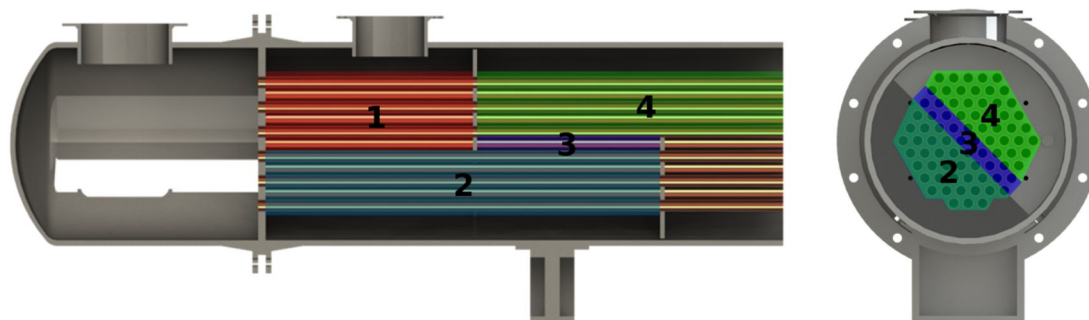


**Obrázek 35 - Srovnání vibračních jevů pro tepelný výměník s pořadovým označením 104 pro z jedné strany vetknutou, z druhé podepřenou trubku v příčné oblasti**



## 8 KONTROLA TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU NA VIBRACE VYVOLANÉ PROUDĚNÍM

V předchozích kapitolách byl vybrán, následně replikován tepelně-hydraulický výpočet a okomentován tepelný výměník s označením 104. Obrázek 36 znázorňuje oblast vstupního hrdla do mezitrubkového prostoru spolu s prvními čtyřmi oblastmi, které byly v této kapitole analyzovány. Za zmínku bezpochyby stojí, že tento výměník měl přepážky pootočené o 45° kolem osy výměníku, což bylo v této práci reflektováno. Počet specifických oblastí u výměníku s označením 104 je rozdělen na čtyři. Tyto oblasti jsou na obrázku 36 znázorněny, konkrétně oblast 1 – červená, oblast 2 – tyrkysová, oblast 3 – fialová, oblast 4 – zelená. Dělení do čtyř oblastí je dáno především jejich okrajovými podmínkami (vetknutím – trubkovnice, podepřením - přepážka) a nepodepřenou délkou trubek (v oblasti window a v oblasti mezi přepážkami). Tyto čtyři oblasti představují všechny reálné konfigurace dle dělení z předchozí věty, které se nachází v mezitrubkovém prostoru.



Obrázek 36 - Zobrazení oblastí vyskytující se u tepelného výměníku s označením 104

Tato kapitola si klade za cíl využít současný stav poznání, odhalit způsob poškození trubek v mezitrubkovém prostoru u tepelného výměníku s označením 104. Jako kritérium pro posouzení současného stavu poznání byla použita TEMA [1] a Heat Exchanger Design Handbook [11]. Výsledky z těchto výpočtů jsou znázorněny v tabulce 9.

Tabulka 9 - Tabulka výsledků z analytických výpočtů vibrací vyvolaných prouděním

Vlastní frekvence - $f_n$		
Trubky v oblasti 1 – z jedné strany vetknuté, z druhé strany podepřené v příčně obtékané oblasti	61,82	Hz
Trubky v oblasti 2 – z jedné strany vetknuté, z druhé strany podepřené v oblasti window	15,45	Hz
Trubky v oblasti 3 – z obou dvou stran podepřené v příčně obtékané oblasti	39,69	Hz
Trubky v oblasti 4 – z obou dvou stran podepřené v oblasti window	9,92	Hz
Turbulentní excitace		
Vibrace od turbulentních excitací se budou vyskytovat v případě, kdy amplituda kmitu trubky je větší jak 2 % vnějšího průměru trubky.		
Trubky v oblasti 1 - $y_{tb,1} \leq 0,02 \cdot d_o$	$1,65 \cdot 10^{-8} \leq 3,2 \cdot 10^{-4}$	m
Trubky v oblasti 2 - $y_{tb,2} \leq 0,02 \cdot d_o$	$1,34 \cdot 10^{-6} \leq 3,2 \cdot 10^{-4}$	m
Trubky v oblasti 3 - $y_{tb,3} \leq 0,02 \cdot d_o$	$3,43 \cdot 10^{-8} \leq 3,2 \cdot 10^{-4}$	m

Trubky v oblasti 4 - $y_{tb,4} \leq 0,02 \cdot d_o$	$2,79 \cdot 10^{-6} \leq 3,2 \cdot 10^{-4}$	m
---	---	---

*Všechny podmínky jsou splněny. Turbulentní excitace by se neměly vyskytnout.*

### Vírové uvolňování

Vibrace od vírového uvolňování nastane buď v případě, kdy amplituda kmitu trubky je větší jak 2 % vnějšího průměru trubky, anebo pokud dojde k frekvenčnímu sjednocení. TEMA se vyhýbá frekvenčnímu sjednocení podmínkou, kdy vlastní frekvence musí být menší jak dvounásobek frekvence vírového uvolňování.

Strouhalovo číslo pro svazek trubek	0,482	-
Frekvence vírového uvolňování	398,52	Hz
Trubky v oblasti 1 - $y_{vs,1} \leq 0,02 \cdot d_o$	$7,21 \cdot 10^{-6} \leq 3,2 \cdot 10^{-4}$	m
Trubky v oblasti 2 - $y_{vs,2} \leq 0,02 \cdot d_o$	$1,87 \cdot 10^{-4} \leq 3,2 \cdot 10^{-4}$	m
Trubky v oblasti 3 - $y_{vs,3} \leq 0,02 \cdot d_o$	$1,75 \cdot 10^{-5} \leq 3,2 \cdot 10^{-4}$	m
Trubky v oblasti 4 - $y_{vs,4} \leq 0,02 \cdot d_o$	$4,53 \cdot 10^{-4} \geq 3,2 \cdot 10^{-4}$	m
Trubky v oblasti 1 - $f_{n,1} \leq 2 \cdot f_{vs,1}$	$61,82 \leq 797,04$	Hz
Trubky v oblasti 2 - $f_{n,2} \leq 2 \cdot f_{vs,2}$	$15,45 \leq 797,04$	Hz
Trubky v oblasti 3 - $f_{n,3} \leq 2 \cdot f_{vs,3}$	$39,69 \leq 797,04$	Hz
Trubky v oblasti 4 - $f_{n,4} \leq 2 \cdot f_{vs,4}$	$9,92 \leq 797,04$	Hz

*Všechny podmínky jsou splněny až na trubky z oblasti 4. U nich by mohlo docházet k vibracím.*

### Fluidně-elastická nestabilita

Fluidně-elastická nestabilita nastane, pokud je rychlost média v mezitrubkovém prostoru větší než kritická rychlost.

Trubky v oblasti 1 - $v_A \leq v_{A,krit,1}$	$13,24 \leq 111,89$	m/s
Trubky v oblasti 1 - $v_A \leq v_{A,krit,2}$	$13,24 \leq 22,0$	m/s
Trubky v oblasti 1 - $v_A \leq v_{A,krit,3}$	$13,24 \leq 71,84$	m/s
Trubky v oblasti 1 - $v_A \leq v_{A,krit,4}$	$13,24 \leq 14,13$	m/s

*Všechny podmínky jsou splněny. Fluidně-elastická nestabilita by se neměla vyskytnout.*

### Akustická vibrace

Frekvence, první režim	1087,87	Hz
Frekvence, druhý režim	2175,75	Hz
Frekvence, třetí režim	3263,62	Hz

Akustická rezonance nastane, pokud je splněna jedna z následujících nerovnic.

$0,8 \cdot f_{vs} \leq f_{a,1} \leq 1,2 \cdot f_{vs}$	$379,62 \leq 1087,87 \leq 569,43$	Hz
---	-----------------------------------	----

*Podmínka není splněna. Akustická vibrace by se neměla vyskytnout.*

$0,8 \cdot f_{tb} \leq f_{a,1} \leq 1,2 \cdot f_{tb}$	$99,8 \leq 1087,87 \leq 149,71$	Hz
---	---------------------------------	----

**Podmínka není splněna. Akustická vibrace by se neměla vyskytnout.**

Akustická rezonance nastane, pokud je splněna následující nerovnice.

$$v_A \geq \frac{f_{a,1} \cdot d_0 \cdot (x_I - 0,5)}{6} \quad 15,762 \geq 66,143 \quad \text{m/s}$$

**Podmínka není splněna. Akustická vibrace by se neměla vyskytnout.**

Akustická rezonance nastane, pokud je splněna jedna následujících nerovnic.

$$v_A \geq \frac{f_{a,1} \cdot d_0 \cdot (x_I - 0,5)}{6} \quad 15,76 \geq 36,14 \quad \text{m/s}$$

**Podmínka není splněna. Akustická vibrace by se neměla vyskytnout.**

$$\frac{Re}{St \cdot x_I} \left(1 - \frac{1}{x_0}\right)^2 > 2000 \quad 60186,3 > 2000 \quad -$$

**Podmínka je splněna. Akustická vibrace by se mohla vyskytnout.**

**Použitelnost nárazového plechu**

$$v_{A,inlet} \leq v_{np,max} = \sqrt{\frac{2250}{\rho_s}} \quad 21,03 \leq 19,82 \quad \text{m/s}$$

**Podmínka není splněna. Vstupní rychlost v hrdle je větší jak limitní rychlost. Z tohoto důvodu je vhodné použití nárazového plechu.**

Tabulka 9 poskytla přehled o možných vibračních jevech a způsobu jejich analytické predikce. Z výsledků vychází najevo, že k vibračním bude docházet díky vírovému uvolňování u trubek v oblasti 4. Dále může díky splněné podmínce z rovnice (25) docházet k akustické rezonanci. Navíc díky velké vstupní rychlosti média do mezitrubkového prostoru by bylo vhodné umístit za hrdlo do těsné blízkosti trubkového svazku nárazecí plech pro ochranu trubek. Maximální nepodepřená délka v oblasti window je u výměníku s označením 104 rovna hodnotě 512 mm. Z rovnice (46b) vychází maximální nepodepřená délka trubky na 1316 mm. Tato hodnota vychází taktéž z obrázku 23. Obrázek 24 pak určuje maximální nepodepřenou délku trubek v oblasti mezi přepážkami v rozmezí 50–300 mm s ohledem na tepelně-hydraulický návrh. Toto rozmezí odpovídá maximální nepodepřené délce trubek 256 mm v oblasti mezi přepážkami výměníku s označením 104.

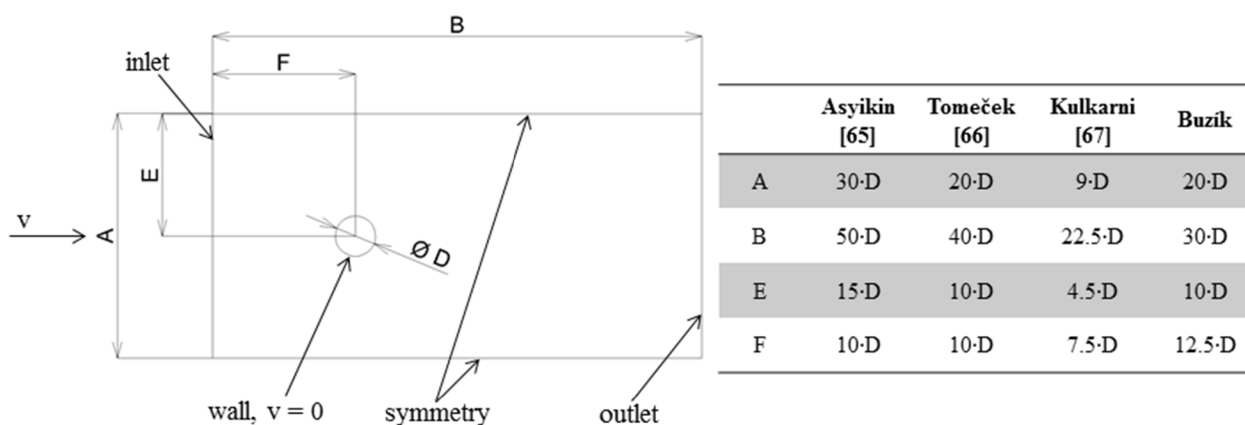
## 9 NUMERICKÁ ANALÝZA PROUDĚNÍ UVNITŘ MEZITRUBKOVÉHO PROSTORU, JEJÍ VERIFIKACE A VALIDACE

V současné době spolu s rozvojem výpočetní techniky dochází k častějšímu používání výpočtových metod založených na numerických analýzách. Numerické analýzy nejen že doplňují, ale mnohdy poskytují lepší a přesnější výsledky, než jaké jsou výsledky z analytických přístupů. Na druhou stranu mohou být numerické analýzy náročné jak na výpočtový čas, tak na samotnou výpočtovou techniku a v neposlední řadě také na kvalifikovanou obsluhu. Výsledky z těchto analýz mohou poskytovat podrobnější popis fyzikálního děje. Problémem ale zůstává pravdivost výsledků oproti reálnému stavu. V této kapitole jsou znázorněny výsledky numerických simulací při řešení problematiky vibrací vyvolaných prouděním. Jelikož je tato práce postavena z velké části na výsledcích z numerických analýz, klade se v následujících kapitolách velký důraz na verifikaci a validaci těchto výsledků.

### 9.1 NUMERICKÉ ANALÝZY DYNAMIKY TEKUTIN UVNITŘ MEZITRUBKOVÉHO PROSTORU

V předchozích kapitolách byla nastíněna problematika vibrací vyvolaných prouděním. Numerická analýza dynamiky tekutin uvnitř mezitrubkového prostoru si klade za cíl vypočítat lokální hodnoty spojené s prouděním a zpřesnit výsledky z analytických výpočtů. Proudění v mezitrubkovém svazku bylo vytvořeno v programu Fluent pro několik vybraných případů. Na všechny případy byla pro trubky použita UDF typu DEFINE\_SDOF\_PROPERTIES (viz. kapitola 9.2), která zajišťuje pohyb trubky vlivem sil působících na trubku.

Prvním z nich je případ 2D proudění ve volném prostoru o tvaru obdélníku s dírou ve tvaru trubky uprostřed jak je znázorněno na obrázku 37. Na obrázku 37 je znázorněn směr rychlosti tekutiny  $v$ , vnější průměr trubky  $D$  jsou na něm definovány okrajové podmínky vstupní (inlet), výstupní (outlet), symetrie (symmetry), stěny trubky (wall), ale také charakteristické rozměry domény (A, B, E, F) ve srovnání s podobnými příklady v publikacích [61], [62] a [63].

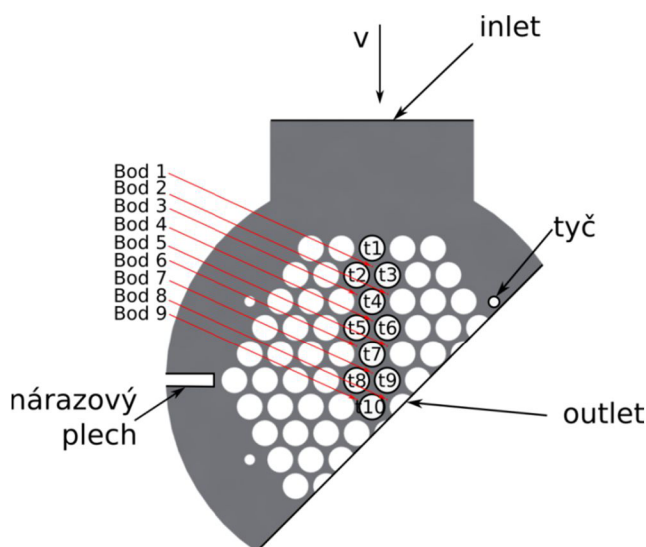


Obrázek 37 - Rozměry 2D domény s okrajovými podmínkami pro první případ

Okrajové podmínky byly nastaveny následovně dle hodnot vypočtených pomocí tepelně-hydraulického návrhu výměníku s označením 104: rychlost  $v = 21.03$  m/s, celkový tlak  $p = 780$  kPa, vstupní intenzita turbulence = 3.14 %, poměr turbulentní a laminární viskozity = 100, drsnost povrchu trubky =  $1.5 \cdot 10^{-6}$  m, hustota mezitrubkového média =  $4.87$  kg/m<sup>3</sup> a dynamická viskozita =  $2.9 \cdot 10^{-5}$  Pa·s. Úloha byla řešena jako transientní a byl zde nastaven viskózní model k-omega SST. Z těchto podmínek lze stanovit velikost Reynoldsova čísla = 56476,2. Dle obrázku

6 lze stanovit podle Reynoldsova čísla Strouhalovo číslo = 0,23. Dle obrázku 19 pak Strouhalovo číslo = 0,19. Obrázek 6 znázorňuje závislost Strouhalova čísla na Reynoldsově v závislosti na drsnosti a vstupní intenzitě turbulence, kdežto obrázek 19 pouze na základě vstupní intenzity turbulence. Na základě Strouhalova čísla 0,23 resp. 0,19 pak lze stanovit frekvenci vírového uvolňování na hodnotu 302,31 Hz resp. 249,73 Hz. Z těchto frekvencí lze stanovit dobu periody vírového uvolňování. Hodnota této doby byla podělena 20 pro získání jemnějšího časového kroku a přesnějšího zaznamenání celého procesu vírového uvolňování. Časový krok byl z výpočtu a následného zaokrouhlení stanoven na 0,0001 sekundy.

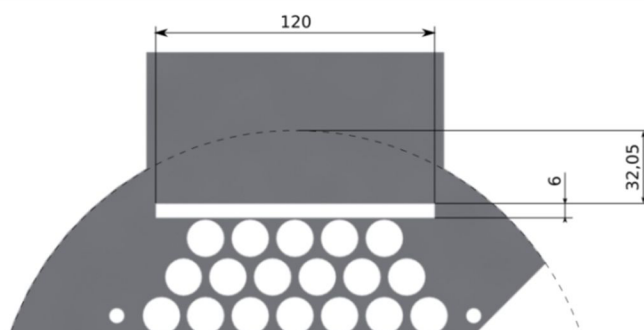
Druhým z nich je případ 2D proudění v mezitrubkovém prostoru pod vstupním hrdlem. Tento 2D prostor zahrnuje oblasti 1 (oblast příčného toku na vstupu do mezitrubkového prostoru) znázorněné na obrázku 36. Případ je inspirován výsledky v tabulce 9, které nepotvrdily výskyt vibrací v oblasti 1 a slouží pro ověření analytických výpočtů z téže tabulky. Doména z této analýzy je znázorněna na obrázku 38, kde lze vidět směr a rychlost tekutiny, trubky v oblasti příčného toku, rozpěrné tyče a obtokové pásy pro usměrnění toku. V bodech 1 až 9 jsou zaznamenávány rychlosti tekutiny, které jsou následně vyhodnoceny pomocí rychlé Fourierovy transformace pro získání dominantních frekvencí v toku. Na trubky t1 až t10 jsou nasazeny UDF s názvem DEFINE\_SDOF\_PROPERTIES, na těchto trubkách je zaznamenáván pomocí UDF pohyb. Vnitřní průměr pláště domény je 260 mm, vnitřní průměr vstupního hrdla je 128,2 mm, rozpěrné tyče mají podle TEMA [1] průměr 9,525 mm. Celá doména je navržena podle tepelně-hydraulického návrhu tepelného výměníku s označením 104. Celá doména je seříznuta v místě přepážky (outlet), kde se tok otáčí. Vstupní okrajové podmínky byly nastaveny následovně: rychlost  $v = 21,03$  m/s, celkový tlak  $p = 780$  kPa, vstupní intenzita turbulence = 3,14 %, poměr turbulentní a laminární viskozity = 100, drsnost povrchu trubky =  $1,5e-6$  m, hustota mezitrubkového média =  $4,87$  kg/m<sup>3</sup> a dynamická viskozita =  $2,9e-5$  Pa·s. Úloha byla řešena jako transientní a byl zde nastaven viskózní model k-omega SST. Dle obrázku 22 lze stanovit podle poměru rozteče ve vodorovném směru k vnějšímu průměru trubky  $T/D = 1,2$  a poměru rozteče ve svislém směru k vnějšímu průměru trubky  $P/D = 1,04$  Strouhalovo číslo v hodnotě 0,42 a podle rovnice (45) stanovit Strouhalovo číslo o hodnotě 0,482. Na základě Strouhalova čísla 0,42, resp. 0,482 lze dále stanovit frekvenci vírového uvolňování na hodnotu 552,04 Hz resp. 633,53 Hz. Z těchto frekvencí lze stanovit dobu periody vírového uvolňování s podělením 20 pro zpřesnění výsledků. Časový krok byl z výpočtu a následného zaokrouhlení stanoven na 0,00001 sekundy.



Obrázek 38 – Znázornění klíčových částí 2D domény druhého případu

Třetím případem je modifikovaný druhý případ 2D proudění v mezitrubkovém prostoru s umístěným nárazecím plechem, jak je znázorněno na obrázku 39. Tento případ je inspirován

výsledky z tabulky 9, které doporučují umístění nárazového plechu před první řadu trubek trubkového svazku pod vstupním hrdlem. Rozměry a vzdálenosti nárazového plechu jsou určeny dle publikací [1] a [8].



Obrázek 39 – Znázornění klíčových rozměrů 2D domény třetího případu

Výsledky z těchto uvedených případů jsou zhodnoceny níže v kapitole verifikace a validace numerické analýzy dynamiky tekutin.

## 9.2 UŽIVATELEM DEFINOVANÉ FUNKCE A POHYB TRUBEK

V předchozí kapitole byl zmíněn termín uživatelem definované funkce (UDF). K tomuto kroku bylo přistoupeno z hlediska úspory výpočtového času. UDF jsou funkce, které umožňují uživateli např. vrátit nějakou hodnotu, upravit argument, upravit proměnou ANSYS Fluentu (která není předána jako argument), vypsat informaci z úlohy nebo datových souborů. UDF umožňují uživateli významněji zasáhnout do výpočtu skrze programovatelný kód a tím rozšířit standardní funkce ANSYS Fluentu. UDF jsou psané v programovacím jazyku C a jsou definovány za pomoci maker. [64]

Jedním z maker, které nabízí ANSYS Fluent, je tzv. DEFINE\_SDOF\_PROPERTIES, kterým mohou být specifikovány vlastnosti pohyblivých objektů v rámci šesti stupňů volnosti (6DOF) v ANSYS Fluent. Typickými vlastnostmi, které jsou definovány v makru, jsou hmotnost, moment setrvačnosti, externí síly a momenty, zabránění pohybům a rotacím v osách x, y, z a možnosti definování symetrie. Na základě těchto vlastností bylo vytvořeno makro s následujícím tvarem:

```
# include 'udf.h'

DEFINE_SDOF_PROPERTIES (s dof_props, prop, dt, time, dtime)
{
  real cgx;
  real cgy;
  real k = 1968361; # (oblast s příčným tokem)
  cgx = DT_CG(dt)[0];
  cgy = DT_CG(dt)[1];
  prop[SDOF_MASS] = 13.1; # (oblast s příčným tokem)
  prop[SDOF_ZERO_ROT_X] = TRUE;
  prop[SDOF_ZERO_ROT_Y] = TRUE;
  prop[SDOF_ZERO_ROT_Z] = TRUE;
  prop[SDOF_IXX] = 0.0716; # (oblast s příčným tokem)
  prop[SDOF_IYY] = 0.0716; # (oblast s příčným tokem)
  prop[SDOF_LOAD_F_Y] = -k*cgy;
  prop[SDOF_LOAD_F_X] = -k*cgx;
  Message("f_x = %f, f_y = %f\n", -k*cgx, -k*cgy);
}
```

## 9.3 VERIFIKACE A VALIDACE NUMERICKÉ ANALÝZY DYNAMIKY TEKUTIN

Jak bylo výše naznačeno, při používání numerických analýz jako jsou CFD, je vhodné ověřit a potvrdit výsledky analýz pomocí buď experimentálních dat, nebo již známých a ověřených analytických výpočtů. Před samotným popisem možných způsobů pro verifikaci a validaci výsledků získaných z numerických CFD analýz je na místě popsat význam verifikace a validace z hlediska CFD.

**Verifikace modelu** – Ověření, zda počítačový model představuje koncepční model ve stanovených mezích přesnosti. [65]

**Validace modelu** – Ověření, zda počítačový model v rámci své oblasti použitelnosti má dostatečný rozsah přesnosti odpovídající zamýšlenému použití modelu. [65]

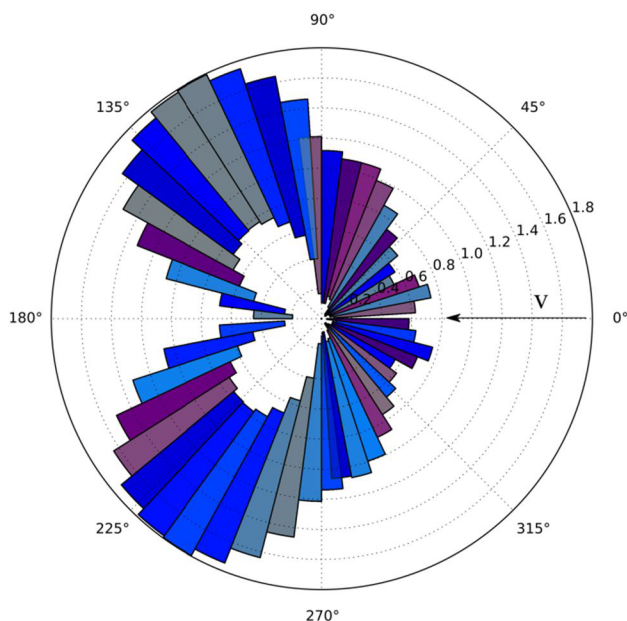
Jev obtékání geometrie ve tvaru trubky proudem tekutiny je znám odnedávna, jak bylo výše uvedeno. Nejen díky tomu byl tento jev zkoumán a bylo zaznamenáno velké množství provedených experimentů na těchto geometriích. V této práci byly zmíněny pro verifikaci a validaci například následující způsoby:

- závislost Strouhalova čísla na Reynoldsově čísle pro hladké a drsné povrchy při různé intenzitě turbulence znázorněná na obrázku 6
- závislost střední hodnoty součinitele odporu na Reynoldsově čísle pro různě drsné povrchy znázorněná na obrázku 14
- závislost střední hodnoty součinitele odporu, závislost oscilující hodnoty součinitele odporu a vztlaku na Reynoldsově čísle znázorněné na obrázku 15
- experimentálně zjištěná data závislosti střední a oscilující hodnoty součinitele odporu a vztlaku pro různá Reynoldsova čísla znázorněná v tabulce 4
- závislost časově průměrné hodnoty součinitele odporu na Reynoldsově čísle pro různé intenzity turbulence znázorněná v obrázku 16
- závislost oscilující hodnoty součinitele odporu na Reynoldsově čísle pro různé intenzity turbulence znázorněná v obrázku 17
- závislost oscilující hodnoty součinitele vztlaku na Reynoldsově čísle pro různé intenzity turbulence znázorněná v obrázku 18
- závislost Strouhalova čísla na Reynoldsově čísle pro různé intenzity turbulence znázorněná v obrázku 19
- obrázek 21 a obrázek 22 znázorňující hodnoty Strouhalova čísla pro různé rozteče mezi trubkami ve čtvercovém a trojúhelníkovém uspořádání
- rovnice (45) až (47) popisující Strouhalovo číslo pro různé rozteče mezi trubkami v různých uspořádáních
- rovnice (7) až (10) pro srovnání bezrozměrné amplitudy kmitu trubky
- rovnice (19) amplitudy kmitu trubky pro jev vírového uvolňování a rovnici (18) pro podmínku dovolené amplitudy kmitu trubky
- rovnice (28) amplitudy kmitu trubky pro jev turbulentní excitace a rovnici (27) pro podmínku dovolené amplitudy kmitu trubky
- rovnice (41) pro stanovení hladiny akustického tlaku

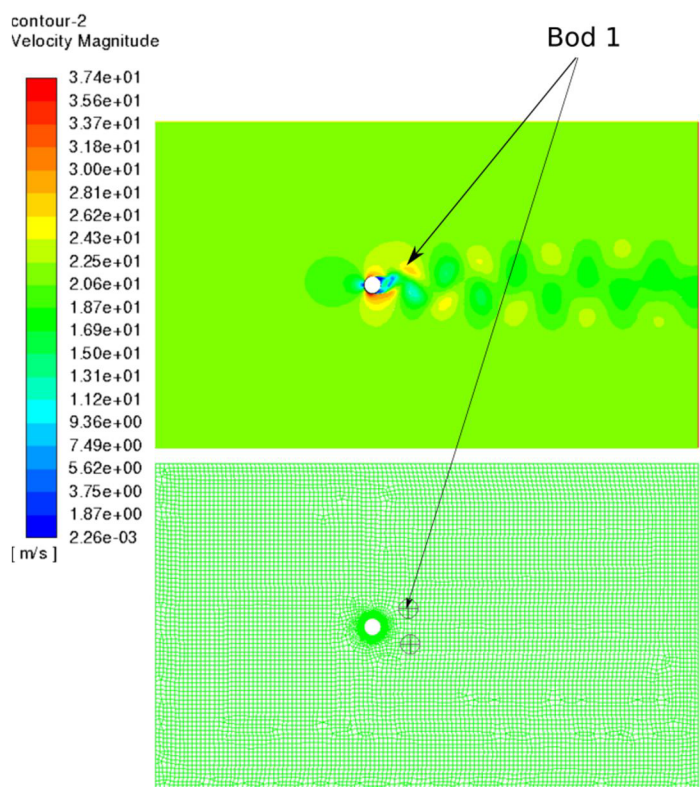
### 9.3.1 První analyzovaný případ

První příklad byl validován a verifikován nejlépe, jelikož se jedná o relativně jednoduchou doménu, která znázorňuje jednu obtékanou trubku. Před samotnou kontrolou výsledků uvedených v bodech výše bylo přistoupeno ke kontrole  $y^+$  faktoru v rámci jedné periody vírového uvolňování. Výsledek této kontroly je znázorněn na obrázku 40, kde je zobrazena růžice

minimálních a maximálních hodnot  $y^+$  faktorů po obvodu trubky. Pokud se hodnota  $y^+$  faktoru pohybuje pod číslem 1, je vyhovující pro popis laminární vrstvy u stěny trubky. Hodnota  $y^+$  faktoru do 1,8 se pokládá za dostačující. Dle obrázku 6 se pro Reynoldsovo číslo (přibližně 56500) u trubky vyskytuje plně turbulentní vírová stezka s laminární mezní vrstvou.



Obrázek 40 – Růžice znázorňující rozložení  $y^+$  faktoru po obvodu trubky v jedné periodě vírového uvolňování

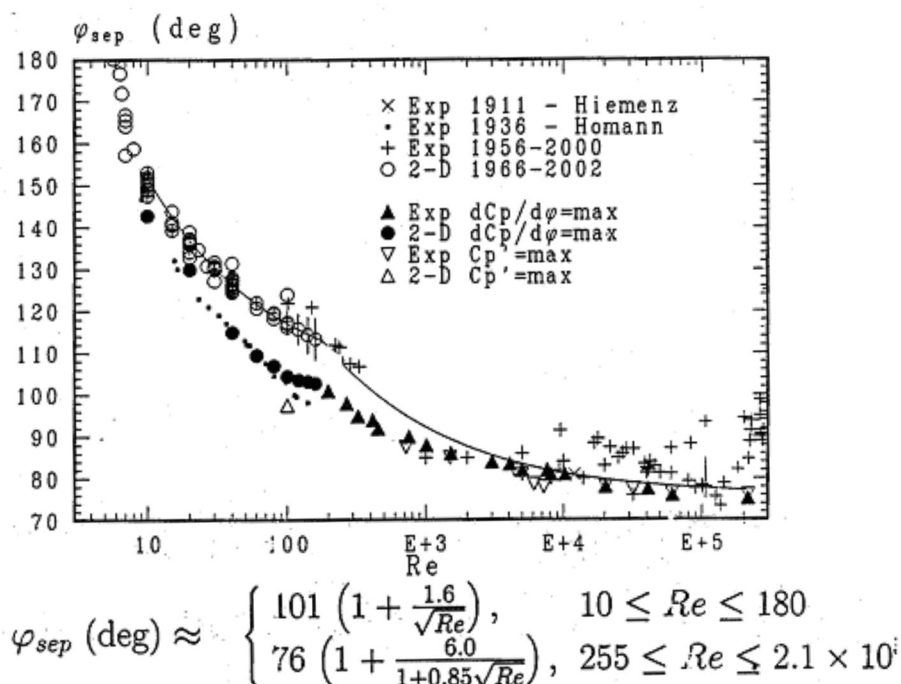


Obrázek 41 – 2D doména prvního případu obtékání trubky proudem tekutiny

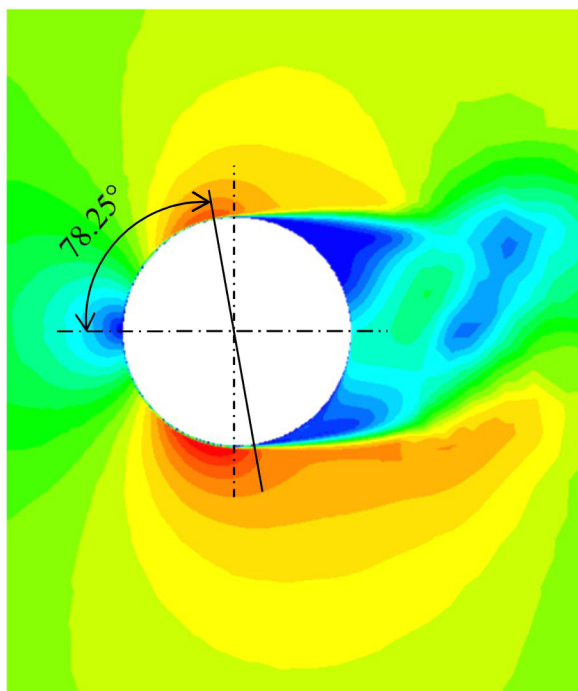
Na obrázku 37 jsou schematicky znázorněny rozměry a okrajové podmínky pro CFD analýzu. Na obrázku 41 je pak znázorněno rychlostní pole při obtékání trubky vzduchem. Za trubkou je ukázkově znázorněna Kármánova vírová stezka vznikající v úplavu. Na spodním obrázku je znázorněna síť spolu s body, v kterých byla provedena rychlá Fourierova transformace (FFT)



rychlostí pro získání dominantních frekvencí v úplavu. Tyto frekvence by měly být přibližně shodné s frekvencemi vírového uvolňování.



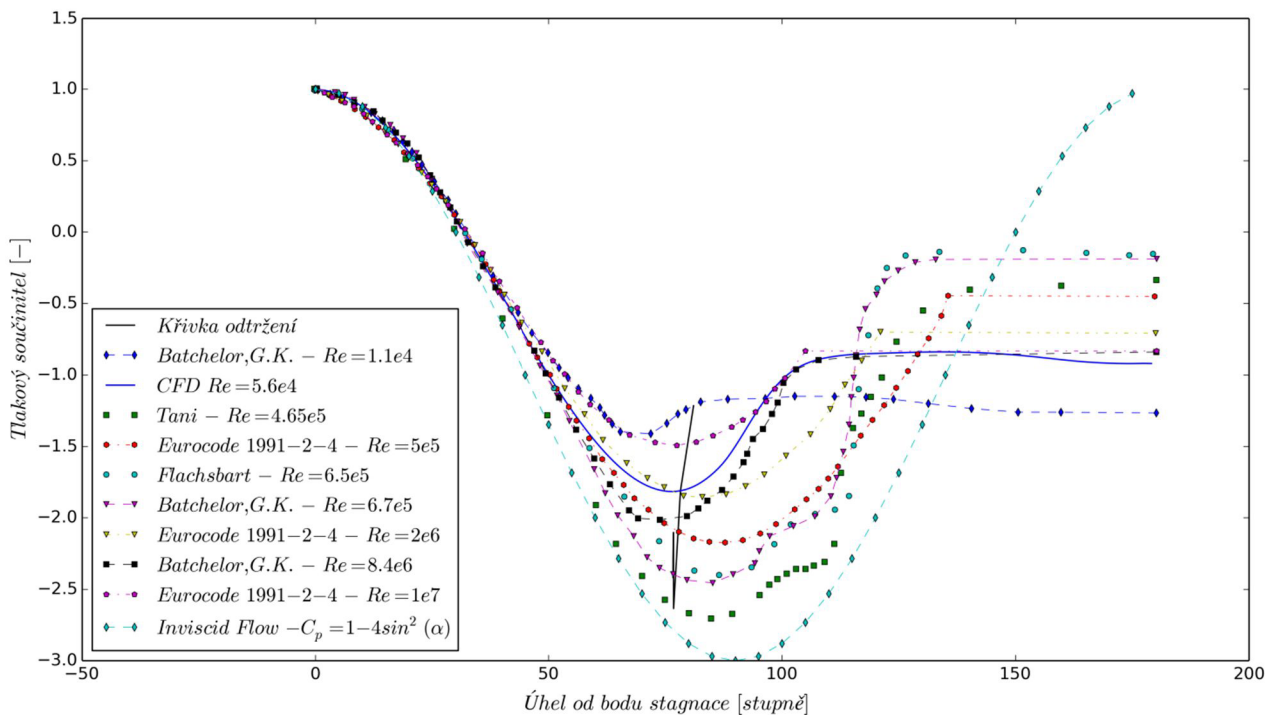
Obrázek 42 – Úhel vírového uvolňování od bodu stagnace v závislosti na Reynoldsově čísle [66]



Obrázek 43 – Srovnání úhlů vírového uvolňování 2D proudění a analytického výpočtu na osamocené trubce

Dalton ve své publikaci [66] seskupil experimentální výsledky úhlů vírového uvolňování v závislosti na Reynoldsově čísle. Tyto výsledky regresně proložil dvěma křivkami a vytvořil dvě rovnice pro popis závislosti. Experimentální data, proložení křivkami a rovnice jsou znázorněny na obrázku 42. Na základě Daltonovy práce bylo vytvořeno srovnání úhlů vírového uvolňování

pro 2D proudění získané z CFD analýzy a velikosti úhlu z analytického výpočtu. Toto srovnání je znázorněno na obrázku 43, výsledky úhlů vírového uvolňování jsou takřka identické.



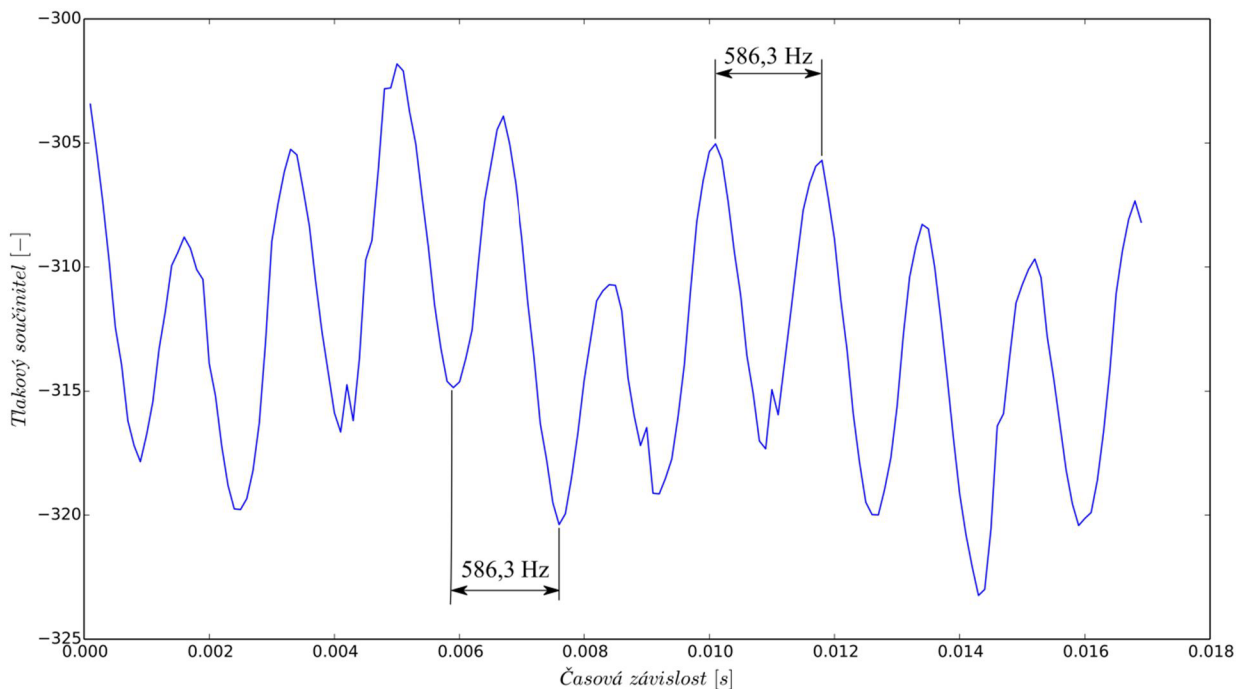
**Obrázek 44 - Tlaková distribuce kolem kruhové trubky**

Jednou z možností validace a verifikace CFD numerické analýzy, která nebyla výše zmíněna, je použití tlakové distribuce na vnějším povrchu trubky. Pro válcová tělesa jsou známy výsledky mnoha experimentálních měření tlakových distribucí při příčném obtékání. Vybrané hodnoty z experimentálního měření (Batchelor, G. K. –  $Re = 1,1e4$ ; Tani –  $Re = 4,65e5$ ; Eurocode 1991-2-4 –  $Re = 5e5$ ; Flachsbart –  $Re = 6,5e5$ ; Batchelor, G. K. –  $Re = 6,7e5$ ; Eurocode 1991-2-4 –  $Re = 2e6$ ; Batchelor, G. K. –  $Re = 8,4e6$ ; Eurocode 1991 - 2 - 4 -  $Re = 1e7$  a pro neviskózní tok) jsou znázorněny na obrázku 44 ve srovnání s CFD hodnotami. Je dobré zdůraznit, že CFD výsledek  $Re = 5,6e4$  vykazuje obdobný trend jako Batchelor, G. K. –  $Re = 1,1e4$  a Tani -  $Re = 4,65e5$ . Součástí obrázku 44 je znázornění křivky odtržení, resp. uvolnění víru od osamocené trubky. Zajímavostí zůstává fakt, kdy experimentální hodnoty použité z Eurocode 1991-2-4 ( $Re = 5e5$ ) mají větší minimální hodnotu, než hodnoty použité při Tanyho měření ( $Re = 4,65e5$ ). Tento jev je s největší pravděpodobností zapříčiněn změnou laminární mezní vrstvy v přechodový režim turbulence v mezní vrstvě, jak je znázorněno na obrázku 6.

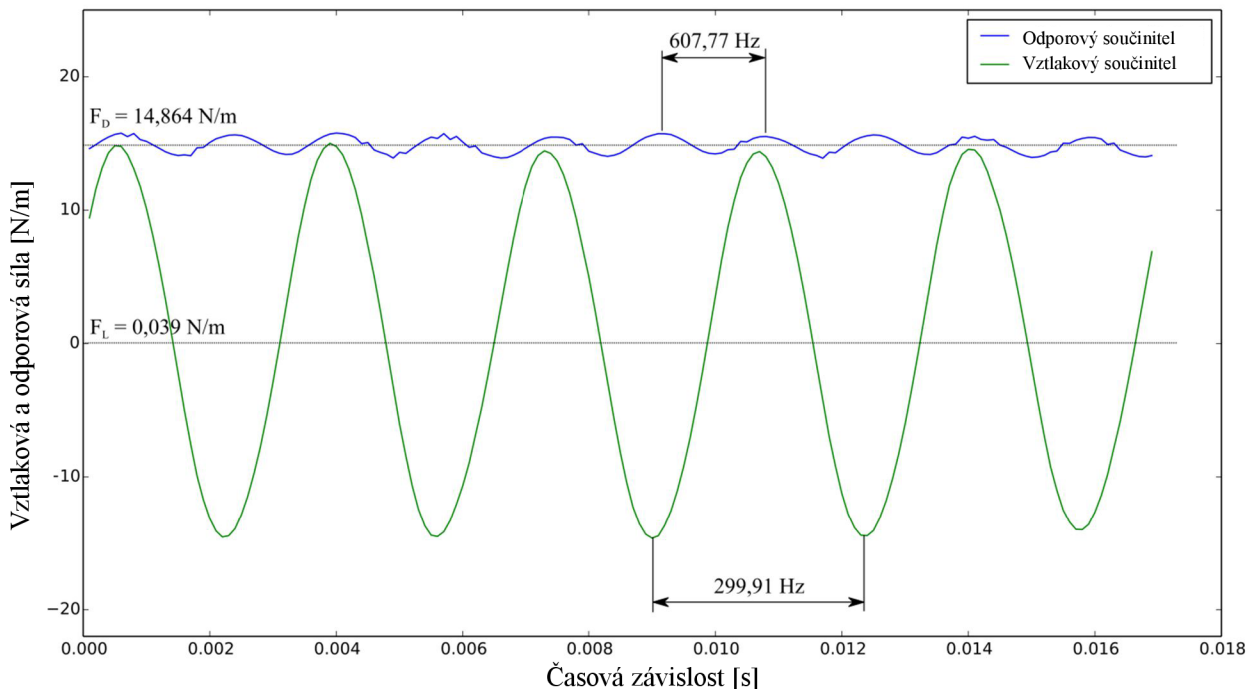
Celá distribuce tlakového součinitele kolem trubky z CFD výsledků pro  $Re = 5,6e4$  znázorněná na obrázku 44 je normovaná, tzn. podělená hodnotou v bodě stagnace (tento bod se zpravidla nachází na čele obtékaného tělesa a je význačný tím, že v tomto bodě je rychlost tekutiny nulová). Stejně tak jsou všechny hodnoty zprůměrovány přes periodu vírového uvolnění. Reálná hodnota po obvodu zprůměrované, nenormované hodnoty tlakového součinitele v čase je znázorněna na obrázku 45. Hodnoty tlakového součinitele jsou uvedeny čistě pro zajímavost, stejně tak frekvence mezi periodami zprůměrované hodnoty tlakového součinitele. Tyto frekvence (586,3 Hz) spíše odpovídají frekvencím odporového součinitele (607,77 Hz) znázorněným na obrázku 46.

V popisu prvního případu proudění kolem osamocené trubky bylo v kapitole 9.1 nastíněno, že velikost Strouhalova čísla závisí nejenom na velikosti Reynoldsova čísla, ale také na drsnosti obtékané trubky a intenzitě turbulence vstupního toku. Velikost Strouhalova čísla s přihlédnutím na drsnost obtékané trubky je znázorněna obrázkem 6, naopak s přihlédnutím na vstupní intenzitu

turbulence je znázorněna obrázkem 19. Z obrázku 6 lze vyčíst, že velikost Strouhalova čísla se rovná 0,23, naopak na obrázku 19 vidíme hodnotu čísla 0,19. V následujícím odstavci je provedeno srovnání Strouhalových čísel z experimentů a CFD analýzy. Za zmínku nyní bezpochyby stojí fakt znázorněný na obrázku 4 a to konkrétně, že vztlakový součinitel má přibližně dvounásobnou hodnotu periody vírového uvolňování oproti odporovému součiniteli.



**Obrázek 45 - Znáornění nenormované hodnoty tlakového součinitele**



**Obrázek 46 - Oscilace vztlakové a odporové síly v čase**

Obrázek 46 znázorňuje oscilace vztlakové a odporové síly vztažené k jednotce délky v čase na osamocené trubce. Síly na obrázku 46 jsou výsledkem z CFD analýzy prvního případu proudění kolem osamocené trubky. Předlohou obrázku 46 je obrázek 4 pro vztlakové a odporové

součinitele. Stejně jako na obrázku 4 má i na obrázku 46 odporová síla přibližně poloviční velikost (frekvence je přibližně dvojnásobná 607,77 Hz) periody vírového uvolňování oproti vztlakové síle (frekvence je 299,91 Hz). Při srovnání frekvencí s frekvencemi odečtenými z grafů vychází pro tento případ lépe velikost Strouhalova čísla z obrázku 6, tedy při přihlédnutí k drsnosti obtékané trubky. Za zmínku bezpochyby stojí fakt, že střední hodnota vztlakové síly je dle předpokladů přibližně nulová ( $F_L = 0,039 \text{ N/m}$ ) a odporová síla nenulová ( $F_D = 14,864 \text{ N/m}$ ), jelikož se předpokládá, že vztlaková a odporová síla bude dále využívána pro MKP výpočty. Bylo přistoupeno k vytvoření funkcí z dat zjištěných CFD výpočtem. Tyto funkce jsou vyjádřeny rovnicemi (53) pro vztlakovou sílu a (54) pro odporovou sílu. Síly popsané rovnicemi (53) a (54) jsou vztaženy na jeden metr délky trubky. Pro jakoukoliv jinou délku je nutné tyto rovnice přepočíst.

$$F_L = 14,92 \cdot \sin[1903,94(t + 0,000325)] - 0,09, \quad (53)$$

$$F_D = 0,83 \cdot \sin[3695,9(t - 0,000375)] + 14,91, \quad (54)$$

V kapitole 9.3 byly uvedeny způsoby verifikace a validace CFD výpočtu pro jednu osamocenou trubku a pro Reynoldsovo číslo, které se rovná 56476,2. V tabulce 10 budou tyto výsledky srovnány a následně budou stanoveny rozdíly mezi nimi. Rozdíl bude stanoven z vybraných relevantních hodnot. Tyto hodnoty jsou tučně zvýrazněny.

**Tabulka 10 – Srovnání CFD výsledků pro případ osamocené trubky s experimentem**

	Obrázek 6	Obrázek 19	CFD	Rozdíl (%)		
St (-)	<b>0,23</b>	0,19	<b>0,228</b>	0,87		
	Obrázek 14	Obrázek 15	Obrázek 16	CFD	Rozdíl (%)	
$\overline{C_D}$	0,495	1,15 až 1,3	<b>1,025</b>	<b>0,869</b>	15,22	
	Obrázek 15	Obrázek 17	Konzervativní přístup [67]	CFD	Rozdíl (%)	
$\widehat{C_D}$	<b>0 až 0,33</b>	0,29	0,2	<b>0,033</b>	0	
	Obrázek 15	Obrázek 18	McGregor – tabulka 4	Konzervativní přístup [67]	CFD	Rozdíl (%)
$\widehat{C_L}$	<b>0,5 až 0,85</b>	0,33	<b>0,6</b>	1,2	<b>0,605</b>	0

Tabulka 10 poskytuje přehled mezi hodnotami experimentů a hodnotami z numerických CFD analýzy pro osamocenou trubku. První srovnávanou hodnotou je Strouhalovo číslo, kdy jsou etalonem srovnání označovány hodnoty Strouhalova čísla z obrázku 6 pro různě drsné povrchy a z obrázku 19 pro různé vstupní intenzity turbulence. Z tohoto srovnání vychází lépe obrázek 6 pro různě drsné povrchy obtékaných trubek.

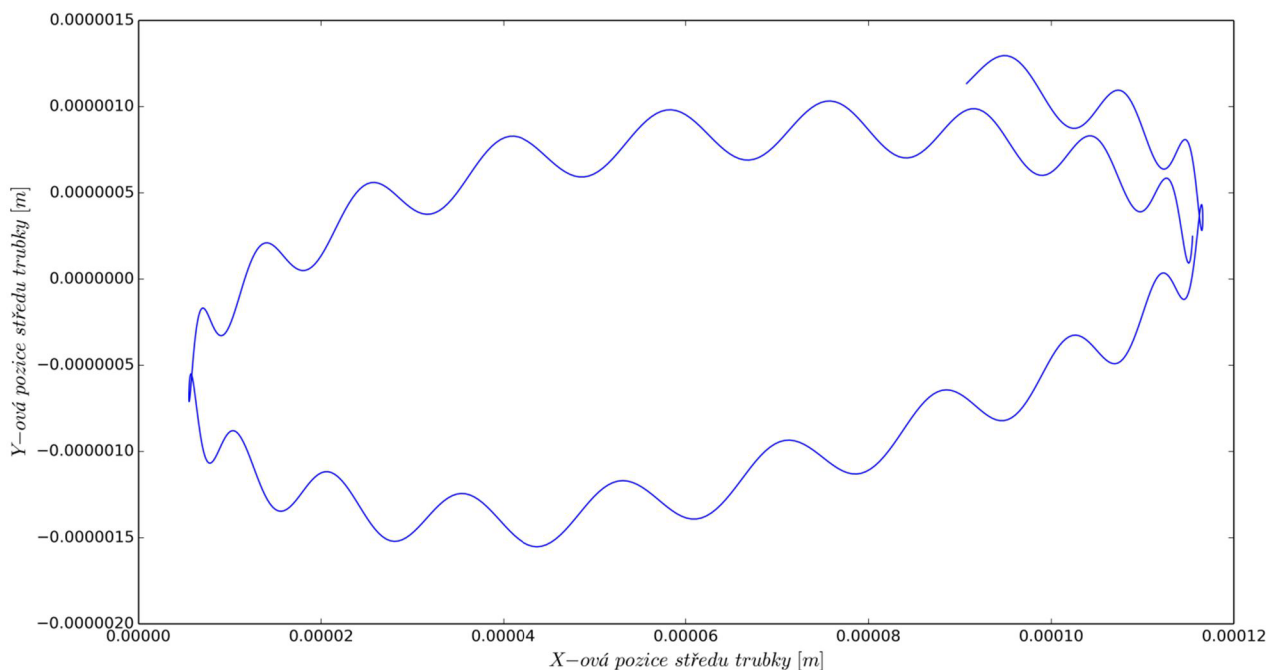
Druhou srovnávanou hodnotou je střední hodnota součinitele odporu, kdy jsou etalonem srovnání označovány střední hodnoty součinitele odporu z obrázku 14 pro různě drsné povrchy, dále také z obrázku 15, kde není přihlíženo k drsnosti povrchu ani k vstupní intenzitě turbulence, ale který uvažuje střední hodnotu součinitele odporu v jistém rozsahu. Nakonec také z obrázku 16, který uvažuje o vstupní intenzitě turbulence. Právě tento výsledek z obrázku 16 se zdá být nejbližší vypočítané CFD hodnotě.

Třetí srovnávanou hodnotou je hodnota fluktuace součinitele odporu, která slouží jako etalon srovnání pro výsledek na obrázku 15, kde není přihlíženo k drsnosti povrchu ani k vstupní intenzitě turbulence, ale stejně jako v předchozím poskytuje rozsah hodnoty fluktuace součinitele odporu. Právě výsledek na obrázku 15 poskytuje nejvíce shodný výsledek s CFD hodnotou.

Obrázek 17 znázorňuje hodnotu fluktuace součinitele odporu v závislosti na Reynoldsovu číslu s přihlídnutím na intenzitu turbulence. Z experimentů popsanych v publikaci [67] byla stanovena konzervativní hodnota fluktuace součinitele odporu o velikosti 0,2.

Poslední srovnávanou veličinou v tabulce 10 je hodnota fluktuace součinitele vztlaku. Jako etalon srovnání opět posloužil obrázek 15, dále obrázek 18, který popisuje závislost fluktuace součinitele vztlaku na Reynoldsově čísle při respektování vstupní intenzity turbulence. Posledním etalonem srovnání je tabulka 10. Hodnoty z tabulky 10 srovnávají fluktuace součinitelů vztlaku podle Reynoldsových čísel. Z experimentů popsanych v publikaci byla stanovena (stejně jako v předchozím případě) konzervativní hodnota fluktuace součinitele vztlaku o velikosti 1,2. Zajímavým parametrem v tabulce 10 je poměr fluktuací součinitele vztlaku a odporu podle jednotlivých faktorů. Tento poměr se v tabulce 10 pohybuje kolem hodnoty 10, resp. v rozmezí 3 až 10. Toto rozmezí přibližně souhlasí s rozmezím uvedeným na obrázku 15, kde se poměr fluktuací pohybuje kolem hodnoty 8 pro rozmezí Reynoldsových čísel  $10^4$  až  $10^5$ . Hodnota fluktuace součinitele vztlaku v tabulce 10 koresponduje s několika hodnotami (s obrázkem 15 a McGregorem v tabulce 4). Tento výsledek lze považovat za uspokojivý.

Verifikace a validace pro první příklad, tedy pro osamocenou trubku, lze považovat za uspokojivé vzhledem k množství korespondujících hodnot. V dalším kroku se přistupuje ke srovnání amplitudy kmitu trubky z CFD analýzy za pomoci UDF znázorněné na obrázku 47 pro 22 period vírového uvolňování spolu s výsledky z analytických rovnic (7) až (10), dále pak amplitudy kmitu trubky z rovnic (19) pro vírové uvolňování a (28) pro turbulentní excitace. Výsledky všech amplitud kmitu trubky jsou znázorněny v tabulce 11.



Obrázek 47 - Pohyb středu trubky ve směru osy x a y

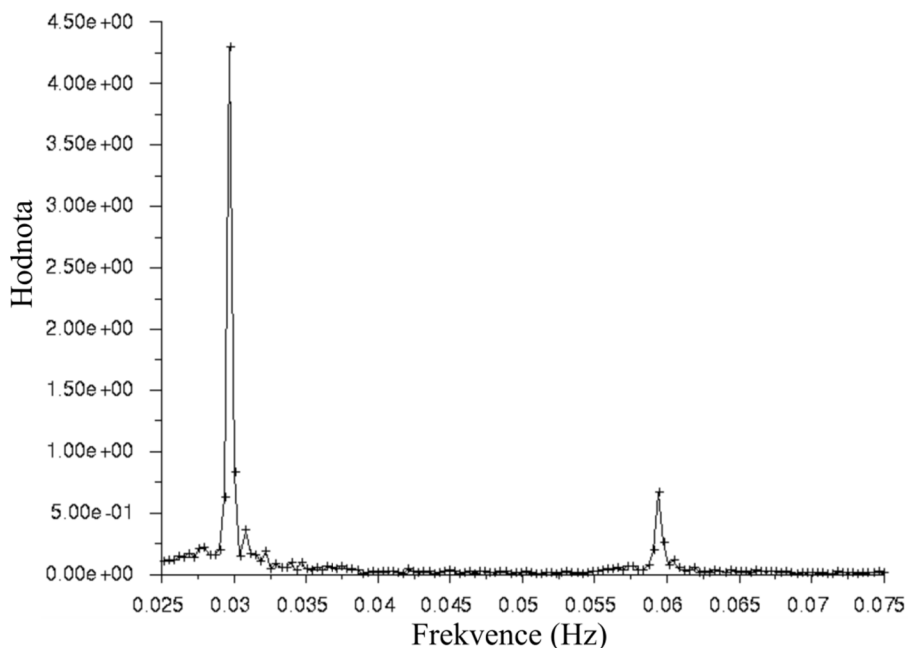
Tabulka 11 - Porovnání amplitud kmitu trubky

Název	Amplituda [m]
Maximální amplituda z CFD v ose x	5,5e-5
Maximální amplituda z CFD v ose y	1,6e-6
Amplituda z rovnice (7)	2,12e-2
Amplituda z rovnice (8)	1,25e-4

Amplituda z rovnice (9)	1,67e-4
Amplituda z rovnice (10)	6,14e-4
Amplituda turbulentní excitace v oblasti 1	1,65e-8
Amplituda turbulentní excitace v oblasti 2	1,34e-6
Amplituda turbulentní excitace v oblasti 3	3,43e-8
Amplituda turbulentní excitace v oblasti 4	2,79e-6
Amplituda vírového uvolňování v oblasti 1	7,21e-6
Amplituda vírového uvolňování v oblasti 2	1,87e-4
Amplituda vírového uvolňování v oblasti 3	1,75e-5
Amplituda vírového uvolňování v oblasti 4	4,53e-4

Tabulka 11 poskytuje přehled amplitud od jednotlivých přístupů. Hodnoty z této tabulky jsou řádově stejné, výsledky z CFD analýz, výsledků z rovnic (7) až (10) a výsledků amplitud vírového uvolňování v oblasti 2 a 4 jsou takřka identické, až na výsledky z rovnice (7), která je určena především pro malá Reynoldsova čísla.

Poslední metodou pro verifikaci výsledků a validaci použitých CFD modelů je použití FFT pro vybrané body. Tento způsob umožňuje zjistit dominantní frekvence v místě bodu. Obrázek 48 znázorňuje dominantní frekvence získané z rychlostního pole v místě bodu 1 z obrázku 41. Dominantní frekvence z tohoto obrázku odpovídá působení vztahové síly, naopak dvojnásobná frekvence odpovídá působení odporové síly. Odporová síla bývá často zanedbávána při určování frekvenčního sjednocení, což může vést k fatálnímu poškození. Nicméně, velikost frekvencí vztahové a odporové síly při vírovém uvolňování vůbec nesouhlasí s výsledky získanými v FFT. Při replikování analýzy nebo změnou měřících bodů se nepovedlo získat frekvence shodné s frekvencemi od vírového uvolňování. Jelikož se u jiných případů podařilo prokázat shodu frekvencí získaných s FFT a vztahové a odporové síly uvedených frekvencí, bude tento fakt prozkoumán v budoucnu.



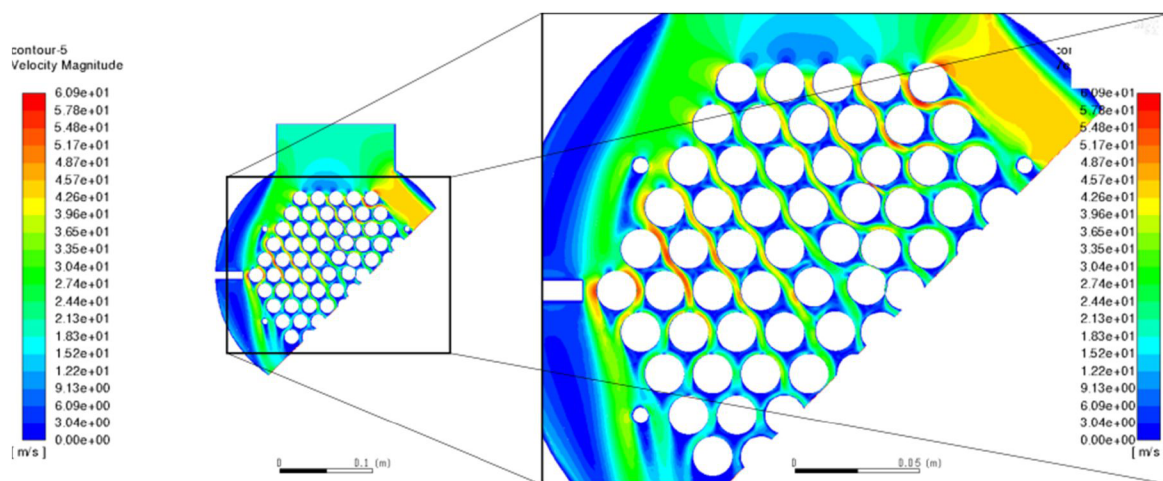
Obrázek 48 - FFT pro zjištění frekvencí z rychlostního pole v místě bodu 1 z obrázku 41

### 9.3.2 Druhý analyzovaný případ

Druhý případ nelze validovat a verifikovat tak snadno jako v případě osamocené trubky. Validaci a verifikaci totiž komplikuje množství trubek v geometrii, stěna pláště, ale i seřiznutí přepážek a jejich pootočení o 45°. Na obrázku 38 je znázorněna 2D doména, na které je označeno deset trubek, kterým je aplikována UDF s typem DEFINE\_SDOF\_PROPERTIES. Toto UDF zajišťuje pohyb trubek díky definování tuhosti a hmotnosti trubek. V tomto případě kontrolována hodnota  $y^+$  faktoru pouze na výše zmíněných deseti trubkách. Časově zprůměrované hodnoty (pro jednu periodu vírového uvolňování)  $y^+$  faktoru na všech trubkách jsou uvedeny v tabulce 12. Stejně tak jako v předchozím případě, pokud se hodnota  $y^+$  faktoru pohybuje pod číslem 1, je vyhovující pro popis laminární vrstvy u stěny trubky. Průměrné hodnoty, které jsou uvedeny v tabulce 12, lehce překračují hodnotu 1 a z tohoto hlediska jsou tedy považovány za dostačující.

Tabulka 12 - Hodnoty  $y^+$  faktoru pro druhý případ znázorněný na obrázku 38

Označení trubky	Hodnota $y^+$ faktoru
t1 – min./průměrní/max. hodnota	0,104/1,55/3,06
t2 – min./průměrní/max. hodnota	0,148/1,64/2,95
t3 – min./průměrní/max. hodnota	0,05/1,58/3,35
t4 – min./průměrní/max. hodnota	0,11/1,47/3,07
t5 – min./průměrní/max. hodnota	0,087/1,42/2,84
t6 – min./průměrní/max. hodnota	0,044/1,33/2,9
t7 – min./průměrní/max. hodnota	0,08/1,32/2,72
t8 – min./průměrní/max. hodnota	0,06/1,09/2,48
t9 – min./průměrní/max. hodnota	0,047/1,17/2,39
t10 – min./průměrní/max. hodnota	0,045/1,25/2,45



Obrázek 49 - 2D doména druhého případu obtékání svazku trubek proudem tekutiny uvnitř pláště

Na obrázku 38 jsou schematicky znázorněny okrajové podmínky pro CFD analýzu. Na obrázku 49 je znázorněno rychlostní pole při obtékání vzduchu kolem trubkového svazku uvnitř pláště. Dle reálného návrhu je doména upravena o 45° jako otočená přepážka, stejně jako umístění páru těsnících pásovín spolu s rozpěrnými tyčemi. Z těchto důvodů je proud tekutiny stočen směrem k výstupu z CFD domény. Vůle mezi trubkovým svazkem a vnitřním průměrem pláště je obrovská, tudíž velké množství tekutiny proudí právě touhle vůlí. Vzhledem k usměrnění toku

již nelze uvažovat klasické vektory odporové a vztlakové síly (odporové ve směru proudění a vztlakové kolmé ke směru proudění). Kvůli tomu byly pojmy odporová a vztlaková síla nahrazeny pojmy síly v ose x namísto odporové síly a síly v ose y namísto vztlakové síly podle globálního souřadného systému. Usměrnění toku zřejmě ovlivňuje také tlakové rozložení kolem trubky. U osamocené trubky je tlakové rozložení ovlivněno pouze samotnou přepážkou a mechanismy odtrhávání vírů, jak je znázorněno na obrázku 3. U trubkového svazku hraje významnou roli vliv lokálních tlaků, které jsou závislé na lokální geometrii. Za zmínku bezpochyby stojí zmínka o limitu použití UDF, která je uvedena v kapitole 9.2. Touto limitou je okamžik, ve kterém dojde k velkým amplitudám kmitu trubky do té míry, kdy se trubka dotkne druhé trubky. V těchto případech dochází ve Fluentu k výskytu negativních objemů, což vede k jednoznačné divergenci výpočtu. Lze tedy konstatovat, že předkládaný stav UDF neumožňuje zaznamenat vliv proudění při srážkách trubek.

Na obrázku 50, resp. obrázku 51 jsou znázorněny průběhy sil v ose x resp. y v čase na jednotlivých trubkách. Na jednotlivých časových průbězích jsou znázorněny frekvence uvolňování vírů od trubek. Obecně lze říci, že frekvence vírového uvolňování odpovídá rozmezí 62 až 70 Hz jak u sil v ose x, tak u sil v ose y. Z obrázku 22 bylo odečteno Strouhalovo číslo, které se rovná hodnotě 0,42, čemuž odpovídá (při průměru trubek 0,016 m a průměrné rychlosti proudícího média v mezitrubkovém prostoru 13,5 m/s) frekvence vírového uvolňování 552,04 Hz. Stejně tak z rovnice (45) bylo stanoveno Strouhalovo číslo o hodnotě 0,482, čemuž odpovídá frekvence vírového uvolňování 633,53 Hz. Pro srovnání lze uvést frekvenci turbulentních excitací, která je popsána rovnicí (31). Hodnota této frekvence se rovná 124,76 Hz. Vysvětlení těchto frekvenčních nesrovnalostí se zřejmě skrývá právě v geometrii trubkových svazků. Metody pro stanovení Strouhalova čísla taktéž předpokládají, že tok média není v průběhu obtékání trubkového svazku stočen. Dále tyto metody nepracují s faktory, jako jsou drsnost obtékaných trubek a vstupní intenzita turbulence. U osamocené trubky se předpokládá, že frekvence vírového uvolňování ve směru odporové síly (síly ve směru osy x) je dvojnásobná oproti směru vztlakové síly (síly ve směru osy y). U trubkového svazku se tento jev nevyskytuje, kvůli tlakové distribuci kolem trubky. Dalo by se říci, že trubky ve svazku omezují samy svůj pohyb. Projevem tohoto omezení je právě shodná frekvence vírového uvolňování sil ve směru osy x a y.

V předchozím odstavci bylo poukázáno na jisté závislosti geometrie, vstupní intenzity napětí a drsností povrchu na velikosti Strouhalova čísla. V této práci byl úmyslně kladen důraz na dvě bezrozměrná čísla – Strouhalovo a Reynoldsovo. Tato čísla vyjadřují závislosti následujících faktorů – charakteristického rozměru, hustoty média, dynamické viskozity média, rychlosti proudícího média a frekvence vírového uvolňování. Pro různé kombinace těchto faktorů je stanovena velikost bezrozměrných čísel, kdy by neměl být opomíjen fakt, že výše zmíněné faktory se nechovají jako na sobě nezávislé faktory. Pokud tedy byly například v obrázcích 21, 22 a rovnicích (46) až (48) naměřeny hodnoty Strouhalových čísel na drátech nebo trubkách malých průměrů, nemusí tyto hodnoty Strouhalových čísel platit i pro jiné konfigurace.

Pro hodnoty sil v ose x a y znázorněných na obrázku 50 a obrázku 51 jsou vytvořeny průměrné ( $\overline{C_x}$ ,  $\overline{C_y}$ ) a flukтуаční ( $\widehat{C_x}$ ,  $\widehat{C_y}$ ) hodnoty součinitelů v ose x a ose y. Tyto hodnoty jsou znázorněny v tabulce 13. Tyto hodnoty nebudou verifikovány ani validovány jako v případě osamocené trubky, jelikož nejsou totožné se směry odporové a vztlakové síly.

**Tabulka 13 – Průměrné a flukтуаční hodnoty součinitelů vztlaku a odporu pro druhý případ**

	$\overline{C_x}$	$\overline{C_y}$	$\widehat{C_x}$	$\widehat{C_y}$
<b>t1</b>	0,66	6,82	0,357	13,63
<b>t2</b>	1,95	2,2	0,84	4,4
<b>t3</b>	0,79	1,94	0,37	3,87

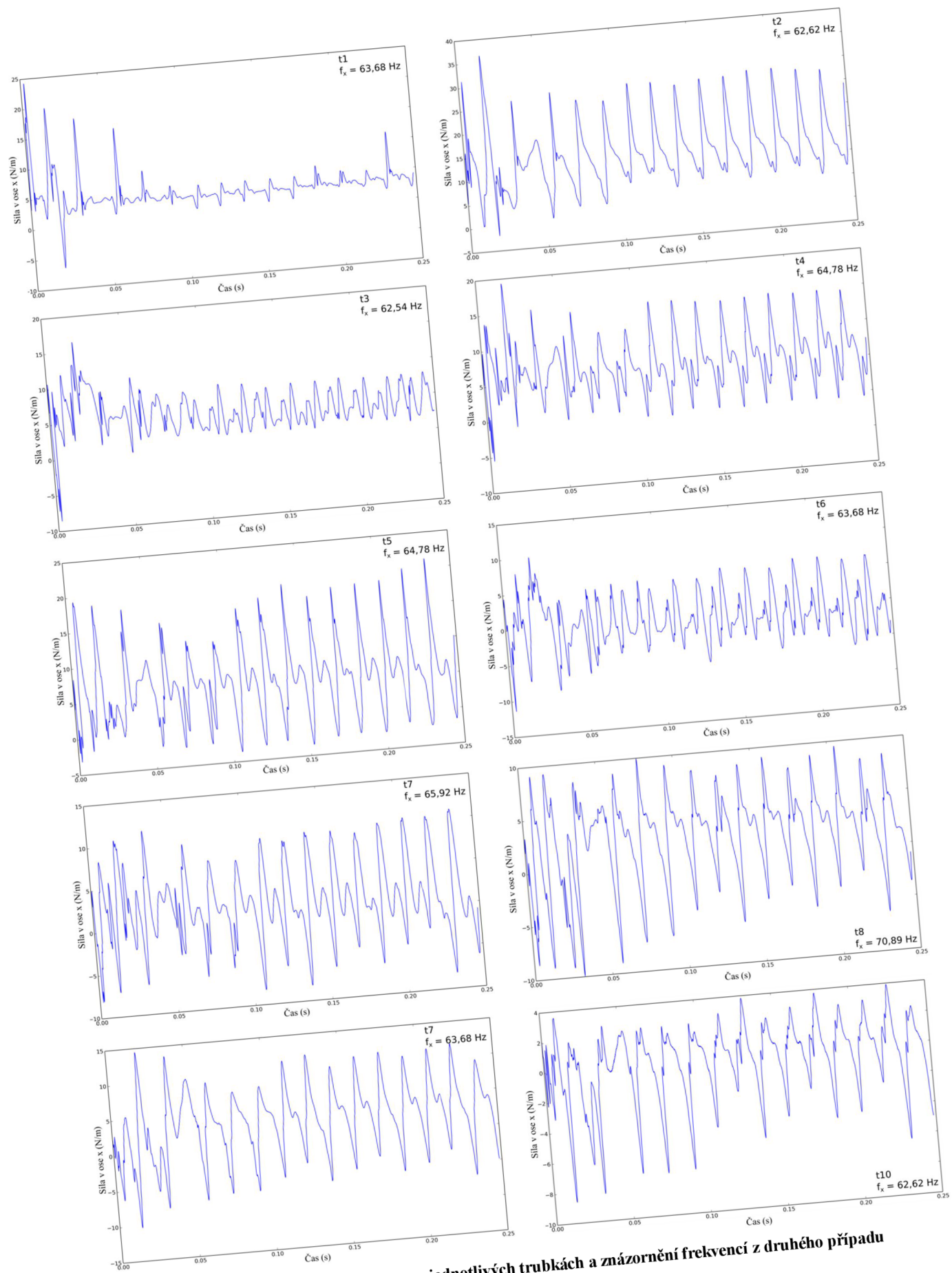


<b>t4</b>	0,988	0,95	0,514	1,85
<b>t5</b>	1,05	0,82	0,69	1,58
<b>t6</b>	0,454	0,72	0,66	1,4
<b>t7</b>	0,637	0,47	0,7	0,83
<b>t8</b>	0,613	0,44	0,603	0,66
<b>t9</b>	0,75	0,39	0,693	0,55
<b>t10</b>	0,31	0,71	0,447	1,4

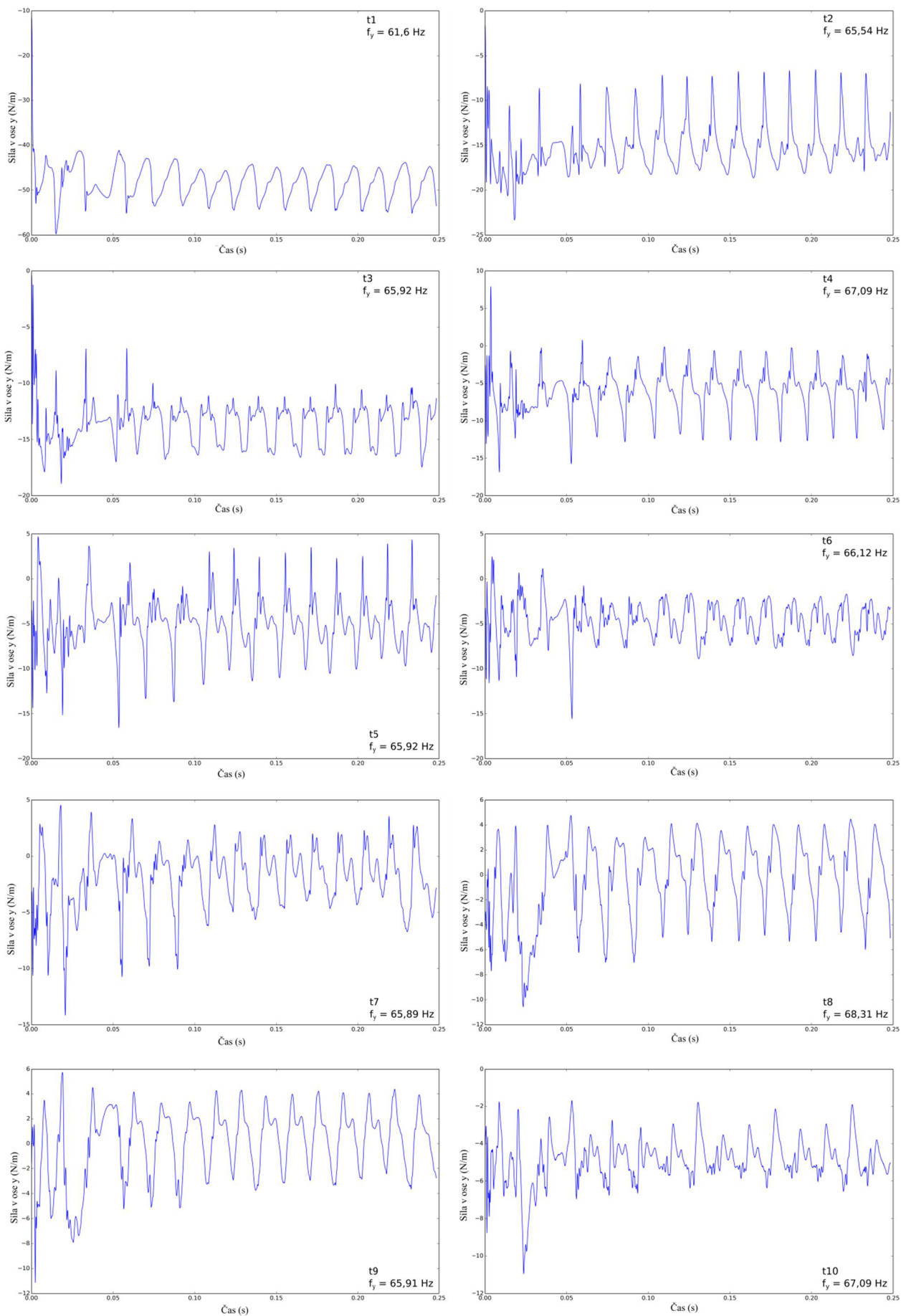
Jedním z dalších výsledků CFD analýzy při použití UDF v druhém případě je znázornění pohybu středu trubky v osách x a y. Tyto výsledky jsou uvedeny v obrázku 52. Z obrázku 52 lze vyčíst chování jednotlivých trubek vystavených proudu. Trubka t1 je přímo vystavena hlavnímu proudu a její pohyb je velmi pravidelný, elipticky točivý. Navíc se jako jediná nepohybuje kolem své původní polohy. U všech ostatních trubek je zaznamenána neustálá vzrůstající velikost amplitudy kolem své původní polohy. U trubek t2 a t3 je vzrůstání rovnoběžné jak v ose x, tak v ose y. U zbylých trubek převládá více či méně amplituda kolmá ke směru toku (tedy oblast pozitivní hodnoty x a y a negativní hodnoty x a y). Velmi zajímavým faktem zůstává to, že při působících silách o relativně stejných amplitudách a frekvencích neustále vzrůstá amplituda kmitu trubky. Jelikož amplituda kmitu trubky není stabilizována a neustále stoupá, nebudou se v tomto případě srovnávat amplituda z předešlého případu a amplitudy vypočtené analyticky. Z předložených průběhů amplitud výkmitu trubky na obrázku 52 lze zjistit průběžný trend, z kterého lze následně odhadnout vývoj amplitud v čase. Současně lze zavést veličinu, která bude popisovat rychlost nárůstu amplitudy a tím definovat trubky, které budou nejspíše podléhat poškození od otěru dvou trubek o sebe, přestřížení trubek o přepážku, případně vlivu únavy ve spoji trubky s trubkovnicí.

Poslední analyzovanou veličinou v druhém případě je zjištění dominantních frekvencí ve vybraných bodech pro CFD analýzu pomocí rychlé Fourierovy transformace v předem určených bodech. Tyto vybrané body jsou znázorněny na obrázku 38. Grafy na obrázku 53 představují hodnoty významnosti jednotlivých frekvencí. Lze říci, že nejdominantnější frekvence v prvním bodě se nachází pod hodnotou 0,005 Hz, kdežto ve zbylých bodech v blízkosti hodnoty 0,005 Hz. Dalo by se čekat, že hodnoty dominantních frekvencí v bodech 1 až 9 budou přibližně shodné s frekvencemi vírového uvolňování, tedy přibližně v rozsahu 62 až 70 Hz. K tomuto by došlo v případě, kdy tok není ovlivněn zbylými trubkami v trubkovém svazku, resp. stočením toku uvnitř mezitrubkového prostoru, jak bylo probíráno výše.

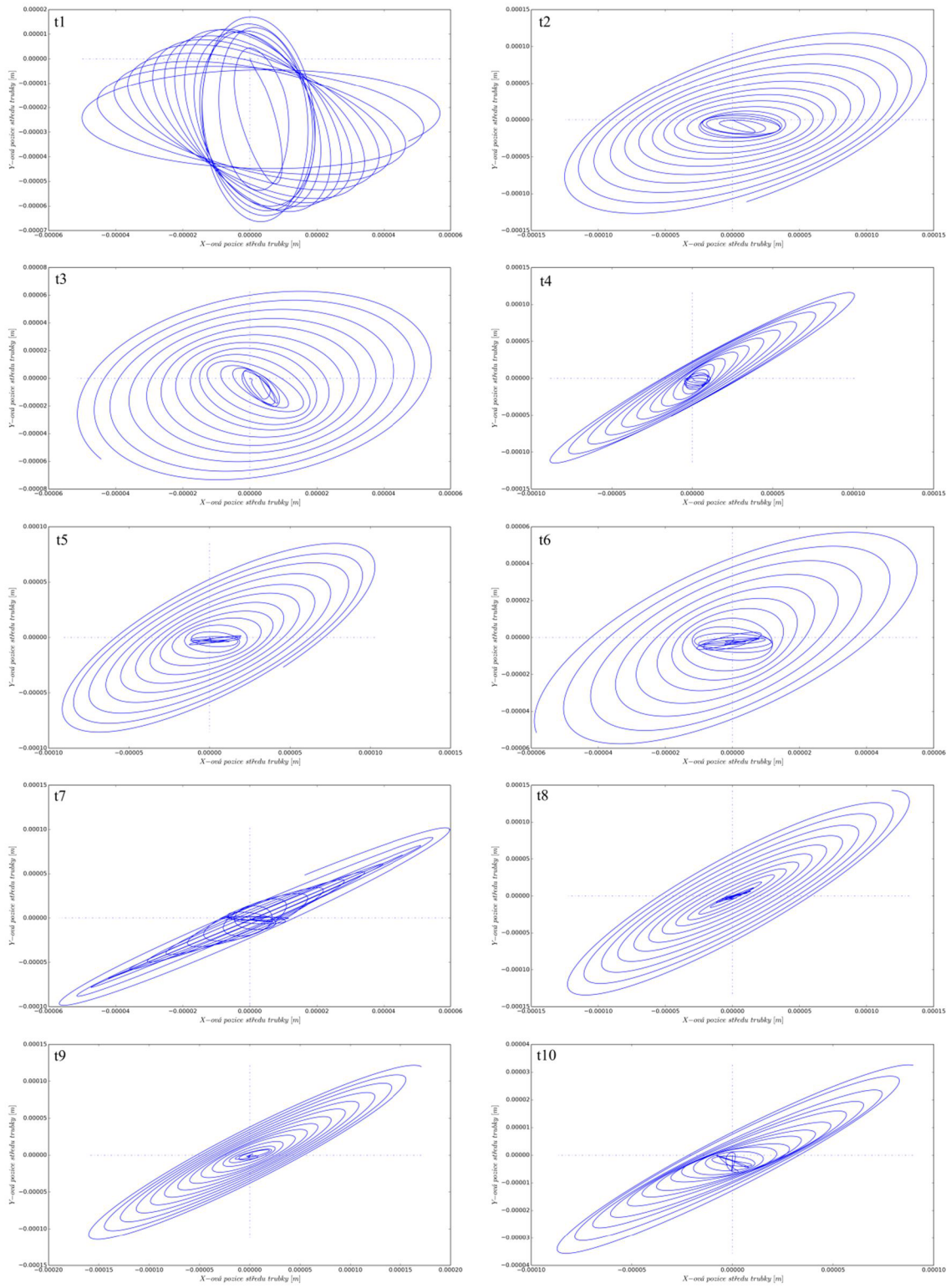
Hodnoty znázorněné na obrázcích 50, 51, 52 a v tabulce 13 nepostihují vliv vibrací všech trubek, ale pouze vybraných. Z tohoto hlediska lze velmi obtížně stanovit přesnější hodnoty sil v osách x a y a případný možný otěr mezi dvěma sousedními trubkami. Pokud by byla vytvořena uživatelem definovaná funkce, která by zabránila výskytu negativních objemů, bylo by možné zajistit konvergenci úlohy i přes srážky dvou trubek nebo zjistit velikosti sil, které vznikají při srážkách dvou trubek.



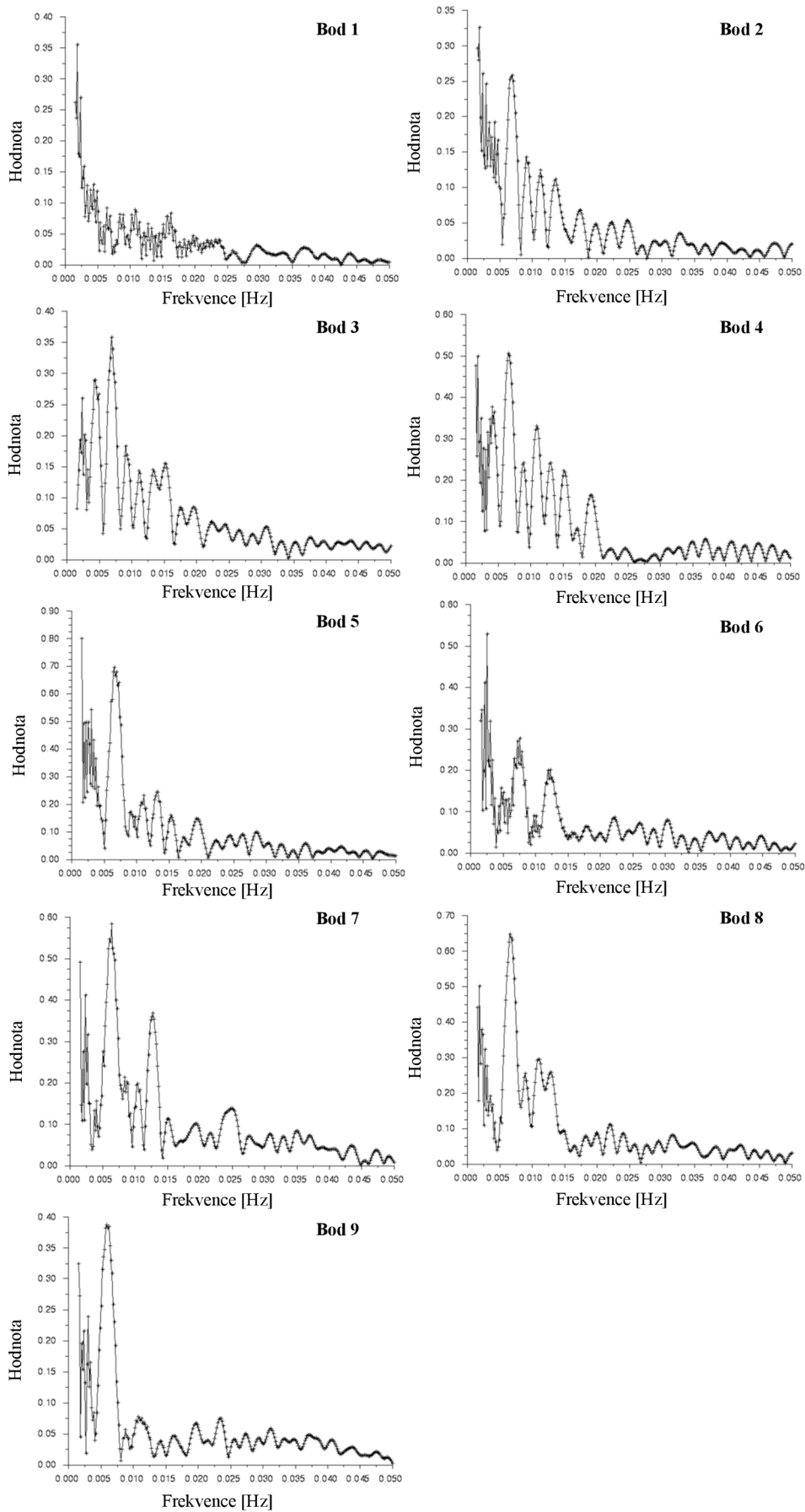
Obrázek 50 – Velikost síly v ose x v čase na jednotlivých trubkách a znázornění frekvencí z druhého případu



**Obrázek 51 - Velikost síly v ose y v čase na jednotlivých trubkách a znázornění frekvencí z druhého případu**



**Obrázek 52 - Pohyb středu trubky v osách x a y pro druhý případ**



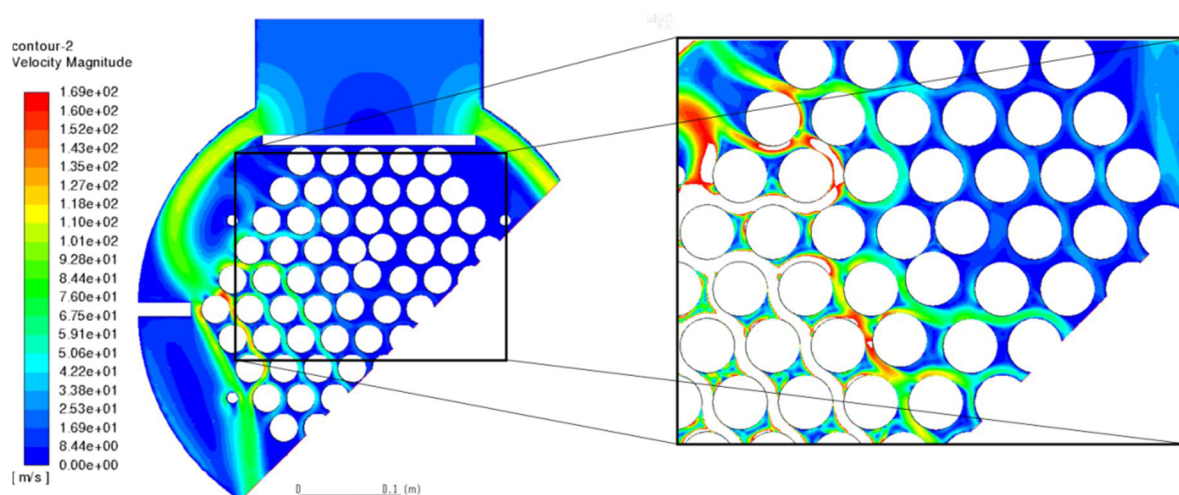
Obrázek 53 - Znáornění dominantních frekvencí z rychlé Fourierovy transformace u CFD analýzy druhého případu

### 9.3.3 Třetí analyzovaný případ

Třetí případ (stejně jako druhý případ) nelze validovat a verifikovat tak snadno jako případ osamocené trubky. Třetí případ je na rozdíl od druhého rozšířen o vsazení nárazového plechu za vstupní hrdlo do mezitrubkového prostoru s rozměry, které jsou znázorněny na obrázku 39. Stejně jako v druhém případě je v třetím označeno deset trubek, na kterých je aplikováno UDF s názvem DEFINE\_SDOF\_PROPERTIES. Stejně jako v předchozích případech i v tomto případě bude kontrolována hodnota  $y^+$  faktoru na výše uvedených deseti trubkách. Časově zprůměrované hodnoty (pro jednu periodu vírového uvolňování)  $y^+$  faktoru pro jednotlivé trubky jsou uvedeny v tabulce 14. Průměrné hodnoty, které jsou uvedeny v tabulce 14, se pohybují hluboko pod hodnotou  $y^+$  faktoru 1. Z tohoto hlediska jsou považovány za naprosto vyhovující.

Tabulka 14 - Hodnoty  $y^+$  faktoru pro třetí případ znázorněný na obrázku 39

Označení trubky	Hodnota $y^+$ faktoru
t1 – min./průměrní/max. hodnota	0,0069/0,057/0,133
t2 – min./průměrní/max. hodnota	0,0074/0,049/0,1
t3 – min./průměrní/max. hodnota	0,0069/0,057/0,14
t4 – min./průměrní/max. hodnota	0,0076/0,074/0,147
t5 – min./průměrní/max. hodnota	0,0078/0,082/0,235
t6 – min./průměrní/max. hodnota	0,01/0,076/0,167
t7 – min./průměrní/max. hodnota	0,0093/0,087/0,2
t8 – min./průměrní/max. hodnota	0,017/0,19/0,375
t9 – min./průměrní/max. hodnota	0,009/0,103/0,23
t10 – min./průměrní/max. hodnota	0,0075/0,12/0,25



Obrázek 54 – Rychlostní pole 2D domény třetího případu obtékání svazku trubek proudem tekutiny uvnitř pláště

Na obrázku 38 je znázorněna geometrie domény třetího případu, na obrázku 39 pak umístění nárazového plechu. Následně je provedena CFD analýza, kde rychlostní pole z této analýzy je znázorněno na obrázku 54. Stejně jako v předchozím případě je v třetím případě velká vůle mezi trubkovým svazkem a vnitřním průměrem pláště, což vede k velkému průtoku tekutiny právě touto vůlí. Současně umístění nárazového plechu omezuje proudění tekutiny kolem trubek ve směru osy  $y$ , ale je stočeno do kolmého směru vzhledem k výstupu tekutiny z domény. Stejně jako v předchozím případě nelze tedy uvažovat klasické vektory odporové a vztlakové síly (odporové

ve směru proudění a vztakové kolmé ke směru proudění). Z tohoto důvodu jsou zavedeny pojmy síly v ose x namísto odporové síly a síly v ose y namísto vztakové síly. Tento fakt zřejmě ovlivňuje také tlakové rozložení kolem trubky. U trubkového svazku hraje významnou roli vliv lokálních tlaků, které jsou závislé na lokální geometrii. Stejně tak na obrázku 54 lze vidět několik významných proudů, které vznikly v mezitrubkovém prostoru a které mají významný vliv na posun trubek. Nejvýznamnější posuny lze zaznamenat na trubkách t6 a t7.

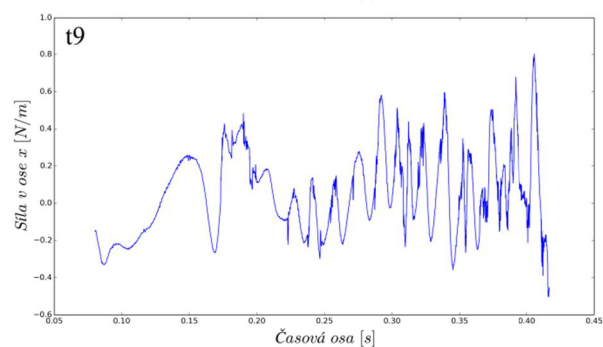
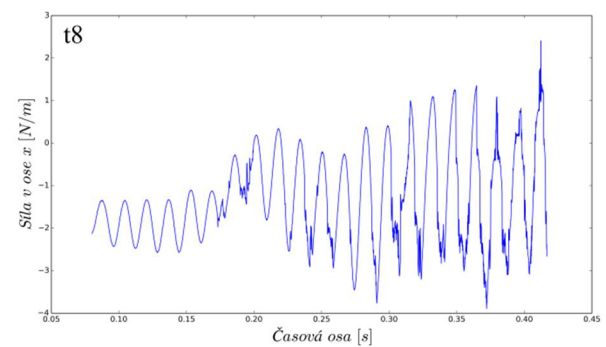
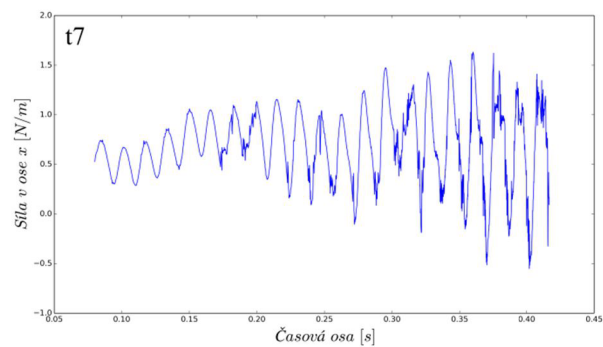
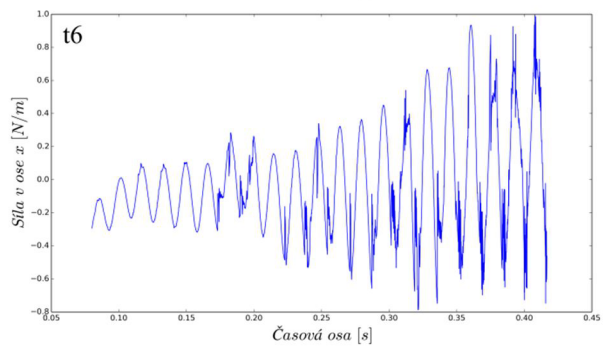
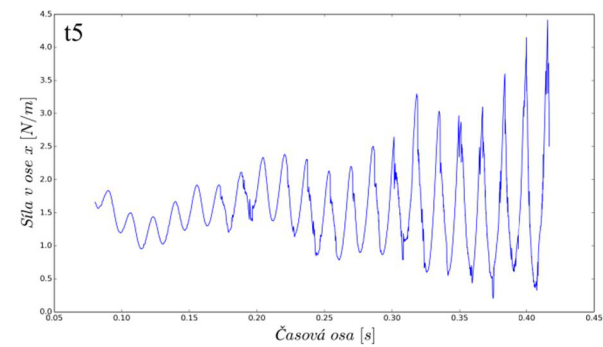
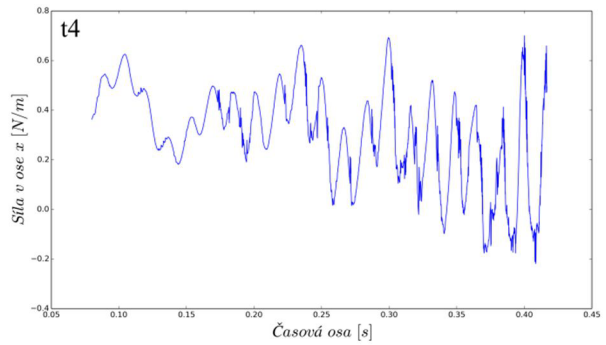
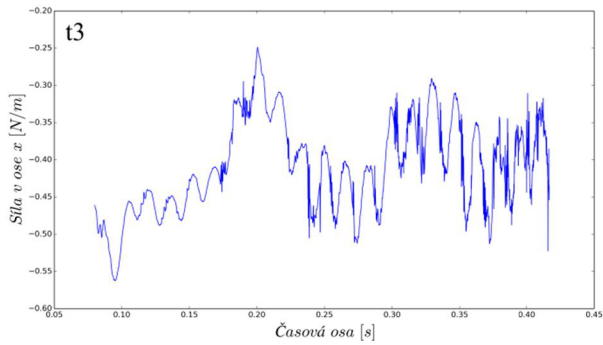
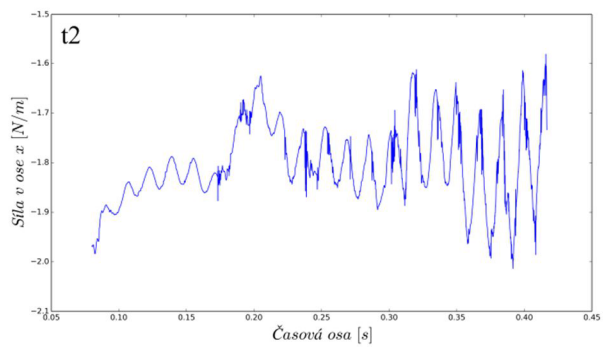
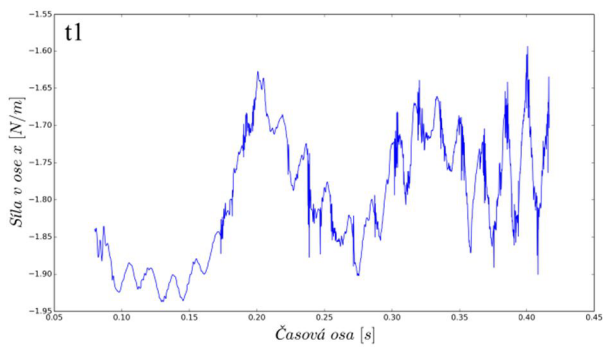
Obrázek 55, resp. obrázek 56 zobrazuje průběhy sil v ose x, resp. y v čase na trubkách t1 až t9. Trubka t10 byla úmyslně vynechána kvůli většímu počtu reverzních vírů v blízkosti okrajové podmínky na výstupu. Tato okrajová podmínka je v těsné blízkosti právě trubky 10, a tudíž by hrozilo zkreslení výsledků, z těchto důvodů je tedy vynechána. Obecně lze říci, že frekvence vírového uvolňování odpovídá přibližně rozsahu průměrných frekvencí od 58,71 Hz do 69,1 Hz jak u sil v ose x, tak u sil v ose y. Stejně jako v druhém případě lze tyto frekvence porovnat a konstatovat závěr, že frekvence získané ze Strouhalova čísla (552,04 Hz a 633,53 Hz) se hrubě neshodují s frekvencemi naměřenými v CFD výpočtu. Předpokládané vysvětlení těchto rozdílů bylo uvedeno v druhém případě. Za zmínku bezpochyby stojí fakt, že frekvence od sil působících v osách x a y jsou rozměrově shodné.

Důvodem, proč nejsou uvedeny výše zmíněné průměrné frekvence na jednotlivých trubkách na obrázcích 55 a obrázku 56, je fakt, že silové průběhy nevykazují ustálené odezvy s relativně konstantní amplitudou, jako tomu bylo v druhém případě. Amplitudy silových odezev se navíc mění v řádech desetin nebo setin, jak lze vidět na trubkách t1 až t7 a t9. U trubky t8 dochází k větším silovým odezvám díky faktu, že je vystavena jednomu z hlavních proudů v mezitrubkovém svazku, které vznikly obtékáním nárazového plechu a těsnících pásů. Tyto hlavní proudy jsou znázorněny na obrázku 54 a jejich vliv do velké míry ovlivňuje nárazy trubky t7 do trubek t5 a t6. Silové odezvy ve směru osy fluktuují řádově v desetinách a setinách. Lze tedy konstatovat, že CFD analýza s nárazovým plechem významnou měrou zmenšila velikost amplitudy silových odezev a lehce snížila frekvence uvolňování vírů. Dále ochránila první řadu trubek, které dle předchozího druhého případu nevykazovaly žádnou rostoucí amplitudu, ale spíše zapříčinila vznik nárazů trubek v místě trubek t5 až t7, což by bezpochyby vedlo k většímu opotřebení trubek otěrem, případně jejich přestřížení.

Pro hodnoty sil v ose x a y znázorněných na obrázku 55 a obrázku 56 jsou vytvořeny průměrné ( $\overline{C_x}$ ,  $\overline{C_y}$ ) a fluktuační ( $\widehat{C_x}$ ,  $\widehat{C_y}$ ) hodnoty součinitelů v ose x a ose y. Tyto hodnoty jsou znázorněny v tabulce 15. Hodnoty nebudou verifikovány ani validovány jako v případě osamocené trubky, jelikož nejsou totožné se směry odporové a vztakové síly.

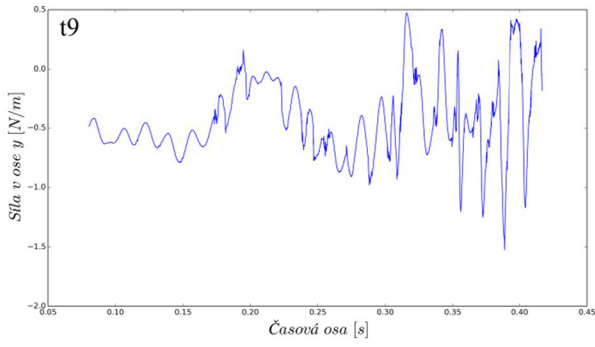
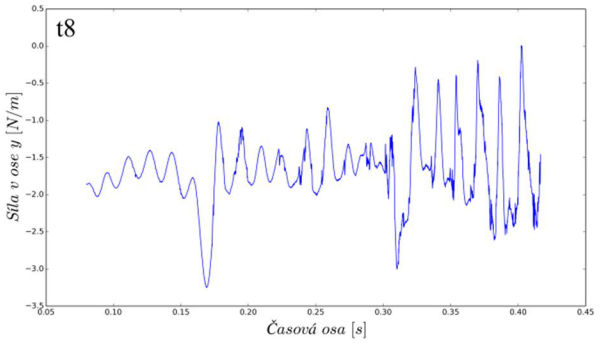
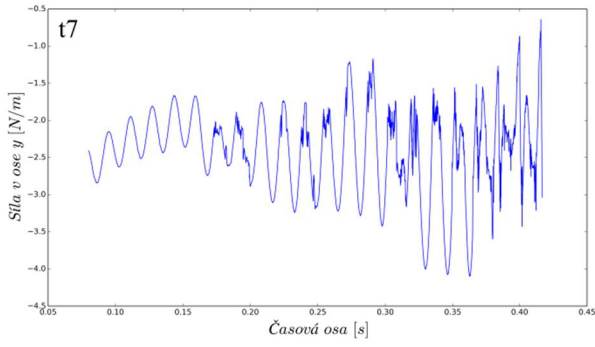
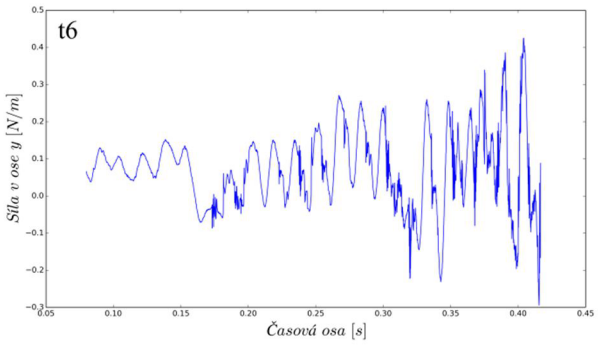
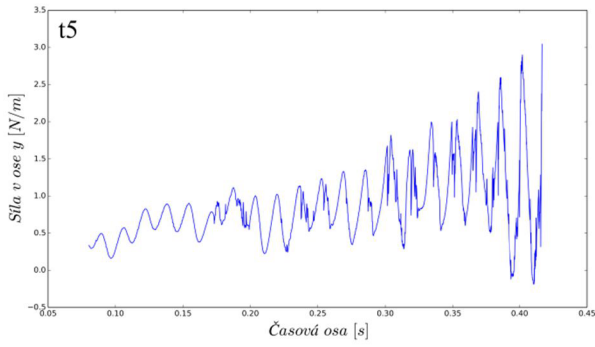
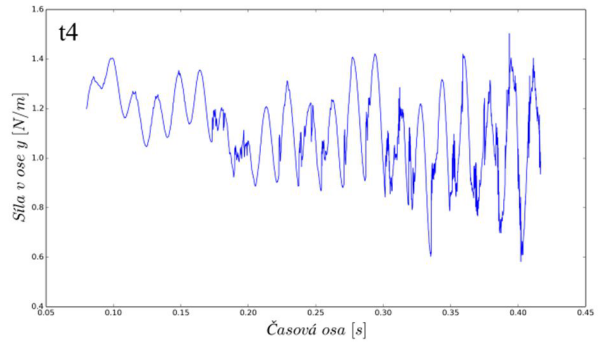
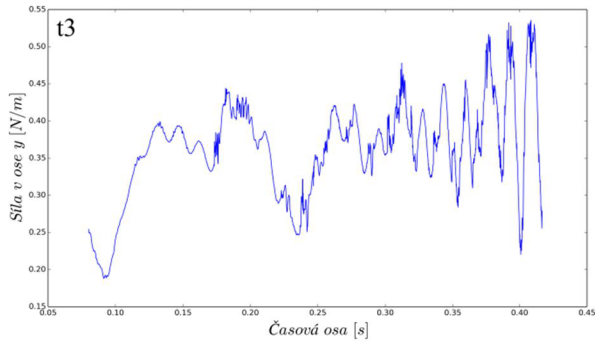
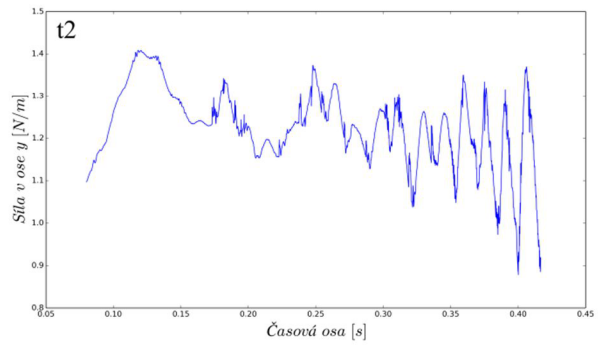
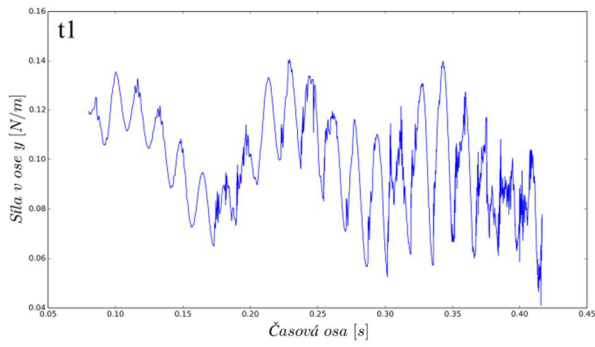
**Tabulka 15 - Průměrné a fluktuační hodnoty součinitelů vztaku a odporu pro třetí případ**

	$\overline{C_x}$	$\overline{C_y}$	$\widehat{C_x}$	$\widehat{C_y}$
<b>t1</b>	1,8	0,1	0,46	0,003
<b>t2</b>	1,8	1,23	0,46	0,01
<b>t3</b>	0,41	0,37	0,1	0,008
<b>t4</b>	0,43	1,13	0,025	0,021
<b>t5</b>	0,37	0,99	0,078	0,06
<b>t6</b>	1,68	0,12	0,057	0,015
<b>t7</b>	0,79	2,46	0,047	0,62
<b>t8</b>	1,69	1,76	0,4	0,44
<b>t9</b>	0,23	0,54	0,04	0,13

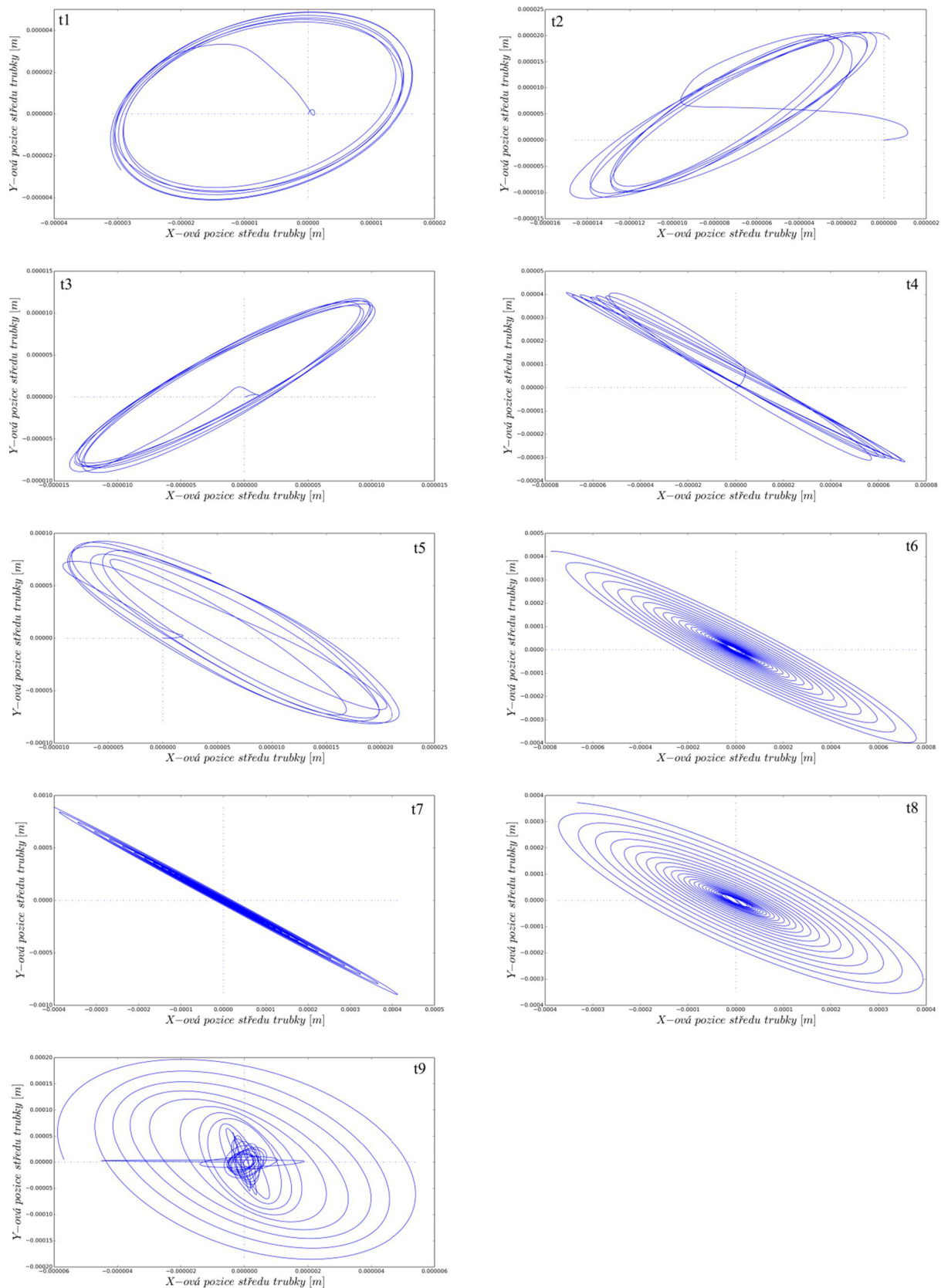


**Obrázek 55 - Velikost síly v ose x v čase na jednotlivých trubkách a výpis průměrné frekvence z třetího případu**





Obrázek 56 - Velikost síly v ose y v čase na jednotlivých trubkách a znázornění frekvencí z třetího případu



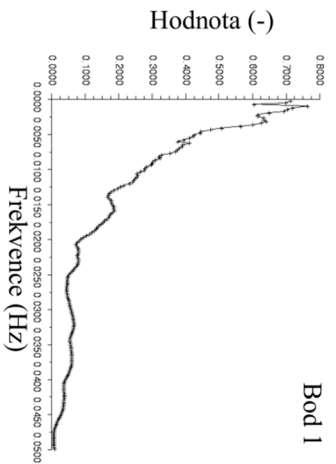
**Obrázek 57 – Pohyb středu trubek v osách x a y pro druhý případ**

Jedním z dalších výsledků CFD analýzy při použití UDF v druhém případě je znázornění pohybu středu trubky v osách x a y. Tyto výsledky jsou uvedeny v obrázku 57. Z obrázku 57 lze

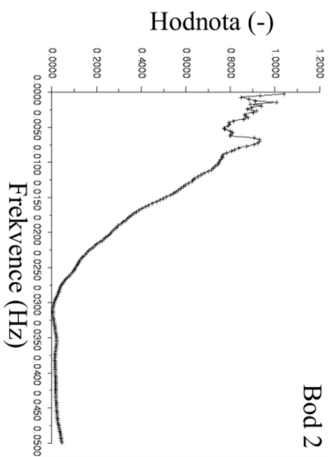
vyčist chování jednotlivých trubek vystavených proudů. Trubka t1 již není díky nárazovému plechu vystavena přímo vstupnímu proudů a její pohyb je díky tomu mnohem pravidelnější než v předchozím případě, její amplituda je ustálena stejně jako u trubek t3 a t4. Pohyb dalších trubek vykazuje neustálý nárůst amplitudy především v záporném směru osy x a kladném osy y, resp. kladném osy x a záporném osy y. Výjimka nastává u trubek t1 až t3, které jsou díky rozložení tlakové distribuce chráněny od hlavních proudů znázorněných na obrázku 54. Stejně jako v předchozím případě se trubky, které jsou hlouběji v trubkovém poli, pohybují kolem svého počátku. Výjimka nastává u trubky t7, která je vystavena působení několika hlavních proudů a která se jeví v analyzovaných trubkách jako neaktivnější. V předchozím případě (bez nárazového plechu) docházelo k působení sil se stejnou amplitudou a frekvencí, docházelo k neustálému vzrůstání amplitudy kmitu trubky. V tomto případě je situace obdobná s tím rozdílem, že působení sil nemá konstantní amplitudu. Stejně jako v předchozím případě nelze porovnat amplitudu kmitu trubky s amplitudou kmitu osamocené trubky a analyticky vypočítanými amplitudami. Kvůli rozdílné výpočtové době bohužel nemůžou být porovnány ani amplitudy kmitu trubek s druhým případem, kdy bylo dosaženo divergence díky výskytu negativních objemů v CFD výpočtu od nárazu dvou trubek. Nicméně lze konstatovat, že u třetího případu došlo k divergenci mnohem dříve, přibližně v čase 0,42 sekund, zatímco v druhém případě v čase 1,3 sekundy.

Poslední analyzovanou veličinou v třetím případě je zjištění dominantních frekvencí ve vybraných bodech pro CFD analýzu pomocí rychlé Fourierovy transformace v předem určených bodech. Tyto vybrané body jsou znázorněny na obrázku 38. Grafy na obrázku 58 představují hodnoty významnosti jednotlivých frekvencí. Lze říci, že nejdominantnější frekvence v bodech 5 a 6 se nacházejí v blízkosti hodnoty 0,005 Hz, kdežto ve zbylých bodech se frekvence nacházejí pod touto hodnotou. Dalo by se čekat, že hodnoty dominantních frekvencí v bodech 1 až 9 budou přibližně shodné s frekvencemi vírového uvolňování, tedy přibližně v rozsahu 62 až 70 Hz. K tomuto by došlo v případě, kdy tok není ovlivněn zbylými trubkami v trubkovém svazku, resp. stočení toku uvnitř mezitrubkového prostoru, jak bylo probíráno výše.

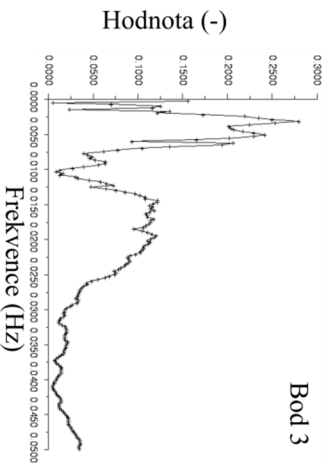
Poslední analyzovanou veličinou v druhém případě je zjištění dominantních frekvencí ve vybraných bodech pro CFD analýzu. Grafy na obrázku 58 představují hodnoty významnosti jednotlivých frekvencí. Lze říci, že nejdominantnější frekvence v bodě se nachází v blízkosti hodnoty 0,005 Hz, kdežto u trubky t6 dosahuje hodnoty 0,0125 Hz. Dalo by se čekat, že hodnoty dominantních frekvencí v bodech 1 až 9 budou přibližně shodné s frekvencemi vírového uvolňování, tedy přibližně od 58,71 Hz do 69,1 Hz. K tomuto by došlo v případě, kdy tok není ovlivněn zbylými trubkami v trubkovém svazku, resp. stočení toku uvnitř mezitrubkového prostoru.



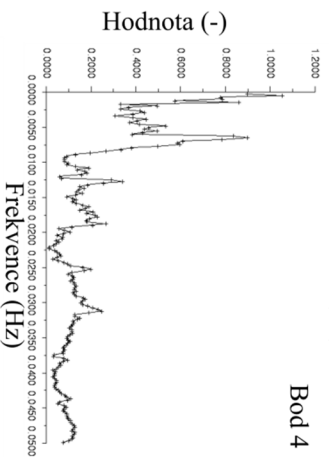
Bod 1



Bod 2



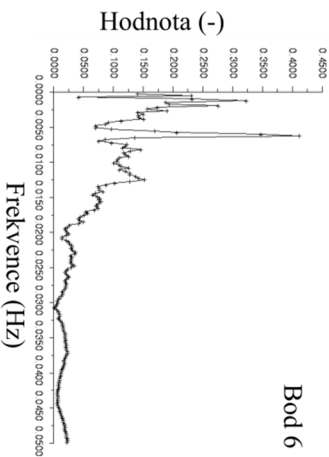
Bod 3



Bod 4



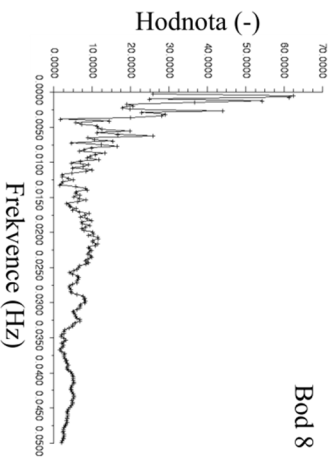
Bod 5



Bod 6



Bod 7



Bod 8



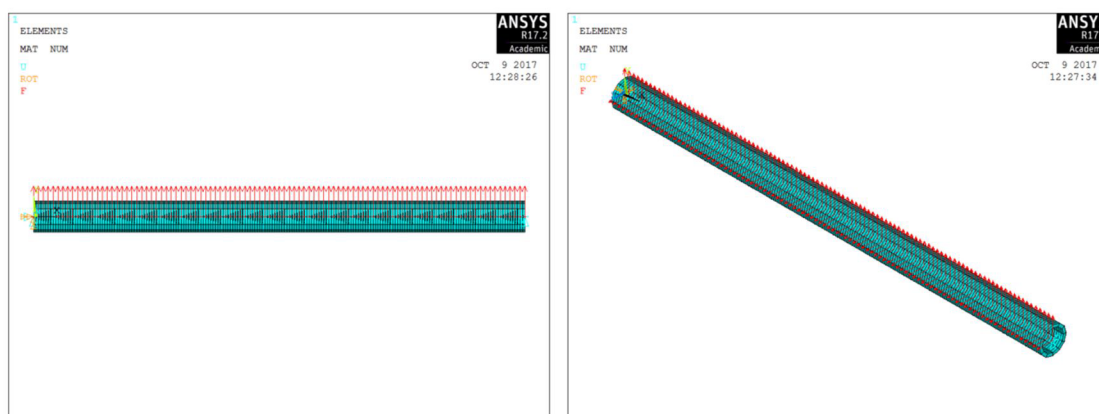
Bod 9

**Obrazek 58 - Znárodní dominantních frekvencí z rychlé Fourierovy transformace u CFD analýzy třetího případu**

## 9.4 APLIKACE METODY KONEČNÝCH PRVKŮ NA VÝSLEDKY Z CFD

Tato kapitola si klade za cíl využít výsledky z CFD analýz v kapitole 9.3 pro provedení pevnostních analýz na vybrané geometrii trubkového svazku. V kapitole 9.3 byly analyzovány tři případy CFD analýz. První z nich byla osamocená trubka, druhá z nich je analýza trubkového svazku uvnitř pláště tepelného výměníku, třetí je pak analýza stejného svazku s nárazovým plechem. Všechny předešlé analýzy byly provedeny na 2D doméně. Výstup z CFD analýzy a je vstupem do MKP analýzy, jsou silové odezvy na vybraných analyzovaných trubkách. Silové odezvy jsou získávány z CFD ve dvou osách (v ose x a ose y). Tyto síly zaznamenává software Fluent v uzlech po obvodu v čase do výstupních souborů. V rámci zpracování výsledků bylo vytvořeno makro, které tyto soubory načítá, sčítá síly po obvodu v ose x a y a následně v každém časovém kroku zaznamenává. Jelikož síly mají cyklický charakter, mohou být popsány rovnicemi s jistou odchylkou. Jako vstupní okrajové podmínky do MAPDL (Mechanical ANSYS Parametric Design Language) jsou zadávány právě tyto rovnice jako silové okrajové podmínky.

Jako geometrie pro napětově-deformační analýzu byla vybrána trubka, která je z jedné strany vetknutá (díky zaválcování do trubkovnice) a z druhé strany podepřená (díky podporám). Tato trubka se nachází v oblasti 1 znázorněné na obrázku 36. Jak geometrie trubky, tak její okrajové podmínky jsou pro výše zmíněnou oblast zidealizovány jednak proto, že silové odezvy pocházejí z dvourozměrné analýzy. Velikost těchto silových odezev je podělena adekvátním počtem po délce diskretizovaných uzlů, na které jsou upravené silové odezvy aplikovány. Další idealizací jsou samotné okrajové podmínky vetknutí a podepření. Tyto okrajové podmínky nastávají pouze ve výjimečných případech. Úplné vetknutí nastává pouze při zcela tuhém kontaktu závalcované nebo přivařené trubky do trubkovnice. Naopak podepření nastává pouze v případě posuvu trubky ve směrech kolmých k ose o velikost 0,4864 mm. Dalším zjednodušením je omezení velikosti trubky pouze na délku mezi trubkovnicí a první přepážkou. Stejně tak za zjednodušení lze považovat samotnou trubku, která je definována pomocí jednoduchého prutu s trubkovou průřezovou charakteristikou. Poslední zjednodušení nastává v případě regrese, kdy jsou body prokládány trigonometrickou funkcí s jistou chybou. Ve valné většině případů se jedná o chybu, kdy vykazuje funkce větší hodnotu než samotné body, čímž se výpočet stává konzervativnějším vůči mezi pevnosti a celkové únavě trubky od vibračních silových odezev.



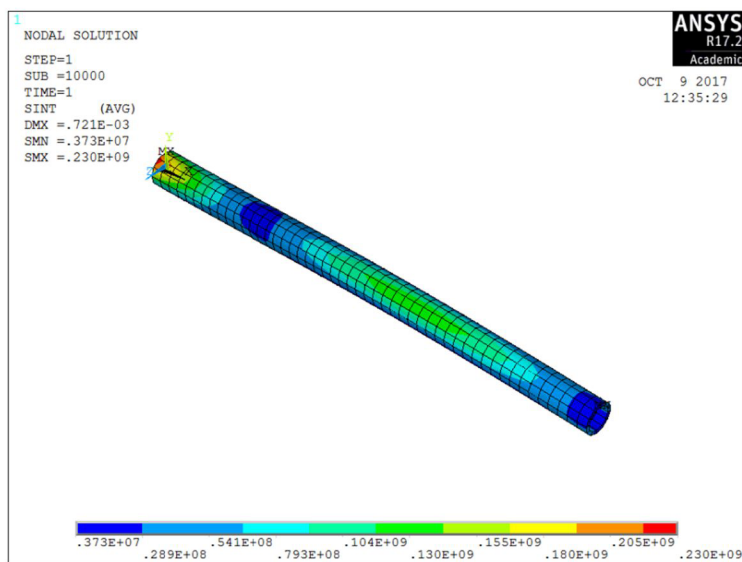
Obrázek 59 – Okrajové podmínky na modelu pro napětově-deformační analýzu

### 9.4.1 Výsledky z napětově-deformačních analýz

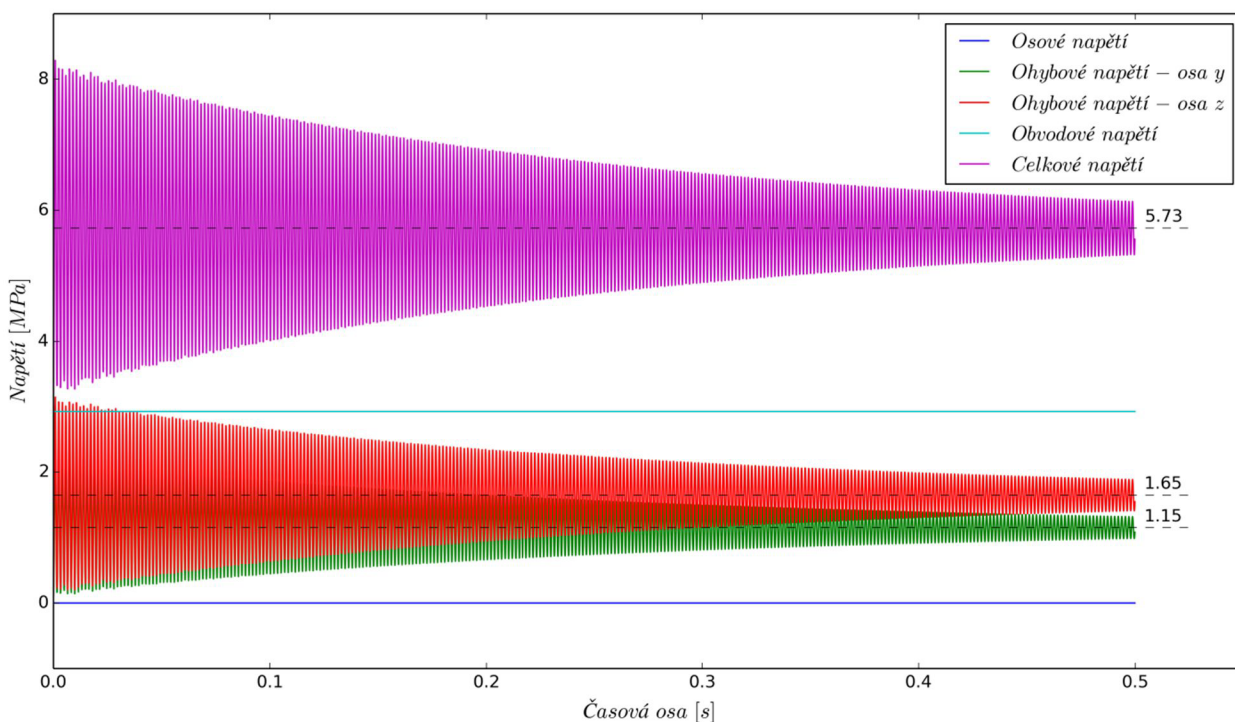
V předchozích odstavcích byly obecně popsány metody přípravy modelu pro napětově-deformační analýzu. V této kapitole budou tyto metody aplikovány a popsány výsledky. Pro všechny napětově-deformační úlohy je použit totožný model, který je znázorněn na obrázku 59. Součástí napětově-deformační analýzy je provedení vyhodnocení životnosti v místě spoje trubky s trubkovnicí. Pravdou zůstává, již podle výsledků z CFD analýz, že bude dříve docházet

k otěru trubek při kontaktu trubka-trubka a k přestřižení trubek o přepážky díky relativně velkým amplitudám kmitu trubek, než vlivem únavy ve spoji trubka-trubkovnice.

Výsledky Trescova napětí po délce trubky pro první případ jsou znázorněny na obrázku 60, kde se právě maximální napětí nachází ve spoji trubka-trubkovnice, stejně tak jako u dalších příkladů. V bodě vetknutí prutu byly zaznamenávány síly a momenty, které jsou následně přepočítány na napětí. Ve výpočtu se konkrétně uvažuje o napětí od osově síly (ve směru osy x), napětí od ohybových momentů (ke směru osy y a osy z) a o obvodovém napětí od vnitřního tlaku. Všechna tato napětí včetně celkového jsou znázorněna na obrázku 61. Jelikož se tato napětí nachází v elastické oblasti, bude využito principu superpozice a jednotlivé příspěvky budou sečteny.

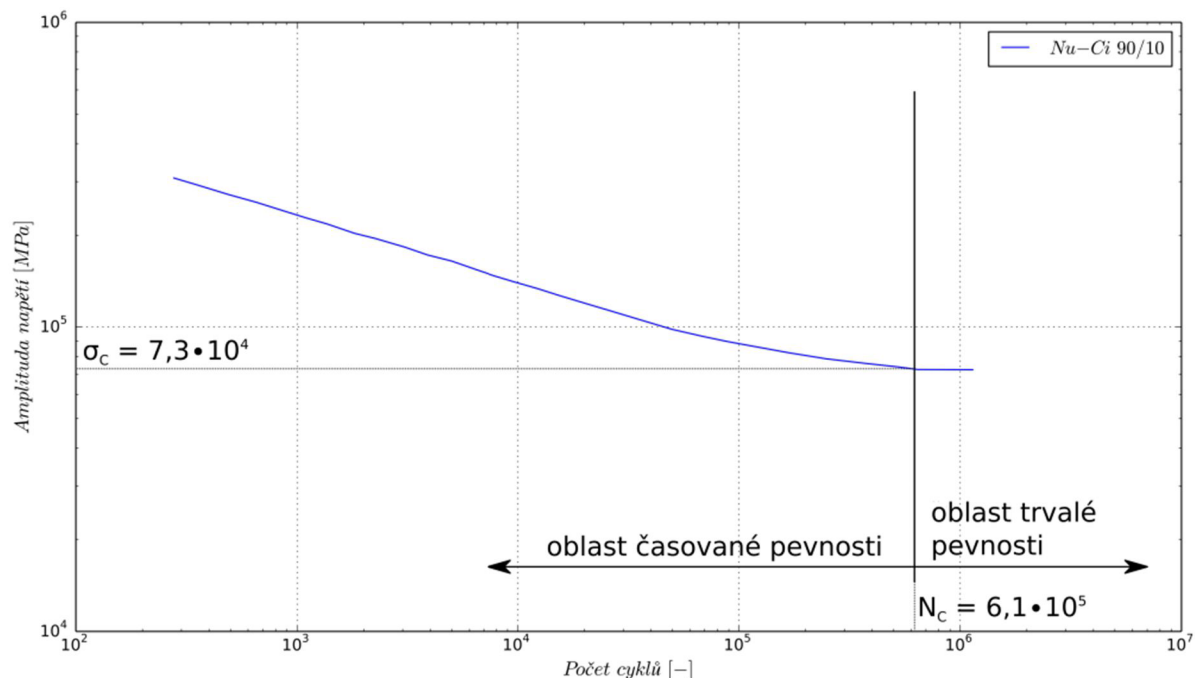


Obrázek 60 - Znázornění průběhu napětí po délce trubky z prvního případu



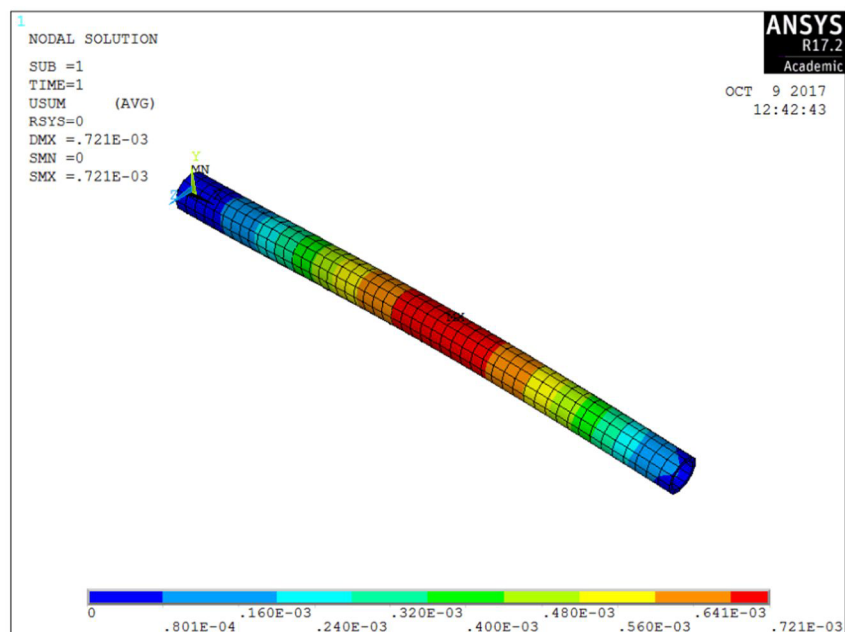
Obrázek 61 – Znázornění napětí v místě vetknutí trubky z obrázku 60 v čase v prvním případě

Na obrázku 62 je znázorněna Wöhlerova křivka pro materiál Nu-Ci 90/10 [68]. Z tohoto obrázku je vyčtena oblast trvalé pevnosti, která odpovídá počtu  $6,1 \cdot 10^5$  cyklů a amplitudě napětí  $7,3 \cdot 10^4$  MPa. Z obrázku 61 lze vyčíst, že největší amplituda napětí vzniká na začátku analýzy, a to přibližně o hodnotě 2,27 MPa, která pozvolna klesá ke střednímu napětí o hodnotě 5,73 MPa. Jak amplituda napětí, tak střední napětí leží hluboko pod amplitudou napětí pro oblast trvalé pevnosti.



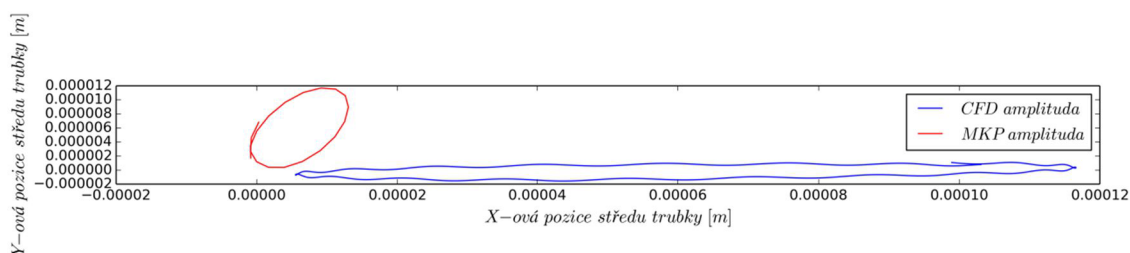
**Obrázek 62 - Wöhlerova křivka pro materiál Nu-Ci 90/10 [68]**

Velmi zajímavým srovnáním je bezpochyby amplituda kmitu trubky určená z CFD analýzy za podpory UDF a amplituda kmitu trubky vypočtená za pomoci MKP. Před samotným znázorněním těchto hodnot je vhodné uvést okolnosti, za kterých bylo srovnání provedeno. Posuvy, kterých je dosaženo díky 2D CFD analýzám, jsou získány za pomoci UDF na vybrané trubce. UDF snímá aktuální polohu středu trubky přes takzvaný vektor těžiště, který zaznamenává změnu těžiště v čase. Tato změna je přenásobena tuhostí, což odpovídá síle, která působí proti směru proudu tekutiny. Tyto amplitudy kmitu trubky berou v potaz tlumení tekutiny a setrvačnost trubky. Na druhou stranu, 3D MKP využívá silové odezvy jako okrajovou podmínku, která je získána z 2D CFD analýzy a která je zadána jako liniová síla na celou délku trubky podělená počtem uzlů na kterých je zadána. Hodnota amplitudy kmitu trubky je pak zaznamenána z míst největší hodnoty amplitudy. Tato hodnota je znázorněna na obrázku 63 u popisku maximum, její hodnota se nachází v 3/5 délky trubky (díky vetknutí a podepření trubky).



Obrázek 63 - Znáznornění průhybu trubky u prvního příkladu v čase 0,5 sekund

Toto srovnání je znázorněno v obrázku 64, maximální a minimální hodnoty jsou vepsány v tabulce 16. Rozměry znázorněné v tomto obrázku a tabulce přibližně řádově souhlasí, s výjimkou jejich rozdílného pohybu. Tento rozdíl může být zapříčiněn rozdílem mezi 2D a 3D úlohou, resp. aplikací síly z 2D CFD úlohy na 3D MKP úlohu. Rozdíly mezi amplitudami těchto přístupů budou probádány v budoucnu.



Obrázek 64 - Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro první případ

Tabulka 16 – Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro první případ

Zdroj a směr	Hodnota [m]
CFD, x-ová pozice středu trubky min/max	9,99e-6/1e-4
MKP, x-ová pozice středu trubky min/max	-9,46e-7/1,3e-5
CFD, y-ová pozice středu trubky min/max	-1e-6/9,98e-7
MKP, y-ová pozice středu trubky min/max	6,7e-8/1,2e-5

Dalším a posledním případem aplikace silové odezvy z 2D CFD analýzy na 3D MKP analýzu je trubka t7 z třetího případu. Tato trubka vykazovala viditelné posuvy v krátkém časovém okamžiku, které vedly ke kontaktu sousedních trubek. Z tohoto důvodu byly vytvořeny rovnice (55) pro síly ve směru osy x a rovnice (56) pro síly ve směru osy y. Pro zjednodušení, rovnice byly vytvořeny s konstantní velikostí amplitudy a frekvence. Rovnice (55) a (56) jsou z hlediska meze pevnosti a celkové únavě trubky od vibrační silové odezvy konzervativní.

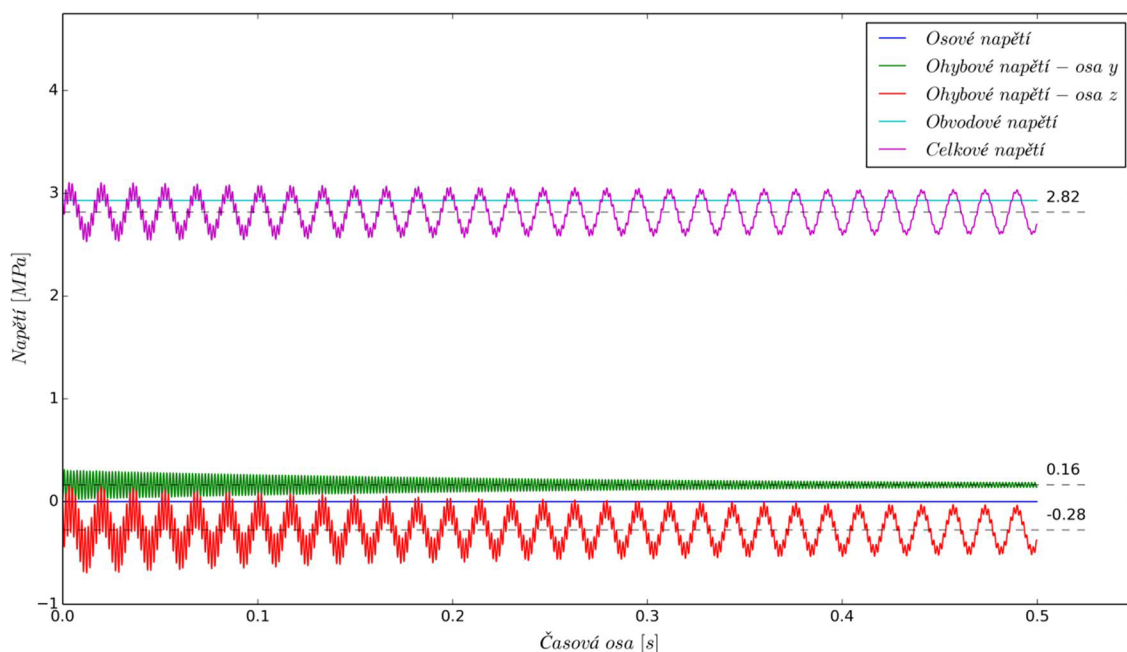
$$F_D = 1,09 \cdot \sin[368,86(t + 0,62)] + 0,5373, \quad (55)$$



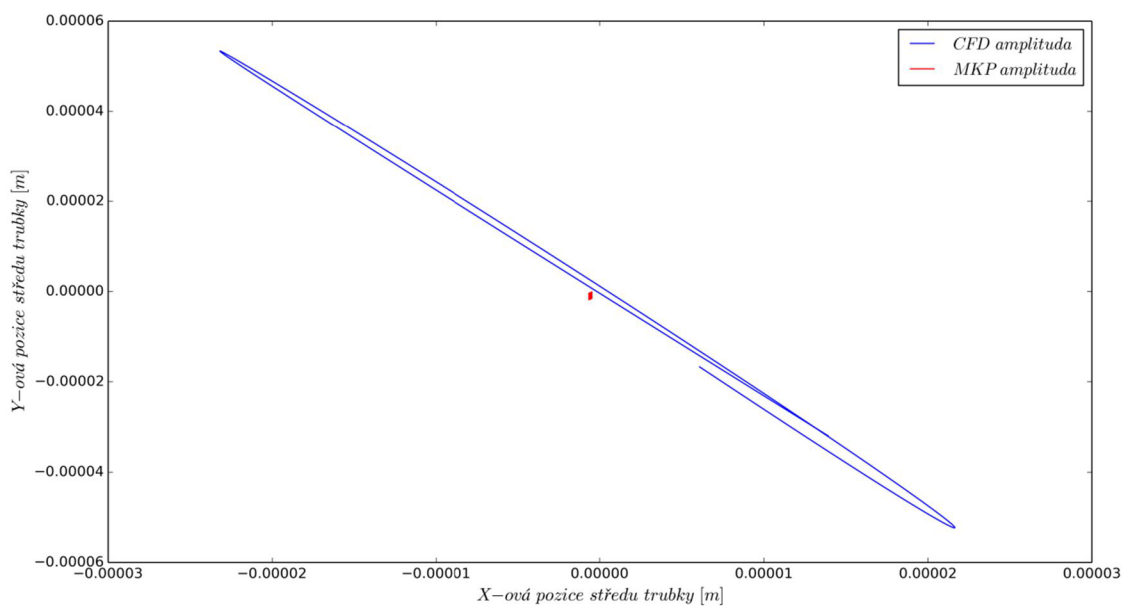
$$F_L = 1,722 \cdot \sin[388,28(t + 0,038)] - 2,36542. \quad (56)$$

Výsledky napětí v místě maximálního napětí, tedy ve spoji trubka-trubkovnice, jsou znázorněny na obrázku 65. Ve výpočtu se opět uvažuje o napětí od osově síly, napětí od ohybových momentů a obvodové napětí od vnitřního tlaku. Celkové napětí je díky principu superpozice sečteno. Z obrázku 62 byla v předchozím případě odečtena amplituda napětí na hranici oblasti trvalé pevnosti o hodnotě  $7,3 \cdot 10^4$  MPa. Při přibližném výpočtu amplitudy napětí o hodnotě přibližně 0,3 MPa a středním napětí 2,82 MPa v místě vetknutí lze konstatovat, že jak amplituda napětí, tak střední napětí opět leží hluboko pod amplitudou napětí v oblasti trvalé pevnosti. Z tohoto faktu a z informace z CFD, kdy docházelo ke kontaktu dvou sousedních trubek během časového okamžiku 0,42 sekundy, lze usoudit, že bude spíše docházet k oteru trubek a přestřížení trubek o přepážky.

Poslední informací, která je v rámci MKP analýz provedena, je srovnání výsledků amplitudy kmitu trubky z 2D CFD analýzy a 3D MKP analýzy. Toto srovnání je uvedeno na obrázku 66 a tabulce 17. Rozměry znázorněné v tomto obrázku řádově nesouhlasí, nicméně pozice pohybu je na stejné trajektorii. Tento rozdíl je, stejně jako v předchozím případě, zřejmě zapříčiněn aplikací síly z 2D CFD úlohy na 3D MKP úlohu. Rozdíly mezi amplitudami těchto přístupů budou probádány v rámci budoucí práce po skončení studia.



Obrázek 65 – Znázornění napětí v místě vetknutí trubky z obrázku 60 v čase pro trubku t7 v třetím případě



Obrázek 66 – Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro trubku t7 pro třetí případ

Tabulka 17 – Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro trubku t7 pro třetí případ

Zdroj a směr	Hodnota [m]
CFD, x-ová pozice středu trubky min/max	-4,99e-4/4,1e-4
MKP, x-ová pozice středu trubky min/max	-6,2e-9 /-1,1e-6
CFD, y-ová pozice středu trubky min/max	-8,9e-4/8,9e-4
MKP, y-ová pozice středu trubky min/max	-2,5e-6/6,2e-7

## 10 BUDOUCÍ PRÁCE

Na začátku této práce byly uvedeny omezující předpoklady. Budoucí práce by se měla primárně věnovat překonání zjednodušení, kterými jsou:

- Zohlednění vícefázového toku ve výpočtech
- Zohlednění přestupu tepla ve výpočtech
- Interakce tekutiny s trubkovými svazky v mezitrubkovém prostoru tepelného výměníku
- Zohlednění U-trubkových svazků ve výpočtech
- Použitelnost uživatelem definovaných funkcí (UDF) typu DEFINE\_SDOF\_PROPERTIES na všech trubkách trubkového svazku
- Použitelnost uživatelem definovaných funkcí (UDF) typu DEFINE\_SDOF\_PROPERTIES v trojrozměrných úlohách
- Zabránění tvorby negativních objemů při kontaktu dvou trubek ve Fluent při aplikaci uživatelem definované funkce typu (UDF) DEFINE\_SDOF\_PROPERTIES a následné uložení hodnoty zrychlení pro zjištění velikosti sil při impaktu dvou trubek
- Kompletní (trojrozměrná) CFD a FSI analýza mezitrubkového prostoru, kvalita sítě a použitelnost SRS (Scale-Resolving Simulation) turbulentních modelů pro lepší popis disipace vírů
- Porovnání moření pohybové energie tekutiny skrze zvýšení tlakové ztráty
- Pozorování opotřebení trubek o přepážku v CFD analýze při fluidně-elastické nestabilitě
- Určení směru odporové a vztlakové síly pro trubkový svazek
- Prozkoumat vliv faktorů tvořící bezrozměrná čísla (např. Reynoldsovo a Strouhalovo číslo) na střední a fluktuální hodnotu součinitele vztlaku a odporu
- Zohlednění fluktuace/pulzace toku do mezitrubkového prostoru
- Zjištění rychlosti nárůstu amplitudy kmitu trubky v osách x a y a následné stanovení nejpravděpodobnějšího poškození trubek v trubkovém svazku
- Prozkoumání rozdílných amplitud kmitu trubky v 2D CFD a 3D MKP přístupu
- Zohlednění axiálního napětí působícího na trubce

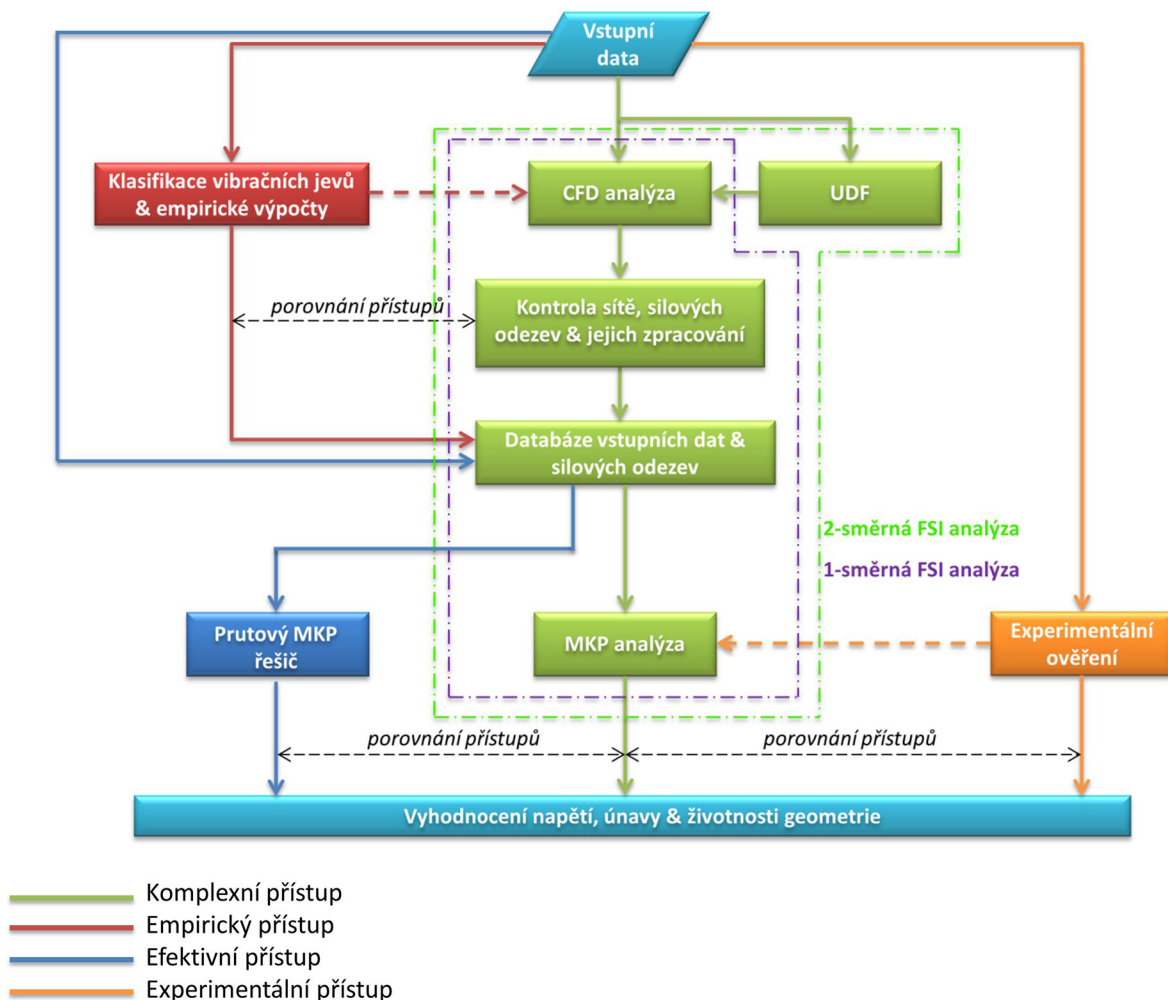
Poslední z uvedených případů se jeví zajímavým, z tohoto důvodu tedy bude v tomto odstavci více prodiskutován. TEMA [1] uvažuje o výpočtu vlastní frekvence trubek axiálního napětí způsobeného např. od tlaku, teploty na trubkách nebo trubkovicích, případně jejich možné kombinace a následně uvažuje nejhorší možnost. V této práci je vliv axiálního napětí zanedbán. Tento fakt může způsobit maximální odchylku až 41,4 %. Jev axiálního napětí na trubce lze připodobnit napínané struně na houslích.

V průběhu studia a po dobu psaní disertační práce byly promyšleny varianty, jak se dobrat predikce poškození vibracemi od proudící tekutiny. Možnost komplexní predikce byla tím vzdálenější, čím více byla tato problematika doktorandem studována. Z tohoto důvodu je této kapitole věnována větší pozornost, než by měla mít. Následující kapitoly detailněji popisují možnosti pro zpřesnění predikce vibrací vyvolaných prouděním.

### 10.1 SCHÉMA ŘEŠENÍ VIBRACÍ VYVOLANÝCH PROUDĚNÍM

Současné metody přistupují k predikci porovnáváním frekvencí vlastní geometrie a frekvencí vírů, amplitud, dovolených výchylek atd. Tyto metody jsou založeny na empirických, polo-empirických metodách, případně na kombinaci s numerickými metodami. Jejich velkou výhodou je rychlost získání výsledků a relativně přesný odhad při jevech jako je rezonance, případně fluidně-elastická nestabilita. Bohužel všechny výhody těchto metod jsou vykoupeny nepřesností ve výsledcích. Hlavně se jedná o predikci životnosti částí tepelných výměníků. Současné metody taktéž nejsou schopny určit místo poškození. Obrázek 67 znázorňuje schéma pro

vyhodnocování poškození na geometrii zatížené proudící tekutinou. Tímto způsobem je možno predikovat místa poškození, vyhodnocovat únavu a životnost geometrie. Schéma je založeno na dvou fázích (vývojové a fázi praktického použití), které se vzájemně ověřují a doplňují. Vývojová fáze obsahuje současné empirické, resp. polo-empirické přístupy doplněné o numerické metody CFD, MKP a experimentální ověření. Fáze praktického použití slouží k zefektivnění výpočtu pomocí databázi výsledku a nenáročného prutového řešiče. První a stěžejní přístup (zelená barva) je založen na komplexních simulacích, kde jsou vstupní data (což je např. geometrie, rychlost proudění, fyzikální vlastnosti tekutin, teploty atd.) zanesena do CFD analýzy. Z této analýzy jsou získávány silové odezvy na povrchu trubek. Za pomoci uživatelsky definovaných funkcí (UDF – user-defined functions) je možno zajistit interakci mezi geometrií trubky (tedy obousměrnou interakci) a tekutinou ve Fluentu. Výstupy z CFD analýz jsou kontrolovány (např. umístění nodů sítě, vektory sil v jednotlivých osách atd.), tříděny a zpracovávány pro následné zanesení do databáze. Zanesení dat do databáze je dalším krokem. V bodech kontroly sítě, silových odezvy a jejich zpracování a databáze vstupních dat a silových odezvy je prováděno měření výpočtového času a využití paměti. Silové odezvy dále slouží jako vstupní data do MKP analýz. MKP analýzy odhalí místa s koncentrací, z nichž se poté vyhodnotí únavu a životnost geometrie. Celé schéma je postaveno na kompromisu získání přesných dat a výpočtovém času (resp. výpočtových prostředcích). Komplexní přístup (zelená barva) dokáže být velmi přesný, nicméně zdlouhavý. Z tohoto důvodu lze při dostatečném počtu výsledků z CFD analýz zanesených do databáze stanovit silové odezvy na základě vstupních dat, k tomuto přístupu je určen tzv. efektivní přístup (modrý přístup). Pro účely výpočtů napětí z těchto silových odezvy bude vytvořen nenáročný prutový řešič využívající MKP. Tento přístup je srovnáván s výsledky s komplexním přístupem (zelená barva). Přístup empirických vztahů (červená barva) přidává do schématu možnost porovnat výsledky z CFD analýzy s empirickými, případně polo-empirickými metodami. Na druhou stranu empirické a polo-empirické metody jsou dobré k určení např. časového kroku transientní CFD analýzy atd. Výsledky z této větve jsou taktéž zanášeny do databáze. Posledním přístupem na obrázku 67 je přístup pomocí experimentálního ověření (oranžové barva). Tento přístup slouží pro porovnání předchozích přístupů, případně můžou data z experimentu sloužit jako vstupní data pro MKP analýzy.



Obrázek 67 - Schéma vyhodnocování poškození na geometrii vystavenou vibracemi vyvolané prouděním

## 10.2 PRUTOVÝ MKP ŘEŠIČ A POUŽITELNOST CFD VÝSLEDKŮ

Obrázek 67 znázorňuje schéma řešení zařízení, které je vystaveno vibracím vyvolanými tekutinou. Prutový MKP řešič se jeví jako možný způsob zjednodušení díky tvaru trubkové geometrie. Ideálnější způsobem řešení by bylo bezpochyby použití metody vzájemné interakce (FSI – Fluid-Structure Interaction). Geometrie trubky může být diskretizována po délce, kde v jednotlivých uzlech mohou být zadávány silové okrajové podmínky v čase. Prvním zadrhelem v tomto zjednodušení je míra diskretizace po délce, resp. počet zdrojů silového působení v čase. Teoreticky by za pomoci Saint-Venantova principu mohla být nahrazena množina vektorů sil po délce trubky působících v čase jednou silou působící v čase. Druhým zadrhelem v tomto zjednodušení je popis, resp. přenos sil získaných z Fluentu s respektováním fluktuací jejich složek v čase.

V předchozím odstavci bylo zmíněno silové působení tekutiny na trubku v čase. Díky použití UDF lze rozpohybovat trubku v důsledku působení tekutiny. Použití UDF umožňuje respektovat obousměrnou interakci tekutiny na trubku a naopak. Bohužel použití UDF vyžaduje použití menšího časového kroku pro zajištění konvergence úlohy. Právě malý časový krok a dostatečně velký časový úsek pro stanovení únavového poškození výrazně komplikují predikci únavy.

### 10.3 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ VÝSLEDKŮ

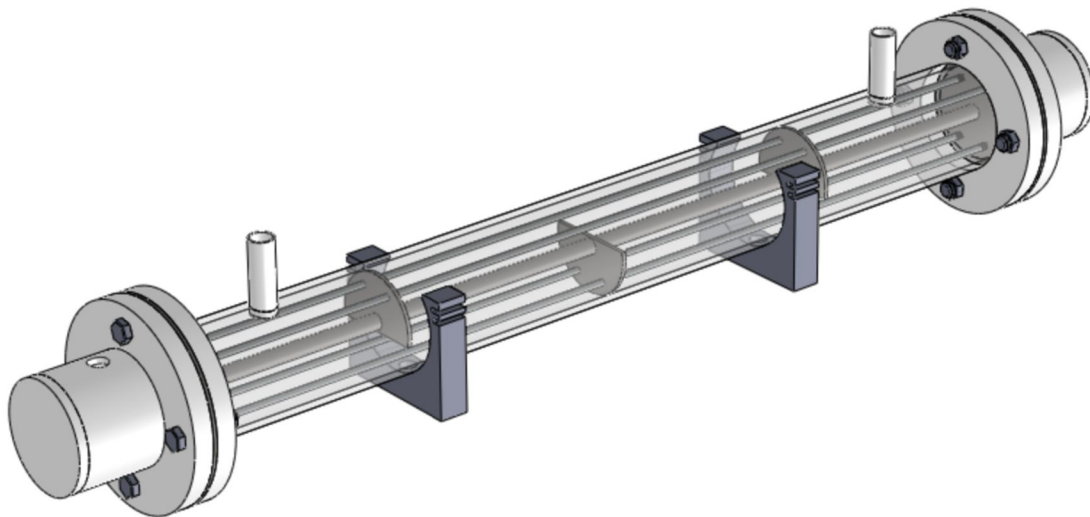
Součástí budoucí práce je porovnání výsledků numerických analýz (CFD a MKP) s hodnotami naměřenými měřicí ústřednou EMS DV 803. Tato ústředna zajišťuje dynamická i statická měření v průmyslovém prostředí. Umožňuje přímě měření až 48 kanálů (tenzometrů, akcelerometrů, termočlánků a dalších čidel v různých kombinacích). Součástí každého kanálu je zesilovač a samostatný šestnáctibitový A/D převodník se vzorkovací standardní frekvencí až 3200 (Hz). Měření tenzometrů, teplot, tlaků a proudů vyžaduje shodné nastavení, lze je potom zapojit do stejné skupiny po osmi kanálech. Měřicí ústředna je určena zejména k samostatným dlouhodobým měřením, která jsou zajištěna napájením z akumulátoru a přenosem dat z bezdrátového komunikačního rozhraní. Díky velké interní paměti typu Compact Flash (kapacita až 1 Gbyte) může být interval přenášení dat v řádu týdnů až měsíců. Zpracování dat přímo v měřicí jednotce omezuje rychlost zaplňování interní paměti měřicího systému. Měřicí ústředna popsána v tomto odstavci je znázorněna na obrázku 68. [69]



Obrázek 68 - Měřicí ústředna EMS DV 803 [69]

### 10.4 EXPERIMENT

Součástí budoucí práce je vytvoření tepelného výměníku, na kterém bude provedeno měření napjatosti a zrychlení trubek spolu s možností zachycení pohybu trubek spolu vysokorychlostní kamerou. Takto navržený model tepelného výměníku je znázorněn na obrázku 69. Celý tepelný výměník je vytvořen ze dvou materiálů, z plastu a z ocele. U tohoto výměníku se nepředpokládá přestup tepla, pouze simulace proudění kolem trubkového svazku a její vliv na tento svazek. Plášť tepelného výměníku je navržen z transparentní polypropylenové trubky o průměru 110 mm a délce 1 m. Na tento plášť jsou navařeny polypropylenové příruby, které jsou staženy šrouby s protilehlou přírubou. Mezi těmito přírubami jsou umístěny plechy simulující trubkovnici spolu s těsněním. Na trubkovnici jsou upevněny trubky s rozpěrnými tyčemi, na které jsou pak do mezitrubkového prostoru nasunuty tři přepážky. Hlavy výměníku jsou z polypropylenu a celý systém trubkové strany slouží pouze pro napuštění vody, aby byla zajištěna přídatná hmotnost v podobě tekutiny uvnitř trubek. Celý výměník je posazen na dva plastové úchyty, které jsou následně staženy přezkami. Na vstupní hrdla do mezitrubkového prostoru bude nasunuta hadice napojená na tlakový vzduch a přes redukční ventil bude upravován tlak a vstupní rychlost vzduchu. Vzduch z výstupního hrdla následně uniká do atmosféry. Celá geometrie je navržena tak, aby docházelo k poškození především trubek o přepážky. Z tohoto hlediska bude pak přihlíženo k umístění tenzometrů a akcelerometrů na ocelové části tepelného výměníku.



Obrázek 69 - Experimentální tepelný výměník

## 10.5 DATABÁZE VSTUPNÍCH DAT A SILOVÝCH ODEZEV A JEJICH KONTROLA

V obrázku 67 je uvedena jako jedna z klíčových částí databáze vstupních dat a silových odezev. K tomuto kroku bylo přistoupeno kvůli zpracování velkého množství dat, které vychází z velkého množství elementů v síti. Právě velikost sítě odráží množství relevantních dat, které se musí po numerické CFD analýze zpracovávat. Primárně se jedná o data silová, která jsou rozložena ve třech osách a v čase v jednotlivých nodech sítě. Jak bylo zjištěno, i při rovnoměrném dělení sítě po obvodu a po délce trubky dochází v procesu výpočtu, resp. importu dat z výpočtu k odchylkám v rozmístění nodů. Proto je nezbytné tyto nody při zpracování dat kontrolovat a brát jejich rozmístění v potaz. Jen pro představu, o jaké množství dat se jedná, je proveden rychlý výpočet. Dělení po obvodu trubky je 250 a po délce 250. Z tohoto vyplívá 62500 nodů na povrchu jedné trubky. Z toho vyplívá 187500 hodnot pro síly ve třech osách v jednom časovém kroku a stejný počet hodnot pro pozice nodů, které se časově nemění bez použití UDF. Při použití UDF se tyto pozice mění v čase, nicméně jejich změna může být často zanedbatelná v závislosti na velikosti amplitudy kmitu trubky. Pravdou nicméně zůstává, že především silová data lze převést do formy rovnic s přijatelnou odchylkou, což by zmenšilo množství skladovaných dat v databázích.

Použití databází výsledků z CFD analýz je jednou z možností, jak obejít časově a výpočtově náročné CFD analýzy. Navíc se tento způsob nese v duchu současného stavu poznání uvedeného v kapitole 6. Pro uchování a zpracování enormního množství dat se nabízí využití jednak profesionálních programů, ale také volně dostupných programů, jako je například programovací jazyk Python. Python je open-source programovací jazyk, který je uživatelsky přívětivý a vyniká přehlednou syntaxí. Díky svým přednostem disponuje značnou uživatelskou základnou a díky tomu také velkým množstvím rozšiřujících knihoven. Svou funkčností se nyní již vyrovná běžně využívaným programovacím jazykům jako je například velmi rozšířené C++.

V současné době existuje nepřeberné množství nástrojů pro zpracování a uchování dat jako jsou knihovny pythonu (PyDoop, Pandas, atd) a open-source softwarů (Hadoop, R, atd.). Tyto programy slouží jako univerzální nástroje, které bohužel nesplňují specifické požadavky na funkčnost, jakou je například přijatelná závislost mezi množstvím dat, velikostí databáze

a rychlostí zpracovávaných dat, kontrolou rozmístění nodů sítě a velikostí silové odezvy. Z těchto důvodů bylo přistoupeno k řešení velkého množství dat pomocí knihovny pythonu 2.7.11 SQLite3.

Pro zjištění náročnosti práce s pythonovskou knihovnou SQLite3 byly stanoveny typické činnosti v podobě tvorby databáze, zápisu dat a odečtu dat z databáze. Tyto činnosti pro práci s daty se postupně opakovaly ve sloupcích pro jednu, dvě a tři paralelní tabulky. Celou situaci znázorňuje obrázek 70, kde data ve směru  $x_i$  vyjadřují pozice jednotlivých nodů a síly v těchto nodech. Data ve směru  $y_i$  vyjadřují počet řádků v jedné tabulce. Nakonec data ve směru  $z_i$  vyjadřují počet paralelních tabulek.

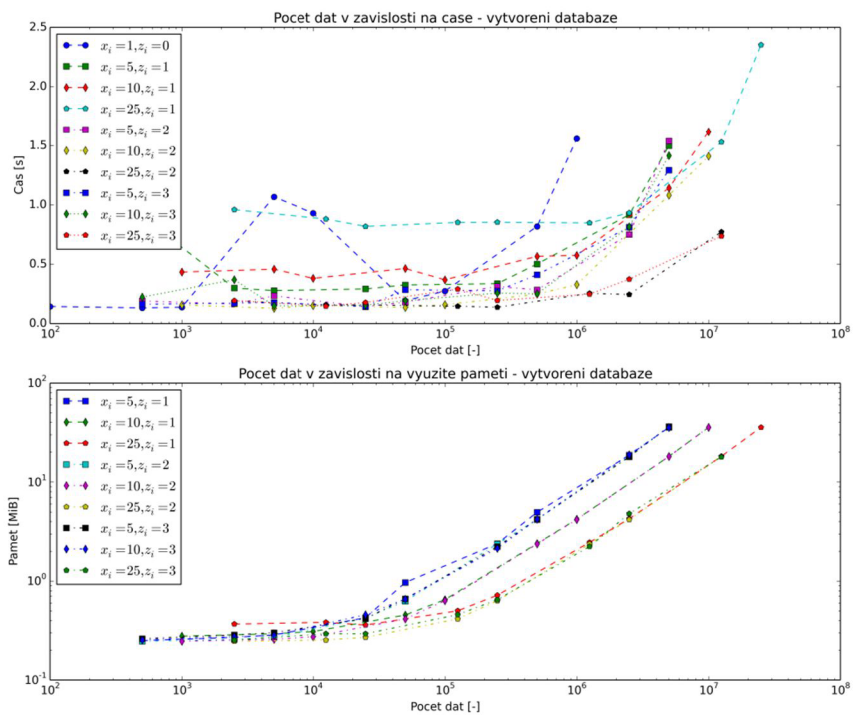
ID_NAME	pos_node_x	pos_node_y	pos_node_z	mag_force_x	mag_force_y	mag_force_z
1	0,001	-0,003	0,002	6,033	4,662	2,861
2	0,001	-0,002	0,000	2,496	2,243	2,861
3	0,001	-0,002	0,002	2,837	0,680	4,553
4	0,001	0,000	0,000	4,941	4,774	8,035
5	0,001	0,002	-0,002	1,339	6,682	6,530
6	0,002	-0,003	0,003	2,577	3,203	3,299
7	0,002	-0,003	0,000	4,363	3,016	3,479
8	0,002	-0,002	-0,003	2,360	4,016	3,479
9	0,002	0,000	0,000	11,067	11,414	2,469
10	0,002	0,002	0,000	0,296	4,437	0,243
11	0,003	-0,003	0,003	0,653	1,944	0,590
12	0,003	-0,002	0,000	8,734	7,991	8,602
13	0,003	0,000	-0,003	2,257	6,353	11,673
14	0,003	0,002	0,002	7,324	5,265	1,556
15	0,004	-0,003	0,000	1,804	7,596	0,281
16	0,004	-0,002	0,003	6,908	10,229	0,280
17	0,004	0,000	0,000	2,616	1,379	1,260
18	0,004	0,002	-0,003	4,856	0,184	2,576
19	0,005	-0,003	0,000	2,802	3,766	6,787
20	0,005	-0,002	-0,002	8,185	0,138	0,049
21	0,005	0,000	0,003	6,831	2,302	6,307
22	0,005	0,002	0,000	6,171	1,543	1,252
23	0,005	0,000	-0,003	3,642	0,220	0,736
24	0,005	0,003	0,000	12,022	9,773	2,792
25	0,005	0,003	0,000	3,154	10,210	1,539

Obrázek 70 - Znázornění uspořádání dat do databáze

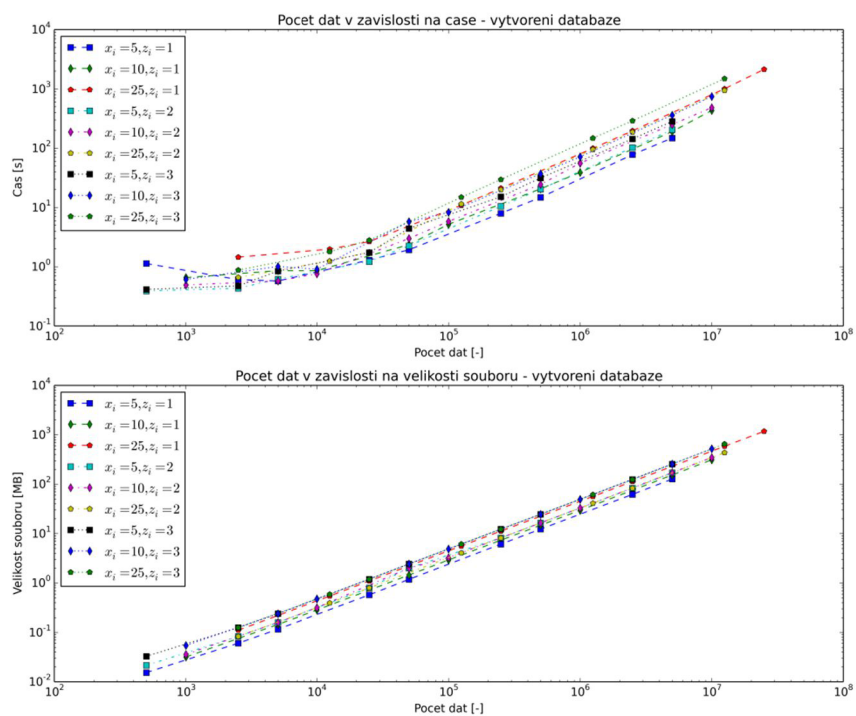
Etalonem pro vyhodnocení práce s daty v tabulkách se stal výpočtový čas, množství fyzické paměti a velikosti databáze. Pro upřesnění je důležité dodat fakt, že výpočtový čas byl proveden dvěma způsoby. Prvním způsobem je tzv. „clock“, který přistupuje k odečtu času od klasických hodin. Druhým způsobem je tzv. „time“, který přistupuje k odečtu času, který je počítán od počátku epochy.

Prováděná analýza byla zaměřena na tři typické pracovní úkony s databází. Prvním z nich je vytvoření databáze, druhým je vkládání dat a třetí je načítání dat z databáze. Jako vstupní data byly použity pozice jednotlivých nodů a silové odezvy v logaritmickém rozsahu od 500 do 1000000 (tento rozsah odpovídá směru  $y_i$ ). Dále byly zvoleny varianty s 5, 10 a 25 sloupci (odpovídajícím směru  $x_i$ ) a nakonec počet paralelních tabulek 1, 2, 3 (odpovídající směru  $z_i$ ). Výsledky z takto provedených analýz jsou vyjádřeny v obrázku 71 až obrázku 75.

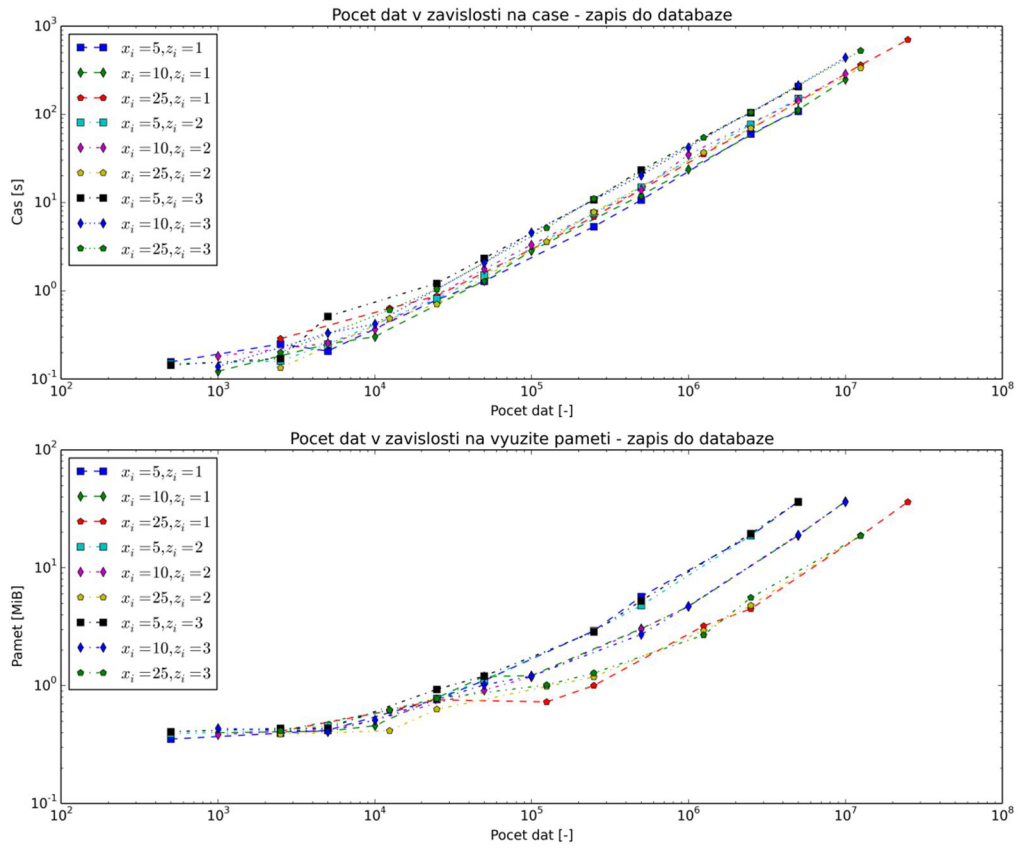




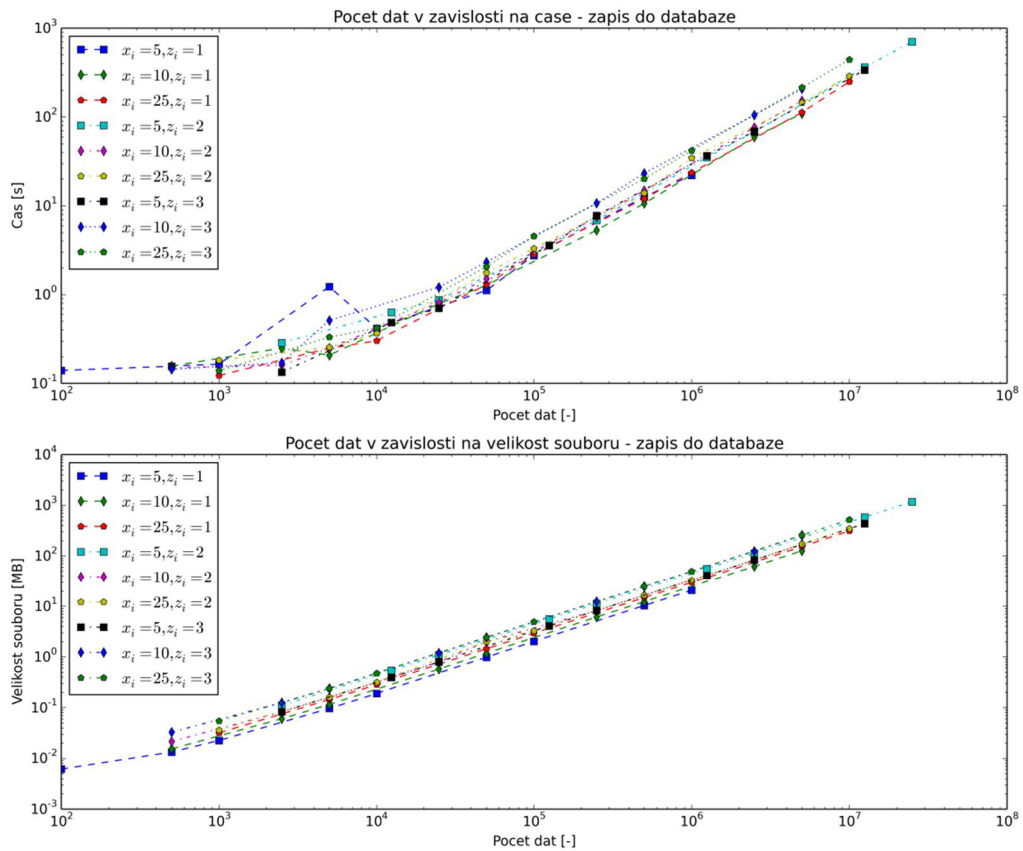
Obrázek 71 – Znázornění závislosti času a využité paměti při tvorbě databáze



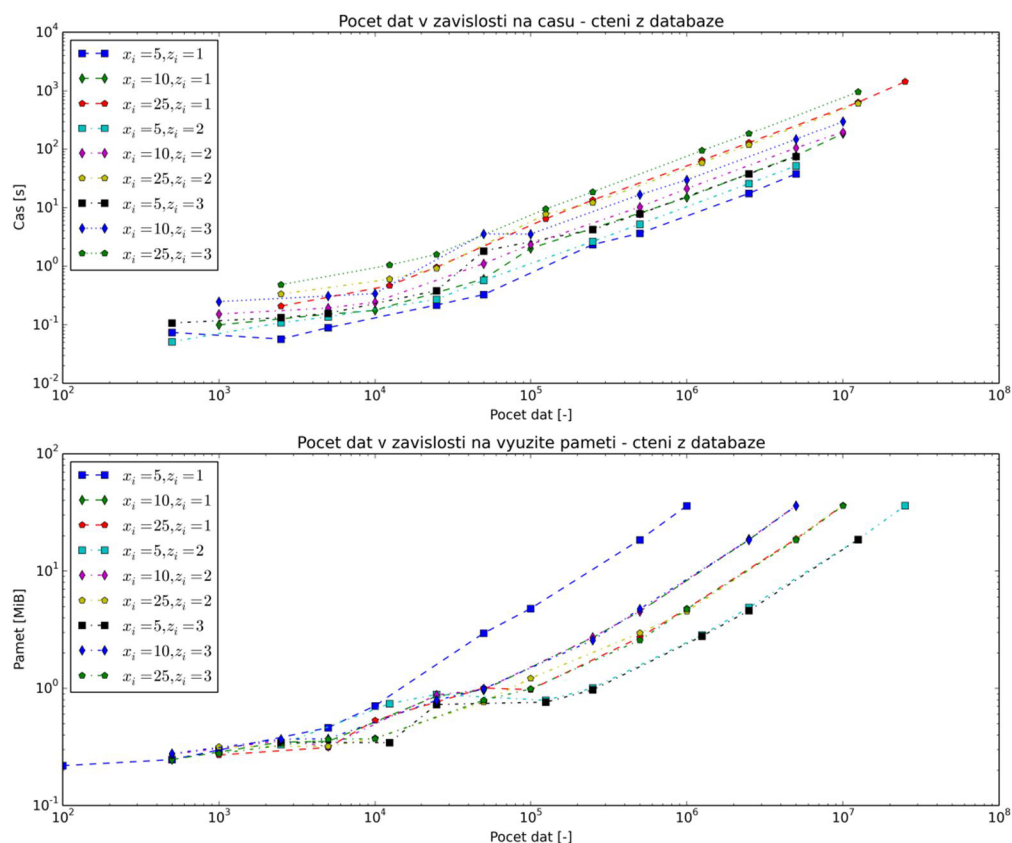
Obrázek 72 - Znázornění závislosti času a velikosti souboru při tvorbě databáze



Obrázek 73 - Znázornění závislosti času a využití paměti při zápisu dat do databáze



Obrázek 74 - Znázornění závislosti času a velikosti souboru při zápisu dat do databáze



**Obrázek 75 - Znázornění závislosti času a využití paměti při čtení dat z databáze**

Výpočet byl prováděn na počítači s procesorem Intel(R) Core(TM) i3-400M CPU @ 2.40 GHz, RAM 4.00 GB s 64bitovým operačním systémem. Výsledky z obrázku 71 až obrázku 75 dokazují předpoklad exponenciálního vzrůstu výpočtového času a velikosti souborů při vzrůstajícím počtu zpracovávaných dat. Naopak fyzická paměť je prakticky neměnná – jak pro 500, tak pro milion dat vykazuje hodnotu 36 MB. Z tohoto hlediska vykazuje fyzická paměť potenciál dalšího využití. Na druhou stranu využívání databází se jeví jako efektivní z hlediska toho, že výpočet CFD analýzy o velikosti 7 milionů buněk zabere přibližně 1 hodinu a 45 minut. Tranzientní úloha se 700 časovými kroky pak zabere přibližně 13 hodin na výpočetním clusteru. Výpočetní cluster obsahuje 35 výpočetních uzlů, kde 30 z nich je využíváno pouze pro CFD analýzy. Každý z nodů má 28 jádrový procesor 2.6 GHz o 64 GB RAM.

## 11 ZÁVĚR

Hlavním cílem dizertační práce je kontrola trubkového svazku na cyklickou únavu způsobenou prouděním pracovního média v mezitrubkovém prostoru tepelného výměníku. Únava způsobená prouděním je způsobena vibracemi vyvolanými prouděním. Současný stav poznání v této oblasti umožňuje predikovat především únosnost v oblasti statického, resp. kvazi-statického zatížení. Tyto predikce jsou založeny na metodách srovnání klíčových vibračních veličin, jako jsou frekvence, amplitudy a rychlosti. Tímto způsobem je možno rychle a relativně přesně určit výskyt vibračního jevu, nicméně neumožňují hodnotit vliv těchto vibrací na poškození trubkového svazku a predikovat tak jeho životnost. Stejně tak negarantuje výskyt vibračního poškození v případě vibračně pozitivního výsledku. Současné metody numerických analýz velmi dobře umožňují řešit tuto problematiku, avšak na úkor výpočtového času, výpočtové techniky a drahých licencí. Z tohoto hlediska se jeví znalost a existence dílčích modelů jako nezbytná pro popis složitých vazeb mezi oběma strukturami.

V úvodní části předkládané práce je zhodnocen jev vibrací vyvolaných prouděním popsáných publikacemi TEMA [1], Heat Exchanger Design Handbook [8], VDI Heat Atlas [21] a dalšími. Součástí úvodních kapitol je popis veličin, jakými jsou například odporová a vztahová síla, resp. jejich součinitele, tlakové součinitele, Reynoldsova a Strouhalova čísla a jejich vliv například na drsnost potrubí a vstupní intenzitu turbulence. Tyto veličiny a faktory ovlivňující proudění spolu na první pohled nesouvisí. Nicméně důvod popisu těchto veličin a faktorů je nezbytný pro verifikaci a validaci výsledků z numerických analýz (především z analýz simulujících dynamiku tekutin). Předkládaná práce klade velký důraz na tento krok, jelikož se z velké části opírá právě o výsledky z numerických analýz. Tímto krokem se snaží vyhnout použití CFD jako pomyslného „black boxu“. V dalších kapitolách jsou popsány současné možnosti a doporučení pro vyhnutí se jednotlivým způsobům vibračních poškození. Předně se jedná o omezení velikosti amplitudy kmitu trubek, poškození abrazí nebo erozí prvních řad trubek pod vstupním hrdlem do mezitrubkového prostoru, přestřížení trubek o přepážky, vytrhnutí zaválcované trubky ze spoje trubka-trubkovnice, výskytu akustické rezonance, výskytu rezonance ze synchronizace frekvencí atd. Tyto rady jsou založeny na dlouholetých zkušenostech z provozování zařízení na výměnu tepla, především tepelných výměníků.

Součástí aktuálního stavu poznání jsou databáze tepelných výměníků, které byly prokazatelně poškozeny vibracemi od proudící tekutiny. Tyto databáze vycházejí v publikacích Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank [3] již od 80. let až doposud. Z této databáze byl vybrán tepelný výměník s označením 104, na kterém byly prováděny analytické a numerické výpočty v oblasti vibrací vyvolaných prouděním. Klíčové rozměry tepelného výměníku s označením 104 z výše uvedené databáze jsou uvedeny v příloze A. Pro přehled byla vytvořena tabulka 5, kde jsou uvedeny všechny klíčové parametry tepelného výměníku s procentuálním výskytem vibračního poškození. Závěrem lze říci, v jakých případech se vibrační poškození vyskytuje při jednom chodu trubkového svazku v mezitrubkovém prostoru nejvíce; při poměru rozteče trubek a průměru trubek 1,33; průměru trubek 19,05 mm při použití segmentových přepážek; vůli mezi trubkou a přepážkou 0,4064 a pracovním médiu plynu v mezitrubkovém prostoru. Faktem nicméně zůstává, že tyto parametry jsou jedny z nejpoužívanějších pro tepelné výměníky.

Tepelný výměník s označením 104 neposkytuje všechny klíčové údaje, jak lze vidět v příloze A. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno k replikování tepelně-hydraulického výpočtu. Tento krok je také nezbytný pro vytvoření a znázornění nového modifikovaného grafického návrhu podle Poddara a Polleyho. K tomuto kroku bylo nutné vytvořit klasický výpočtový postup tepelně-hydraulického návrhu tepelného výměníku podle Kernovy metody. Pro volbu metody byl proveden následující časový rozbor: Tepelný výměník s označením 104 z výše uvedené databáze byl dle odhadu v provozu a poškozen v 70. případně 80. letech, kdy začala vznikat první publikace

s touto databází. Rok vydání publikace Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank [3] je rok 1980. V této době byla již známá jak Kernova metoda (datum publikace je rok 1950), tak metoda Bell-Delaware (datum publikace je rok 1963). Lze tedy předpokládat, že tepelný výměník s označením 104 byl navržen podle nějaké výše uvedené metody. Z tohoto důvodu byl zvolen postup návrhu podle softwaru HTRI s výukovou, nekomerční licenci a vlastní výpočet pomocí Kernovy metody, který bude obohacen o grafický návrh tepelného výměníku podle Poddara a Polleyho. Srovnání klíčových parametrů návrhu dle těchto dvou metod jsou uvedeny v tabulce 8, kde hodnoty uspokojivě korespondují. Hodnota, která v tabulce 8 není uvedena, je vnitřní průměr pláště. Při výpočtu Kernovou metodou vychází tato hodnota 185,2 mm. Tato hodnota se velmi liší od hodnoty z publikace Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank [3] 260 mm pro tepelný výměník s pořadovým číslem 104. Tento fakt přispívá k odchýlkám porovnávaných hodnot z tabulky 8. Samotný grafický návrh podle Poddara a Polleyho je optimalizační, kdy se nepřímo hledá cenové minimum na základě minimální délky a počtu trubek (resp. průměru pláště) tepelného výměníku, což představuje konstrukční náklady a tlakové ztráty na mezitrubkové straně a trubkové straně, což představuje provozní náklady. Jedním z přínosů této práce je tedy zavedení oblasti vibrací na základě metody výpočtu vibračního poškození z publikace TEMA [1]. Tento přínos nepřímo představuje cenu, kterou by bylo nutné zaplatit za opravu a odstávku tepelného výměníku. Jen pro zajímavost je možné uvést, že bod neekonomičtějšího návrhu leží v těsné blízkosti HTRI návrhu.

V dalším kroku bylo přistoupeno k členění mezitrubkového prostoru do čtyř unikátních oblastí dělených podle své geometrie a následné provedení výpočtu potenciálních vibračních poškození metodou uvedenou v publikaci TEMA [1]. Výsledná poškození jsou uvedena v tabulce 9. Pozitivní výsledek vibrační poškození vyšel pouze v oblasti 4 při kontrole trubek na vírové uvolňování. Z této výpočtové kontroly vychází, že amplituda kmitu trubky má větší hodnotu, než je povolené maximum dvou procent průměru trubky. Pozitivní výsledek se dle této kontroly vyskytuje také u akustické rezonance, stejně jako nebezpečí poškození první řady trubek pod hrdlem u vstupu tekutiny do tepelného výměníku díky vyšší rychlosti, než je povolené maximum.

Z tohoto důvodu byla pro kontrolu vybrána oblast 1. Pro tuto kontrolu byly vytvořeny tři případy analýz dynamiky tekutin uvnitř mezitrubkového prostoru. Prvním případem je osamocená trubka v doméně (obrázek 37), druhým právě výše zmíněná oblast 1 (obrázek 38) a třetím zmíněná oblast 1 (obrázek 39) s umístěným nárazovým plechem podle doporučení TEMA [1]. Třetí příklad byl proveden na základě kontroly rychlosti média do mezitrubkového prostoru, kdy bylo na základě výpočtu doporučeno umístění nárazového plechu. Pro konkrétní případy byly vybrány trubky, na které byla aplikována UDF, která zajišťuje pohyb trubky na základě sledování jejího vektoru těžiště v osách  $x$  a  $y$ . Tento vektor těžiště je vynásoben tuhostí trubky, čímž je získána síla, která působí proti směru proudění a tím simuluje odpor (tuhost) trubky vůči proudu tekutiny. V této kapitole je kladen velký důraz na verifikaci a validaci výsledků z CFD analýz. Toho je dosaženo za pomoci již naměřených veličin, kterými jsou součinitel odporu a součinitel vztlaku, resp. odporová síla a vztlaková síla, úhel vírového uvolňování od bodu stagnace, tlaková distribuce kolem trubky vyjádřená tlakovým součinitelem, frekvence vírového uvolňování u vztlakové a odporové síly a její shodnost s frekvencí vírového uvolňování určenou ze Strouhalova čísla, časově zprůměrovanou a flukтуаční hodnoty součinitele vztlaku a odporu, určení dominantních frekvencí ve vybraných bodech domény pomocí rychlé Fourierovy transformace a na závěr směr a velikost amplitudy ve srovnání s hodnotami vypočítanými z analytických výpočtů.

Výsledky prvního analyzovaného případu se velmi dobře shodují s experimentálními měřeními. Za pozornost bezpochyby stojí shodnost frekvence vztlakového součinitele s frekvencí vírového uvolňování a přibližně dvounásobná hodnota frekvence odporového součinitele, která bývá typická při vírovém uvolňování. Další zajímavostí je to, že frekvence vírového uvolňování u tlakového

součinitele je přibližně shodná s frekvencí vírového uvolňování od odporového součinitele. Co ovšem nesouhlasí, jsou dominantní frekvence z bodů umístěných v úplavu. Tyto frekvence jsou znázorněny na obrázku 48. Hodnota dominantní frekvence se pohybuje kolem hodnoty 0,03 Hz a druhá nejvýznamnější frekvence kolem hodnoty 0,06 Hz. Tyto hodnoty jsou hrubě pod hodnotami frekvencí naměřenými od vztlakové (299,91 Hz) a odporové síly (607,77 Hz). Tento rozdíl bude v budoucnu podroben dalšímu zkoumání. Lze předpokládat, že by tyto frekvence měly být přibližně shodné, což se potvrdilo na jiných analyzovaných případech.

Výsledky z druhého a třetího případu nelze tak jednoduše verifikovat a validovat, jako tomu bylo u prvního případu, což je hlavně zapříčiněno komplikovanou geometrií, natočením přepážek o 45° a umístěním těsnících pásovin do domény. V prvních analýzách nebyly tyto těsnící pásovin umístěny a docházelo k vytvoření hlavních proudů, které obtékaly trubkový svazek ve vůli mezi vnitřním průměrem pláště a trubkovým svazkem. Z tohoto důvodu byly umístěny těsnící pásovin, které byly reálně umístěny v tepelném výměníku s označením 104. Právě díky velké vůli mezi vnitřním pláštěm a trubkovým svazkem nedochází k impaktům tekutiny na první řadu trubek pod hrdlem, což rovnice, podle níž se zohledňuje umístění plechu, nebere v potaz. Důkaz o ustálení amplitudy kmitu trubky t1 je znázorněn v obrázku 52. Díky stočení hlavních proudů byla v textu nahrazena odporová síla za sílu v ose x a vztlaková síla za sílu v ose y. Stejně tak již nemůže být uvažováno ani o součiniteli odporu, jelikož zde dochází k jiným tlakovým distribucím kolem trubky než v případě osamocené trubky. Jedinými způsoby, jak verifikovat a validovat CFD výpočty v trubkovém svazku, zůstalo určení frekvencí vírového uvolňování a velikost amplitud kmitu trubek. Dle obrázku 22 a rovnic (46) až (48) byla stanovena Strouhalova čísla pro trubkové svazky. Tyto frekvence vírového uvolňování byly konfrontovány s naměřenými frekvencemi z vírového uvolňování ze síly působící v ose x a síly působící v ose y. Při srovnání byl zjištěn fakt, že tyto frekvence hrubě nesouhlasí. Po prostudování literárních pramenů bylo zjištěno, že Strouhalova čísla vyjádřená v obrázku 22 byla získána z měření na drátech případně trubkách malých průměrů. Strouhalovo číslo vyjádřeno pomocí charakteristického rozměru, rychlosti proudícího média a frekvence vírového uvolňování na obrázku 22, je stanoveno z poměru rozteče trubek v ose x a ose y vztažené k průměru trubky. Tyto faktory bohužel nijak nezohledňují drsnost trubek a vstupní intenzitu turbulence, které velmi ovlivňují vliv frekvencí vírového uvolňování. Dále bylo zjištěno, že frekvence vírového uvolňování a síly působící v ose x a ose y vykazují stejné hodnoty frekvencí. Při srovnání dominantních frekvencí z bodů na doméně pomocí FFT a předchozích výše zmíněných frekvencí taktéž nedošlo k žádné shodě. Jediným relevantním způsobem, jak ověřit platnost CFD výsledků tedy zůstala amplituda kmitu trubky u časově ustálených amplitud. Bohužel se tyto amplitudy vyskytovaly během CFD analýz jen zřídka, paradoxně pouze u trubky t1. Ostatní amplitudy vesměs neustále vzrůstaly, a to i za přibližně konstantních amplitud sil a frekvencí vírového uvolňování. Díky vzrůstajícím amplitudám byla zjištěna limita UDF, která zajišťuje pohyb trubek. V případě, kdy by mělo dojít ke kontaktu dvou trubek, výpočet diverguje díky výskytu negativních objemů. Při srovnání druhého případu s třetím případem, který obsahoval nárazový plech, vyšlo najevo urychlení kmitání trubek a vibračního poškození.

Poslední prováděnou analýzou bylo využití sil z 2D CFD a její aplikace na 3D MKP model trubky, která se nachází v oblasti 1, tedy která je z jedné strany vetknutá a z druhé podepřená. Vetknutí a podepření je zidealizováno okrajových podmínek, v realitě závisí na dobré tuhosti spoje trubka-trubkovnice, aby se mohlo uvažovat o vetknutí. Stejně tak podepření nastává v okamžiku, kdy trubka překoná vůli mezi mezerou v přepážce a trubkou o velikosti 0,4864 mm. Za těchto předpokladů byly provedeny napěťově-deformační analýzy, u kterých byla díky zjednodušení modelu možnost vyhodnocení únavy omezena na bod vetknutí. Z 3D MKP modelu byla získána osová síla ve směru osy x a momenty ke směru osy y a z, jak znázorňuje obrázek 60. Z této síly a momentu bylo vypočteno celkové napětí obohacené o obvodové napětí vzniklé od tlaku uvnitř trubky. Toto celkové napětí bylo zjištěno u prvního případu (osamocené trubky) a u třetího

případu (trubky s označením t7 – která byla nejvíce rozkmitána v trubkovém poli). Oba dva výsledky byly konfrontovány s amplitudou napětí mezi oblasti trvalé pevnosti. Při srovnání bylo zjištěno, že amplituda napětí v místě spoje trubky a trubkovnice je hluboko pod dovoleným limitem. Současně při zhodnocení provedených analýz a zaznamenání kontaktů trubek vlivem velkých amplitud kmitu trubky dojde spíše k opotřebení trubek otěrem nebo přestřížením o přepážky. V poslední fázi bylo provedeno srovnání amplitud z CFD amplitudy a MKP amplitudy. Rozměrově tyto hodnoty přibližně souhlasí, směr amplitudy kmitu trubky ale bohužel zcela nevyhovuje. Tyto odchylky byly zapříčiněny především nevhodnou aplikací sil z 2D CFD analýzy na 3D MKP modelem.

Poslední část předkládané práce věnuje velkou pozornost práci budoucí.

## 12 POUŽITÉ ZDROJE

- [1] TEMA. *Standards of the tubular exchanger manufacturers association*. 9th ed. B.m.: Tubular Exchanger Manufacturers Association. 2007.
- [2] PODDAR, T. K. a G. T. POLLEY. Heat exchanger design through parameter plotting. *Trans IChemE*. 1996, 74.
- [3] HALLE, H., J. M. CHENOWETH a M. W. WAMBSGANSS. *DOE/ANL/HTRI Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank*. B.m.: Argonne Natl. Lab. Tech. Memo, 1980.
- [4] VEJVODA, Stanislav. *Stavba procesních zařízení, hodnocení odolnosti materiálu tlakových nádob proti poškozování v provozních podmínkách*. Brno: CERM, 2002. ISBN 80-214-2302-1.
- [5] KANEKO, S., T. NAKAMURA, F. INADA, M. KATO a K. ISHIHARA. *Flow-induced Vibrations*. 2nd. Great Britain: Elsevier Science Ltd, 2014. ISBN 978-0-08-098347-9.
- [6] BLAKE, W. K. *Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration*. Orlando, Florida: Academic Press Inc., 1986. ISBN 0-12-103501-8.
- [7] SVSFEM S.R.O. *Multifyzikální analýza: FSI interakce CFD & FEM*. B.m.: ANSYS konference pro Českou republiku a Slovensko. 19-21. října
- [8] HEWITT, G. *Heat exchanger design handbook*. New York, USA: Begell House, 1998. ISBN 15670009675.
- [9] CHEN, Shoei-Sheng. *Flow-induced vibration of circular cylindrical structures*. ANL-85-51. Illinois: Argon National Laboratory. 1985.
- [10] STROUHAL, Čeněk. *Akustika*. Praha: Jednota českých matematiků, nedatováno.
- [11] SPALDING, D. B. *Heat Exchanger Design Handbook*. B.m.: Hemisphere Publishing Corporation, 1983. III. ISBN 3-18-419080-3.
- [12] THULUKKANAM, Kuppan. *Heat Exchanger Design Handbook*. 2nd. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2013. ISBN 978-1-4398-4213-3.
- [13] ANSYS INC. *ANSYS® Academic Research, Release 14.5*
- [14] DRÁBKOVÁ, S. *Mechanika tekutin*. 2007. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [15] KOZUBKOVÁ, M. a S. DRÁBKOVÁ. *Numerické modelování proudění FLUENT I*. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0525-1.
- [16] WAMBSGANSS, M. W., H. HALLE a T. M. MULCAHY. *Structural Dynamics and Fluid Flow in Shell-and-Tube Heat Exchangers*. Argonne, Illinois: Argonne National Laboratory, 1985.
- [17] LIENHARD, J. H. *A Heat transfer textbook*. Massachusetts, USA: Phlogiston Press, 2006. ISBN 0-13-385089-7.



- [18] GREGORIG, R., H. K. M. ANDRITZKY, P. GRASSMANN a A. KONIG. Vibration Criteria of a Tube in Crossflow, Part II, Experimental Set-up and Results of Tst. *Chemie-Ing. Techn.* 1968, (40), 483–488.
- [19] CHEN, S. S., J. A. JENDRZEJCZYK a M. W. WAMBSGANSS. Dynamics of tubes in fluid with tube-baffle interaction. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology.* 1985, (107), 7–17.
- [20] TRÁVNÍČEK, Z., A. WANG a W. TU. Laminar vortex shedding behind a cooled circular cylinder. *Experiments in Fluids* [online]. 2014, 55:1679. Dostupné z: doi:10.1007/s00348-014-1679-7
- [21] VDI GESELLSCHAFT. *VDI Heat Atlas.* 2nd vyd. B.m.: Springer, 2010. ISBN 978-3-540-79999-3.
- [22] PETTIGREW, M. J. Vibration Analysis of Shell-and-Tube Heat Exchangers. *Journal of Fluids and Structures.* 2003, Volume 18, Issue 5, 469–483. ISSN 0889-9746.
- [23] KHUSHNOOD, S. *Nuclear Power Plants, Chapter 4 - Cross-Flow-Induced-Vibrations in Heat Exchanger Tube Bundles; A Review.* Taxila, Pakistan: InTech, 2012. ISBN 978-953-51-0408-7.
- [24] BAARHOLM, G. S., C. M. LARSEN a H. LIE. On fatigue damage accumulation from in-line and cross-flow vortex-induced vibrations on risers. *Journal of Fluid and Structures.* 2006, (22), 109–127. ISSN 0889-9746.
- [25] VANDIVER, J. K. a L. LI. *SHEAR7 V4.4 program theoretical manual.* 2005
- [26] LARSEN, C. M. a H. LIE. *VIVANA - theory manual.* 2009.
- [27] THORNGREN, J. T. Predict heat exchanger tube damage. *Hydro Carbon Process.* 1970, Vol. 49(4), 129–131.
- [28] HALLE, H., J. M. CHENOWETH a M. W. WAMBSGANSS. *DOE/ANL/HTRI Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank.* B.m.: Argonne Natl. Lab. Tech. Memo, 1981. Addendum 1.
- [29] DAVIDSON, Lars. *Fluid mechanics, turbulent flow and turbulence modeling.* B.m.: Chalmers University of Technology. 20. březen 2017
- [30] LEWIS, C. H. a M. J. GRIFFIN. Predicting the effects of vertical vibration frequency, combinations of frequencies and viewing distance on the reading of numeric displays. *Journal of Sound and Vibration.* 1980, (70), 355–377.
- [31] BLEVINS, R. D. *Flow Induced Vibration.* 2nd vyd. 2001. ISBN 978-0-442-20651-2.
- [32] GRAFF, K. F. *Wave Motion in Elastic Solids.* Oxford: Oxford University Press, 1975. ISBN 0-486-66745-6.
- [33] MAGRAB, E. B. *Vibrations of Elastic Systems.* B.m.: Springer Dordrecht Heidelberg London, 2012. ISBN 978-94-007-2671-0.

- [34] LOWERY, R. L. a P. M. MORETTI. Natural frequencies and damping of tubes on multispans supports. *15th National Heat Transfer Conference, AIChE*. nedatováno.
- [35] CHEN, S. S. Fluid damping and fluid stiffness of a tube row in cross-flow. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*. nedatováno, (Vol. 116), 370–383.
- [36] PARKER, R. Acoustic resonances in passages containing banks of heat exchanger tubes. *Journal of Sound and Vibration* [online]. 1978, 57(2), 245–260. Dostupné z: doi:10.1016/0022-460X(78)90583-7
- [37] BURTON, T. E. Sound speed in a heat exchanger tube bank. *Journal of Sound and Vibration*. 1980, 71, 157–160.
- [38] SHAUGHNESSY, Edward, Ira M. KAZT a James P. SCHAFFER. *Introduction to Fluid Mechanics*. New York: Oxford University Press, 2005. ISBN 978-0-19-515451-1.
- [39] ZDRAVKOVICH, M. M. *Flow Around Circular Cylinders*. B.m.: Oxford Science Publications, 2003. ISBN 978-0-19-856561-1.
- [40] SHAUGHNESSY, Edward. *Introduction to Fluid Mechanics*. nedatováno.
- [41] FARELL, C. a J. BLESSMANN. On critical flow around smooth circular cylinders. *Journal of Fluid Mechanics*. 1983, 136, 375–391.
- [42] KING, R. A Review of Vortex Shedding Research and Its Application. *Ocean Engineering*. 1977, 4, 141–171.
- [43] CHEUNG, J. C. K. a W. H. MELBOURNE. Turbulence Effects on Some Aerodynamic Parameters of a Circular Cylinder at Supercritical Reynolds Number. *Journal of Wind Engineering*. 1983, 14, 399–410.
- [44] FITZ-HUGH, J. S. Flow-induced Vibration in Heat Exchnager. *Proc. Int. Sym. on Vibration Problems in Industry*. 1973, 427.
- [45] HALLE, H., J. M. CHENOWETH a M. W. WAMBSGANSS. Flow induced vibration in shell and tube heat exchanger with double segmental baffles. *Heat Transfer 1986, Proceedings of Eighth International Heat Transfer Conference*. 1986, Vol. 6, 2763–2768.
- [46] WEAVER, D. S. A Flow Visualization Study of a Square Array of Tubes in Water Cross-Flow. *Symposium on Flow-Induced Vibrations*. 1984, 2(ASME Publication), 165–177.
- [47] HALLE, H., J. M. CHENOWETH a M. W. WAMBSGANSS. Shellside water flow induced tube vibration in heat exchanger configurations with tube pitch to diameter ratio of 1.42. *Trans ASME J. Pressure Vessel Technol.* 1989, 111, 441–449.
- [48] SAUNDERS, E. A. D. Shellside flow induced tube vibration in Heat Exchangers: Design, Selection and Construction. *Addison Wesley Longman, Reading*. 1989, 245–273.
- [49] GENTRY, C. C., R. K. YOUNG a M. W. SMALL. ROD baffle heat exchanger thermal-hydraulic predictive methods. *Heat Transfer 1982*. 1982, Vol. 6, 197–202.
- [50] *EMBaffle* ® *Baffle Arrangement and Hybrid RODbaffle* ®/ *Single Segmental Baffle Arrangement*. B.m.: MAC Thermal & Process Industries S.A.

- [51] BLEVINS, R. D. a M. M. BRESSLER. Detuning solid baffle arrangement. *Trans. ASME J. Pressure Vessel Technol.* 1987, (109), 282.
- [52] EISINGER, F. L. Arrangements of fin barriers for in-line array to solve standing wave problem. *Trans. ASME J. Pressure Vessel Technol.* 1980, (102), 138.
- [53] EISINGER, F. L. Helical spacers to overcome FIV of a staggered tube array. *Trans ASME J. Pressure Vessel Technol.* 1980, (102), 138.
- [54] WALKER, E. M. a G. F. S. REISING. Flow induced vibrations in crossflow heat exchangers. *Chem. Process Eng.* 1968, 49, 95–103.
- [55] BARRINGTON, E. A. Experience with acoustic vibration in tubular heat exchanger. *Chem. Eng. Prog.* 1973, 69 (7), 62–68.
- [56] BARRINGTON, E. A. Cure exchanger acoustic vibration. *Hydrocarbon Process.* 1978, 193–198.
- [57] SINNOTT, R. K. *Chemical Engineering Design*. Great Britain: Elsevier, 2005. ISBN 0-7506-6538-6.
- [58] KADRNOŽKA, J. a V. LIBICH. *Parní turbíny a kondenzace*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [59] KERN, D. Q. *Process Heat Transfer*. B.m.: McGraw-Hill Book Company, 1950. ISBN 0-07-085353-3.
- [60] BELL, K. J. Final report of the cooperative research program on shell and tube heat exchangers. *University of Delaware Engineering Experimental Station Bulletin*. 1963, 5.
- [61] ASYIKIN, M. T. *Simulation of Vortex Induced Vibration of a Cylindrical Structure*. nedatováno.
- [62] TOMEČEK, P. *Analysis of wind effect on slender engineering structures*. B.m.: Institute of Structural Mechanics, Faculty of Civil Engineering, Brno University of Technology. 2014
- [63] KULKARNI, A. a S. MOEYKENS. *Flow Over a Cylinder*. B.m.: Ltd. Pune India, New Hampshire, USA. 2014
- [64] *Fluent Customization Manual, v17.2*. B.m.: ANSYS, Inc.
- [65] OBERKAMPF, W. L. a T. G. TRUCANO. *Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics*. B.m.: Sandia National Laboratories. březen 2002
- [66] DALTON, Ch. *Fundamentals of Vortex-induced vibration*. B.m.: University of Houston
- [67] MULCAHY, T. M. Design Guide for Single Circular Cylinder in Turbulent Crossflow. *Argonne National Laboratory*. 1982, ANL-CT-81-7.
- [68] BHONGBHIBHAT, Siwa. *Dehnugswechselkurven, Technologietransfer*. Stuttgart: Staatliche Materailprüfungsanstalt Universität Stuttgart, 1980. Vorhaben Nr. 224.
- [69] POHL, M. *EMS DV 803 rev9, Provozní dokumentace k měřicímu systému*. 2011

## 13 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

### 13.1 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 - Znázornění oblastí v mezitrubkovém prostoru .....	10
Obrázek 2 - a) Opatření od kolize trubka-trubka nebo trubka-plášť, b) Opatření od kolize trubka-přepážka [11] .....	12
Obrázek 3 - Odtržení mezní vrstvy na zakřiveném povrchu [14] .....	13
Obrázek 4 - Oscilace vztahové a odporové síly v čase [11] .....	14
Obrázek 5 - Vírové uvolňování v závislosti na Reynoldsově čísle (Lienhard [16]) .....	15
Obrázek 6 - Závislost Strouhalova a Reynoldsova čísla pro trubku (Jendrzejczyk a Chen [19], Gregorig [18]) .....	16
Obrázek 7 - Úplav za válcovým tělesem [20] .....	16
Obrázek 8 - Odezva vibrací na rychlosti proudění kolmému k trubkovému svazku [5], [21] .....	18
Obrázek 9 - Přístup k hodnocení vibrací příčně obtékaných válcových trubek [1], [8], [21] ...	19
Obrázek 10 - Databáze konfigurací tepelných výměníků a způsobů vibračního poškození [3], [28] .....	21
Obrázek 11 – Příklad trubky obtékané tekutinou, která má svoji specifickou hmotnost $m$ , tuhost $k$ a tlumení $c$ [33] .....	22
Obrázek 12 - Rozsah zamezení a potlačení synchronizace při použití redukované rychlosti a redukování tlumení [5] .....	25
Obrázek 13 - Závislost normalizované amplitudy na redukované rychlosti pro synchronizaci od Kármánovy vírové stezky a synchronizaci od symetrického vírového uvolňování [5] .....	26
Obrázek 14 - Závislost odporového součinitele na Reynoldsově čísle pro různé drsnosti povrchů [40] .....	31
Obrázek 15 - Závislost vztahového a odporového součinitele dle Reynoldsova čísla pro obtékanou trubku (Zdravkovich [39]) .....	31
Obrázek 16 - Časově zprůměrovaný součinitel odporu v závislosti na Reynoldsově čísle pro různé intenzity turbulence volného proudu (Cheung a Melbourne [43]) .....	34
Obrázek 17 - Oscilace součinitele odporu jako funkce Reynoldsova čísla pro různé intenzity turbulence (Cheung a Melbourne [43]) .....	34
Obrázek 18 - Oscilace součinitele vztlaku jako funkce Reynoldsova čísla pro různé intenzity turbulence (Cheung a Melbourne [43]) .....	35
Obrázek 19 - Strouhalovo číslo jako funkce Reynoldsova čísla pro různé intenzity turbulence (Cheung a Melbourne [43]) .....	35
Obrázek 20 - Režimy toku pro trojúhelníkové a čtvercové uspořádání (Chen [35]) .....	36
Obrázek 21 - Strouhalovo číslo pro čtvercové svazky (Fitz-Hugh [44]) .....	38
Obrázek 22 - Strouhalovo číslo pro trojúhelníkové svazky (Fitz-Hugh [44]) .....	38
Obrázek 23 - TEMA maximální nepodepřená délka rovné trubky $L_{b,max}$ v závislosti na průměru trubky $d_o$ a materiálu trubky; A = Fe a slitiny, B = Al, Cu slitiny [11] .....	42
Obrázek 24 - Maximální a minimální limity rozteče segmentových přepážek s ohledem na tepelně-hydraulický návrh a nepodepřené délky pro materiály A a B [11] .....	42
Obrázek 25 - Schématické znázornění nárazového plechu ve skořepině .....	43
Obrázek 26 - Prstencový rozvaděč na vstupním hrdle .....	43
Obrázek 27 - Ilustrace tepelného výměníku typu No-Tubes-In-Window .....	44
Obrázek 28 - Příklad mřížových přepážek [50] .....	45
Obrázek 29 - Příklad tyčových přepážek [50] .....	46

Obrázek 30 - Umístění oddělovacích přepážek. a) mezi přepážkami, b) v oblasti window, před vstupem tekutiny do svazku, c) za oblastí window, za oblastí vstupu tekutiny do svazku, d) dvě přepážky v 1/3 a ve 2/3 mezi přepážkami [51].....	46
Obrázek 31 - Uspořádání žebrovaných přepážek pro in-line uspořádání při řešení stojatých vln: a) s mezerou; b) s přesahem [52].....	47
Obrázek 32 – Šroubovicové rozpěry pro zabránění akustické rezonance v trojúhelníkovém trubkovém uspořádání [53].....	47
Obrázek 33 - Grafický návrh tepelného výměníku podle Poddara a Polleye pro tepelný výměník s pořadovým číslem 104.....	54
Obrázek 34 - Příklad grafického návrhu tepelného výměníku podle Poddara a Polleye s vyznačenými oblastmi zanášení a vibrací.....	55
Obrázek 35 - Srovnání vibračních jevů pro tepelný výměník s pořadovým označením 104 pro z jedné strany vetknutou, z druhé podepřenou trubku v příčné oblasti.....	56
Obrázek 36 - Zobrazení oblastí vyskytující se u tepelného výměníku s označením 104.....	57
Obrázek 37 - Rozměry 2D domény s okrajovými podmínkami pro první případ.....	60
Obrázek 38 – Znázornění klíčových částí 2D domény druhého případu.....	61
Obrázek 39 – Znázornění klíčových rozměrů 2D domény třetího případu.....	62
Obrázek 40 – Růžice znázorňující rozložení $y^+$ faktoru po obvodu trubky v jedné periodě vírového uvolňování.....	64
Obrázek 41 – 2D doména prvního případu obtékání trubky proudem tekutiny.....	64
Obrázek 42 – Úhel vírového uvolňování od bodu stagnace v závislosti na Reynoldsově čísle [66].....	65
Obrázek 43 – Srovnání úhlů vírového uvolňování 2D proudění a analytického výpočtu na osamoceném trubce.....	65
Obrázek 44 - Tlaková distribuce kolem kruhové trubky.....	66
Obrázek 45 - Znázornění nenormované hodnoty tlakového součinitele.....	67
Obrázek 46 - Oscilace vztlakové a odporové síly v čase.....	67
Obrázek 47 - Pohyb středu trubky ve směru osy $x$ a $y$ .....	69
Obrázek 48 - FFT pro zjištění frekvencí z rychlostního pole v místě bodu 1 z obrázku 41.....	70
Obrázek 49 - 2D doména druhého případu obtékání svazku trubek proudem tekutiny uvnitř pláště.....	71
Obrázek 50 – Velikost síly v ose $x$ v čase na jednotlivých trubkách a znázornění frekvencí z druhého případu.....	74
Obrázek 51 - Velikost síly v ose $y$ v čase na jednotlivých trubkách a znázornění frekvencí z druhého případu.....	75
Obrázek 52 - Pohyb středu trubky v osách $x$ a $y$ pro druhý případ.....	76
Obrázek 53 - Znázornění dominantních frekvencí z rychlé Fourierovy transformace u CFD analýzy druhého případu.....	77
Obrázek 54 – Rychlostní pole 2D domény třetího případu obtékání svazku trubek proudem tekutiny uvnitř pláště.....	78
Obrázek 55 - Velikost síly v ose $x$ v čase na jednotlivých trubkách a výpis průměrné frekvence z třetího případu.....	80
Obrázek 56 - Velikost síly v ose $y$ v čase na jednotlivých trubkách a znázornění frekvencí z třetího případu.....	81
Obrázek 57 – Pohyb středu trubek v osách $x$ a $y$ pro druhý případ.....	82
Obrázek 58 - Znázornění dominantních frekvencí z rychlé Fourierovy transformace u CFD analýzy třetího případu.....	84
Obrázek 59 – Okrajové podmínky na modelu pro napěťově-deformační analýzu.....	85
Obrázek 60 - Znázornění průběhu napětí po délce trubky z prvního případu.....	86

Obrázek 61 – Znázornění napětí v místě vetknutí trubky z obrázku 60 v čase v prvním případě .....	86
Obrázek 62 - Wohlerova křivka pro materiál Nu-Ci 90/10 [68].....	87
Obrázek 63 - Znázornění průhybu trubky u prvního příkladu v čase 0,5 sekund .....	88
Obrázek 64 - Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro první případ .....	88
Obrázek 65 – Znázornění napětí v místě vetknutí trubky z obrázku 60 v čase pro trubku t7 v třetím případě .....	89
Obrázek 66 – Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro trubku t7 pro třetí případ.....	90
Obrázek 67 - Schéma vyhodnocování poškození na geometrii vystavenou vibracemi vyvolané prouděním .....	93
Obrázek 68 - Měřicí ústředna EMS DV 803 [69] .....	94
Obrázek 69 - Experimentální tepelný výměník .....	95
Obrázek 70 - Znázornění uspořádání dat do databáze.....	96
Obrázek 71 – Znázornění závislosti času a využití paměti při tvorbě databáze.....	97
Obrázek 72 - Znázornění závislosti času a velikosti souboru při tvorbě databáze .....	97
Obrázek 73 - Znázornění závislosti času a využití paměti při zápisu dat do databáze.....	98
Obrázek 74 - Znázornění závislosti času a velikosti souboru při zápisu dat do databáze .....	98
Obrázek 75 - Znázornění závislosti času a využití paměti při čtení dat z databáze .....	99

## 13.2 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 – Mechanismy vibrací vyvolané prouděním [22] .....	18
Tabulka 2 – Mechanismy tlumení [22].....	22
Tabulka 3 – Význam sil z rovnice (49) .....	23
Tabulka 4 – Experimentální data získaná při měření oscilujících součinitelů pro různá Reynoldsova čísla dle různých autorů (King [42]) .....	33
Tabulka 5 - Statistický přehled klíčových parametrů při výskytu vibrací [16] .....	48
Tabulka 6 - Meze rychlostí pracovních médií ve výměnících tepla.....	51
Tabulka 7 - Doporučené tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru [57] .....	52
Tabulka 8 - Srovnání klíčových parametrů tepelně-hydraulických výpočtů dle softwaru HTRI a Kernovy metody.....	53
Tabulka 9 - Tabulka výsledků z analytických výpočtů vibrací vyvolaných prouděním .....	57
Tabulka 10 – Srovnání CFD výsledků pro případ osamocené trubky s experimentem .....	68
Tabulka 11 - Porovnání amplitud kmitu trubky .....	69
Tabulka 12 - Hodnoty $y^+$ faktoru pro druhý případ znázorněný na obrázku 38 .....	71
Tabulka 13 – Průměrné a flukтуаční hodnoty součinitelů vztlaku a odporu pro druhý případ ..	72
Tabulka 14 - Hodnoty $y^+$ faktoru pro třetí případ znázorněný na obrázku 39 .....	78
Tabulka 15 - Průměrné a flukтуаční hodnoty součinitelů vztlaku a odporu pro třetí případ .....	79
Tabulka 16 – Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro první případ.....	88
Tabulka 17 – Srovnání amplitud kmitu trubky z CFD a MKP přístupu pro trubku t7 pro třetí případ.....	90

## 13.3 SEZNAM CIZÍCH NÁZVŮ A ZKRATEK

buffeting	třepání
MKP	metoda konečných prvků
CFD	computational fluid dynamics (numerické modelování proudění tekutin)
FSI	fluid structure interaction

FIV	(metoda vzájemné interakce) flow-induced vibration (vibrace vyvolané prouděním)
UDF	user define functions (uživatелеm definované funkce)
1ways interaction	jednosměrná interakce
2ways interaction	obousměrná interakce
lift force	vztlaková síla
drag force	odporová síla
turbulent excitation	turbulentní excitace
vortex shedding	vírové uvolňování
fluid-elastic instability	fluidně-elastická nestabilita
cross-flow vibration	vibrace kolmé na proud tekutiny (a taky k ose trubky)
in-line vibration	vibrace paralelní se směrem proudu tekutiny
lock-in	uzamknutí frekvence vlastní struktury trubky a frekvence od Kármánovy vírové stezky
single degrese-of-freedom	jeden stupeň volnosti
under-damped system	podtlumený systém
over-damped systém	přetlumený systém
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
SRS	Scale-Resolving Simalation
SAS	Scale-Adaptive Simulations
DES	Detached Eddy Simulation
LES	Large Eddy Simulation
excessive operating noise level	nadměrná hladina akustického tlaku
mode	režim
solidity ratio	poměr tuhostí
SPL	sound pressure level (hladina akustického tlaku)
coherence	soudržnost
free shear layers	volná smyková vrstva
swinging	houpající
sagging	prohnutí
No-Tubes-In-Window	žádné trubky v oblasti window
FFT	fast Fourier transformation (rychlá Fourierova transformace)

### 13.4 SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

Symboly	Jednotka	Význam
$\widehat{C}_D, C_D$	-	fluktuační odporového součinitele
$\overline{C}_D$	-	časově zprůměrovaná hodnota odporového součinitele
$\overline{C}_{Df}$	-	časově zprůměrovaný příspěvek odporového součinitele od třecího odporu
$\overline{C}_{Dp}$	-	časově zprůměrovaný příspěvek odporového součinitele od tlakového odporu
$\widehat{C}_L, C_L$	-	fluktuační vztlakového součinitele
A	m <sup>2</sup>	příčná plocha obtékaného tělesa, kolmá ke směru toku
A	m	amplituda kmitu trubky
A <sub>m</sub>	m <sup>2</sup>	příčná plocha průtoku uvnitř trubky

$B_t$	m	tloušťka přepážky
$C$	m/s	rychlost zvuku
$C_D$	-, 1/m	součinitel odporové síly, resp. vztažený na délku
$C_{eff}$	-	efektivní rychlost zvuku
$C_L$	-, 1/m	součinitel vztakové síly, resp. vztažený na délku
$C_m$	-	hmotnostní součinitel
$C_n$	-	redukované tlumení
$C_T$	m	maximální vzdálenost mezi trubkami
$D$	m	charakteristický rozměr
$d_i$	m	vnitřní průměr trubky
$D_{ns}$	m	vnitřní průměr hrdla, hodnota vztažená ke vzdálenosti hrdla od nárazového plechu
$D_{ns,min}$	m	minimální vnitřní průměr hrdla
$D_o$	m	vnější průměr trubky
$E$	kg/m <sup>2</sup>	modul pružnosti v tahu
$f(t)$	N	časově proměnná síla
$f_a$	Hz	akustická frekvence
$F_c$	N	síla popisující vliv tlumení
$F_D$	N, N/m	odporová síla, resp. vztažená na délku
$F_k$	N	pružné (vratné) síly
$F_L$	N, N/m	vztaková síla, resp. vztažená na délku
$f_n$	Hz	vlastní frekvence trubky
$f_o$	N	konstantní síla (např. od proudící tekutiny)
$f_{vs}$	Hz	frekvence vírového uvolňování
$g_c$	m/s <sup>2</sup>	tíhové zrychlení
$k$	kg/s <sup>2</sup>	tuhost pružiny
$K^*$	-	poměr stability
$l$	m	délka trubky mezi podporami
$L_a$	m	vzdálenost mezi stěnami kolnými ke směru toku
$L_{b,max}$	-	maximální vzdálenost mezi přepážkami v oblasti s příčným tokem
$L_{b,min}$	-	minimální vzdálenost mezi přepážkami v oblasti s příčným tokem
$L_{bc,max}$	-	maximální vzdálenost mezi přepážkami v oblasti window
$L_{bc,min}$	-	minimální vzdálenost mezi přepážkami v oblasti window
$L_{bi}$	-	vzdálenost nepodepřené délky trubky u vstupního hrdla
$L_{bo}$	-	vzdálenost nepodepřené délky trubky u výstupního hrdla
$L_{ns}$	m	vzdálenost hrdla od nárazového plechu
$m$	kg	hmotnost
$M_g$	kg/mol	molární hmotnost pracovního média
$n$	-	počet režimů pro stojaté vlny
$N_{BD}$	-	číslo poškození pro přepážky
$N_{CD}$	-	číslo poškození pro kolizi
$P$	m	vzdálenost mezi trubkami ve svislém směru
$p$	kPa	celkový tlak
$R$	J/(K·mol)	molární plynová konstanta
$R$	m	vnitřní poloměr pláště tepelného výměníku
$Re$	-	Reynoldsovo číslo
$S_m$	kg/m <sup>2</sup>	maximální dovolené napětí trubky
$SPL$	-	hladina akustického tlaku
$St$	-	Strouhalovo číslo



$St_u$	-	Strouhalovo číslo pro trubkový svazek
$T$	s	periody netlumené oscilace
$T$	K	absolutní teplota pracovního média
$T$	m	vzdálenost mezi trubkami ve vodorovném směru
$T_v$	s	periody kmitu
$u_s$	m/s	ekvivalentní rychlost
$u_{sk}$	m/s	kritická rychlost
$v$	m/s	rychlost pracovního média
$v_{ns,max}$	m/s	maximální přípustná hodnota rychlosti tekutiny v hrdle
$V_r$	-	redukováná rychlost
$w_o$	kg/m	efektivní hmotnost trubky na jednotku délky
$x_l$	-	poměr podélné rozteče k průměru trubky
$X_p$	-	poměr rozteče trubek k vnějšímu průměru trubky
$x_t$	-	koeficient závislý na $x_l$ a trubkovém uspořádání
$y^+$	-	faktor popisující kvalitu sítě u stěny
$y_{tb}$	m	vrchol amplitudy uprostřed trubky od turbulentní excitace
$Z$	-	kompresibilní faktor
$\beta_l$	-	faktor ovlivňující vůli mezi trubkou a přepážkou
$\gamma$	-	Poissonova konstanta
$\delta_{st}$	m	statický posun hmoty
$\delta_T$	-	logaritmický útlum
$\delta_x$	m	tloušťka mezní vrstvy
$\eta$	-	dynamická viskozita pracovního média
$\xi$	-	tlumicí faktor
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	hustota pracovního média
$\sigma$	-	poměr tuhostí
$\omega_n$	1/s	úhlová frekvence

## 13.5 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1: Klíčové parametry z publikace Heat Exchanger Tube Vibration Data Bank pro tepelný výměník s označením 104.

Příloha č. 2: HTRI výstup tepelně-hydraulického návrhu tepelného výměníku s označením 104

## 14 PŘEHLED PUBLIKACÍ A AKTIVIT

### Publikace

BUZÍK, J.; NOVÁČEK, F.; LOŠÁK, P. *CFD and FEA Boiler Collector Analysis*. In Proceedings of the 17th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2014. CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS. Milan, Italy: Aidic Servizi S.r.l., 2014. s. 847-852. ISBN: 978-88-95608-30-3. ISSN: 2283- 9216.

BUZÍK, J. *Damage of the boiler collector caused by vibration*. In Book of extended abstracts 30th conference with international participation Computational Mechanics 2014. Plzeň: University of West Bohemia, 2014. s. 11-12. ISBN: 978-80-261-0429- 2.

BUZÍK, J.; LÉTAL, T. *Influence of Vortex Excitation on the U- Tube Bundle*. In ENGINEERING MECHANICS 2015 21st International Conference Engineering Mechanics 2015. Engineering mechanics 2014. 1. Svratka: Institute of Theoretical and Applied Mechanics, 2015. s. 38-39. ISBN: 978-80-86246-42- 0. ISSN: 1805- 8248.

BUZÍK, J.; LÉTAL, T. *Porovnání silových odezev u trubkového svazku za odlišných okrajových, podmínek*. In 62. Konference chemického a procesního inženýrství CHISA 2015. Česká společnost chemického inženýrství, 2015. s. 1-12.

BUZÍK, J.; LÉTAL, T.; JEGLA, Z. *Vibrace vyvolané prouděním tekutiny a jejich hodnocení*. All for Power, 2016, roč. 10, 4.2, s. 112-113. ISSN: 1802-8535.

BUZÍK, J.; LÉTAL, T.; LOŠÁK, P.; NAŘ, M. *Verification and Validation of Tube Bundle Cross Flow CFD Analysis by Means of Reynolds and Strouhal Numbers*. Program in knjiga povzetkov/Program and book of abstracts 24th International Conference on Materials and Technology. 2016. s. 50-50. ISBN: 9789619408803.

LÉTAL, T.; SUK, L.; LOŠÁK, P.; BUZÍK, J.; NAŘ, M. *Fatigue Analysis of Electric Heating Element*. Program in knjiga povzetkov/Program and book of abstracts 24th International Conference on Materials and Technology. 2016. s. 131-131. ISBN: 9789619408803.

LOŠÁK, P.; LÉTAL, T.; BUZÍK, J.; NAŘ, M. *Oxide Scales Damaging Evaluation*. Program in knjiga povzetkov/Program and book of abstracts 24th International Conference on Materials and Technology. 2016. s. 136-136. ISBN: 9789619408803.

BUZÍK, J.; LÉTAL, T.; JEGLA, Z. *Vibrace vyvolané prouděním tekutiny a jejich hodnocení*. Sborník konference Kotle a energetická zařízení 2016. Kotle a energetická zařízení. 2016. s. 443-455. ISSN: 1804-6673.

BUZÍK, J.; LÉTAL, T.; JEGLA, Z.; LOŠÁK, P.; NAŘ, M. *Možnosti aplikace výsledků experimentů pro verifikaci a validaci numerických modelů při výpočtech vibrací vyvolaných prouděním*. Sborník konference Kotle a energetická zařízení 2017. Kotle a energetická zařízení. 2017. s. 270-278. ISSN: 1804-6673.

BUZÍK, J.; LÉTAL, T.; JEGLA, Z. *Význam metod verifikace a validace výsledků z CFD analýz při výpočtech vibrací vyvolaných prouděním pro návrh zařízení na výměnu tepla*. All for Power, 2017, roč. 11, č. 2, s. 114-116. ISSN: 1802-8535.

### Vedení závěrečných prací

HRBÁČEK, J. *Srovnání přístupů pro návrh přírubových spojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015/2016. 53 s. Bakalářská práce.

## Oponentura závěrečných prací

ŠEVČÍK, V. *Pevnostní výpočet mlýnu pro drcení uhlí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 67 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Richard Nekvasil, Ph.D.

ŠUBOVÁ, J. *Konstrukční návrh vertikálního výměníku tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 92 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Filip Nováček.

MARKO, L. *Konstrukční návrh destilační kolóny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 78 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Filip Nováček.

JAHODOVÁ, M. *Pevnostní návrh potrubí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Libor Horsák.

SEDMIDUBSKÝ, P. *Návrh uskladňovací nádrže*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015/2016. 75 s. Vedoucí diplomové práce: Ing. Ivan Klučka

ZAJÍC, J. *Pevnostní návrh závěsu s nestandardními rozměry*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016/2017. 63 s. Vedoucí bakalářské práce: Ing. Pavel Lošák, Ph.D.

KAMARÁD, M. *Duplikátory nerezových tlakových aparátů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016/2017. 56 s. Vedoucí bakalářské práce: Ing. Pavel Lošák, Ph.D.

PERNICA, M. *Pevnostní návrh dvojice výměníků tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016/2017. 113 s. Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Nadř

## Konference

Conference on Programmable Devices and Embedded Systems 2013, 27. 9. 2013, Velké Karlovice

23. ročník odborné konference s mezinárodní účastí KOTLE A ENERGETICKÁ ZAŘÍZENÍ, 17. – 19. 3. 2013, Brno

17th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2014, 23. – 27. 8. 2014, Prague

30th Conference with International Participation Computational Mechanics 2014, 3. - 5. 11. 2014, Špičák, Železná Ruda

21st International Conference Engineering Mechanics 2015, 11. – 14. 5. 2015, Svratka

62. Konference chemického a procesního inženýrství CHISA 2015, 9. – 11. 11. 2015, Jezerka

25. ročník odborné konference s mezinárodní účastí KOTLE A ENERGETICKÁ ZAŘÍZENÍ, 14. – 16. 3. 2016, Brno

19th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2016, 27. – 31. 8. 2016, Prague

24th International Conference on Materials and Technology, 28. – 30. 9. 2016, Portorož

26. ročník odborné konference s mezinárodní účastí KOTLE A ENERGETICKÁ ZAŘÍZENÍ, 13. – 15. 3. 2017, Brno

## **Zahraniční stáže**

Dresden University of Technology, Institute of Power Engineering, Chair of Thermal Power Machinery and Plants, 1. 9. 2014 – 28. 2. 2015. Vedoucí stáže: Dr.-Ing. Sophie Schöne. Téma stáže: *Development of an interactive tool for generation of a parametric FE model with included variable boundary conditions.*

## **Výuka**

Vedení cvičení předmětu Konstrukce procesních zařízení II. (KKR), letní semestr, 2014.

Vedení cvičení předmětu Stavba procesních zařízení (KSZ), letní semestr, 2014.

Vedení cvičení předmětu Stavba procesních zařízení (KSZ), letní semestr, 2015.

Vedení cvičení předmětu Stavba procesních zařízení (KSZ), letní semestr, 2016.

Vedení cvičení předmětu Konstrukce procesních zařízení II. (KKR), letní semestr, 2017.

Vedení cvičení předmětu Stavba procesních zařízení (KSZ), letní semestr, 2017.

## **Zvyšování odborné kvalifikace**

Výpočty pevnosti, stability, životnosti a tlakových zkoušek tlakových zařízení; garant semináře: Ing. Milan Babinský, CSc., říjen 2013

Školení ANSYS Fluent UDF, SVS FEM s.r.o., 2016

Školení ANSYS Fluent FSI, SVS FEM s.r.o., 2016

Školení ANSYS Workbench Mechanical – Nonlinear 1, SVS FEM s.r.o., 2016

Školení ANSYS Workbench Mechanical – Nonlinear 2, SVS FEM s.r.o., 2016

Školení ANSYS Workbench Mechanical – Nonlinear 3, SVS FEM s.r.o., 2016

Základní kurz aplikace tenzometrů HBM (Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH), 2016

Výpočty pevnosti, stability, životnosti a tlakových zkoušek tlakových zařízení; garant semináře: Ing. Milan Babinský, CSc., říjen 2017

To protect the identity of the organization submitting this case, HTRI has assigned a case number. Additionally the data on pages 2, 3, and 4 have been reviewed to ensure that they do not include any proprietary information.

This is a replacement for the original page 1 that provides space for additional comments, drawings, photographs, etc.

Assigned Case No.	104
----------------------	-----

**Summary**

This 10-in. diameter by 6-ft long AES TEMA style heat exchanger with segmental baffles had air on the shell side and water on the tube side. The inlet nozzle orientation was such that its centerline intersected the baffle cut at 45°. The baffle cut was 45 percent of the shell inside diameter which results in little crossflow. All tubes showed evidence of cutting at each baffle. It was noted that there was a possibility that the vibration might have been induced by outside sources. Information is limited to that presented on data form.

Assigned Case No. 104

Type  TEMA Exchanger Designation AES  
 Special Exchanger (Describe) \_\_\_\_\_

Shell Orientation  Horizontal  
 Vertical

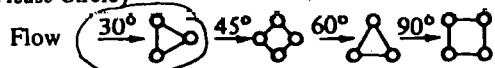
**SHELL GEOMETRY (Complete Sketch Below)**

Inside Diameter, mm (in.) 10.136  
 Wall Thickness, mm (in.) \_\_\_\_\_ Material \_\_\_\_\_  
 Inlet Nozzle ID, mm (in.) 5  
 Outlet Nozzle ID, mm (in.) 5  
 Impingement Protection  No  Yes  
 (Describe) \_\_\_\_\_  
 Annular Distributor  No  Yes  
 Open Cut Area mm<sup>2</sup> (in.<sup>2</sup>) \_\_\_\_\_  
 Nozzle-to-First Tube Row Distance, mm (in.) \_\_\_\_\_

**CROSS BAFFLE GEOMETRY**

Type  Segmental;  Double-Segmental  Disc/Doughnut  
 Triple-Segmental;  No-Tubes-in-Window  
 Baffle Cut, % Shell Diameter 45  
 Cut Orientation Relative to Axis of Inlet Nozzle  
 Inlet Baffle  Perpendicular  Parallel  45°  
 Central Baffles  Perpendicular  Parallel  45°  
 Baffle Thickness, mm (in.) 0.375 Material \_\_\_\_\_  
 Diametral Clearances Shell-to-baffle, mm (in.) 0.090  
 Tube-to-baffle mm (in.) 0.019  
 Bundle-to-shell, mm (in.) 2.636  
 Number of Baffles Along Length of Shell 6  
 Baffle Spacing, mm (in.) Central 10  
 Inlet 10 Outlet 10  
 Unsupported Tube Span Lengths, mm (in.)  
 Longest 20 Inlet 20 Outlet 20

**TUBE GEOMETRY**

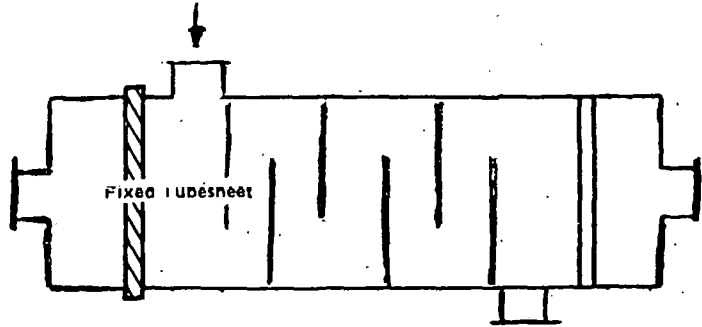
Outside Diameter, mm (in.) 0.625  
 Wall Thickness, mm (in.) 0.065 Material 90/10 Cu Ni  
 Tube Lengths  
 Straight Tube, Inside Tubesheets, mm (in.) 70  
 U-Tube, Tubesheet to Bend Tangent, mm (in.) \_\_\_\_\_  
 Tube Pitch, mm (in.) 0.750  
 Layout (Please Circle)  
 Flow   
 No. of Tubes 78 No. of Tubepasses 1  
 First Tube Pass  Countercurrent  Cocurrent  
 Tube-to-Tubesheet Joint  
 Welded  Roller Expanded  Other NOT GIVEN  
 If U-Tube  
 Maximum Bend Radius, mm (in.) \_\_\_\_\_  
 Bend Orientation Relative to Axis of Shellside Inlet Nozzle  
 Perpendicular  Parallel  
 If Bend Supported, Describe in Comments Below  
 If Finned Tubes  
 Fins/m (Fins/in.) \_\_\_\_\_ Fin Material \_\_\_\_\_  
 Diameter, mm (in.), Root \_\_\_\_\_ Over Fins \_\_\_\_\_  
 If Enhanced Surface Tubes \_\_\_\_\_  
 (Describe) \_\_\_\_\_

**DETUNING BAFFLE**

If Detuning Baffle Used to Control Acoustic Vibration, Indicate Position on Sketch Below

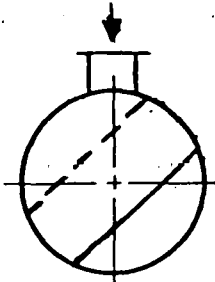
**COMMENTS AND SKETCH**

Complete sketches by drawing in tubeside and shellside nozzles. Indicate inlet nozzles with an arrow.



Fixed tubesheet

Indicate top of exchanger as mounted by filling in appropriate arrow.



Show shellside inlet nozzle location, baffle cut orientation, and impingement devices.

Two Pairs of Seal Strips

DOE/ANL/HTRI HEAT EXCHANGER TUBE VIBRATION DATA FORM

Assigned Case No. <u>104</u>
---------------------------------

PROCESS CONDITIONS

	Reference Condition A		Reference Condition B	
	Tubeside	Shellside	Tubeside	Shellside
Flow Rate, <del>kg/s</del> (10 <sup>3</sup> lb/hr)		10.476		
Inlet Temperature, °C (F)	163.7	530		
Outlet Temperature, °C (F)	170.6	250		
Inlet Pressure, <del>kPa</del> (psia) Absolute		113		
Measured ΔP, <del>kPa</del> (psi)				
Inlet Weight Fraction Vapor		1.0		
Outlet Weight Fraction Vapor		1.0		
Vibration Observed	<input type="checkbox"/> No <input checked="" type="checkbox"/> Yes		<input type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/> Yes	

FLUID PHYSICAL PROPERTIES

Fill In All Applicable Entries	Tubeside	Shellside
Fluid Name	WATER	AIR
Reference Temperature, °C (F)		
<b>Liquid Properties at Reference Temperatures</b>		
Density, kg/m <sup>3</sup> (lb/ft <sup>3</sup> )		
Viscosity, mPa·s (cP)		
Thermal Conductivity, W/m·C (Btu/m ft F)		
Heat Capacity, kJ/kg·C (Btu/m ft F)		
<b>Vapor or Gas Properties at Reference Temperatures</b>		
Density, kg/m <sup>3</sup> (lb/ft <sup>3</sup> )		
Viscosity, mPa·s (cP)		
Thermal Conductivity, W/m·C (Btu/hr ft F)		
Heat Capacity, kJ/kg·C (Btu/lb F)		
Fluid Molecular Weight, kg/mol (lb/mole)		
if Boiling or Condensing		
Latent Heat, kJ/kg (Btu/lb)		

DOE/ANL/HTRI HEAT EXCHANGER TUBE VIBRATION DATA FORM

Assigned Case No. <u>104</u>
------------------------------

VIBRATION AND DAMAGE DESCRIPTION

When Vibration Present, Shellside Flow Rate, $kg/s$ ( $10^3$ lb/hr)	10.476			
If Known, Crossflow Velocity at baffle tip, $m/s$ (ft/sec)*				
Crossflow Velocity at centerline, $m/s$ (ft/sec)*	62.9			
Velocity Through Window in Baffle, $m/s$ (ft/sec)*	22			
Inlet Nozzle Velocity, $m/s$ (ft/sec)*	69			
Outlet Nozzle Velocity, $m/s$ (ft/sec)*				
Measured Natural Frequency, Hz				
Measured Acoustic Frequencies, Hz				
Noise Sound Level, <del>dB</del>	NOISE NOTED			

\* Please describe how velocities were calculated or estimated.

Vibration Caused by External Sources

No  Yes  POSSIBLE

Source Frequency, Hz \_\_\_\_\_ rpm \_\_\_\_\_

Machinery

Piping

Cavitation

Pulsating Flow

Damage Noted

No

Yes

Complete sketch at bottom of page indicating location in bundle

Type

Tube-to-Tube Impact

Cutting at Baffle

Near Tubesheet

Tube-to-Shell Impact

Tubesheet Joint Leaking

Fatigue

Wear

One Side of Tubes Only

Parallel to Flow

Normal to Flow

All Around Tube Circumference

Corrosion Evident

Fouling Evident

General Description of Damage ALL TUBES SHOWED EVIDENCE OF CUTTING AT EACH BAFFLE

Exchanger Operation History

• How Long on Stream Before Damage Occurred? \_\_\_\_\_

• Any Unusual Occurrence Observed Prior to Vibration as a Consequence of

Start-up

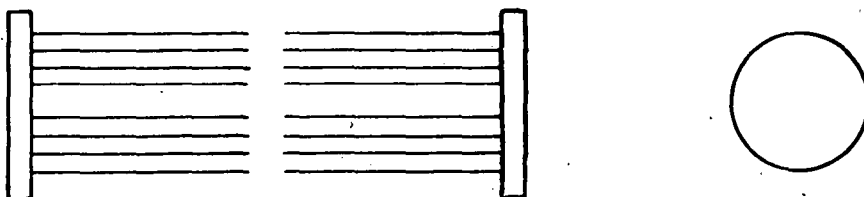
Plant-Upset

Shutdown

Describe \_\_\_\_\_

• If Vibration Remedy Applied, Describe and Indicate Results: \_\_\_\_\_

TUBE BUNDLE DAMAGE SKETCH





Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles

[See Data Check Messages Report for Informative Messages.](#)
[See Runtime Message Report for Warning Messages.](#)

Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name					
Flow rate	(kg/s)		1,3200		13,795
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	1,0000	1,0000	0,0000	0,0000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	276,70	121,10	73,20	77,00
Inlet P/Avg	(kPa)	780,00	772,44	780,00	776,33
dP/Allow.	(kPa)	15,120	0,000	7,329	0,000
Fouling	(m2-K/W)		0,000188		0,000188

**Exchanger Performance**

Shell h	(W/m2-K)	347,20	Actual U	(W/m2-K)	288,61
Tube h	(W/m2-K)	9338,7	Required U	(W/m2-K)	302,06
Hot regime	(--)	Sens. Gas	Duty	(MegaWatts)	0,2198
Cold regime	(--)	Sens. Liquid	Eff. area	(m2)	6,864
EMTD	(Deg C)	106,0	Overdesign	(%)	-4,45

**Shell Geometry**

TEMA type	(--)	AES
Shell ID	(mm)	260,00
Series	(--)	1
Parallel	(--)	1
Orientation	(deg)	0,00

**Baffle Geometry**

Baffle type	(--)	Single-Seg.
Baffle cut	(Pct Dia.)	45
Baffle orientation	(--)	Perpend.
Central spacing	(mm)	247,75
Crosspasses	(--)	7

**Tube Geometry**

Tube type	(--)	Plain
Tube OD	(mm)	16,000
Length	(m)	1,792
Pitch ratio	(--)	1,2000
Layout	(deg)	30
Tubecount	(--)	78
Tube Pass	(--)	1

**Nozzles**

Shell inlet	(mm)	128,19
Shell outlet	(mm)	128,19
Inlet height	(mm)	22,233
Outlet height	(mm)	22,233
Tube inlet	(mm)	102,26
Tube outlet	(mm)	102,26

**Thermal Resistance; %**

Shell	83,13
Tube	3,90
Fouling	12,28
Metal	0,70

**Velocities; m/s**

Shellside	14,46
Tubeside	1,44
Crossflow	13,17
Window	15,87

**Flow Fractions**

A	0,054
B	0,567
C	0,309
E	0,071
F	0,000

---

**Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles**

---

Beginning Run

Running Xist Unit 1, 100

Run Completed. Solution Reached in 00:01.

*For  
educational  
use only*

---

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles

**Unit ID 100**

---

There are no messages for the current message level setting.

*For  
educational  
use only*

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles

**Unit ID 100 - WARNING MESSAGES (CALCULATIONS CONTINUE)**

Tube pitch ratio is outside the range for which the Fitz-Hugh Strouhal number can be interpolated. The Fitz-Hugh Strouhal number was determined using a tube pitch ratio of 1.25.

NOTE- Tube vibration from vortex shedding is possible. Check the crossflow-induced vibration amplitude on Line 26 of the Vibration Analysis report for an asterisk. If no asterisk prints, probability of tube damage is low.

Xvib can be used for a more detailed analysis of individual tubes in the bundle.

The estimated tube count for this shell is 110. A large variation from the expected tube count may indicate that program has used different clearances (such as bundle-to-shell clearance and heights-under-nozzles) than those expected. Although the specified number of tubes has been used to calculate the available heat transfer area, discrepancies in exchanger clearances can result in inaccurate pressure drop and heat transfer calculations.

The inlet baffle spacing is less than the recommended minimum spacing. Check the design. This condition may lead to problems when the exchanger is built.

The outlet baffle spacing is less than the recommended minimum spacing. Check the design. This condition may lead to problems when the exchanger is built.

The physical properties of the hot fluid have been extrapolated beyond the valid temperature range. Check the calculated values. The thermal analysis requires properties at bulk and skin/wall temperatures.

The physical properties of the cold fluid have been extrapolated beyond the valid temperature range. Check the calculated values. The thermal analysis requires properties at bulk and skin/wall temperatures.

ASME Section VIII Div. 1 Code was used to ESTIMATE all pressure vessel dimensions and weights. The dimensions in this report cannot be used to fabricate the vessel.

Unspecified shellside gasket - defaulting to gasket code 5054 - Kammpfile

Unspecified channelside gasket - defaulting to gasket code 5054 - Kammpfile

Unspecified floating head gasket - defaulting to gasket code 5054 - Kammpfile

Tube pitch is less than TEMA RCB-2.5 recommended minimum.

Specified baffle cut is larger than maximum of 43.60472% for this tube layout. Bundle will be unstable without unusual construction steps.

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles

Process Data		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name					
Fluid condition			Sens. Gas		Sens. Liquid
Total flow rate	(kg/s)		1,3200		13,795
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	1,0000	1,0000	0,0000	0,0000
Temperature, In/Out	(Deg C)	276,70	121,10	73,20	77,00
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	198,90	92,50	75,10	78,88
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	78,52	100,71	78,21	99,29
Pressure, In/Average	(kPa)	780,00	772,44	780,00	776,33
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	15,120		7,329	
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	14,46		1,44	
Mole fraction inert	(--)		0,0000		
Average film coef.	(W/m2-K)		347,20		9338,7
Heat transfer safety factor	(--)		1,0000		1,0000
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,000188		0,000188

Overall Performance Data

Overall coef., Reqcd/Clean/Actual	(W/m2-K)	302,06 /	329,01 /	288,61
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0,2198 /		
Effective overall temperature difference	(Deg C)	106,0		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	106,92 *	0,9915 *	1,0000

See Runtime Messages Report for warnings.



Exchanger Fluid Volumes

Approximate shellside (L)	68,4
Approximate tubeside (L)	52,0

Shell Construction Information

TEMA shell type	AES	Shell ID	(mm)	260,00
Shells Series	1 Parallel	Total area	(m2)	7,026
Passes Shell	1 Tube	Eff. area	(m2/shell)	6,864
Shell orientation angle (deg)	0,00			
Impingement present	No			
Pairs seal strips	1	Passlane seal rods (mm)	0,000	No. 0
Shell expansion joint	No	Rear head support plate	No	
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		654,93 /	534,56 /	202,24 (kg/shell)

Baffle Information

Type	Perpend. Single-Seg.	Baffle cut (% dia)	45
Crosspasses/shellpass	7	No. (Pct Area)	(mm) to C.L
Central spacing	(mm) 247,75	1	44,69 13,000
Inlet spacing	(mm) 256,00	2	0,00 0,000
Outlet spacing	(mm) 256,00		
Baffle thickness	(mm) 3,175		
Use deresonating baffles	No		

Tube Information

Tube type	Plain	Tubecount per shell	78
Overall length	(m) 1,792	Pct tubes removed (both)	1,28
Effective length	(m) 1,751	Outside diameter	(mm) 16,000
Total tubesheet	(mm) 41,275	Wall thickness	(mm) 1,664
Area ratio	(out/in) 1,2626	Pitch (mm)	19,200 Ratio 1,2000
Tube metal	Copper/nickel 90/10	Tube pattern (deg)	30

**Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles**
**Shellside Performance**

Nom vel, X-flow/window 13,17 / 15,87

Flow fractions for heat transfer 0,756

A=0,0535 B=0,5670 C=0,3090 E=0,0705 F=0,0000

**Shellside Heat Transfer Corrections**

Total	Beta	Gamma	End	Fin
0,726	0,688	1,055	0,931	1,000

**Pressure Drops (Percent of Total)**

Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube
17,19	31,61	21,78	Inlet	17,23	21,69
MOMENTUM		0,00	Outlet	12,20	8,35

**Two-Phase Parameters**

Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F

**H. T. Parameters**

	Shell	Tube
Overall wall correction	1,000	1,011
Midpoint Prandtl no.	0,75	2,40
Midpoint Reynolds no.	54844	46614
Bundle inlet Reynolds no.	61919	45894
Bundle outlet Reynolds no.	78323	47959
Fouling layer (mm)		

**Thermal Resistance**

Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des
83,13	3,90	12,28	0,70	-4,45
Total fouling resistance				4,25e-4
Differential resistance				-1,5e-4

**Shell Nozzles**

Inlet at channel end-No	Inlet	Outlet	Liquid Outlet
Number at each position	1	1	0
Diameter (mm)	128,19	128,19	
Velocity (m/s)	21,01	15,02	
Pressure drop (kPa)	2,605	1,844	
Height under nozzle (mm)	22,233	22,233	
Nozzle R-V-SQ (kg/m-s2)	2148,9	1535,7	
Shell ent. (kg/m-s2)	3239,4	2315,0	

**Tube Nozzle**

	Inlet	Outlet	Liquid Outlet
Diameter (mm)	RADIAL 102,26	AXIAL 102,26	
Velocity (m/s)	1,72	1,72	
Pressure drop (kPa)	1,590	0,612	
Nozzle R-V-SQ (kg/m-s2)	2890,1	2896,8	

**Annular Distributor**

	Inlet	Outlet
Length (mm)		
Height (mm)		
Slot area (mm2)		

**Diametral Clearances (mm)**

Baffle-to-shell	Bundle-to-shell	Tube-to-baffle
3,1750	32,799	0,7937

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles

Externally Enhanced Tube Geometry		Internally Enhanced Tube Geometry	
Type	Plain	Type	None
Fin density (fin/meter)		Thickness (mm)	
Fin height (mm)		Pitch (L/D)	
Fin thickness (mm)			
Root diameter (mm)			
Area/length (m2/m)			

**Mean Metal Temperatures**

Mean shell temperature 183,26 (C)

**Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)**

<u>Tube Pass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>
1	86,02	86,75	86,41

**Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles**

Shellside Flow Region	1	1,3200 kg/s					
Point number	(--)	1	2	3	4	5	6
Shell pass	(--)	1	1	1	1	1	1
Length from tube inlet	(mm)	1750,7	1622,7	1370,9	1123,1	875,36	627,62
Mass fraction vapor	(--)	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
Bulk temperature	(C)	276,70	257,45	222,81	194,87	171,98	153,50
Skin temperature	(C)		106,94	100,83	95,27	90,71	87,07
MTD	(C)		180,3	146,6	119,4	97,2	79,2
Superheat for Onset of Nucleate Boiling	(C)						
Delta MTD correction	(--)		0,9992	0,9973	0,9950	0,9921	0,9886
Pressure	(kPa)	780,00	777,75	775,98	774,38	772,88	771,46
Pressure drop	(kPa)	2,605	1,898	1,642	1,544	1,460	1,393
Friction loss	(kPa)		1,898	1,642	1,544	1,460	1,393
Static head loss	(kPa)		0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Momentum loss	(kPa)		0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Crossflow velocity	(m/s)		17,03	16,13	15,23	14,46	13,84
Longitudinal velocity	(m/s)		12,50	11,87	11,21	10,63	10,17
Shear stress at tube wall							
Crossflow	(Pa)		0,00	12,48	11,60	10,85	10,26
Longitudinal flow	(Pa)		4,71	4,39	4,14	3,92	3,74
Area	(m <sup>2</sup> )		1,004	0,971	0,971	0,971	0,971
Cumulative area	(m <sup>2</sup> )		1,004	1,975	2,946	3,918	4,889
Duty	(MegaWatts)		0,0546	0,0440	0,0357	0,0287	0,0231
Cumulative duty	(MegaWatts)		0,0546	0,0985	0,1342	0,1630	0,1861
Heat flux	(W/m <sup>2</sup> )		54366	45274	36729	29581	23804
Calculated heat flux	(W/m <sup>2</sup> )		53046	43989	35536	28504	22847
Critical heat flux	(W/m <sup>2</sup> )						
Overall U	(W/m <sup>2</sup> -K)		294,46	298,72	295,27	290,78	286,57
Shellside h	(W/m <sup>2</sup> -K)		355,65	362,90	357,93	351,44	345,37
Sensible liquid h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Sensible vapor h	(W/m <sup>2</sup> -K)		355,65	362,90	357,93	351,44	345,37
Condensate film h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Vapor phase h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Nucleate boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Conv. boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Film boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Boiling thin film h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Natural convective h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Local Reynolds	(--)	61919	36243	50772	52901	54844	56555
Vapor Reynolds	(--)	61919	36243	50772	52901	54844	56555
Liquid Reynolds	(--)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Vapor Prandtl	(--)	0,7149	0,7218	0,7399	0,7549	0,7521	0,7455
Liquid Prandtl	(--)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Flow regime param.	(--)		0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Condensate regime	(--)		Sens Gas	Sens Gas	Sens Gas	Sens Gas	Sens Gas
Boiling regime	(--)						
Boiling mechanism	(--)						



**Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles**

Shellside Flow Region	1			
Point number	(--)	7	8	9
Shell pass	(--)	1	1	1
Length from tube inlet	(mm)	379,87	128,00	0,000
Mass fraction vapor	(--)	1,0000	1,0000	1,0000
Bulk temperature	(C)	138,59	126,51	121,10
Skin temperature	(C)	84,19	81,65	
MTD	(C)	64,7	53,0	
Superheat for Onset of Nucleate Boiling	(C)			
Delta MTD correction	(--)	0,9844	0,9840	
Pressure	(kPa)	770,09	768,72	764,88
Pressure drop	(kPa)	1,340	1,395	1,844
Friction loss	(kPa)	1,340	1,395	
Static head loss	(kPa)	0,000	0,000	
Momentum loss	(kPa)	0,000	0,000	
Crossflow velocity	(m/s)	13,35	12,80	
Longitudinal velocity	(m/s)	9,81	9,37	
Shear stress at tube wall				
Crossflow	(Pa)	9,80	0,00	
Longitudinal flow	(Pa)	3,60	3,50	
Area	(m <sup>2</sup> )	0,971	1,004	
Cumulative area	(m <sup>2</sup> )	5,860	6,864	
Duty	(MegaWatts)	0,0186	0,0151	
Cumulative duty	(MegaWatts)	0,2047	0,2198	
Heat flux	(W/m <sup>2</sup> )	19175	15053	
Calculated heat flux	(W/m <sup>2</sup> )	18331	14396	
Critical heat flux	(W/m <sup>2</sup> )			
Overall U	(W/m <sup>2</sup> -K)	282,84	272,03	
Shellside h	(W/m <sup>2</sup> -K)	340,02	323,81	
Sensible liquid h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Sensible vapor h	(W/m <sup>2</sup> -K)	340,02	323,81	
Condensate film h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Vapor phase h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Nucleate boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Conv. boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Film boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Boiling thin film h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Natural convective h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Local Reynolds	(--)	58039	44397	78323
Vapor Reynolds	(--)	58039	44397	78323
Liquid Reynolds	(--)	0,0000	0,0000	0,0000
Vapor Prandtl	(--)	0,7378	0,7299	0,7261
Liquid Prandtl	(--)	0,0000	0,0000	0,0000
Flow regime param.	(--)	0,0000	0,0000	
Condensate regime	(--)	Sens Gas	Sens Gas	
Boiling regime	(--)			
Boiling mechanism	(--)			

**Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles**

Point number	(--)	1	2	3	4	5	6
Tube Pass	(--)	1	1	1	1	1	1
Length from tube inlet	(mm)	0,000	128,00	379,87	627,62	875,36	1123,1
Mass fraction vapor	(--)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Bulk temperature	(C)	73,20	73,33	73,62	73,98	74,43	74,99
Skin temperature	(C)		75,34	76,16	77,12	78,33	79,82
MTD	(C)		53,0	64,7	79,2	97,2	119,4
Superheat for Onset of Nucleate Boiling	(C)						
Pressure	(kPa)	780,00	777,34	776,84	776,34	775,84	775,34
Pressure drop	(kPa)	2,093	0,561	0,502	0,501	0,499	0,498
Enhanced pressure drop mult	(--)						
Friction loss	(kPa)		0,561	0,502	0,501	0,499	0,498
Static head loss	(kPa)		0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Momentum loss	(kPa)		0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Maximum velocity	(m/s)		1,44	1,44	1,44	1,44	1,44
Average velocity	(m/s)		1,44	1,44	1,44	1,44	1,44
Shear stress at tube wall	(Pa)		6,43	6,42	6,41	6,39	6,37
Area	(m <sup>2</sup> )		1,004	0,971	0,971	0,971	0,971
Cumulative area	(m <sup>2</sup> )		1,004	1,975	2,946	3,918	4,889
Duty	(MegaWatts)		0,0151	0,0186	0,0231	0,0287	0,0357
Cumulative duty	(MegaWatts)		0,0151	0,0337	0,0569	0,0856	0,1213
Heat flux	(W/m <sup>2</sup> )		15053	19175	23804	29581	36729
Calculated heat flux	(W/m <sup>2</sup> )		14629	18622	23111	28731	35716
Critical heat flux	(W/m <sup>2</sup> )		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Overall U	(W/m <sup>2</sup> -K)		272,03	282,84	286,57	290,78	295,27
Tubeside h	(W/m <sup>2</sup> -K)		9234,4	9257,7	9285,4	9320,1	9363,4
Enhanced heat transfer mult	(--)						
Sensible liquid h	(W/m <sup>2</sup> -K)		9234,4	9257,7	9285,4	9320,1	9363,4
Sensible vapor h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Condensate film h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Vapor phase h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Nucleate boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Conv. boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Film boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Boiling thin film h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Natural convective h	(W/m <sup>2</sup> -K)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Local Reynolds	(--)	45894	45913	46094	46325	46614	46975
Vapor Reynolds	(--)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Liquid Reynolds	(--)	45840	45913	46094	46325	46614	46975
Vapor Prandtl	(--)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Liquid Prandtl	(--)	2,4402	2,4371	2,4269	2,4139	2,3980	2,3783
Grashof	(--)		155267	206929	258002	323410	408577
Richardson	(--)		7,37e-5	9,74e-5	1,20e-4	1,49e-4	1,85e-4
Flow regime param.	(--)		0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Condensate regime	(--)						
Boiling regime	(--)		Sens Liq	Sens Liq	Sens Liq	Sens Liq	Sens Liq
Boiling mechanism	(--)		Sens Liq	Sens Liq	Sens Liq	Sens Liq	Sens Liq

**Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles**

Point number	(--)	7	8	9
Tube Pass	(--)	1	1	1
Length from tube inlet	(mm)	1370,9	1622,7	1750,7
Mass fraction vapor	(--)	0,0000	0,0000	0,0000
Bulk temperature	(C)	75,68	76,53	77,00
Skin temperature	(C)	81,65	83,72	
MTD	(C)	146,6	180,3	
Superheat for Onset of Nucleate Boiling	(C)			
Pressure	(kPa)	774,85	774,29	772,67
Pressure drop	(kPa)	0,496	0,557	1,622
Enhanced pressure drop mult	(--)			
Friction loss	(kPa)	0,496	0,557	
Static head loss	(kPa)	0,000	0,000	
Momentum loss	(kPa)	0,000	0,000	
Maximum velocity	(m/s)	1,44	1,44	
Average velocity	(m/s)	1,44	1,44	
Shear stress at tube wall	(Pa)	6,35	6,38	
Area	(m <sup>2</sup> )	0,971	1,004	
Cumulative area	(m <sup>2</sup> )	5,860	6,864	
Duty	(MegaWatts)	0,0440	0,0546	
Cumulative duty	(MegaWatts)	0,1652	0,2198	
Heat flux	(W/m <sup>2</sup> )	45274	54366	
Calculated heat flux	(W/m <sup>2</sup> )	44108	53090	
Critical heat flux	(W/m <sup>2</sup> )	0,00	0,00	
Overall U	(W/m <sup>2</sup> -K)	298,72	294,46	
Tubeside h	(W/m <sup>2</sup> -K)	9415,1	9476,7	
Enhanced heat transfer mult	(--)			
Sensible liquid h	(W/m <sup>2</sup> -K)	9415,1	9476,7	
Sensible vapor h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Condensate film h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Vapor phase h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Nucleate boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Conv. boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Film boiling h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Boiling thin film h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Natural convective h	(W/m <sup>2</sup> -K)	0,00	0,00	
Local Reynolds	(--)	47427	47979	47959
Vapor Reynolds	(--)	0,0000	0,0000	0,0000
Liquid Reynolds	(--)	47427	47979	48166
Vapor Prandtl	(--)	0,0000	0,0000	0,0000
Liquid Prandtl	(--)	2,3543	2,3255	2,3143
Grashof	(--)	513395	598413	
Richardson	(--)	2,28e-4	2,60e-4	
Flow regime param.	(--)	0,0000	0,0000	
Condensate regime	(--)			
Boiling regime	(--)	Sens Liq	Sens Liq	
Boiling mechanism	(--)	Sens Liq	Sens Liq	

**Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles**

Shellside condition		Sens. Gas	(Level 2,3000)	
Axial stress loading	(MPa)	0,000	Added mass factor	2,058
Beta		3,400		
Position In The Bundle		Inlet	Center	Outlet
Length for natural frequency	(m)	0,504	0,495	0,504
Length/TEMA maximum span	(--)	0,429	0,422	0,429
Number of spans	(--)	4	4	4
Tube natural frequency	(Hz)	124,8	124,8	124,8 +
Shell acoustic frequency	(Hz)	713,9	639,6	597,6 +
Flow Velocities		Inlet	Center	Outlet
Window parallel velocity	(m/s)	18,54	15,03	13,25
Bundle crossflow velocity	(m/s)	17,10	14,51	12,22
Bundle/shell velocity	(m/s)	10,45	8,47	7,13
Fluidelastic Instability Check		Inlet	Center	Outlet
Log decrement	HTRI	0,025	0,025	0,025
Critical velocity	(m/s)	26,96	25,10	22,81
Baffle tip cross velocity ratio	(--)	0,5921	0,5397	0,5003
Average crossflow velocity ratio	(--)	0,6343	0,5782	0,5359
Acoustic Vibration Check		Inlet	Center	Outlet
Vortex shedding ratio	(--)	0,715	0,607	0,511
Chen number	(--)	25725	31192	32625
Turbulent buffeting ratio	(--)	0,523	0,444	0,374
Tube Vibration Check		Inlet	Center	Outlet
Vortex shedding ratio	(--)	1,315 *	1,115 *	0,939
Parallel flow amplitude	(mm)	0,002	0,002	0,002
Crossflow amplitude	(mm)	0,339 *	0,391 *	0,263
Tube gap	(mm)	3,200	3,200	3,200
Crossflow RHO-V-SQ	(kg/m-s2)	1423,8	1264,5	1017,5
Bundle Entrance/Exit (analysis at first tube row)			Entrance	Exit
Fluidelastic instability ratio	(--)		0,187	0,158
Vortex shedding ratio	(--)		1,503	1,074
Crossflow amplitude	(mm)		0,02260	0,03163
Crossflow velocity	(m/s)		19,56	13,98
Tubesheet to inlet/outlet support	(mm)		None	None
Shell Entrance/Exit Parameters			Entrance	Exit
Impingement device			None	--
Flow area	(m2)		0,011	0,011
Velocity	(m/s)		25,80	18,44
RHO-V-SQ	(kg/m-s2)		3239,4	2315,0
Shell type	AES	Baffle type	Single-Seg.	
Tube type	Plain	Baffle layout	Perpend.	
Pitch ratio	1,2000	Tube diameter; (mm)	16,000	
Layout angle	30	Tube material	Copper/nickel 90/10	
Number U-Bend supports		Supports/baffle space	0	
		Use deresonating baffles	No	

**Program Messages**

+ Frequency ratios are based upon lowest natural or acoustic frequency

\* Items with asterisk exceed a conservative lower limit for vibration-free design. Review your case using the procedure described in Online Help; You may find that a vibration problem is unlikely.

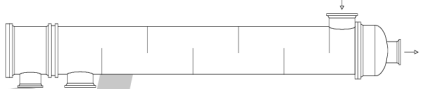
Service of Unit	Item No.				
Type	AES	Orientation	Horizontal	Connected In	1 Parallel 1 Series
Surf/Unit (Gross/Eff)	7,026 / 6,864	m2	Shell/Unit 1	Surf/Shell (Gross/Eff)	7,026 / 6,864 m2

### PERFORMANCE OF ONE UNIT

Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side	
Fluid Name					
Fluid Quantity, Total	kg/s	1,3200		13,795	
Vapor (In/Out)	wt%	100,00	100,00	0,00	0,00
Liquid	wt%	0,00	0,00	100,00	100,00
Temperature (In/Out)	C	276,70	121,10	73,20	77,00
Density	kg/m3	4,8672	6,8109	976,23	973,95
Viscosity	mN-s/m2	0,0290	0,0229	0,3875	0,3687
Specific Heat	kJ/kg-C	1,0539	1,0473	4,1888	4,1916
Thermal Conductivity	W/m-C	0,0429	0,0331	0,6659	0,6685
Critical Pressure	kPa				
Inlet Pressure	kPa	780,00		780,00	
Velocity	m/s			14,46	1,44
Pressure Drop, Allow/Calc	kPa	0,000	15,120	0,000	7,329
Average Film Coefficient	W/m2-K	347,20		9338,7	
Fouling Resistance (min)	m2-K/W	0,000188		0,000188	
Heat Exchanged	0,2198 MegaWatts	MTD (Corrected)	106,0 C	Overdesign	-4,45 %
Transfer Rate, Service	302,06 W/m2-K	Calculated	288,61 W/m2-K	Clean	329,01 W/m2-K

### CONSTRUCTION OF ONE SHELL

### Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)

		Shell Side		Tube Side	
Design Pressure	kPaG	758,42		758,42	
Design Temperature	C	310,00		110,00	
No Passes per Shell		1		1	
Flow Direction		Downward			
Connections	In mm	1 @ 128,19	1 @ 102,26		
Size & Rating	Out mm	1 @ 128,19	1 @ 102,26		
	Liq. Out mm	@	@		

Tube No.	78,000	OD	16,000 mm	Thk(Avg)	1,664 mm	Length	1,792 m	Pitch	19,200 mm	Tube pattern	30
Tube Type	Plain	Material	Copper/nickel 90/10				Pairs seal strips	1			
Shell ID	260,00 mm	Kettle ID	mm				Passlane Seal Rod No.	0			
Cross Baffle Type	Perpend. Single-Seg.	%Cut (Diam)	45				Impingement Plate	None			
Spacing(c/c)	247,75 mm	Inlet	256,00 mm				No. of Crosspasses	7			
Rho-V2-Inlet Nozzle	2148,9 kg/m-s2	Shell Entrance	3239,4 kg/m-s2				Shell Exit	2315,0 kg/m-s2			
		Bundle Entrance	1861,9 kg/m-s2				Bundle Exit	1330,5 kg/m-s2			
Weight/Shell	534,56 kg	Filled with Water	654,93 kg				Bundle	202,24 kg			



Notes:	Thermal Resistance, %	Velocities; m/s	Flow Fractions
	Shell 83,13	Shellside 14,46	A 0,054
	Tube 3,90	Tube side 1,44	B 0,567
	Fouling 12,28	Crossflow 13,17	C 0,309
	Metal 0,70	Window 15,87	E 0,071
			F 0,000

Customer				Job No.			
Address				Reference No.			
Plant Location				Proposal No.			
Service of Unit				Date	24. 7. 2017	Rev	
Size	260 x 1792	mm	Type AES	Horizontal	Connected In	1	Parallel 1 Series
Surf/Unit (Gross/Eff)	7,026 / 6,864	m <sup>2</sup>	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)	7,026 / 6,864	m <sup>2</sup>

PERFORMANCE OF ONE UNIT

Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side	
Fluid Name					
Fluid Quantity, Total	kg/hr	4752,0		49664	
Vapor (In/Out)		4752,0	4752,0		
Liquid				49664	49664
Steam					
Water					
Noncondensables					
Temperature (In/Out)	C	276,70	121,10	73,20	77,00
Specific Gravity				0,9767	0,9744
Viscosity	mN-s/m <sup>2</sup>	0,0290	0,0229	0,3875	0,3687
Molecular Weight, Vapor					
Molecular Weight, Noncondensables					
Specific Heat	kJ/kg-C	1,0539	1,0473	4,1888	4,1916
Thermal Conductivity	W/m-C	0,0429	0,0331	0,6659	0,6685
Latent Heat	kJ/kg				
Inlet Pressure	kPa		780,00		780,00
Velocity	m/s		14,46		1,44
Pressure Drop, Allow/Calc	kPa	0,000	15,120	0,000	7,329
Fouling Resistance (min)	m <sup>2</sup> -K/W		0,000188		0,000188
Heat Exchanged	219809 W			MTD (Corrected)	106,0 C
Transfer Rate, Service	302,06 W/m <sup>2</sup> -K	Clean	329,01 W/m <sup>2</sup> -K	Actual	288,61 W/m <sup>2</sup> -K

CONSTRUCTION OF ONE SHELL

		Shell Side		Tube Side		Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
Design/Test Pressure	kPaG	758,42 /		758,42 /			
Design Temperature	C	310,00		110,00			
No Passes per Shell		1		1			
Corrosion Allowance	mm	0,000		0,000			
Connections	In mm	1 @ 128,19		1 @ 102,26			
Size & Rating	Out mm	1 @ 128,19		1 @ 102,26			
	Intermediate	@		@			
Tube No.	78	OD 16,000 mm	Thk(Avg) 1,664 mm	Length 1,792 m	Pitch 19,200 mm		
Tube Type	Plain		Material Copper/nickel 90/10		Tube pattern 30		
Shell	Carbon steel	ID 260,00	OD 275,87 mm	Shell Cover	(Remove.)		
Channel or Bonnet				Channel Cover			
Tubesheet-Stationary				Tubesheet-Floating			
Floating Head Cover				Impingement Plate	None		
Baffles-Cross		Type Single-Seg.	%Cut (Diam) 45	Spacing(c/c) 247,75	Inlet 256,00 mm		
Baffles-Long			Seal Type None				
Supports-Tube			U-Bend		Type None		
Bypass Seal Arrangement	1 pairs seal strips		Tube-Tubesheet Joint	Expanded (No groove)			
Expansion Joint			Type				
Rho-V2-Inlet Nozzle	2148,9 kg/m-s <sup>2</sup>		Bundle Entrance	1861,9	Bundle Exit 1330,5 kg/m-s <sup>2</sup>		
Gaskets-Shell Side			Tube Side				
-Floating Head							
Code Requirements				TEMA Class	R		
Weight/Shell	534,56 kg	Filled with Water	654,93 kg	Bundle	202,24 kg		

Remarks:

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles

**Physical Properties Profile: Hot Shellside**

Reference pressure; (kPa)	(P1= 780,00)				
	(P)	1	2	3	4
Temperature; (C)	1	400,00	300,00	200,00	100,00
Heat duty/flow rate; (kJ/kg)	1	0,0000	105,93	213,48	319,51
Weight fraction vapor	1	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
<b>Vapor Properties</b>					
Density; (kg/m3)	1	3,9699	4,6633	5,6515	7,1778
Viscosity; (mN-s/m2)	1	0,0334	0,0299	0,0261	0,0220
Thermal conductivity; (W/m-C)	1	0,0501	0,0443	0,0382	0,0317
Enthalpy; (kJ/kg)	1	0,0000	-105,9	-213,5	-319,5
Specific heat; (kJ/kg-C)	1	1,0705	1,0481	1,1029	1,0177

For  
 educational  
 use only

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles

**Physical Properties Profile: Cold Tubeside**

Reference pressure; (kPa)	(P1= 770,00)				
	(P)	1	2	3	4
Temperature; (C)	1	90,00	80,00	70,00	60,00
Heat duty/flow rate; (kJ/kg)	1	125,73	83,741	41,838	0,0000
Weight fraction vapor	1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
<b>Liquid Properties</b>					
Density; (kg/m3)	1	965,63	972,11	978,10	983,50
Viscosity; (mN-s/m2)	1	0,3146	0,3545	0,4041	0,4665
Thermal conductivity; (W/m-C)	1	0,6756	0,6704	0,6635	0,6547
Enthalpy; (kJ/kg)	1	0,0000	-41,99	-83,89	-125,7
Specific heat; (kJ/kg-C)	1	4,2035	4,1941	4,1866	4,1810
Surface tension; (mN/m)	1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Critical pressure; (kPa)	1	0,000	0,000	0,000	0,000
Latent heat; (kJ/kg)	1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

educational  
 use only



## Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles

Hot Shellside Fluid		Inlet			Outlet		
Fluid name							
Temperature	(C)		276,70			121,10	
Pressure	(kPa)		780,00			764,88	
Weight fraction vapor	(-)		1,0000			1,0000	
<b>Vapor Properties</b>							
Density	(kg/m3)		4,8672			6,8109	
Viscosity	(mN-s/m2)		0,0290			0,0229	
Conductivity	(W/m-C)		0,0429			0,0331	
Heat capacity	(kJ/kg-C)		1,0539			1,0473	
Molecular weight	(-)		--			--	
<b>Liquid Properties</b>							
Density	(kg/m3)		--			--	
Viscosity	(mN-s/m2)		--			--	
Conductivity	(W/m-C)		--			--	
Heat capacity	(kJ/kg-C)		--			--	
Molecular weight	(-)		--			--	
Latent heat	(kJ/kg)		--			--	
Surface tension	(mN/m)		--			--	
<b>Molar Composition</b>		<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>

For educational use only



**Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles**
**Exchanger Data**

Service type	Generic shell and tube
TEMA type	AES
Run mode	Rating
Hot fluid location	Shellside
Unit orientation	Horizontal
Number of shells in series	1
Number of shells in parallel	1
Flow in 1st tubepass	Countercurrent
Train flow direction	Countercurrent

**Construction Data**

Shell material	Carbon steel
Tube material	Copper/nickel 90/10
Shellside design pressure	758,42 kPaG
Tubeside design pressure	758,42 kPaG
Shellside vacuum pressure	None
Tubeside vacuum pressure	None
Shellside design temperature	310,00 C
Tubeside design temperature	110,00 C
Shellside corrosion allowance	0,000 mm
Tubeside corrosion allowance	0,000 mm
Shellside radiography	None
Tubeside radiography	None
TEMA class	R
Shell outside diameter	275,88 mm
Shell inside diameter	260,00 mm
Shell wall thickness	7,938 mm
Front head outside diameter	275,88 mm
Front head inside diameter	260,00 mm
Front head thickness	7,938 mm
Rear head outside diameter	244,13 mm
Rear head inside diameter	228,25 mm
Rear head thickness	7,937 mm
Suppress mechanical calculations	No

**Reboiler Data**

Reboiler type	No piping specified
---------------	---------------------

**Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles**
**Tube Data**

Tube type	Plain
Tube outside diameter	16,000 mm
Tube wall thickness	1,664 mm
Tube pitch	19,200 mm
Tube pitch ratio	1,200
Tubepasses per shell	1
Tube pattern	30 degrees
Number of tubes per shell	78,000
Tube count method	Rigorous
Tube length	1,792 m
Tube material	Copper/nickel 90/10

**Baffle Data**

Baffle type	Single segmental
Baffle orientation	Perpendicular
Baffle cut percent	45,000 % shell ID
Adjust baffle cut	No adjustment
Number of crosspasses	7
Inlet baffle spacing	256,00 mm
Outlet baffle spacing	256,00 mm
Variable baffle spacing	No
Window cut from baffles	No
Use deresonating baffles	No

**Supports Data**

Floating head support type	None
Include inlet vibration support	No
Include outlet vibration support	No

**Nozzle Data**
**Shellside**

Shell entrance type	No impingement device		
Shell exit type	Remove tubes if TEMA requires		
	<b>Inlet</b>	<b>Outlet</b>	<b>Liq. Outlet</b>
Number at this position	1	1	--

**Tubeside**

	<b>Inlet</b>	<b>Outlet</b>	<b>Liq. Outlet</b>
Number at this position	1	1	--

**Nozzle Location Data**

Radial position on shell inlet nozzle	Program decides
Longitudinal position on shell of inlet nozzle	At rear head
Radial position on shell outlet nozzle	Program decides
Tubeside entry type	Radial
Tubeside inlet position	Front head
Tubeside exit type	Same as inlet

**Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles**
**Tube Layout Data**

Force symmetric layout	No
Force continuous cleaning lanes	No
Force uniform layout	No
Fill knock out area with dummy tubes	Program set
Fill bundle periphery with dummy tubes	Program set
Fill passlanes with dummy tubes	Program set
Shifted staggard layout	Program set
Use crossed U-bends	Program set
Use tube layout drawing as input	No

**Clearance Data**

Number of seal strip pairs	Calculated
Block A stream	No
Block E stream	No
Block F stream	No
Number of passlane seal rods	Calculated
Tubes to remove for tie rods	Calculated
Locate tie rods	No
Number of tie rods	4
Tie rod outside diameter	9,525 mm
Baffle to shell clearance	3,175 mm
Baffle clearance type	TEMA

**Optional Geometry Data**

Small exchanger	No
Double tubesheet	No
Shell expansion joint	No

**Process Conditions Data**

	Hot Fluid	Cold Fluid
Phase condition	Sensible gas	Sensible liquid
Flow rate	1,3200	-- kg/s
Inlet vapor fraction	1,0000	0,0000
Outlet vapor fraction	1,0000	0,0000
Inlet temperature	276,70	73,20 C
Outlet temperature	121,10	77,00 C
Inlet pressure	780,00	780,00 kPa
Duty multiplier		1,0000

**Process Fouling Data**

	Hot Fluid	Cold Fluid
Fouling resistance	1,88e-4	1,88e-4 m2-K/W

**Hot Fluid Property Data**

Physical property method	User specified grid
Temperature interpolation option	Program
Flash type	Integral
Quantity units	Moles
Pure component condensation	No
Heat release type	Specific enthalpy

## Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles

**Hot Fluid Physical Property Data**

Pressure Set, 780,00 kPa				
Temp. C	Vapor Density kg/m3	Vapor Dynamic Viscosity mN-s/m2	Vapor Thermal Cond. W/m-C	Vapor Heat Capacity kJ/kg-C
100,00	7,1778	0,0220	0,0317	1,0177
200,00	5,6515	0,0261	0,0382	1,1029
300,00	4,6633	0,0299	0,0443	1,0481
400,00	3,9699	0,0334	0,0501	1,0705

**Cold Fluid Property Data**

Physical property method	User specified grid
Temperature interpolation option	Program
Flash type	Integral
Quantity units	Moles
Pure component boiling	No
Heat release type	Specific enthalpy

**Cold Fluid Physical Property Data**

Pressure Set, 770,00 kPa				
Temp. C	Liquid Density kg/m3	Liquid Dynamic Viscosity mN-s/m2	Liquid Thermal Cond. W/m-C	Liquid Heat Capacity kJ/kg-C
60,00	983,50	0,4666	0,6547	4,1810
70,00	978,10	0,4041	0,6635	4,1866
80,00	972,11	0,3545	0,6704	4,1941
90,00	965,63	0,3146	0,6756	4,2035

**Control Methods Data**

Shellside friction factor method	Commercial
Tubeside friction factor method	Commercial
Pure longitudinal flow	No
Pure component condensation	No
Condensing correlation	HTRI Proration
Mole fraction inerts	0,0000
Momentum exclusion	0,0000 %
Pure component boiling	No
Check film boiling	Yes
Nucleate boiling method	Physical property/theoretical boiling range
Component boiling method	Nucleate and convective
Increments per baffle	Calculated

**Control User-Defined Methods Data**

Add non-nucleate boiling	Yes
--------------------------	-----