



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE

CZECH TECHNICAL UNIVERSITY IN PRAGUE



FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV MECHANIKY TEKUTIN A TERMODYNAMIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF FLUID MECHANICS AND THERMODYNAMICS

ADIABATICKÉ SMĚŠOVÁNÍ DVOU PROUDŮ VZDUCHU
ADIABATIC MIXING OF AIRSTREAMS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ RADNÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAN NOVOTNÝ, Ph.D.

PRAHA 2015

ABSTRAKT

Práce obsahuje teoretický termodynamický popis kontinuálního isobarického adiabatického směšování dvou proudů vzduchu. Dále popisuje měření hmotnostního toku za pomoci clon a návrhový výpočet pro pozdější zpracování trati. V práci je také obsaženo řešení směšování za použití počítačové mechaniky tekutin, s jehož pomocí byla ohraničena směšovací zóna a vymezeno umístění odběrů teploty. Dále práce popisuje dílenskou výrobu trati a jednotlivé komponenty. Na trati byla nakonec provedena měření, jejichž výsledky ukazují stavové termodynamické změny v trati během směšování.

KLÍČOVÁ SLOVA

Adiabatické směšování, entropie, počítačová mechanika tekutin, měření na cloně, tlaková ztráta.

ABSTRACT

Thesis contains theoretical thermodynamical background of continuous isobaric adiabatic mixing of two streams of air. The thesis then describes measuring of mass flow in pipe using orifice plate and its design calculation for a further implementation into an experiment. Solving of mixing of two streams of air by computer fluid dynamics is also described and used to pinpoint the boundary of the mixing area. The thesis describes crafting of experimental task. Measurements were performed and results show change of state variables of fluid during mixing.

KEYWORDS

Adiabatic mixing, entropy, computer fluid dynamics, measurement on orifice plate, pressure loss

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Adiabatické směšování dvou proudů vzduchu vypracoval samostatně a s použitím odborné literatury a pramenů, jež jsou uvedeny ve zdrojích.

V Praze dne

Bc. Tomáš Radnic

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval Ing. Janu Novotnému, Ph.D. za kvalitní a odborné vedení při vypracování této práce. Dále bych rád poděkoval panu Petru Mihalovovi, který byl neocenitelnou pomocí při dílenském zpracování trati. Nakonec bych rád poděkoval Ing. Tomáši Hyhlíkovi, Ph.D. a Prof. Ing. Jaromíru Příhodovi, Csc. za jejich cenné rady týkající se počítačové mechaniky tekutin. Také bych rád poděkoval mé rodině, která mě vždy podporovala a umožnila mi zpracovat tuto práci.

OBSAH

1	ÚVOD	1
2	ROZBOR STÁVAJÍCÍHO STAVU	3
2.1	STÁVAJÍCÍ ÚLOHA	3
2.2	PRVNÍ VERZE TRATI	4
3	TEORETICKÝ ZÁKLAD	6
3.1	TERMODYNAMICKÝ POPIS	6
4	NÁVRH TRATI	11
4.1	MÍSENÍ	11
4.2	MĚŘENÍ HMOTNOSTNÍHO TOKU	11
4.3	POHON TRATI	12
4.4	MĚŘENÍ TEPLoty	13
5	NÁVRHOVÝ VÝPOČET	14
6	OVĚŘENÍ GEOMETRIE MÍSENÍ	20
6.1	VÝPOČETNÍ SÍŤ	20
6.2	NASTAVENÍ VÝPOČTU	21
6.3	VÝSLEDKY VÝPOČTU	22
6.4	NASTAVENÍ UPRAVENÉHO VÝPOČTU	25
6.5	VÝSLEDKY UPRAVENÉHO VÝPOČTU	25
7	PROVEDENÍ TRATI	29
7.1	PROVEDENÍ CELKU	29
7.2	POHON TRATI	31
7.3	TRANSPORTNÍ KOLENO	31
7.4	SMĚŠOVACÍ KOLENO	31
7.5	PROVEDENÍ CLON	33
7.6	PROVEDENÍ TOPNÉHO TĚLESA	34
7.7	PITOTOVY SONDY	35
8	NAMĚŘENÉ HODNOTY	36
8.1	ČAS ZÁBĚHU	36
8.2	MĚŘENÍ SOUMĚRNĚ NAPÁJENÝMI VENTILÁTORY	36

8.3	MĚŘENÍ S NESOUMĚRNĚ NAPÁJENÝMI VENTILÁTORY	42
8.4	MĚŘENÍ S VÝBĚHOVÝM DÍLEM	47
9	ZÁVĚR	52
10	SEZNAM ZDROJŮ	54
11	PŘÍLOHY	55

Seznam použitých zkratk

β	Poměr velikosti clony	[1]
c	Rychlost proudění	$[m \cdot s^{-1}]$
c_p	Měrná tepelná kapacita	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
C	Součinitel průtoku	[1]
d	Průměr clony	$[mm]$
D	Průměr potrubí	$[mm]$
ϵ	Expanzní koeficient	[1]
f_d	Darcyho třecí faktor	[1]
H	Entalpie	$[J]$
\dot{H}	Tok entalpie	$[J \cdot s^{-1}]$
I	Proud	$[A]$
κ	Izoentropický mocnitel	[1]
p	Tlak	$[Pa]$
s	Měrná entropie	$[J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}]$
S	Entropie	$[J \cdot K^{-1}]$
P	Výkon	$[W]$
q	Objemový tok	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
q_m, \dot{m}	Hmotnostní tok	$[kg \cdot s^{-1}]$
R	Univerzální plynová konstanta	$[J \cdot kmol^{-1} \cdot K^{-1}]$
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
ρ	Hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
Q	Sdělené teplo	$[J]$
\dot{Q}	Tepelný tok	$[J \cdot s^{-1}]$
T	Termodynamická teplota	$[K]$
U	Napětí	$[V]$
ω	Tlaková ztráta	$[Pa]$

1 Úvod

Entropie vystupuje v termodynamice jako míra neuspořádanosti systému. Zatímco v uzavřeném systému nemůže podle druhého zákona termodynamiky entropie nikdy klesat, toto neplatí pro systémy otevřené, kde vlivem sdílení tepla k poklesu entropie dojít může. Entropie je stavovou veličinou, může tedy být přiřazena konkrétním stavům a její změna mezi dvěma stavy bude stejná, ať již ke změně dojde kterýmkoliv směrem. Nevratné změny však způsobí její nárůst systému i okolí. Koncept entropie je komplikovaný a k jeho pochopení pomůže provedení laboratorní úlohy, která byla v práci realizována.

Jedním z dějů, při nichž dochází ke zvyšování entropie vlivem nevratnosti děje, je izobarické adiabatické směřování dvou proudů vzduchu o různé teplotě. Při takovémto směřování neuniká z ani nevniká dovnitř směšovacího prostoru teplo z okolí a zároveň se děj odehrává při konstantním tlaku. Proto změna entropie, která je definována Clausiovou nerovností $\Delta S \geq \int \frac{\delta Q}{T}$, bude pouze následkem změny teploty doprovázející změnu stavu vstupujících proudů vzduchu na proud vystupující.

Jelikož je ale ideální provedení trati v praxi nemožné, dá se očekávat, že bude teplo ze směšovacího prostoru unikat do okolí. Takováto změna stavu bude doprovázena další změnou entropie soustavy, a jelikož se bude jednat o únik tepla ze soustavy, půjde o pokles. Z toho plyne možnost, že bude celková změna entropie soustavy klesat, ačkoliv půjde o nevratný děj.

Vlastní provedení trati také musí mít vlastnosti vhodné pro měření v laboratorních podmínkách se studenty. Návrh takové trati tedy musí být proveden s ohledem na omezující faktory, jako například hlučnost, výkon a nárůst teploty v laboratoři a doba teplotní stabilizace. Zároveň musí také zohledňovat faktory vyplývající z teoretického popisu úlohy, tedy zajistit pokud možno jak nejlepší adiabatičnost – tedy jak nejlepší izolaci, tak zajištění správného směšování. V současné době trať zabývající se právě touto problematikou existuje a je používána k měření. Právě některé její nepříznivé vlastnosti jsou příčinou provedení práce a stavby nového experimentu.

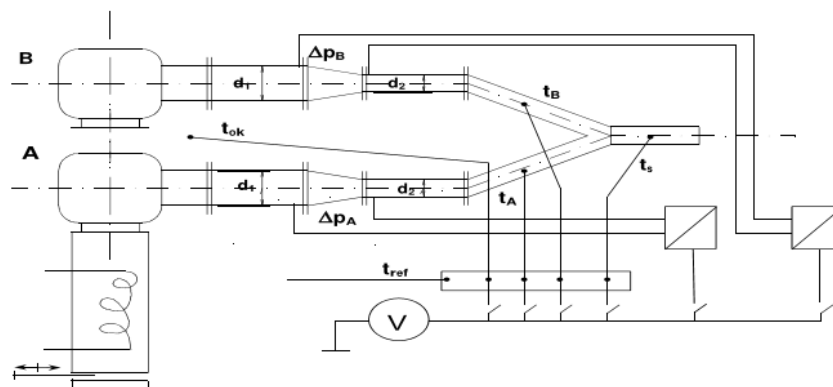
V druhé kapitole práce je obsažen kritický rozpor používané trati a minulého provedení trati. Ve třetí kapitole obsažen teoretický základ pro porozumění adiabatického izobarického směšování a objasnění cílů experimentu. Ve čtvrté kapitole je popsán návrh jednotlivých komponent trati. V páté kapitole je proveden návrhový výpočet sestávající zejména z vypočítání a návržení clon pro měření hmotnostního průtoku v trati při znalosti charakteristik pohánějících ventilátorů. Šestá kapitola obsahuje numerickou simulaci směšování v trati pro parametry z páté kapitoly. Ze získaných směšovacích zón byl upraven návrh konkrétních dílů. V sedmé kapitole je popsáno provedení a dílenské zpracování trati společně s rysy důležitých součástí. V osmé kapitole jsou obsažena provedená měření a interpretace jejich výsledků.

2 Rozbor stávajícího stavu

V současné době je úloha zpracována ve dvou provedeních. Stávající úloha v provedení pana profesora Nožičky a první verze trati v autorově zpracování.

2.1 Stávající úloha

Stávající úloha se skládá ze dvou větví, které se stékají do jediného výtoku. V každé větvi se nachází vstupní clona pro regulaci hmotnostního toku, který může být nastaven různě na každé větvi, v teplé větvi se pak je pak umístěno topné těleso. Za topným tělesem se nachází dva radiální ventilátory, které pohánějí trať. Za ventilátory následují litinové trubky, na jejichž konci se nachází clony pro měření hmotnostního toku. Za clonami se je realizován soutok, který je realizován tenkostěnnou trubkou z PVC. Následuje pouze výfuk, který vede volně do prostoru směrem kolmo k trati. Původní úloha má některé nepříznivé vlastnosti, které ztěžují její použití jako laboratorní úlohy. Doba záběhu nebyla přesně změřena, neboť když před dosažením termální stability došlo k zvyšování teploty v místnosti výkonem trati. Doba přibližného záběhu, kdy byla termální stabilita trati přibližně dosažena, ale již začala stoupat teplota v místnosti, byla 125 minut. Je zřejmé, že není možné provést měření se studenty na 90 minutovém cvičení se tratí, která se nestačí stabilizovat. V současné době tedy měření proběhne v nestabilním stavu trati a snahou obsluhy je měřit hodnoty v rychlém sledu, aby změna stavu trati neměla vliv na jednotlivé hodnoty. Další komplikací jsou dva radiální ventilátory, které jsou při své práci velmi hlučné. Úloha má sloužit jako laboratorní cvičení pro studenty, proto je ztížena komunikace v její blízkosti skutečnou komplikací měření.

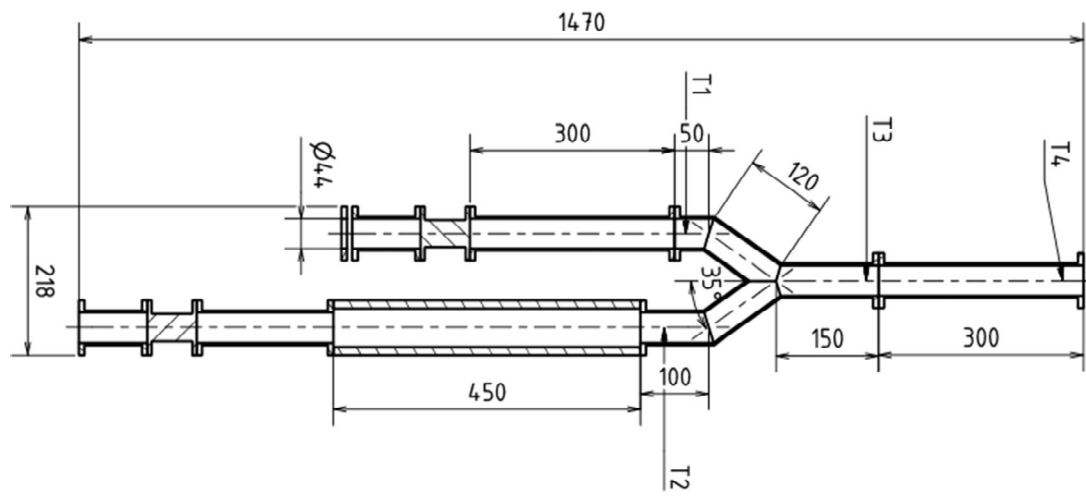


1 schéma původní trati

2.2 První verze trati

První verze trati byla stavěna tak, aby řešila většinu špatných vlastností používané trati. Toto řešení se stalo autorovou bakalářskou prací. Úloha se skládá také z dvou větví, které se stékají do společného výtoku. Materiálem pro tvorbu trati se stalo plexisklo, neboť je průhledné, což napomáhá nejen názornosti trati, ale také má malé hodnoty tepelné vodivosti a malou tepelnou kapacitu. To reálně znamená, že prostup tepla stěnou trati do okolí je malý, stejně jako doba nutná k prohřátí stěny trati a dosažení termální stability. Na počátku trati jsou dva vtokové díly, díl na studené větvi je vybaven uchycením na clonu pro možnou regulaci hmotnostního toku. Tato regulace by mohla být prováděna za pomoci regulace otáček ventilátoru, avšak tyto byly připojeny k jednotnému napájení. Za ventilátory se nacházejí přímé díly s Pitotovými sondami a následně v teplé větvi nerezový díl s topnou spirálou. Nerez byla použita z důvodu nedostatečné tepelné odolnosti plexiskla a zároveň kombinace dostupnosti a tepelných vlastností. Za topným dílem je umístěn soutokový díl realizovaný za pomoci trubky z plexiskla ve tvaru písmene Y s rozvětvením 35°. Za soutokem je výběh, který vyfoukává vzduch ven z trati směrem od ní. Snímače teploty jsou rozmístěny symetricky v soutokovém dílu před smísením a po něm. Poslední teplotní odběr je umístěn na konci výběhového dílu. Tento teplotní odběr může být použit pro měření tepelných ztrát ve výběhu trati.

Nepoužitelnost stávající trati spočívá především ve špatném mísení vzduchu v soutokovém dílu. Nerovnoměrné teplotní pole bylo změřeno při traverzování termočlásku skrze průřez trubky. Příčné traverzování nemohlo být změřeno, neboť uchycení termočlásku neumožňovalo jeho zahnutí. Výsledky měření byly zjevně špatné, neboť odporovaly druhému zákonu termodynamiky. Dalším zjevným nedostatkem bylo měření rychlosti vzduchu Pitotovými sondami. Rychlostní pole ve vertikálním směru, které mohlo být měřeno traverzováním sondou, za ventilátory neodpovídalo předpokládanému parabolickému rozložení. Z tohoto důvodu se zcela jistě není možné spolehnout na rychlosti měřené na sondách. Ačkoliv byla doba záběhu trati pouze 18 minut, trat nebyla použitelná pro měření.



2 schéma stávající trati

3 Teoretický základ

3.1 Termodynamický popis

Z hlediska termodynamiky je zpracovávána úloha úlohou sdílení tepla při konečném rozdílu teplot. Intuice tak napovídá, že tento proces bude procesem nevratným. Důkaz podporující toto tvrzení bude výpočet změny entropie v myšlené úloze, kde bude mezi dvěma stejně velikými nádobami s různými teplotami plynu, odstraněna přepážka a dojde ke smísení těchto dvou plynů.



3 Ilustrace rozdělených nádob

Změna entropie bude v tomto případě vyjádřena Clausiovou nerovností, kdy plyn z nádoby 1 i nádoby 2 přejde na teoretickou teplotu po smísení T_{teor} , která bude získána z kalorimetrické rovnice 3.1-1.

$$T_{teor} = \frac{m_1 \cdot c_p \cdot T_1 + m_2 \cdot c_p \cdot T_2}{(m_1 + m_2) \cdot c_p} \quad 3.1-1$$

V takovém případě bude změna entropie nádoby 1 a 2 vypadat následovně¹:

$$\Delta s_1 = c_p \cdot \ln \frac{T_{teor}}{T_1} \quad 3.1-2$$

$$\Delta s_2 = c_p \cdot \ln \frac{T_{teor}}{T_2} \quad 3.1-3$$

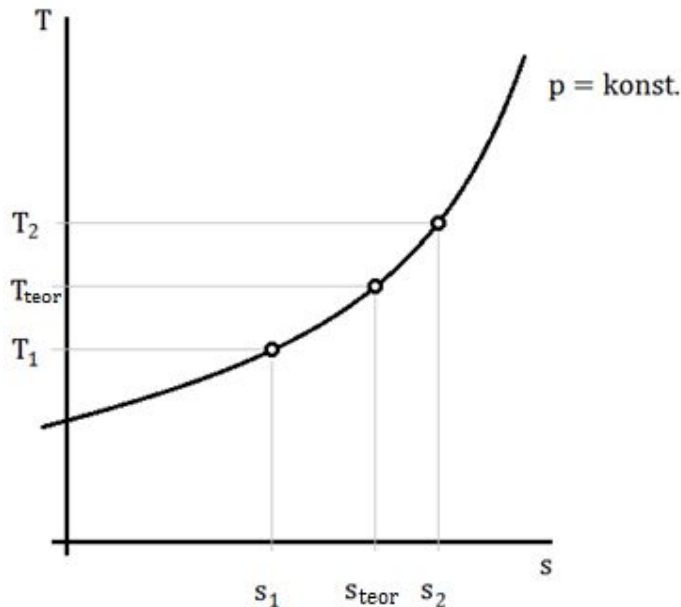
¹ (Prof. Ing. Jiří Nožička, 2004, str. 46)

Změna entropie soustavy bude:

$$\Delta s = \Delta s_1 + \Delta s_2 > 0$$

3.1-4

Je nutno dodat, že rovnice 3.1-3 bude mít záporný výsledek, protože poměr teplot $T_{výš}$ a T_2 je menší, než 1. Entropie soustavy roste, přestože se jedná o soustavu adiabatickou. Sdílení tepla při konečném rozdílu teplot je děj nevratný.² Tomu odpovídá i T-s diagram uvedený níže, kde je jasně vidět, že ačkoliv byla ve zvoleném případě $T_{výš}$ aritmetickým průměrem teplot vstupních, entropie odpovídající těmto teplotám již zcela jistě aritmetickým průměrem entropií nebyla.

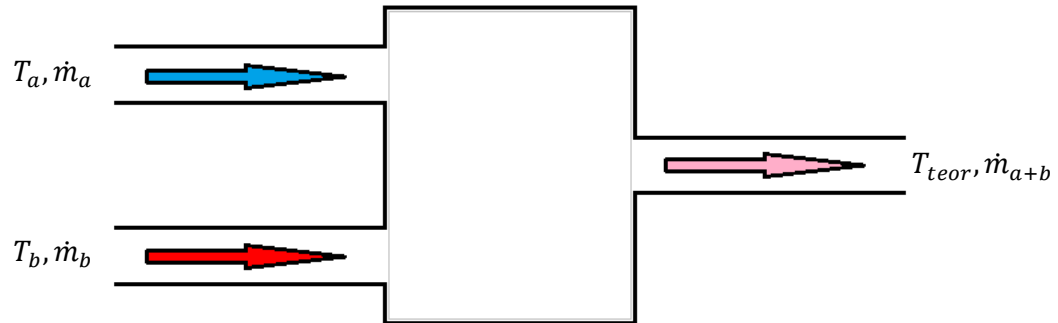


4 T-s diagram pro zvolené stavy nevratného adiabatického smíšení

Je však zřejmé, že řešená úloha není podobná výše zmíněnému příkladu, neboť do směřovacího prostoru stále vtékají dva proudy vzduchu o konstantním hmotnostním toku

² (Prof. Ing. Jiří Nožička, 2004, str. 59)

a teplotě a po smísení vytéká jeden. Jedná se tedy o kvazistatické kontinuální adiabatické směšování proudů plynu.



5 Diagram průběhu směšování

Předpokládáme, že směšovací proces je izobarický, tedy že tlak ve směšovací prostor i obou přívodů je konstantní a sobě rovný $p_a = p_b = p$ a $\dot{W}_t = 0$. Děj také pokládáme za kvazistatický, tedy lze zanedbat kinetickou energii a za adiabatický, tedy $\dot{Q} = 0$. směšovací prostor je také těsný a můžeme předpokládat, že hmotnostní tok odcházející z něj bude součtem hmotnostních toků vstupujících $\dot{m}_a + \dot{m}_b = \dot{m}$. Extenzitní entalpie je aditivní³ a proto platí:

$$\Delta\dot{H} = \dot{Q} - \dot{W}_t = 0 \quad 3.1-5$$

$$\dot{H} = \dot{H}_a + \dot{H}_b \quad 3.1-6$$

Z rovnice 3.1-6 pak může být vyjádřena rovnice následující:

$$\dot{m}_a \cdot c_p(T_{teor} - T_a) + \dot{m}_b \cdot c_p(T_b - T_{teor}) = 0 \quad 3.1-7$$

A odtud teoretická teplota výstupního proudu:

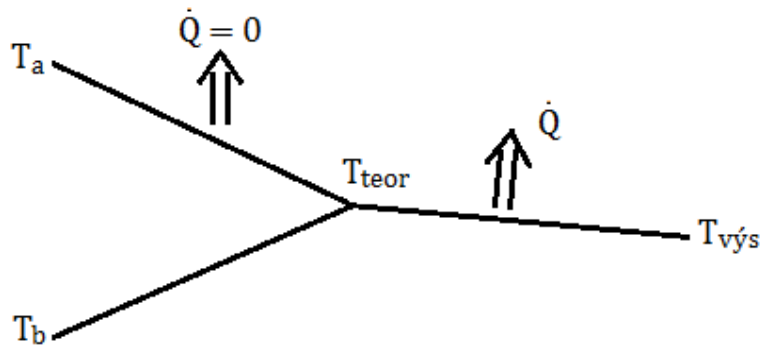
³ (Prof. Ing. Jiří Nožička, 2004, str. 61)

$$T_{teor} = \frac{\dot{m}_a \cdot c_p \cdot T_a + \dot{m}_b \cdot c_p \cdot T_b}{\dot{m} \cdot c_p} \quad 3.1-8$$

Nárůst entropie vlivem nevratnosti děje tedy bude:

$$\Delta \dot{S} = \dot{m}_a \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_{teor}}{T_a} + \dot{m}_b \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_{teor}}{T_b} \quad 3.1-9$$

Reálně však bude změna entropie v soustavě odlišná od hodnoty teoretické. Toto bude způsobeno především sdílením tepla mimo směšovací prostor. Ačkoliv je úloha definována jako adiabatická, v reálu nemůže být adiabatičnosti dosaženo. Níže uvedený diagram ukazuje průběh teploty vzduchu během průtoku tratí.

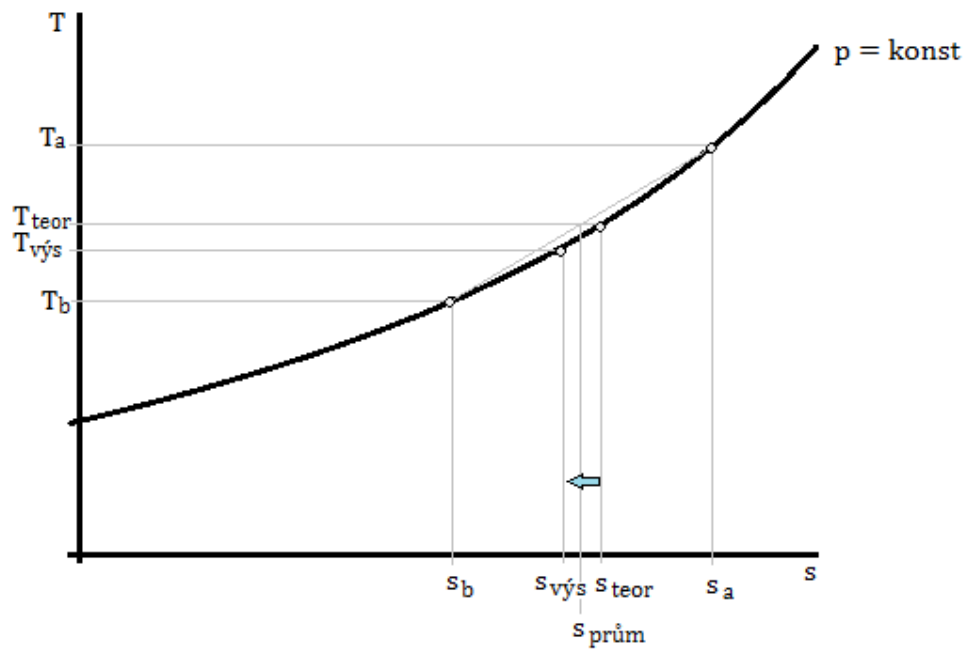


6 Diagram průběhu teploty

Z toho je zřejmé, že výsledná entropie bude rozdílná proti entropii teoretické. Změna entropie vlivem sdílením ven z trati může být vyjádřena následovně:

$$\Delta \dot{S}_Q = (\dot{m}_a + \dot{m}_b) \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_{vys}}{T_{teor}} \quad 3.1-10$$

Je tedy zřejmé, že v případě, že ven ze systému odejde dostatečné množství tepla, celková entropie soustavy poklesne, přestože v první fázi mísení entropie vzroste vlivem nevratnosti děje.



7 T-s diagram reálného děje

Ve výše uvedeném grafu je vyobrazena teplota T_{teor} a jí odpovídající entropie s_{teor} , která byla spočítána dříve. Následně je vyobrazena průměrná entropie stavů a i b, $s_{prům}$. Je zřejmé, že s_{teor} je větší, než $s_{prům}$. Následně ale došlo k odvodu tepla ze soustavy na teplotu T_{vys} a jí odpovídá stav entropie s_{vys} . Tento stav může být nižší, než stav entropie průměrné. Z toho vyplývá nutnost umístění odběru teploty jak nejbližše sebe samotným a jak nejlepší izolace měřicího prostoru. V případě, že nebude odvod tepla ztrati minimalizován, nebudou výsledky měření umožňovat provedení korektního výpočtu nárůstu entropie vlivem nevratnosti děje.

4 Návrh trati

4.1 Mísení

S ohledem na výše popsané vlastnosti stávající trati, které efektivně brání provedení validního měření, bylo nutno přijmout úpravy nejen systému měření ale taktéž konstrukční úpravy samotné trati. Nejzávažnějším nedostatkem stávající trati je špatné mísení dvou proudů vzduchu. Kvalita směšování je zcela klíčová pro provedení korektního odečtení teplot v různých místech trati. V definici úlohy je zakořeněn požadavek na isobarické směšování vzduchu, proto řešení mísení za pomoci trysky nepřipadalo v úvahu. Obecné pátrání po geometriích s dobrými směšovacími vlastnostmi vedlo na soutok tvaru T, který je pro mísení používán často. Soutok je však nejčastěji realizován jako stranový přítok do trubky, nikoliv, jako v tomto případě, soutok protiběžných proudů a odvod tekutiny zbývajícím ramenem. Takto vedený proces návrhu nezaručuje správné mísení a případné nedostatky by byly zjištěny až při měření. Výroba nového dílu s odlišnou geometrií pro následné další empirické testování by byla nákladná a časově náročná. Součástí procesu návrhu nové geometrie se tedy stalo ověření této geometrie za pomoci počítačové mechaniky tekutin.

4.2 Měření hmotnostního toku

Systematické změny musely nastat především v metodice měření hmotnostního toku. Jak bylo popsáno výše, měření hmotnostního toku nemělo dostatečnou výpovědní hodnotu ať již kvůli neznámému rychlostnímu profilu v potrubí, tak kvůli přesnosti měření samotného. Jednou z možných variant by bylo trať kalibrovat. V takovém případě by byla za stávající měření za pomoci Pitotových trubic přidáno měření průtoku pomocí snímání diferenčních tlaků před a za clonou zabudovanou do potrubí či jiná spolehlivá integrační metoda. Následně by byly zjištěny koeficienty pro přepočet změřené rychlosti na střední rychlost v potrubí pro každý funkční režim trati. Toto řešení bylo zhodnoceno jako neproveditelné, neboť není možné zajistit shodné podmínky pro měření hmotnostního toku během kalibrace, jako bude mít trať při měření samotném bez těchto přídavných prvků. Pohon axiálními ventilátory je citlivý na tlakovou ztrátu v trati, kterou clona generuje, a proto se po jejím vyjmutí zcela jistě změní nejen hmotnostní tok, ale potenciálně také tvar rychlostního pole. Je tedy zřejmé, že takováto kalibrace nepřipadá v úvahu. Možným

řešením tedy bude zanechat clony ve trati. V takovém případě bude kalibrace korektní, neboť rychlostní profil bude dále neměnný.

Trať byla navrhována s cílem nahradit stávající podobu úlohy. V její verzi pro provádění laboratorního cvičení byly zvoleny pro měření Pitotovy trubice právě pro jejich názornost a fyzikální "čistotu" - tedy že takovýto výpočet nemusí být korigován dodatečnými koeficienty závisujícími na geometrii trati či například stávající rychlosti. Minulý experiment však ukázal, že provedení takového měření s vypovídajícími výsledky není fakticky možné. Požadovaná přesnost nemůže být zajištěna. Z tohoto důvodu bylo učiněno rozhodnutí změnit, aspoň pro stávající podobu trati, metodiku měření hmotnostního toku v trati. Clony, které by měly být použity pro kalibraci, budou použity pro samotné měření. Pitotovy sondy budou v trati konstrukčně zachovány a jejich možné použití bude hodnoceno po provedení experimentu. Je také zřejmé, že použití clony se bude pojít s větší tlakovou ztrátou v trati a tomu bude muset být přizpůsoben zbytek trati, zejména však pohony a utěsnění spojů.

4.3 Pohon trati

Pro pohon trati byly zvoleny axiální ventilátory. Jedním z majoritních důvodů špatné tepelné stability předcházející trati byly použité radiální ventilátory se značnou tepelnou kapacitou a nezanedbatelnou kompresí, která způsobí zahřívání pracovního média. Toto zahřívání média vede vlivem přestupu tepla k ohřívání i stěny trubky trati. Tento jev vede k prodloužení doby záběhu, neboť termální stability nebude dosaženo, dokud nebude vyvážen přestup tepla mezi médiem a stěnou a mezi stěnou a okolím. Z toho vyplývá i možnost vzniku dalšího negativního jevu a to vzrůstu teploty v okolní místnosti. Tím byla dána nutnost použití axiálních ventilátorů s malou kompresí. Výběr konkrétního typu ventilátoru byl učiněn s ohledem na nutnost překonání tlakové ztráty v potrubí, která byla vypočítána níže, a s ohledem na dodržení takového hmotnostního průtoku, aby bylo možné v budoucnosti měřit na Pitotových sondách, tedy aby byla rychlost v trati dostatečná, aby rozdíl mezi celkovým a statickým tlakem bylo možné měřit na dostupném laboratorním vybavení.

4.4 Měření teploty

Pro měření teploty byly zvoleny termočlánky, zejména kvůli jejich dostupnosti v laboratořích mechaniky tekutin a absenci negativních vlastností pro tento typ úlohy. Jejich kompaktní rozměry umožňují jejich usazení do tenkých vrtaných děr bez nutnosti dalšího těsnění. Snímání teploty bude probíhat na příručním přístroji. Termočlánky na své špičce integrují teplotu, proto nejsou ovlivněny malými výkyvy. Tato jejich vlastnost je pro makroskopické měření žádoucí. Rozlišení teploměru je $0,1^\circ$. Tato přesnost by měla být dostačující pro získání hodnot a vypočítání výsledků měření. Vzhledem k dostupnosti v laboratořích budou použity termočlánky typu PRT a jmenovitě Pt100.

5 Návrhový výpočet

Návrhový výpočet stabilního režimu trati byl sestaven na základě znalosti charakteristik jednotlivých komponent trati. V případě ventilátorů to jsou jejich charakteristiky, které byly poskytnuty výrobcem, z nichž je možné při znalosti tlakové ztráty trati stanovit objemový tok, který budou ventilátory schopny dodat. Charakteristikou clon rozumí autor znalost tlakové ztráty clony v závislosti na jejích geometrických rozměrech a hmotnostním toku, který má clonou protékat. Cílem této operace je zjistit, jakou tlakovou diferencii je možné očekávat na koutových odběrech clony a jaké rozměry této clony jsou pro předmětnou úlohu ideální.

5.1.1 Návrhový výpočet clon

Hmotnostní tok měřený na cloně podle normy⁴:

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \epsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad 5.1.1-1$$

Kde C je součinitel průtoku, který je dán Reader-Harris/Ghalagherovou rovnicí a pro $D < 71,12 \text{ mm}$ má podobu:

$$\begin{aligned} C = & 0,5961 + 0,0231 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 + 0,000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D}\right)^{0,7} + \\ & (0,0188 + 0,0063 \cdot A) \cdot \beta^{3,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_d}\right)^{0,3} + (0,043 + 0,080 \cdot e^{-10L_1} - \\ & 0,123e^{-7L_1}) \cdot (1 - 0,11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,031(M'_2 - 0,8 \cdot M'_2{}^{1,1}) \cdot \\ & \beta^{1,3} + 0,011 \cdot (0,75 - \beta) \cdot \left(2,8 - \frac{D}{25,4}\right) \end{aligned} \quad 5.1.1-2$$

Kde β shodná pro rovnice 5.1.1-1 a 5.1.1-2 je definována jako:

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Proměnná A je definována jako:

⁴ (ISO-5167:2, 2003)

$$A = \left(\frac{19000 \cdot \beta}{Re_D} \right)^{0,8}$$

Konstanty L_1 a L_2 jsou pro koutové odběry rovny nule, pro odběry ve vzdálenosti D a $\frac{D}{2}$ jsou rovny 1 a 0,47.

Konstanta M'_2 je pak definována jako:

$$M'_2 = \frac{2 \cdot L_2}{1 - \beta}$$

V rovnici 5.1.1-1 zbyl nedefinován expanzní koeficient ϵ , který je zadán rovnicí:

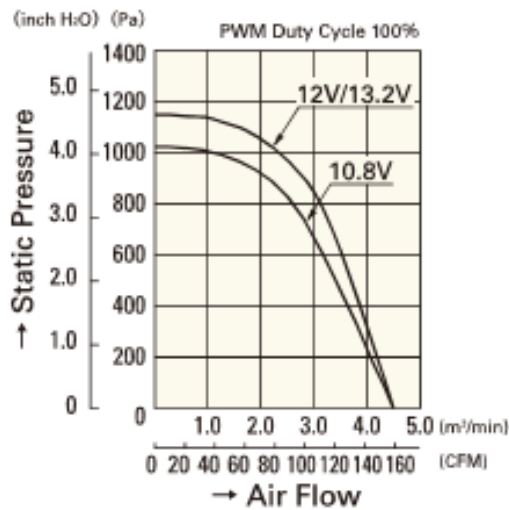
$$\epsilon = 1 - (0,351 + 0,256 \cdot \beta^4 + 0,93 \cdot \beta^8) \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/\kappa} \right] \quad 5.1.1-3$$

Tato rovnice platí v případě, že $\frac{p_2}{p_1} \geq 0,75$. Tato podmínka bude v případě řešené úlohy zaručeně dodržena.

Pro potřeby návrhového výpočtu musí být rovnice 5.1.1-1 upravena do následujícího tvaru:

$$\Delta p = \frac{(1 - \beta^4) \cdot 8 \cdot q_m^2}{C^2 \cdot \epsilon^2 \cdot d^4 \cdot \pi^2 \cdot \rho} \quad 5.1.1-4$$

Kdy je zřejmé, že proces určení tlakového rozdílu Δp musí být iterační, neboť konstanta C je závislá na Reynoldsově čísle. Reynoldsovo číslo je závislé na rychlosti proudění v trubici, která je přímo úměrná hmotnostnímu toku. Hmotnostní tok je pak podle níže uvedeného grafu závislý na tlaku, který musí ventilátory překonat.



8 Závislost průtoku na tlakové ztrátě

Tento tlak částečně vyjadřuje veličina $\Delta\tilde{\omega}$, která je tlakovou ztrátou mezi statickým tlakem u stěny před a za oblastí ovlivněnou clonou⁵ a je definován rovnicí:

$$\Delta\tilde{\omega} = \frac{\sqrt{1 - \beta^4 \cdot (1 - C^2)} - C \cdot \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4 \cdot (1 - C^2)} + C \cdot \beta^2} \cdot \Delta p \quad 5.1.1-5$$

Kde Δp je tlaková diference měřená na clonce. Tlaková ztráta ve zbytku Δp_z trati je popsána Darcyho-Weisbachovou rovnicí⁶:

$$\Delta p_z = f_d \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot c^2}{2} \quad 5.1.1-6$$

Kde f_d je Darcyho třecí faktor, který je možné vypočítat z kompaktní formy Colebrookovy rovnice pro $Re > 4000$ ⁷:

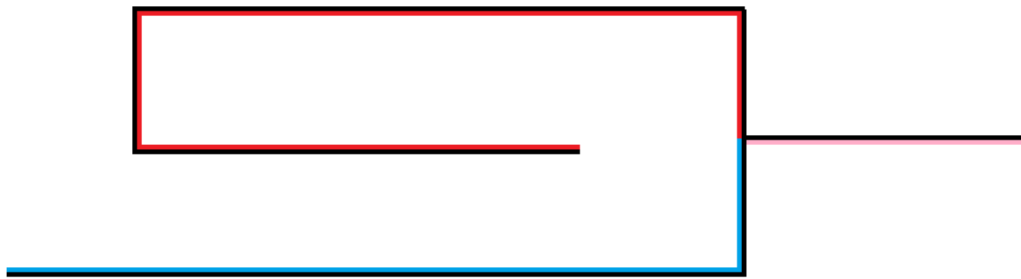
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\epsilon_t}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad 5.1.1-6$$

⁵ (ISO-5167:2, 2003, str. 18)

⁶ (The Darcy-Weisbach Equation, 2000)

⁷ (The Darcy-Weisbach Equation, 2000)

Kde ϵ_t je drsnost povrchu stěny. Rovnice 5.1.1-6 bude muset být použita v několika úsecích, neboť rychlost a délka úseků se liší. Iterace pro získání třetího faktoru f_d budou prováděny nezávisle na iteraci celého cyklu a hodnota odpovídající každému stavu bude dopočítána. Pro všechny iterace zůstanou zachovány hodnoty $M_2' = 2.176$, $D = 0.044 \text{ m}$, $\rho = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a $\kappa = 1,4$. Dále zůstanou neměnné délky úseků. Délka teplé větve $L_t = 1 \text{ m}$, studené $L_s = 0,5 \text{ m}$ a výběhu na konci trati $L_v = 0,3 \text{ m}$.



9 schéma trati pro výpočet tlakové ztráty

Jako počáteční bod 1 pro iteraci byla zvolena rychlost $c = 10 \text{ m/s}$ a průměr clony $d = 25 \text{ mm}$.

Pro první iterace je koeficient expanze $\epsilon_1 = 1$, neboť tlaky p_1 a p_2 ještě nebyly spočteny.

Veličina	hodnota
Průtok	$q_1 = 0,0152 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Hmotnostní tok	$q_{m1} = 0.0182 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Reynoldsovo číslo	$Re_1 = 28899$
Poměr průměrů	$\beta_1 = 0.568$
Koeficient A	$A_1 = 0.455$
Součinitel průtoku	$C_1 = 0.67128$
Tlaková diference	$\Delta p_1 = 1144 \text{ Pa}$
Tlaková ztráta clony	$\Delta \tilde{\omega}_1 = 727 \text{ Pa}$

Tabulka 1

Dále byla dopočítána tlaková ztráta vlivem tření v potrubí, veličiny t jsou uvedeny pro část potrubí před smísením, veličiny s pro část potrubí po smísení.

Veličina	hodnota
Darcyho třecí faktor t	$f_{d1t} = 0.055$
Tlaková ztráta t	$\Delta p_{z1t} = 16,5 Pa$
Darcyho třecí faktor s	$f_{d1s} = 0.046$
Tlaková ztráta s	$\Delta p_{z1s} = 16,6 Pa$
Tlaková ztráta vlivem potrubí	$\Delta p_{z1} = 33,1 Pa$
Celková tlaková ztráta	$\Delta w = 760 Pa$

Tabulka 2

Následně byl pro druhou iteraci odečten z grafu teoretický průtok $q_{2t} = 2,8 m^3 \cdot s^{-1}$. Z důvodu nestability iteračního schématu byl však krok následujícím směrem vždy brán pětinový. $q_2 = q_1 + \frac{q_{2t} - q_1}{5} = 1.52 m^3 \cdot s^{-1}$.

Druhá iterace, jejíž zápis byl zjednodušen o veličiny, které nejsou klíčové:

Veličina	Hodnota
Průtok	$q_2 = 0,02535 m^3 \cdot s^{-1}$
Rychlost proudu	$c_2 = 16.67 m \cdot s^{-1}$
Reynoldsovo číslo	$Re_2 = 48184$
Expanzní koeficient	$\epsilon = 1.0046$
Tlaková diference	$\Delta p_1 = 3178 Pa$
Tlaková ztráta clony	$\Delta \tilde{\omega}_1 = 2022 Pa$
Tlaková ztráta vlivem potrubí	$\Delta p_{z1} = 81 Pa$
Celková tlaková ztráta	$\Delta w = 2102 Pa$

Tabulka 3

Následně bylo provedeno šest iterací, které jsou přiloženy v příloze. Výsledkem poslední iterace je návrh clony:

Tlaková diference	$\Delta p_1 = 1800 \text{ Pa}$
Hmotnostní tok	$q_m = 0.0191 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Tabulka 4

Tyto parametry vyhovují úloze. Hmotnostní tok je dostatečně nízký, aby výkon topného tělesa stačil na vytvoření dostatečného teplotního rozdílu, generovaná tlaková diference je dostatečná pro přesné měření na dostupných převodnicích či U-trubicích.

6 Ověření geometrie mísení

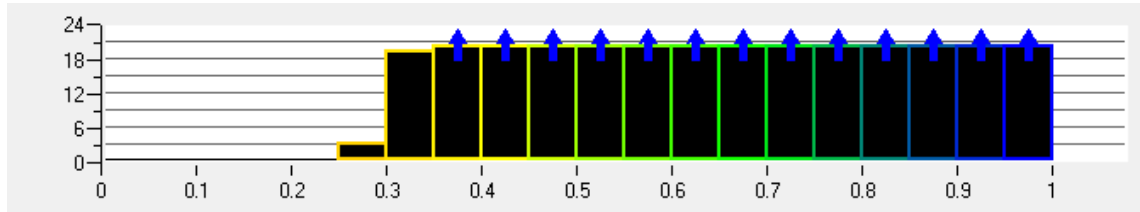
Jak bylo zmíněno výše, jedním z hlavních problémů stávajícího stavu úlohy bylo špatné mísení. Výroba geometrie pro mísení dvou proudů plynu je dílensky náročnou operací, proto bylo nutné geometrii po prvotním návrhu ověřit. Mísení v kolenu tvaru T je velmi rozšířeným průmyslovým řešením, které bylo nalezeno například při mísení vody o odlišných teplotách. Materiály pojednávající o směšování vzduchu v takovéto geometrii nebyly nalezeny. Podobným problémem se však zabýval tým vědců ze společnosti ANSYS Germany GmbH ve spolupráci s týmem z ETH Zürich, který řešil problém termálního namáhání materiálu soutokového tělesa ve tvaru T. K řešení byl použit software ANSYS 15, respektive modul CFX.

6.1 Výpočetní síť

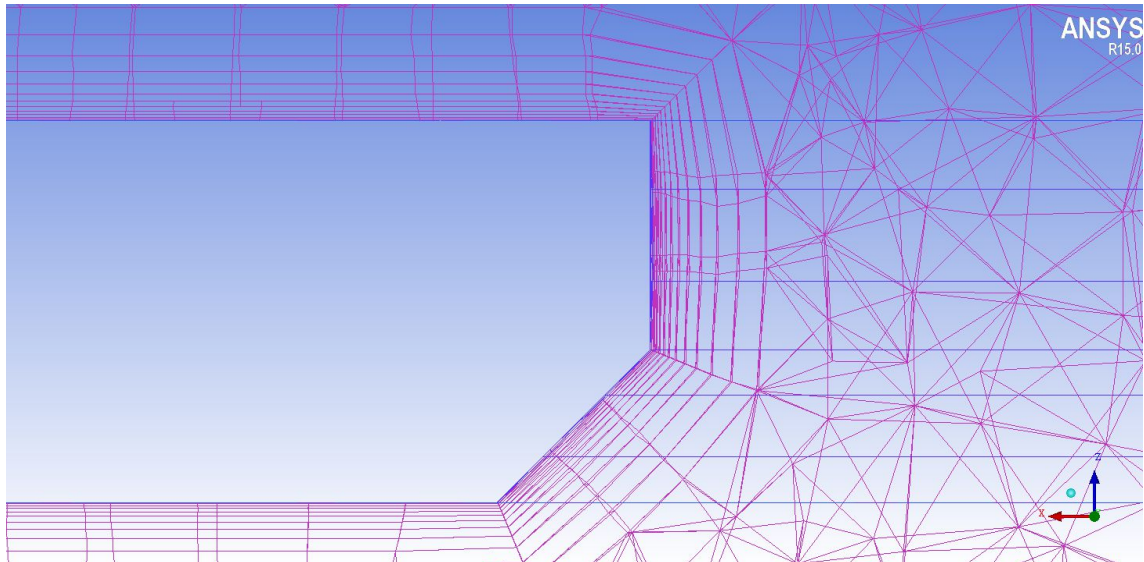
Modelování geometrie proběhlo v programu Autodesk Inventor především z důvodu jeho bezplatné dostupnosti pro studenty. Vzhledem k metodice vytváření souborů step jmenovaným programem, nemohly být rohy geometrie zaobleny pro zvýšení kvality modelu. Při vytvoření zaoblení obsahuje step sovky křivek, které později zabránily vytvoření sítě požadované kvality. Modelování výpočetní sítě proběhlo v programu ICEM. Při návrhu sítě byla použita zjištění výše zmíněného vědeckého týmu, který měl k dispozici i experiment⁸. Byly provedeny tři návrhy geometrie s rozdílnou velikostí elementů a tyto byly následně srovnány s výsledky experimentu. Z výsledků je zřejmé, že jemná síť přinesla výsledky stejné kvality jako síť střední, hrubá síť poskytla výsledky jenom o málo horší. Vzhledem k náročnosti výpočtu byla jako nejmenší možná velikost buňky zvolena hodnota 1,5 mm. Při generování povrchové sítě byla některá místa opatřena jemnější sítí a to zejména v blízkosti clon, kde byly očekávány větší gradienty rychlosti. Velikost Buňky u clon byla nastavena na maximálně 0,7 milimetru. Povrchová síť je vytvořena z trojúhelníků. Na povrchu stěn byla modelována prismatická síť pro řešení mezní vrstvy. Prismatická část obsahuje 12 vrstev, přičemž výška první je přibližně 0,01 mm, faktor růstu 1.3 mm. Celková výška prismatické vrstvy je 0,74 mm. Kvalita sítě se ustálila po 20 iteracích na hodnotách

⁸ (Th. Frank)

viditelných v obrázku níže. Zobrazeno je kritérium „Quality“. Dohromady má síť 9 226 218 elementů a 2 857 784 uzlů.



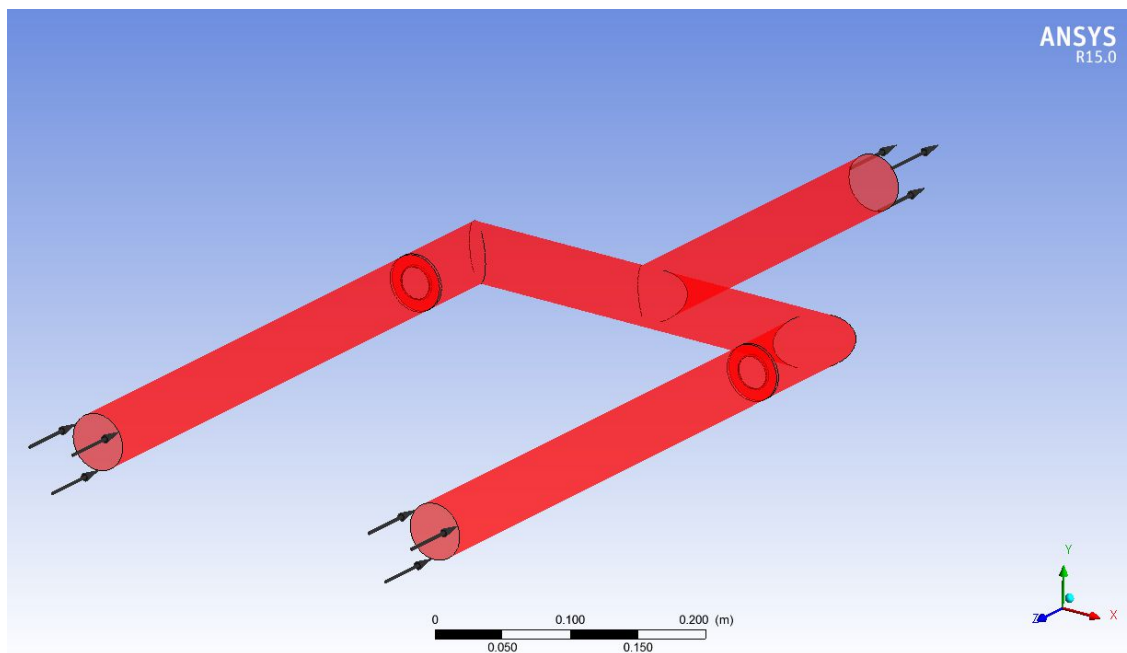
10 Kvalita sítě



11 Pohled na řez rovinou generovanou prismatickou sítí

6.2 Nastavení výpočtu

Do modelu byly vloženy dva vstupy, jeden pro teplý vzduch, druhý pro chladný vzduch. Výstup byl řešen protitlakem o velikosti 0 Pa. Jednotlivé vstupy byly řešeny statickým tlakem 1150 Pa, který byl spočítán jako pravděpodobný tlak před clonami. Teplota vstupu pro teplý vzduch byla nastavena na 333 K a teplota studeného vstupu na 298 K. Zbytek modelu tvořila bezkluzová, hladká, adiabatická stěna.



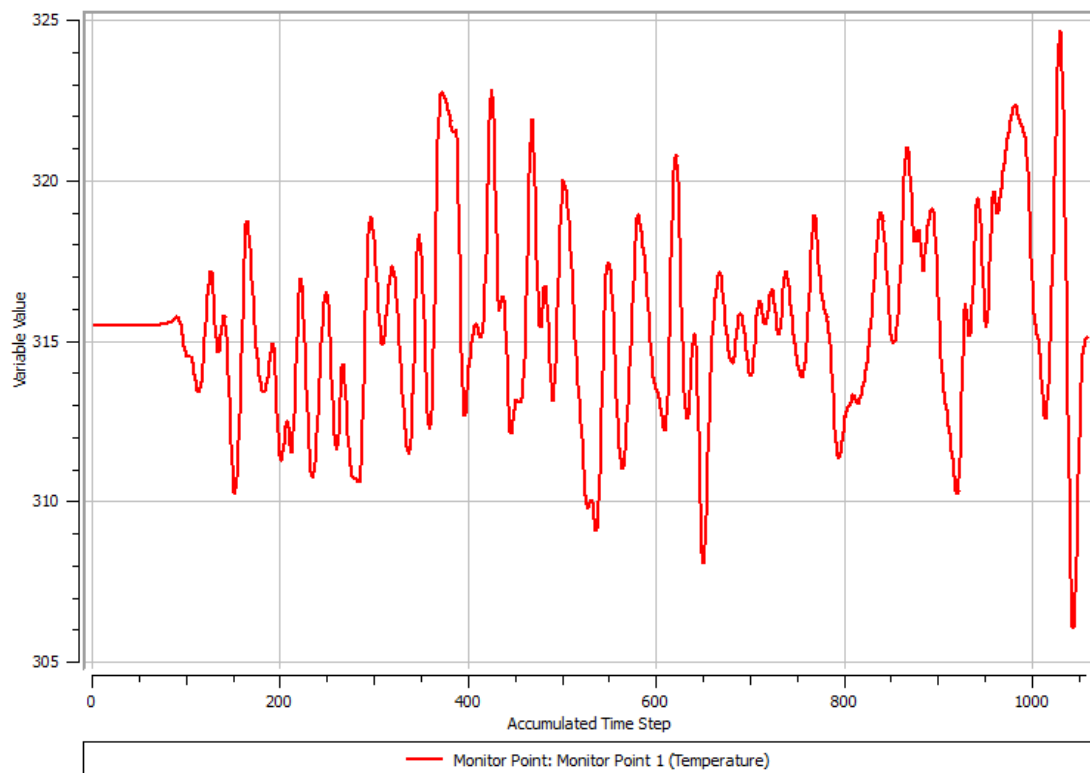
12 Nastavení okrajových podmínek výpočtu

Předpokladem provedeného výpočtu byla velká role difuzivity turbulentního proudění na smísení dvou proudů vzduchu. Schopnost modelu turbulence řešit přenos tepla byla tedy klíčová. Při výběru modelu hrály hlavní roli zkušenosti výše zmíněného vědeckého týmu, který použil pro své řešení model SST⁹. V pomocných souborech programu Ansys je naproti tomu uvedeno, že první volbou pro řešení proudění za pomoci modulu CFX by měl být model turbulence Large Eddy Simulation a přesněji SSG Reynolds stress model. Pro výpočet byl tedy zvolen model SSG, jelikož byl výpočet prováděn v novější verzi programu, než jakou měl zmíněný vědecký tým k dispozici.

6.3 Výsledky výpočtu

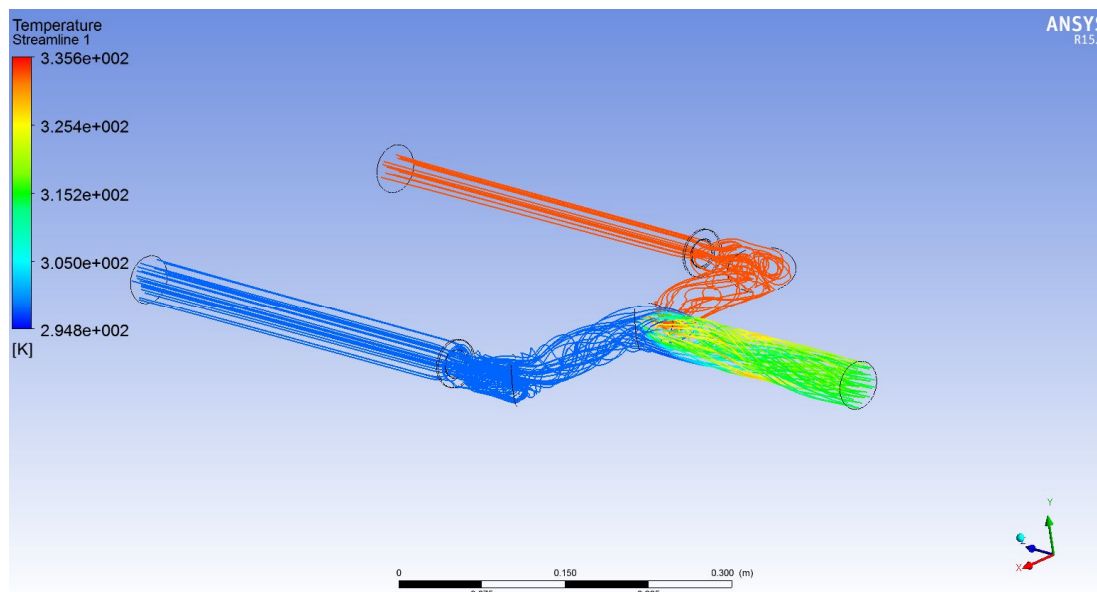
Do simulace byl přidán monitorovací bod, který je na výstupním průřezu modelu. V tomto bodě byla monitorována teplota tekutiny za účelem zjištění konvergence výpočtu. Hodnota teploty v tomto bodě však skrze výpočet oscillovala v rozmezí $\pm 10 \text{ K}$. Je zřejmé, že takového řešení nemůže být v pořádku.

⁹ (Th. Frank)



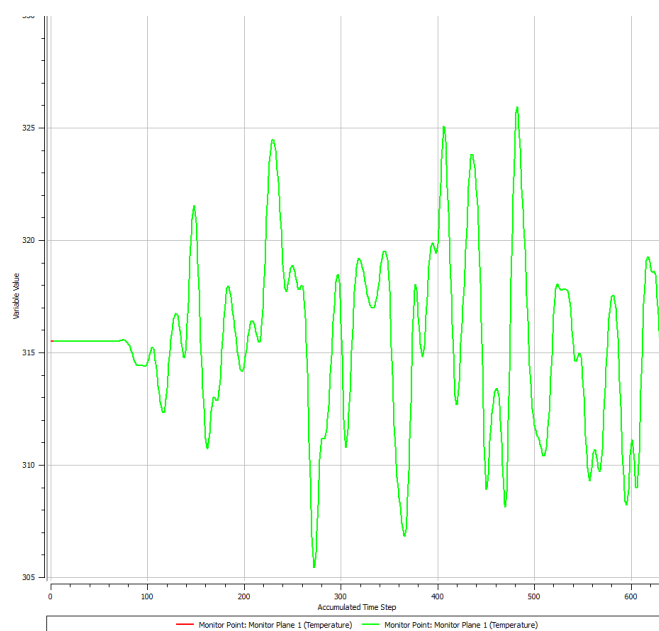
13 teploty v monitorovacím bodě

Graficky znázorněné výsledky směšování však budí mnohem lepší dojem. Na obrázku je jasně viditelná směšovací zóna a rozložení teplot a rychlostí v trati odpovídá očekávání. Směšovací zóna se jeví ukončená po délce odpovídající zhruba jednomu průměru. Veprostřed průřezu nastává teplota výsledného proudu po smísení.



14 teplotní rozložení při směšování

Přesto však byla prozkoumána další řešení možné nekonvergence. Jako první se jevílo posunutí monitorovacího bodu mírně od výstupního průřezu, jelikož na tomto může nastat zahrazení, či jiné jevy, které by potenciálně mohly mít nežádoucí vliv na bodovou hodnotu teploty. Monitorovací bod byl posunut o **5 mm** proti směru proudění vzduchu. Jak je vidět z níže přiloženého grafu, tato úprava nevedla k řešení.



15 teplota na posunutém bodu monitorování

6.4 Nastavení upraveného výpočtu

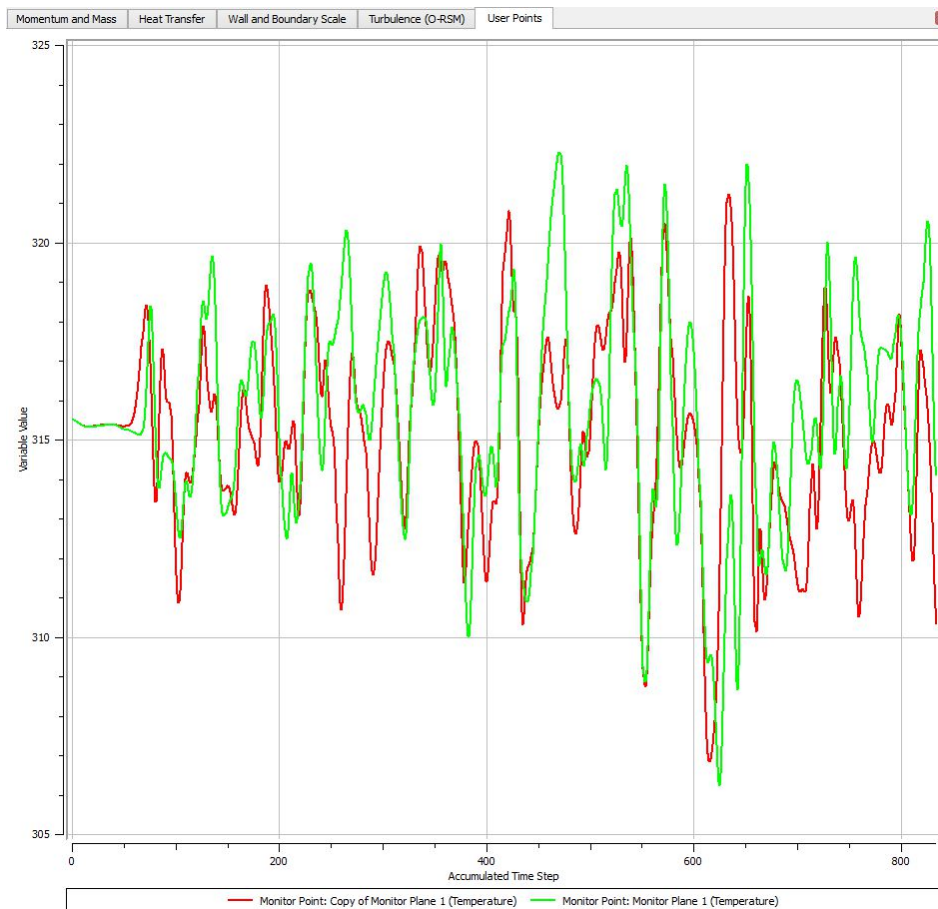
Výsledky numerické simulace popsané v předešlých odstavcích nebyly uspokojivé, proto byla vyhledána odborná rada Ing. Tomáše Hyhlíkova, Ph.D. a Prof. Ing. Jaromíra Příhodovy, Csc. Z těchto konzultací vyplynulo, že SSG není ve skutečnosti vhodný výpočetní model pro zanořené kanály, ačkoliv je tato informace uvedena v tutorialu programu Ansys. Naproti tomu model SST poskytuje výsledky podobné experimentu a nadto je výpočetně méně náročný, než model SSG. Specifičtěji byl doporučen model Baseline SST, který je zbaven korekčních členů pro nepříznivé tlakové gradienty v případě počítání například obtékání profilu. Takovéto jevy nemohou v předmětném případě nastat, proto je možno model dále zjednodušit. Nadto je možné pro daný případ použít model s konstantní hustotou, který nadále zjednoduší výpočet.

V autorovu patrnost bylo také uvedeno, že výpočetní síť není pro podobný případ ideální a že v případě, že by bylo nutno provést nestacionární simulaci či provést více simulačních bodů, bylo by nutno síť přepracovat. Ideální síť by v tomto případě byla síť strukturovaná, ve svém středu složená ze šestihranů zjemňována až ke stěně. Výroba takovéto sítě by ovšem byla velmi náročná a proto nebyla její realizace doporučena.

Konfigurace a síť se tedy liší pouze v použitém modelu turbulence a modelu tekutiny, zbytek nastavení zůstal totožný. Do výstupního průřezu byl přidán další monitorovací bod, v blízkosti bodu předchozího, aby bylo zaručeno, že nekonvergence není pouze projev lokálních teplotních špiček.

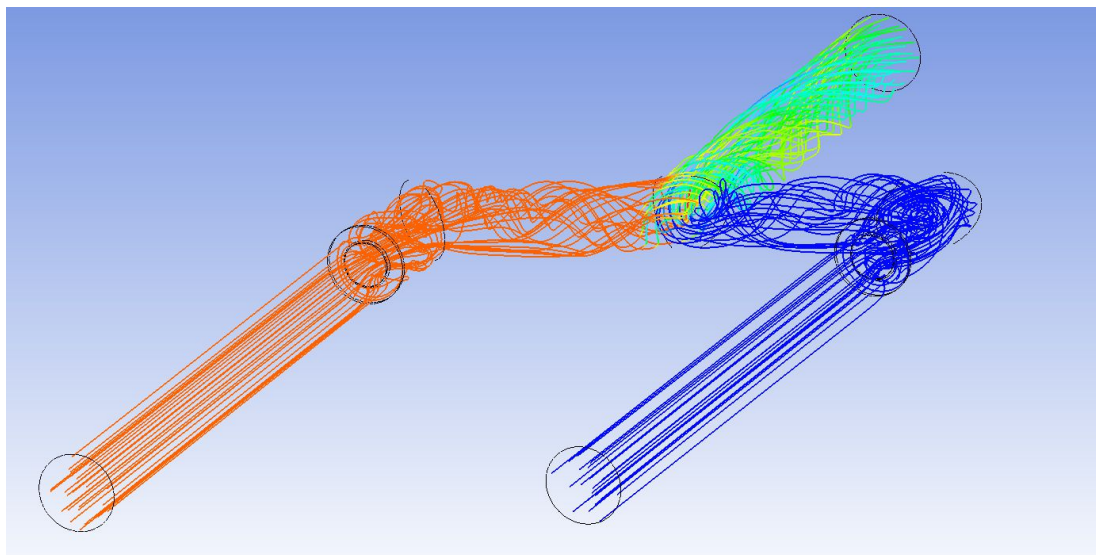
6.5 Výsledky upraveného výpočtu

Výpočet byl ponechán v běhu po dobu 800 iterací a za tuto dobu se neprojevíly žádné trendy ukazující na možné přiblížení konvergenční. Níže je uveden záznam hodnot teploty z dvou monitorovacích bodů během výpočtu:



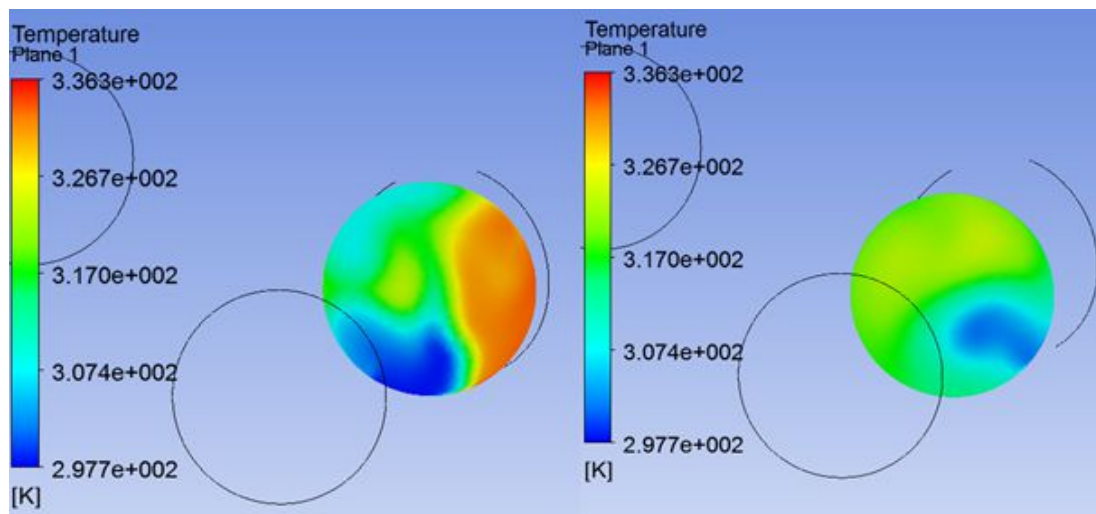
16 Monitorovací body

Je tedy zřejmé, že problém s nekonvergencí výpočtu nebyl vyřešen. Výpočet se chová eraticky a v některých momentech se teploty v sousedních bodech rozcházejí o mnoho stupňů. Grafická interpretace výsledků vypadá opět podle očekávání

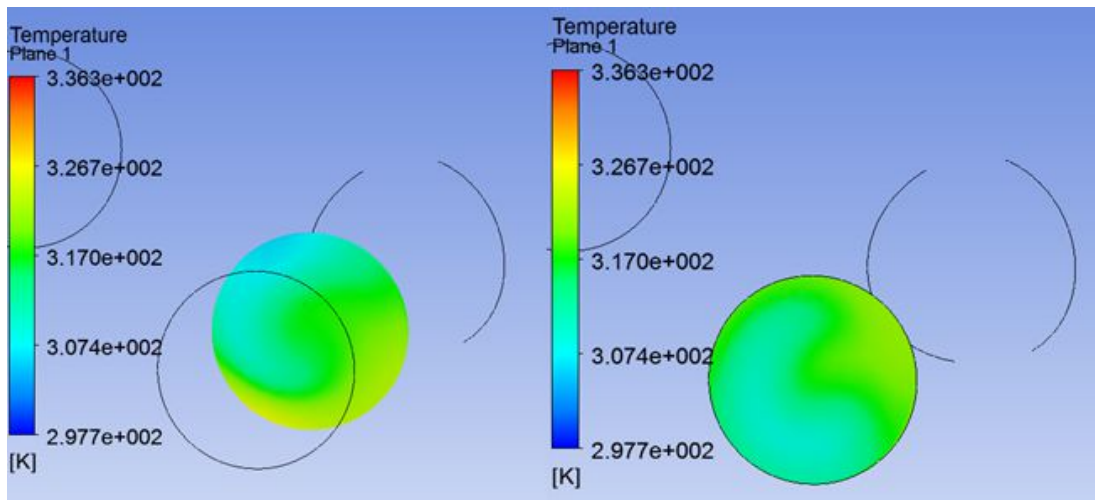


17 rozložení teplot při směšování

Níže je uvedeno teplotní pole v průřezech za směšováním.



18 rozložení teplot v průřezech 0,25 a 0,20 m od výstupu



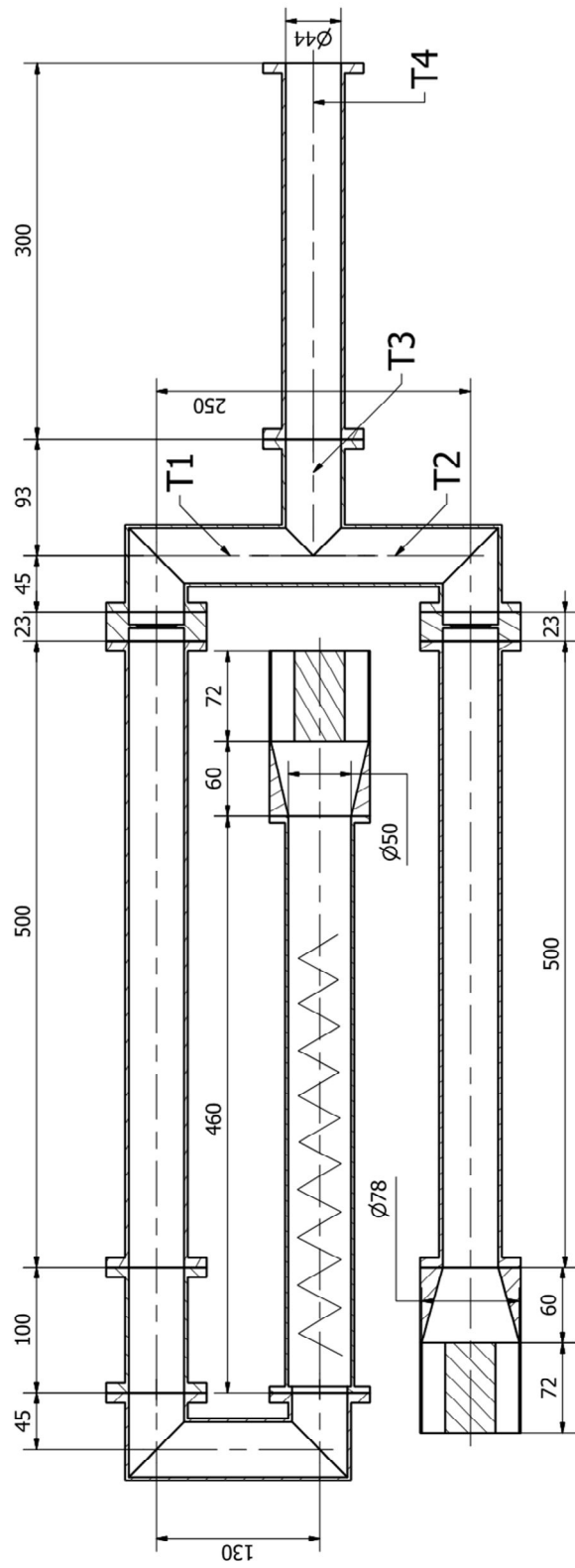
19 rozložení teploty v průřezu 0,1 m od výstupu a na výstupu

Je zřejmé, že ani teplota v průřezích není stabilní a k ideálnímu mísení nedochází. Dle autorova názoru by bylo nutné spouštět simulaci jako nestacionární, neboť změny stavů, jak v monitorovacích bodech, jsou rychle za sebou. Je možné, že při časové integraci nestacionárního výpočtu by byl získán výsledný kvalitní směšovací profil. Vzhledem k náročnosti provedení a vyhodnocení nestacionárního výpočtu, tento nebyl proveden.

7 Provedení trati

7.1 Provedení celku

Trať byla stavěna obdobně, jako v případě předešlé úlohy. Tělo trati bylo postaveno převážně z plexisklové trubky, doplňující díly byly vyrobeny přímo v laboratoři mechaniky tekutin. Schéma trati je uvedeno níže. Rovné díly byly doplněny pouze o příruby. Kolmost konců trubek byla upravena na soustruhu. Tvar trati se zatočením jedné části do středu byl navržen s cílem minimalizovat vnější rozměry trati avšak současně zachovat nutnou délku rovných úseků před clonami. Jednou z motivací pro stavbu nové trati je její mobilita. Předpokladem pro mobilitu jsou kompaktní rozměry a pevný rám, aby mohla být trať uklizena a nezabírala místo v čase, kdy není používána.



20 Schéma trati

7.2 Pohon trati

K pohonu byly využity protiběžné axiální ventilátory o průměru řady SanAce 80, respektive jejich varianta s napájením **12 V**. Celý produktový list je umístěn v příloze.



21 Ventilátor SanAce 80

Předmětné ventilátory by měly být schopny čerpat hmotnostní tok $q_m = 0,96 \text{ kg} \cdot \text{min}^{-1}$ při měřeném $\Delta p = 1800 \text{ Pa}$. Pro regulaci ventilátorů posloužilo pouze napěťové, respektive proudové, řízení. Ukázalo se, že silné vibrace ventilátorů mají za následek povolování mitek šroubů, které je drží na místě.

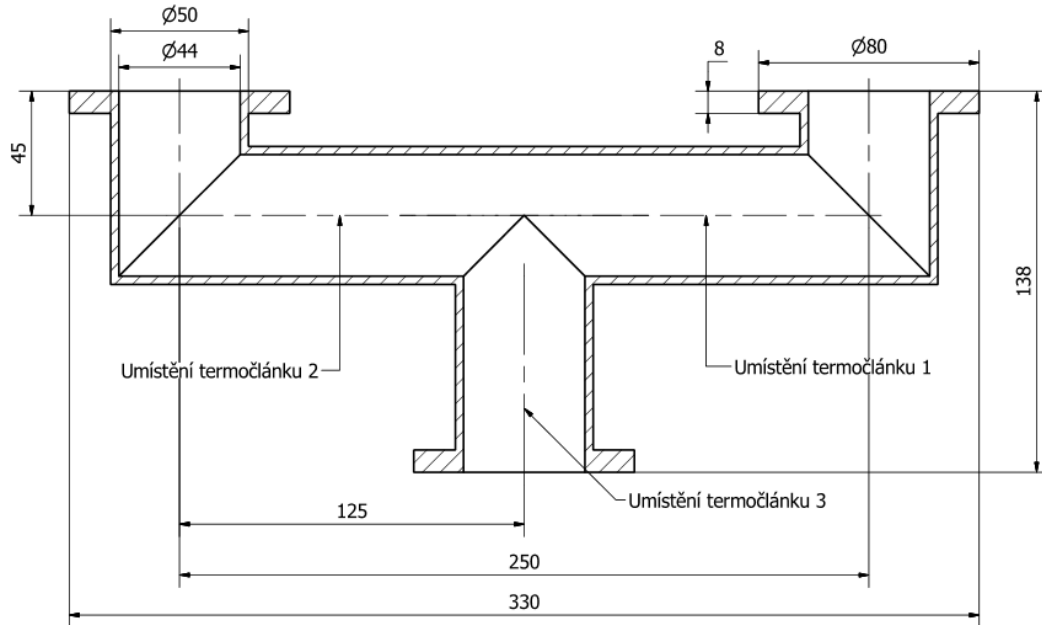
7.3 Transportní koleno

Transportní koleno je umístěno za topným tělesem a přivádí teplý vzduch do zbytku trati. Tento tvar byl komplikovaný na výrobu, především z důvodu křehkosti plexiskla. Zkosení pod úhlem 45° vždy zanechalo slabý konec trubky a i při sousledném frézování materiál praskal. Rys kolene je umístěn v příloze.

7.4 Směšovací koleno

Během výroby kolene došlo k lomu z důvodu křehkosti materiálu. Porušená strukturální pevnost kolene není kritická, neboť koleno i připojené trubky jsou uchyceny k rámu, který pevnost garantuje. Šířka kolene byla volena tak, aby se mezi dvě vstupní ramena vešlo sací rameno teplé větve. Rozmístění termočlánků bylo určeno s ohledem na numerický

experiment. Ten sice nepřinesl jednoznačné výsledky, obecný tvar směšovací zóny však ano. Podle stability měřených teplot bude moct být posouzeno teplotní pole traverzováním termočlánku.



22 Schéma směšovacího kolene

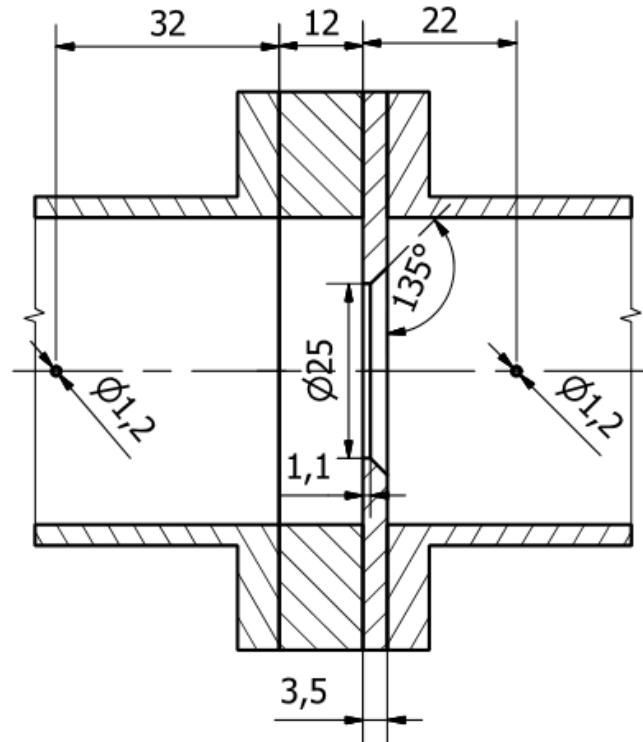
7.4.1 Izolace na směšovacím prostoru

Směšovací koleno bylo dále zaizolováno materiálem „mirelon“. Vliv této izolace na směšovací prostor je diskutabilní, neboť je měření teploty prováděno velmi blízko směšovacímu prostoru a délka, kterou vzduch v trubce urazí před snímaním teploty je rovna zhruba dvěma poloměrům trubky. Rychlost proudění bude v tomto místě taková, že doba proudění mezi termočlánky bude v řádu setin sekund. Proti návrhu kolene byl z konstrukčních důvodů přemístěn termočlánek 3, neboť jeho umístění na koleno by znemožnilo přístup k přírubě.

Nutnost izolování měřicího prostoru tedy vzešla především z tvaru trati, kdy sání ventilátoru na teplé větvi bude vytvářet tok vzduchu přímo kolem směšovacího prostoru. Kvantifikace vlivu izolace není analyticky řešitelný problém, a proto je její umístění na trati výrazem opatrnosti.

7.5 Provedení clon

Měření hmotnostního toku v trati je provedeno za pomoci clon. Průměr těchto clon byl stanoven na **25 mm**.



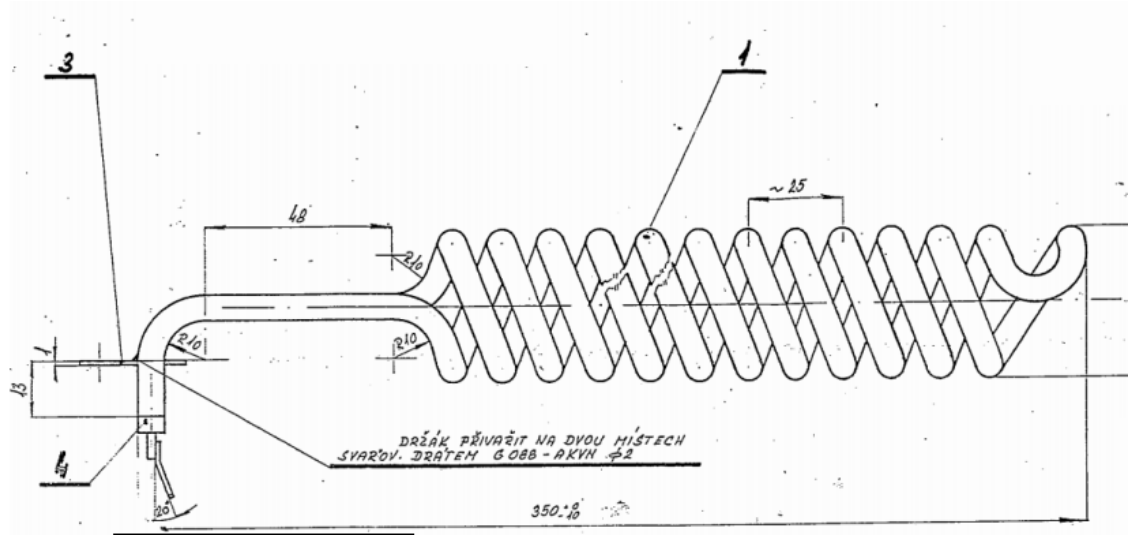
23 Provedení clony

Před clonu byl umístěn distanční kroužek vyřezaný z rovinného plexiskla. Tento kroužek je návrhovým reliktem, který nebyl odstraněn po změně umístění tlakových odběrů na cloně z koutových na vzdálené o D před, respektive o $D/2$ za clonu¹⁰. Clona kruhového tvaru byla vyřezána z rovinného plexiskla. Sražení na zadní straně bylo provedeno na soustruhu a je tak zaručena identičnost clonových kotoučů. Z vnější strany byly na clonu připojeny hadičky Festo, které se následně přes soustavu ventilů a spojek sbíhají do tlakového převodníku.

¹⁰ (ISO-5167:2, 2003, str. 12)

7.6 Provedení topného tělesa

Topné těleso bylo přejato z předešlé úlohy. Toto samotné se skládá ze dvou částí. Topná spirála byla dodána společností Eltop Praha. Vlastní výroba topné spirály nepřipadala v úvahu především s ohledem na požadovaný výkon. Umístění spirály do plexisklové trubky nepřipadalo v úvahu zejména kvůli teplotní nestabilitě plexiskla. Ačkoliv bude při měření výkon tělesa upraven tak, aby teplota teplého proudu nepřesáhla bezpečnou hranici, teplota tělesa bude muset být pro dosažení takové teploty proudu vyšší. Nadto budou zcela jistě vznikat na tělese teplotní špičky, kterými by bylo plexisklo porušeno. Topné těleso bylo proto umístěno v trubce z nerezové oceli, která má navíc naproti běžné oceli nižší tepelnou vodivost.



24 Rys topného tělesa (Eltop Praha)

7.6.1 Výkon topného tělesa

Výkon topného tělesa byl navržen pro zaručené dosažení požadované teploty teplé větve trati. Požadovaná maximální teplota trati $T_{max} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, tedy nejvyšší možný ohřev $\Delta T = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

7.6.1-1

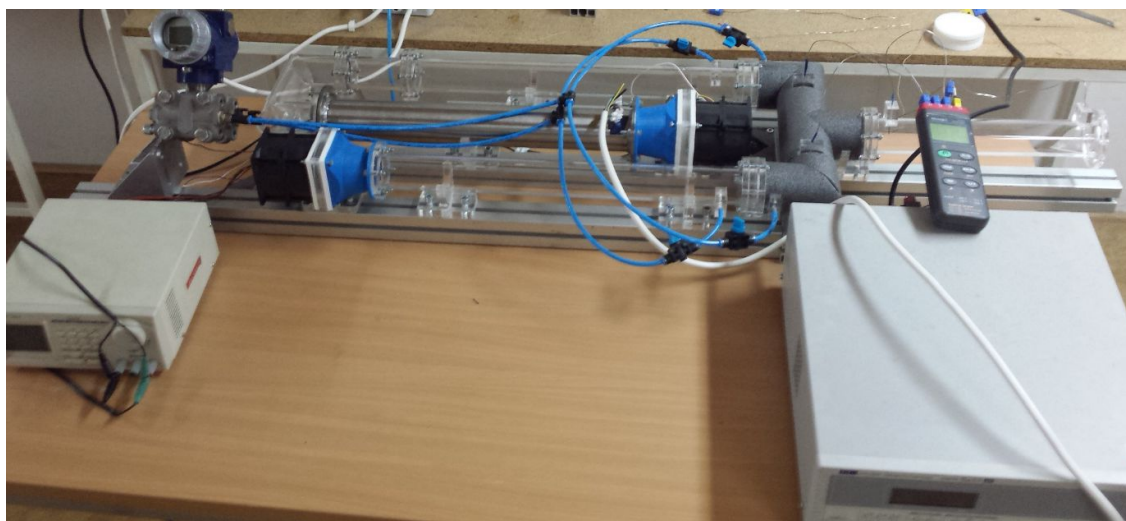
$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \approx 1 \text{ kW}$$

7.6.1-2

Výkon topného tělesa bude regulován za pomoci laboratorního zdroje. Bude utvořena kalibrační tabulka při ustáleném stavu, ze které bude možno odečíst konkrétní výkony pro konkrétní dosažené teplotní rozdíly.

7.7 Pitotovy sondy

Pitotovy sondy nebyly do rovných dílů trati umístěny. Tento návrhový prvek byl vynechán, neboť přítomnost Pitotových sond není nutná pro provedení úlohy a trubky se při výrobě kolen ukázaly být velmi křehké. Z těchto důvodů nebyly Pitotovy sondy zařazeny do trati.



25 Sestavení trati připravené k měření

8 Naměřené hodnoty

Při proměření trati byly s výhodou využity laboratorní zdroje, které byly v laboratořích k dispozici. Bylo možno provést jednotlivá měření pro různé proudy, respektive výkony, dodávané do topného tělesa. Proto je pro každé provedené měření k dispozici několik naměřených bodů a k nim příslušných teplot.

8.1 Čas záběhu

Jednou z nejdůležitějších vlastností postavené trati má být zkrácení doby záběhu. Jako kritérium záběhu bylo zvoleno nezměnění hodnoty teploty v teplé větvi o desetinu stupně za 80 sekund. Jako stabilizovaný byl vybrán stav, který nastal po změně stavu splňujícího kritérium. Je také nutno brát v potaz tepelný výkon celé trati. V této figurují ventilátory s příkonem 70W každý a topné těleso, které bylo v jednom cyklu puštěno s příkonem 360W. Tento tepelný výkon způsobuje ohřátí celé místnosti, ve které je trat umístěna. Toto je také vidět na změřených teplotách okolí, přestože je místnost aktivně odvětrávána. Je možné předpokládat, že kdyby byla trať umístěna v místnosti s o mnoho větší tepelnou kapacitou, byla by doba záběhu kratší.

Průměrná doba záběhu byla 12 minut v době, kdy bylo měřeno po stupních výkonu a 15 minut, když bylo měřeno ze studené trati do plného výkonu.

8.2 Měření souměrně napájenými ventilátory

První měření bylo provedeno souměrně napájenými ventilátory, kdy tyto byly připojeny do jedné sady svorek na zdroji.

8.2.1 Pohon trati

Zdroj, který byl k dispozici, bohužel neumožňoval napájení ventilátorů jejich pracovním napětím. Při napájení 12 V byl proud 6,4 A, přestože má výrobce v katalogu uveden jmenovitý proud 5,3 A. Nejvyšší proud poskytovaný zdrojem měl velikost 10 A, při tomto omezení bylo napětí na ventilátorech $\sim 10V$. To tedy znamená, že ventilátory nepracovaly na svůj plný výkon. Následně byl zaznamenán silný proud vzduchu vystupující před ventilátory, na stranu sání. Autorovi není známo, čím je tento proud způsoben. Jeví se, že vystupuje po stěně ventilátoru, z mezery mezi lopatkami a stěnou. Tomu odpovídají i

následně změřené tlakové diference změřené na clonách, které jsou zhruba třetinové proti návrhovému výpočtu clon při platnosti charakteristik ventilátorů.

8.2.2 Průběh cyklů měření

Jak bylo avizováno výše, měření proběhlo v několika stupních s proměnlivým výkonem topného tělesa. S výkonem ventilátorů nebylo manipulováno. Poslední cyklus byl zastaven na teplotě $T_2 = 60\text{ °C}$ z důvodu termální stability plexiskla, ze kterého je trať vyrobena. Níže jsou uvedeny cykly společně s hodnotami napětí a proudu v topném tělese. Výkon, který je v tabulce také uveden, byl spočítán za pomoci následující rovnice:

$$P = U \cdot I$$

8.2.2-8.21

Hodnoty napájení:

Cyklus	U [V]	I [A]	P [W]
0	0	0	0
1	17.85	5	89.25
2	21.4	6	128.4
3	25	7	175
4	28.5	8	228
5	32.1	9	288.9

Tabulka 5

8.2.3 Změřené hodnoty

Teploty z termočlánků byly odečítány teploměrem s rozlišením jedné desetiny stupně. Teplota okolí byla odečítána z termočlánku, který byl umístěn zhruba jeden metr od trati, aby byl jak nejméně ovlivněn.

Cyklus	T_{ok}	T_1	T_2	T_3	T_4	Δp_t	Δp_s
0	30.1	34	32.7	33.4	33.3	367	380
1	30.6	34.6	40.9	37.8	37.5	367	380
2	30.7	34.8	44.8	39.8	39.8	370	380
3	31.1	35	49.2	42.1	42.1	370	383
4	31.2	35.1	54.1	44.6	44.6	370	385
5	31.3	35.2	60	47.5	47.5	372	387

Tabulka 6

Kde Δp_t a Δp_s jsou rozdíly tlaků změřené na clonce v teplé, respektive studené větvi. Tyto rozdíly byly zjištěny za pomoci digitálního tlakového převodníku.

V nultém cyklu nebylo topné těleso v trati napájeno vůbec. Stojí za povšimnutí, že teplota T_1 je vyšší, než teplota T_2 . Tento rozdíl je přikládán právě neaktivnímu topnému tělesu, které v tuto chvíli funguje jako chladič a odvádí teplo vygenerované ventilátorem ven z trati.

8.2.4 Hmotnostní tok

Hmotnostní tok byl zjišťován za pomoci rovnice uvedené v normě¹¹:

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \epsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad 8.2.4-2$$

Kde tlaky pro výpočet hodnoty ϵ byly upraveny pouze pro první naměřenou hodnotu. Tlakové diference se neliší mezi jednotlivými naměřenými cykly o takovou hodnotu, aby měla změna expanzního koeficientu podstatný vliv na hmotnostní tok. Koeficient C byl iterován pouze jednou, při druhé iteraci došlo ke změnám hmotnostního toku na páté platné cifře. Hustota byla spočítána za pomoci stavové rovnice, atmosférický tlak $p_b = 102200 \text{ Pa}$ byl zjištěn z archivů meteorologické stanice Strahov.

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad 8.2.4-2$$

¹¹ (ISO-5167:2, 2003)

Cyklus	ρ_s	ρ_t	q_{mt}	q_{ms}
0	1.159159	1.164085	1.034E-02	1.050E-02
1	1.156899	1.133691	1.020E-02	1.049E-02
2	1.156147	1.119785	1.018E-02	1.049E-02
3	1.155397	1.1045	1.011E-02	1.052E-02
4	1.155022	1.087962	1.003E-02	1.055E-02
5	1.154647	1.068694	9.970E-03	1.057E-02

Tabulka 7

8.2.5 Změny stavových veličin

Při znalosti hmotnostních toků byla následně spočítána T_{teor} za pomoci rovnice 3.1-8 a nárůst entropie vlivem nevratnosti děje za pomoci rovnice 8.2-9:

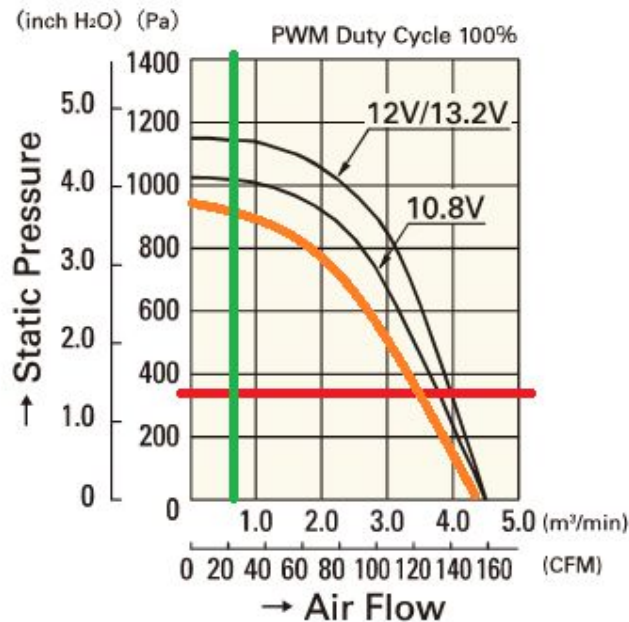
T_{teor}	$\Delta\dot{S}_{nevr}$
33.4	4.708E-05
37.7	1.067E-03
39.7	2.650E-03
42.0	5.259E-03
44.4	9.247E-03
47.2	1.544E-02

Tabulka 8

Hodnota c_p byla považována za konstantní, neboť v rozmezí teplot, kterých je v trati dosahováno, se tato liší zhruba o 0,3% ve své nejnižší a nejvyšší hodnotě. Ze změřených hodnot je patrné, že teploty T_3 a T_4 jsou vyšší, než teplota T_{teor} . Autor příkládá tento fakt disipaci energie v proudění za vzniku tepla. Nepřehlédnutelný je také fakt, že teplota T_4 nebyla nikdy změřena nižší, než teplota T_3 . Znamená to tedy, že množství tepla vysídlené ze soustavy ven stěnou výběhové trubky nemá takový vliv na teplotu proudu, aby se tento projevil na změřené teplotě.

Bez povšimnutí nemohou zůstat ani velmi nízké tlakové difference, které byly změřeny na cloně. Ačkoliv byly ventilátory napájeny nižším napětím, než jmenovitým, podle diagramu poskytnutého výrobcem se nedá předpokládat tak markantní úbytek výkonu:

Operating Voltage Range



26 Výkonnostní graf s vynesnými hodnotami měření

Kdy červenou úsečkou je vyjádřena přibližná tlaková ztráta v trati, zelenou přibližný hmotnostní tok v trati a oranžovou předpokládaná výkonnostní křivka ventilátoru pro napájecí napětí 9 V. Pro vysvětlení nastalého stavu se nabízejí čtyři možnosti. První možností je, že proud vzduchu vystupující z ventilátoru ve směru sání je parazitním jevem, který by byl v případě zamontování ventilátoru do trubky potlačen. Není také možno kvantifikovat úbytek hmotnostního toku vlivem tohoto proudu. Dalším možným vysvětlením je nevyrovnaná charakteristika ventilátorů při nižších výkonech. Třetím možným vysvětlením jsou nepravdivé výkonnostní diagramy poskytnuté výrobcem. Poslední možností je špatně provedené měření hmotnostního toku. Toto je však možné alespoň rámcově ověřit.

Do trati je přiváděn známý výkon na topném tělese a je známa teplota okolí a teplota trati po ustálení bez vytápění. Dále je znám rozdíl teplot, který topné těleso v trati vygeneruje. Z těchto dat je možné zhruba spočítat hmotnostní tok v trati.

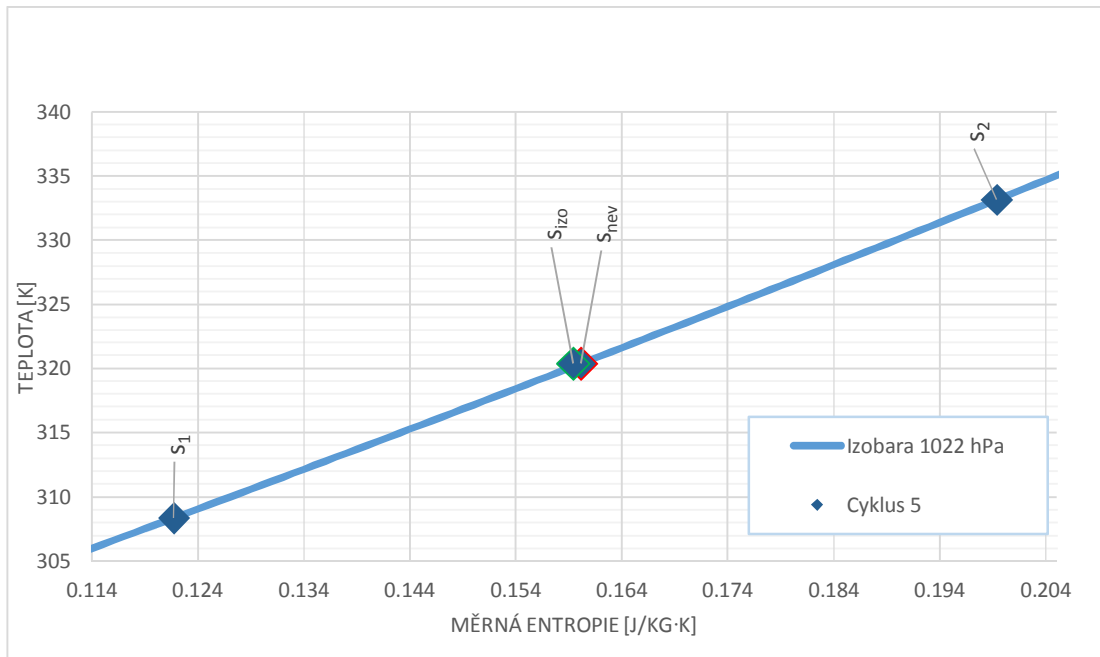
$$q_m^5 = \frac{T_2^5 - T_{ok}^5 - (T_2^0 + T_{ok}^0)}{P^5 \cdot c_p} \quad 8.2.4-3$$

$$q_m^5 = 0.0109 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

q_m^5 je tedy zhruba o 10% vyšší, než q_m^5 spočítaný za pomoci clony, avšak tento je navýšen o tepelné ztráty mezi topným tělesem a snímačem teploty T_2 . Lze tedy říci, že hmotnostní tok je měřen správně a chyba tohoto měření rozhodně není taková, aby způsobila výše popsané odchylky od očekávaného stavu.

8.2.6 Grafické znázornění

Do grafu uvedeného níže byla vynesena izobara atmosférického tlaku předmětného dne. Izobara byla nulována pro teplotu 0°C ¹². Následně byly do grafu vyneseny body pátého měřicího cyklu, kdy byl rozdíl teplot největší.



Graf 1

¹² (Prof. Ing. Jiří Nožička, 2004, str. 50)

Bod \dot{s}_{nev} reprezentuje měrnou entropii proudu po smísení. Bod \dot{s}_{izo} představuje smíšenou entropii stavů 1 a 2 (reprezentovaných teplotami T_1 a T_2), v případě, že by byl děj izoentropický. \dot{s}_{izo} byla získána z následující rovnice:

$$\dot{s}_{izo} = \frac{\dot{s}_1 \cdot q_{m1} + \dot{s}_2 \cdot q_{m2}}{q_{m1} + q_{m2}} \quad 8.2.6-1$$

Je patrné, že $s_{mís} > s_{prům}$. Tento rozdíl je způsoben nevratností děje směřování. Výpočet změny entropie v trati vlivem sdílení tepla ve výběhovém dílu neposkytuje požadované výsledky, neboť teplota na konci výběhového dílu je vyšší, než teplota teoretická během směřování. Výsledkem takového výpočtu by byl nárůst entropie soustavy, ačkoliv teoreticky by mělo dojít k poklesu.

$$\Delta\dot{S}_{výb} = c_p \cdot (q_{ms} + q_{mt}) \cdot \ln\left(\frac{T_4}{T_{teor}}\right) \quad 8.2.6-2$$

Vypočítané hodnoty $\Delta\dot{s}$ vlivem nevratnosti děje a vlivem sdílení tepla do okolí, respektive v některých případech nárůstu teploty:

Cyklus	$\Delta\dot{S}_{výb}$	$\Delta\dot{S}_{celk}$
0	-3.459E-02	-3.454E-02
1	-1.138E-01	-1.127E-01
2	3.879E-02	4.144E-02
3	7.036E-02	7.561E-02
4	1.108E-01	1.200E-01
5	1.153E-01	1.308E-01

Tabulka 9

V cyklu 0 a 1 tok entropie v soustavě klesá. Toto je důsledkem sdílení tepla ven ze soustavy.

8.3 Měření s nesouměrně napájenými ventilátory

Další měření bylo provedeno s nesouměrně napájenými ventilátory, kdy ventilátor na teplé větvi byl připojen ke zdroji schopnému poskytnout plný výkon jmenovaného ventilátoru. Ventilátor na studené větvi byl připojen k slabšímu zdroji.

8.3.1 Pohon trati

Ventilátor na teplé větvi trati byl připojen ke zdroji, jež byl schopen dodávat 12,6 V při 6,5 A. Ventilátor tak pracoval na téměř maximálním výkonu. Ventilátor na studené větvi byl připojen ke zdroji poskytujícímu proud maximálně 4,3 A při tomu odpovídajícím napětí 9,6 V. Dříve zmíněné proudění vzduchu z čela ventilátorů pryč bylo subjektivně slabší u ventilátoru pracujícímu na vyšší výkon.

8.3.2 Průběh cyklů měření

Jako v předešlém případě, měření proběhlo v několika stupních s proměnlivým výkonem topného tělesa. S výkonem ventilátorů nebylo manipulováno. Poslední cyklus byl zastaven na teplotě $T_2 = 60\text{ }^\circ\text{C}$ z důvodu termální stability plexiskla, ze kterého je trať vyrobena. Proti minulému měření byl změřen o jeden cyklus navíc, kdy vyšší hmotnostní tok v teplé větvi umožnil spuštění topného tělesa na vyšší výkon. Níže jsou uvedeny cykly společně s hodnotami napětí a proudu v topném tělese.

Hodnoty napájení:

Cyklus	U [V]	I [A]	P [W]
0	0	0	0
1	17.85	5	89.25
2	21.4	6	128.4
3	25	7	175
4	28.5	8	228
5	32.1	9	288.9
6	36	10	360

Tabulka 10

8.3.3 Změřené hodnoty

Teploty z termočlánků byly odečítány teploměrem s rozlišením jedné desetiny stupně. Teplota okolí byla odečítána z termočlánku, který byl umístěn zhruba jeden metr od trati, aby byl co nejméně ovlivněn.

Cyklus	T_{ok}	T_1	T_2	T_3	T_4	Δp_t	Δp_s
0	27.9	31.6	31.8	31.7	31.6	542	293
1	28.6	31.7	38.6	35.8	35.8	551	296
2	29	31.7	41.8	37.7	37.7	547	296
3	29.1	31.8	45.5	39.9	40	541	302
4	29.5	31.9	49.9	42.6	42.4	542	297
5	29.4	31.9	54.9	45.6	45.6	544	302
6	29.7	32.4	60.7	48.7	48.7	545	300

Tabulka 11

Kde Δp_t a Δp_s jsou rozdíly tlaků změřené na clonce v teplé, respektive studené větvi. Tyto rozdíly byly zjištěny za pomoci digitálního tlakového převodníku.

V nultém cyklu nebylo topné těleso v trati napájeno vůbec. V tomto případě, kdy byl výkon ventilátoru v teplé větvi výrazně větší, než výkon ventilátoru ve studené větvi, teplota T_2 je při nultém měření vyšší, než teplota T_1 .

8.3.4 Hmotnostní tok

Hmotnostní tok byl zjišťován za pomoci rovnice uvedené v normě¹³. Kde tlaky pro výpočet hodnoty ϵ byly upraveny pouze pro první naměřenou hodnotu. Tlakové difference se neliší mezi jednotlivými naměřenými cykly o takovou hodnotu, aby měla změna expanzního koeficientu podstatný vliv na hmotnostní tok. Koeficient C byl iterován pouze jednou, při druhé iteraci došlo ke změnám hmotnostního toku na páté platné cifře. Hustota byla spočítána za pomoci stavové rovnice, atmosférický tlak $p_b = 102400 Pa$ byl zjištěn z archivů meteorologické stanice Strahov.

¹³ (ISO-5167:2, 2003)

Cyklus	ρ_s	ρ_t	q_{mt}	q_{ms}
0	1.170574	1.169806	1.262E-02	9.224E-03
1	1.17019	1.14429	1.259E-02	9.270E-03
2	1.17019	1.132663	1.248E-02	9.270E-03
3	1.169806	1.119511	1.234E-02	9.362E-03
4	1.169422	1.104263	1.227E-02	9.282E-03
5	1.169422	1.087433	1.219E-02	9.360E-03
6	1.167509	1.068541	1.210E-02	9.321E-03

Tabulka 12

8.3.5 Změny stavových veličin

Při znalosti hmotnostních toků byla následně spočítána T_{teor} za pomoci rovnice 3.1-8 a nárůst entropie vlivem nevratnosti děje za pomoci rovnice 8.3-9:

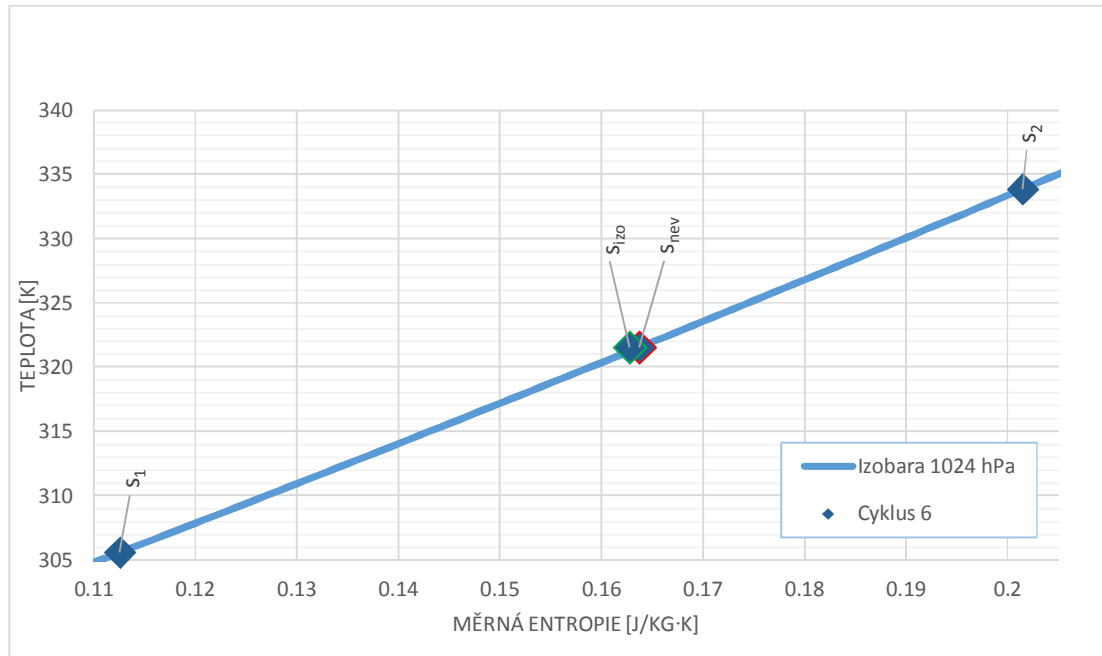
T_{teor}	$\Delta\dot{S}_{nevr}$
31.7	1.153E-06
35.7	1.342E-03
37.5	2.835E-03
39.6	5.155E-03
42.1	8.702E-03
44.9	1.401E-02
48.4	2.067E-02

Tabulka 13

Ze změřených hodnot je patrné, že teploty T_3 a T_4 jsou vyšší, než teplota T_{teor} . Jak bylo zmíněno dříve, tento fakt je přisuzován disipaci energie v proudění za vzniku tepla. Ani v tomto případě nepřekonal sdílení tepla z trati ven rozlišení měřicího přístroje. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno k modifikaci trati pro budoucí měření.

8.3.6 Grafické znázornění

Do grafu uvedeného níže byla vynesena izobara atmosférického tlaku předmětného dne, tj. $p_b = 1024 \text{ hPa}$. Izobara byla nulována pro teplotu 0°C . Následně byly do grafu vyneseny body šestého měřicího cyklu, kdy byl rozdíl teplot největší.



Graf 2

Bod \dot{s}_{nev} odpovídá toku měrné entropie proudu po smíšení. Bod \dot{s}_{izo} představuje smíšenou entropii stavů 1 a 2 (reprezentovaných teplotami T_1 a T_2), v případě, že by byl děj izoentropický. \dot{s}_{izo} byla získána z následující rovnice

$$\dot{s}_{izo} = \frac{\dot{s}_1 \cdot q_{m1} + \dot{s}_2 \cdot q_{m2}}{q_{m1} + q_{m2}} \quad 8.3.6-1$$

Je patrné, že $s_{nev} > s_{izo}$. Tento rozdíl je způsoben nevratností děje směšování. Výpočet změny entropie v trati vlivem sdílení tepla ve výběhovém dílu neposkytuje požadované výsledky, neboť teplota na konci výběhového dílu je vyšší, než teplota teoretická během směšování. Výsledkem takového výpočtu by byl nárůst entropie soustavy, ačkoliv teoreticky by mělo dojít k poklesu.

$$\Delta\dot{S}_{výb} = c_p \cdot (q_{ms} + q_{mt}) \cdot \ln\left(\frac{T_4}{T_{teor}}\right)$$

8.3.6-2

Vypočítané hodnoty:

Cyklus	$\Delta\dot{S}_{výb}$	$\Delta\dot{S}_{celk}$
0	-8.007E-02	-8.007E-02
1	7.743E-02	7.878E-02
2	1.189E-01	1.217E-01
3	2.246E-01	2.298E-01
4	1.300E-01	1.387E-01
5	3.290E-01	3.430E-01
6	1.397E-01	1.603E-01

Tabulka 14

8.4 Měření s výběhovým dílem

Další měření bylo provedeno s nesouměrně napájenými ventilátory a nadto byl výběhový díl trati nahrazen dílem novým, který měl svými vlastnostmi uspišit sdílení tepla ven z trati.

8.4.1 Pohon trati

Ventilátor na teplé větvi trati byl připojen ke zdroji, jenž byl schopen dodávat 12,2 V při 6,2 A. Ventilátor tak pracoval na velmi vysoký výkon. Ventilátor na studené větvi byl připojen ke zdroji poskytujícímu proud maximálně 4,3 A při tomu odpovídajícím napětí 9,6 V.

8.4.2 Průběh cyklů měření

Na rozdíl od předešlých měření, výkon topného tělesa byl dávkován hruběji, a to s krokem 2 A. S výkonem ventilátorů nebylo během samotného měření manipulováno. Poslední cyklus byl zastaven při proudu 9 A po zkušenostech z minulých měření z důvodu termální stability plexiskla, ze kterého je trať vyrobena. Rozdíl proti předešlému měření byl v tomto případě právě přidaný výběhový díl

8.4.3 Modifikace trati

Výběhový díl byl prodloužen, aby měl větší teplosměnnou plochu. Byl také zkonstruován z mosazi namísto plexiskla, která má mnohem lepší teplo vodivé vlastnosti. Příruby a snímač

teploty byly na trať přichyceny vteřinovým lepidlem. Nutno podotknout, že byla mosaz velmi znečištěná, trubka se před tím pravděpodobně nacházela v kotli. Autorovi se nepodařilo odstranit veškeré saze až na kovový povrch a tato skutečnost mohla mít vliv na výsledek měření.

Hodnoty napájení:

Cyklus	U [V]	I [A]	P [W]
0	0	0	0
1	18	5	90
2	25	7	175
3	32.4	9	291,6

Tabulka 15

8.4.4 Změřené hodnoty

Teploty z termočlánků byly odečítány teploměrem s rozlišením jedné desetiny stupně. Teplota okolí byla odečítána z termočlánku, který byl umístěn zhruba jeden metr od trati, aby byl jak nejméně ovlivněn. Teplota T_3 nebyla při tomto měření sledována. Teplotní odběr nebyl u dílenských důvodů zakomponován do trati a nadto teplota T_3 věrně opisuje T_{teor} .

Cyklus	T_{ok}	T_1	T_2	T_3	T_4	Δp_t	Δp_s
0	28	31.4	31.4	-	31.2	477	380
1	28.1	32	38.9	-	35.9	485	265
2	28.2	32.4	45.9	-	40.4	503	267
3	28.2	32.1	55.6	-	46.1	494	266

Tabulka 16

Kde Δp_t a Δp_s jsou rozdíly tlaků změřené na clonce v teplé, respektive studené větvi. Tyto rozdíly byly zjištěny za pomoci digitálního tlakového převodníku. V nultém cyklu nebylo topné těleso v trati napájeno vůbec.

8.4.5 Hmotnostní tok

Hmotnostní tok byl zjišťován za pomoci rovnice uvedené v normě. Kde tlaky pro výpočet hodnoty ϵ byly upraveny pouze pro první naměřenou hodnotu. Tlakové difference se neliší mezi jednotlivými naměřenými cykly o takovou hodnotu, aby měla změna expanzního koeficientu podstatný vliv na hmotnostní tok. Koeficient C byl iterován pouze jednou, při druhé iteraci došlo ke změnám hmotnostního toku na páté platné cifře. Hustota byla spočítána za pomoci stavové rovnice, atmosférický tlak $p_b = 102700 \text{ Pa}$ byl zjištěn z archivů meteorologické stanice Strahov.

Cyklus	ρ_s	ρ_t	q_{mt}	q_{ms}
0	1.174774	1.174774	1.180E-02	1.051E-02
1	1.172464	1.146539	1.176E-02	8.767E-03
2	1.170929	1.121383	1.184E-02	8.795E-03
3	1.17208	1.088296	1.156E-02	8.782E-03

Tabulka 17

8.4.6 Změny stavových veličin

Při znalosti hmotnostních toků byla následně spočítána T_{teor} za pomoci rovnice 3.1-8 a nárůst entropie vlivem nevratnosti děje za pomoci rovnice 8.4-9:

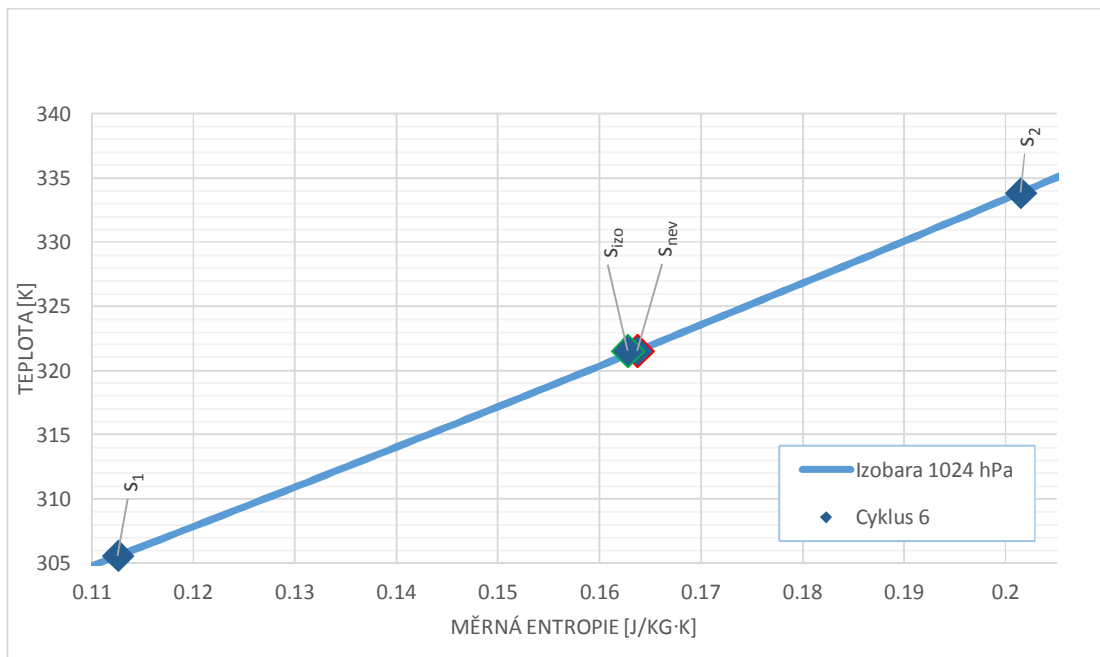
T_{teor}	$\Delta\dot{S}_{nev}$
31.4	0
36.0	1.260E-03
40.1	4.730E-03
45.5	1.375E-02

Tabulka 18

Ze změřených hodnot je patrné, že teplota T_4 je kromě jednoho případu vyšší, než teplota T_{teor} . To tedy znamená, že změna materiálu výběhu trati nepřinesla názorné sdílení tepla ven. Autor se domnívá, že cestou k lepšímu sdílení tepla ven z trati by bylo vyrobení trubky s žebrováním, případně vynucením proudění přímo okolo části trati, která je určena pro sdílení tepla.

8.4.7 Grafické znázornění

Do grafu uvedeného níže byla vynesena izobara atmosférického tlaku předmětného dne, tj. $p_b = 1024 \text{ hPa}$. Izobara byla nulována pro teplotu 0°C . Následně byly do grafu vyneseny body pátého měřicího cyklu, kdy byl rozdíl teplot největší.



Graf 3

Bod \dot{s}_{nev} reprezentuje měrnou entropii proudu po smísení. Bod \dot{s}_{izo} reprezentuje průměrnou entropii dvou stavů 1 a 2 (reprezentovaných teplotami T_1 a T_2), v případě, že by směšování bylo izoentropický. Tato je vypočítána z rovnice uvedené níže:

$$\dot{s}_{izo} = \frac{\dot{s}_1 \cdot q_{m1} + \dot{s}_2 \cdot q_{m2}}{q_{m1} + q_{m2}} \quad 8.3.6-1$$

Je patrné, že $s_{nev} > s_{izo}$. Tento rozdíl je způsoben nevratností děje směšování. Výpočet změny entropie v trati vlivem sdílení tepla ve výběhovém dílu nepřináší rozdíl proti předchozím dvěma variantám, přestože byla trať za tímto účelem modifikována. Teplota na konci výběhového dílu je vyšší, než teplota teoretická během směšování. Výsledkem takového výpočtu by byl nárůst entropie soustavy, ačkoliv teoreticky by mělo dojít k poklesu.

$$\Delta\dot{S}_{výb} = c_p \cdot (q_{ms} + q_{mt}) \cdot \ln\left(\frac{T_4}{T_{teor}}\right) \quad 8.3.6-2$$

Vypočítané hodnoty:

Cyklus	$\Delta\dot{S}_{výb}$	$\Delta\dot{S}_{celk}$
0	-1.431E-01	-1.431E-01
1	-3.030E-02	-2.904E-02
2	1.301E-01	1.349E-01
3	2.876E-01	3.013E-01

Tabulka 19

Součet toků entropie je kladný v cyklech 2 a 3, neboť teplota v trati rostla a nadto byl děj nevratný. Obě tyto změny jsou z hlediska toků entropie kladné, proto je i jejich součet kladný. V cyklech 0 a 1 je naopak teplota na výběhu nižší, než teplota teoretická a tato změna má na tok entropie větší vliv, než její nárůst vlivem nevratnosti děje.

9 Závěr

V práci byl proveden teoretický rozbor adiabatického směšování dvou proudů vzduchu. Na základě tohoto rozporu byla navržena měřicí trať, která měla jak nejlépe splňovat kritéria laboratorní úlohy pro měření se studenty stejně tak jako kritéria vyplývající z teoretické korektnosti prováděných měření.

Byla provedena optimalizace tvaru směšovacího prostoru, který byl z velké části zodpovědný za špatné směšování dříve realizované úlohy. Byl navržen jiný postup zastavení ventilátorů do trati, kdy kontrakce měla eliminovat úplav za jádrem ventilátoru, který při měření rychlosti a průtoku Pitotovou sondou působil potíže. Byl navržen jiný způsob měření hmotnostního toku v trati a to za pomoci clony. Clona byla navržena tak, aby při použití vybraných ventilátorů zůstal zachován požadovaný hmotnostní tok a zároveň aby byly měřeny jak největší tlakové diference.

Následně bylo provedeno ověření směšovací geometrie. Ani přes provedené úpravy výpočtu nedošlo při výpočtu ke konvergenci teploty v monitorovacím bodě ani teplotního pole za směšováním. Autor se domnívá, že nekonvergence výpočtu mohla být způsobena výpočetní sítí či špatně zvoleným časovým měřítkem pro výpočet tepla v programu CFX. Jako stejně pravděpodobná se jeví možnost, že by děj v trati byl nestacionární a výsledné výkyvy teploty skutečně odpovídaly časové proměnlivosti teplotního pole v proudě. Tomuto nenasvědčovaly stabilní teploty během měření – ačkoliv jako hodnotící kritérium nemá stabilita měřených teplot velkou výpovědní hodnotu, neboť obnovovací frekvence teploměru byla nižší jak 1 Hz. Termočlánek pro měření teploty T_3 byl umístěn za oblast směšování, která byla specifikována právě podle řešení numerické simulace. Teploty T_3 napříč měřeními velmi blízce korespondují s teplotami T_{teor} a proto je možné se domnívat, že v tomto ohledu numerický experiment poskytl požadované výsledky.

Během provádění měření byly zjištěny hmotnostní toky proudů a jejich teploty, následně byly spočítány změny stavových veličin odpovídající změnám stavů média v trati. Hmotnostní toky v trati byly výrazně nižší, než toky předpokládané. Tato skutečnost je přisuzována neschopnosti ventilátorů pracovat při podmínkách, které jejich výrobce zaručil. Na výsledky měření však nemá tato skutečnost vliv, neboť clony poskytly přesné

údaje i u menších průtoků. Bylo zjištěno, že trať je velmi dobře tepelně izolována a to natolik, že tepelné ztráty během směšování jsou nižší, než míra, kterou se projevuje nestabilní teplotní pole či teplo vzniklé třecími ztrátami. Tepelný výkon ztrát byl odhadnut pouze jako $q \cdot \Delta p \approx 0,5 \text{ W}$. Následkem toho jsou teploty v některých případech T_3 většinou o jednotky desetin K vyšší, než T_{teor} . V části trati, kde mělo docházet ke sdílení tepla ven, nedošlo ke kýženému poklesu teploty proudu. Autor tento fakt přisuzuje za vinu malé teplotní vodivosti plexiskla stejně jako velkému hmotnostnímu toku uvnitř. Z toho důvodu byl vypracován nový výběhový díl trati, který byl proveden z mosazi. Teplota T_4 však ani v tomto případě nepoklesla pod teplotu T_{teor} . Byla určena změna entropie vlivem nevratnosti děje, dále změna entropie vlivem změny teploty z T_{teor} na T_4 .

Měření	Δs vlivem nevratnosti	Δs celková
Souměrně napájené	1.544E-02	1.308E-01
Nesouměrně napájené	2.067E-02	1.603E-01
S výběhovým dílem	1.375E-02	3.013E-01

Jiná kritéria trať splňuje nad očekávání. Velmi krátká doba záběhu umožní provádět teoreticky korektní měření. Zlomkový příkon trati proti v současnosti používanému provedení nezahřívá prostředí laboratoře tolik, a proto je dříve dosaženo teplotní stability stejně, jako není snížen komfort práce v okolí trati. Mobilita trati je také excelentní. Celistvý rám umožňuje s tratí manipulovat bez potíží. Hmotnost trati je odhadnuta na 25 kilogramů.

Naproti tomu hlučnost trati je vysoká. Ačkoliv se subjektivně jeví, že je hlučnost menší než hlučnost původní trati, stále není na úrovni vhodné pro pohodlné vedení konverzace v její blízkosti. Tato skutečnost je následkem použití silných ventilátorů, které k tomu nemají sací díl. Autor se domnívá, že umístění ventilátorů do uzavřených sacích trubek výrazně omezí hlučnost trati.

Výsledkem práce je tedy kompletní trať, kterou je možno po přidání několika bezpečnostních prvků použít jako laboratorní úlohu pro měření se studenty. Trať bude poskytovat dobré výsledky odpovídající teoretickému podkladu a umožní provedení pohodlnějšího a kvalitnějšího měření, než trať v současnosti používaná.

10 Seznam zdrojů

Darcy friction factor formulae. (7. 6. 2015). Načteno z Wikipedia.org:

http://en.wikipedia.org/wiki/Darcy_friction_factor_formulae

Darcy–Weisbach equation. (2015, 6. 9). Retrieved from Wikipedia:

http://en.wikipedia.org/wiki/Darcy%E2%80%93Weisbach_equation

Hodnoty fyzikálních veličin vybraných stavebních materiálů. (nedatováno). Načteno z TZB-

info: <http://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/58-hodnoty-fyzikalnich-velicin-vybranych-stavebnich-materialu>

ISO-5167:2. (2003).

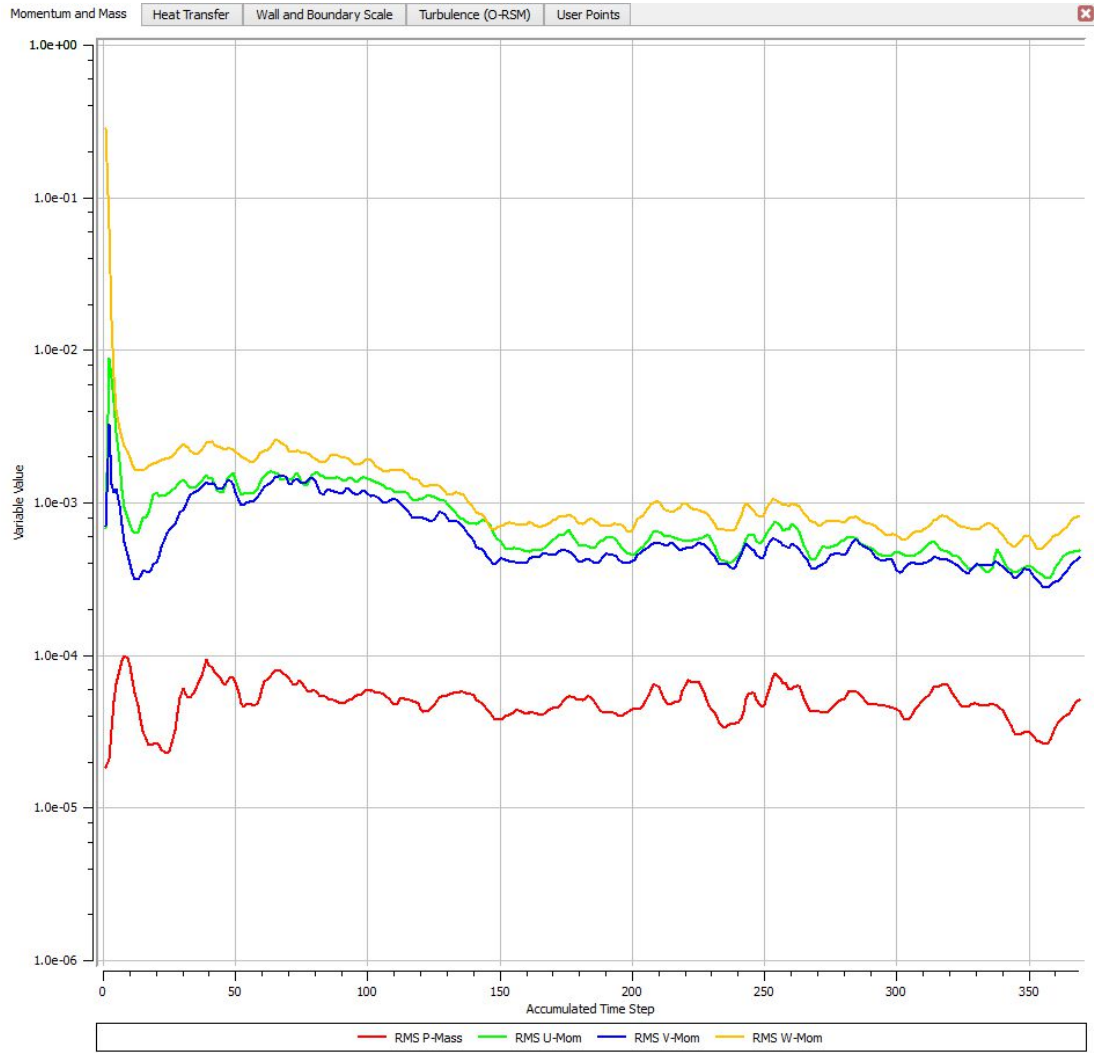
Prof. Ing. Jiří Nožička, C. (2004). *Základy termodynamiky*. Praha: Vydavatelství ČVUT.

Th. Frank, M. A.-M. (nedatováno). *Simulation of turbulent and thermal mixing in T-junctions using Urand and scale-resolving turbulence models in ansys CFX*.

Tutorial, A. (2015).

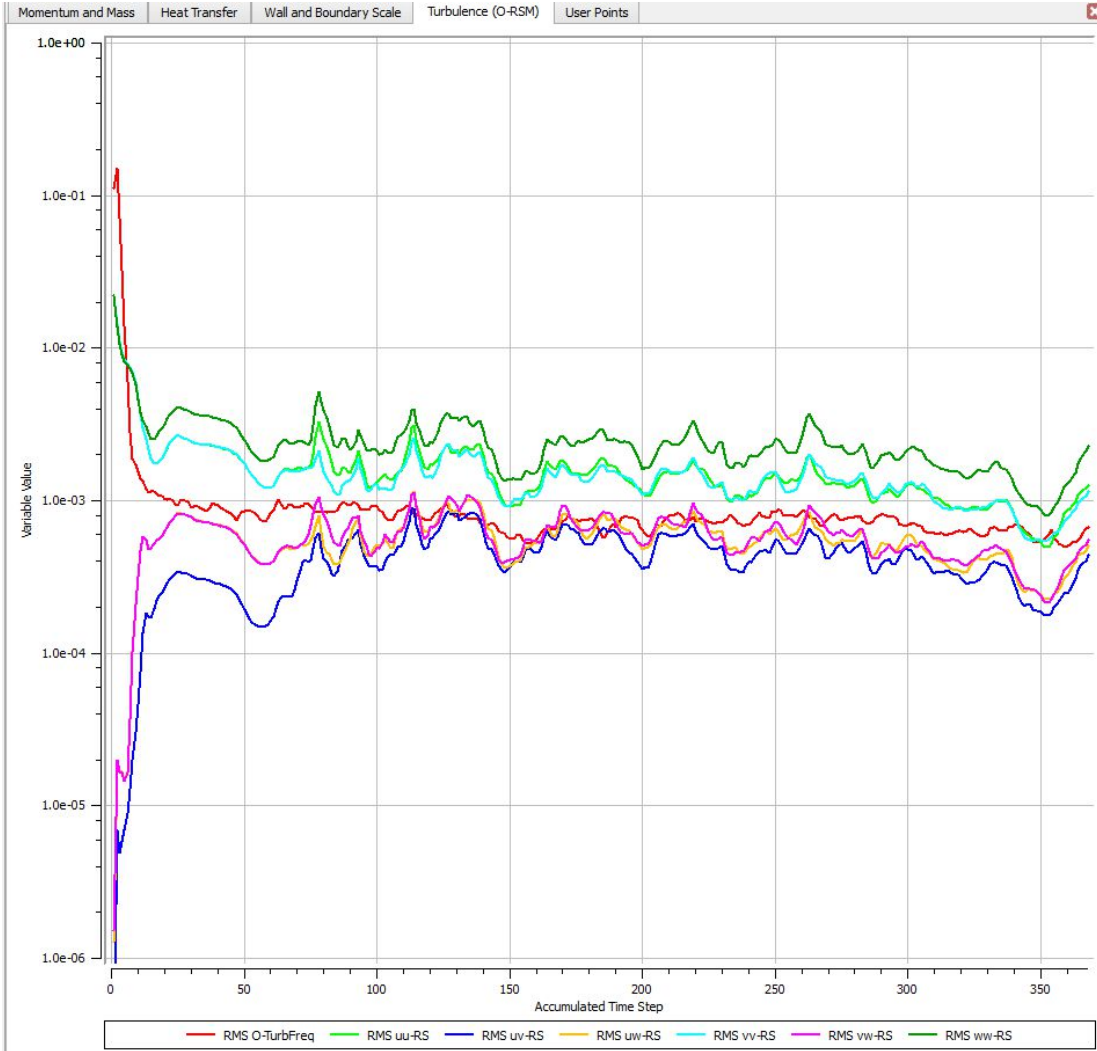
11 Přílohy

Graf udává rozložení residuí během upraveného výpočtu kapitoly 6.5.



Příloha 1

Graf udává rozložení residuí během upraveného výpočtu kapitoly 6.5.



Příloha 2

Katalogový list výrobce ventilátorů:

Counter Rotating Fan

80 mm sq.

San Ace 80

80mm thick (CRA type)



General Specifications

- Material Frame: Plastics (Flammability: UL94V-0), Impeller: Plastics (Flammability: UL94V-0)
- Expected Life Refer to specifications (L10:Survival rate:90% at 60°C , rated voltage, and continuously run in a free air state)
- Lead Wire Inlet ⊕red ⊖black (Sensor) yellow (Control) brown
Outlet ⊕orange ⊖gray (Sensor) purple (Control) white
- Storage Temperature -30°C to +70°C (Non-condensing)

80×80×80mm (Mass : 450g) **CRA type**

Specifications The following nos. have PWM controls and pulse sensors.

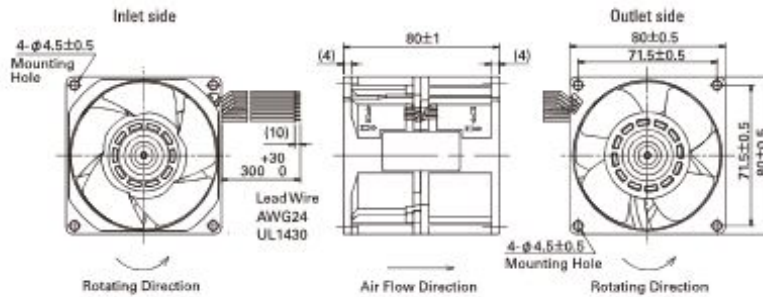
Model No.	Rated Voltage (V)	Operating Voltage Range (V)	PWM duty cycle (%)	Rated Current (A)	Rated Input (W)	Rated Speed (rpm)		Max. Air Flow (l/min) (CFM)		Max. Static Pressure (Pa) (inchH ₂ O)		SPL (dB(A))	Operating Temperature (°C)	Expected Life ^① (h)
						Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet			
9CRA0812P8G001	12	10.8 to 13.2	0	100	5.3	63.6	12,000	11,300	4.5	158.9	1,150	4.62	-10 to +70	40,000/60°C (30,000/40°C)
				0	0.2	2.4	2,000	1,900	0.74	26.1	31.9	0.13		
9CRA0848P8G001	48	40.8 to 55.2	0	100	1.32	63.4	12,000	11,300	4.5	158.9	1,150	4.62	-10 to +70	40,000/60°C (30,000/40°C)
				0	0.29	13.9	5,000	4,700	1.88	66.2	200	0.80		

Note: Expected life at 40°C ambient is just reference value.

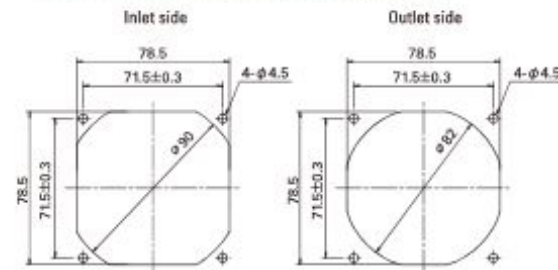
①PWM Frequency : 25kHz

Available options ⇒ Without Sensor Pulse Sensor

Dimensions (Unit : mm)

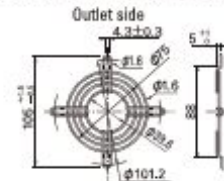


Reference dimension of mounting holes and vent opening (Unit : mm)

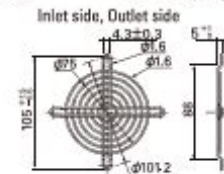


Options (Unit : mm)

Finger guards Color: Model : 19F-049C Surface treatment : Nickel-chrome plating (silver)

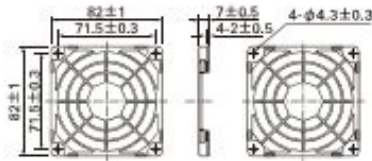


Color: Model : 19F-049E Surface treatment : Nickel-chrome plating (silver) : 19F-049H Color: Electroplating (black)



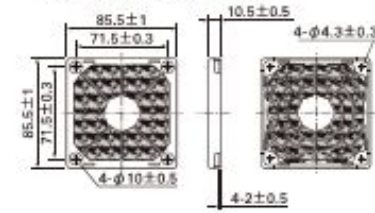
Options (Unit : mm)

Resin finger guards
Model : 109-10225



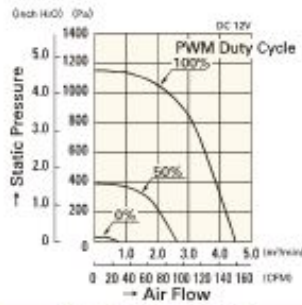
Resin filter kits

Model : 109-1022F13 (13PPF), 109-1022F23 (28PPF)
: 109-1022F33 (33PPF), 109-1022F43 (48PPF)

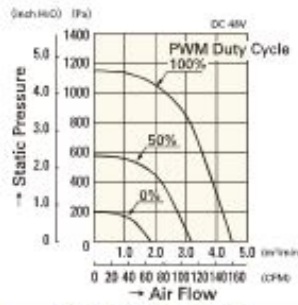


Air Flow - Static Pressure Characteristics

PWM Duty Cycle

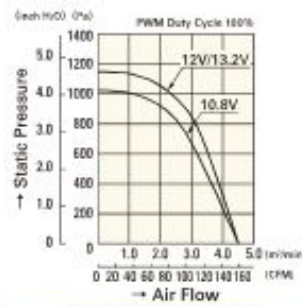


9CRA0812P8G001

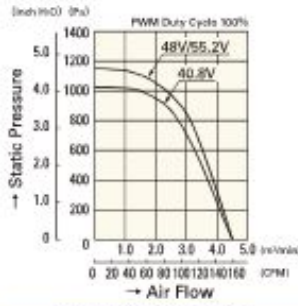


9CRA0848P8G001

Operating Voltage Range

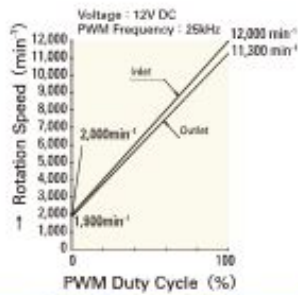


9CRA0812P8G001

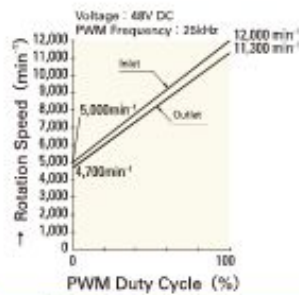


9CRA0848P8G001

PWM Duty - Speed Characteristics Example



9CRA0812P8G001



9CRA0848P8G001

první itearce							
d	0.025	m					
D	0.044	m					
s	0.001521	m ²					
c	12	počáteční odhad					
q	0.018246	m ³ /s					
qm	0.021896	kg/s					
kappa	1.4						
Re	34679.8						
C	0.670218			p2	p1		
beta	0.568182	M2'		100	100		
A	0.393126	2.176842					
epsilon	1	součinitel expanze podle kapitoly 5.3.2.2					
deltap	1653.23						
	$=B7^2*(1-B11^4)*8/(B10^2*B13^2*PI())^2*(B2)^4*1.2)$						
tlaková ztráta podle 5.4.1							
deltaw	1050.649						
tlaková ztráta za clonkou před soutokem							
f	vzorec pro reseni wolframem		$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+2.51/(28899*\sqrt{f}))$				
f	0.0055						
delka useku	1	m					
dw	23.76	Pa					
tlaková ztráta za clonkou po soutoku			$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+2.51/(28899*2*\sqrt{f}))$				
f pro 2Re	0.0046						
delka useku	0.3	m					
dw	23.8464	Pa					
celková tlaková ztráta za clonkou							
dwc	47.6064	Pa					
celková tlaková ztráta							
dw	1098.255	Pa					

Příloha 5

Druhá iterace					
d	0.025	m			
D	0.044	m			
s	0.001521	m ²			
c	15.73821	m/s	odečteno	coz je	
q	0.02393	m ³ /s	2.8	1.435826	
qm	0.028717	kg/s			
kappa	1.4				
Re	45483.16				
C	0.668835			p2	p1
beta	0.568182	M2'		101.6532	100
A	0.316455	2.176842			
epsilon	1.004568	součinitel expanze podle kapitoly 5.3.2.2			
deltap	2829.545				
	$=B7^2*(1-B11^4)*8/(B10^2*B13^2*PI())^2*(B2)^4*1.2)$				
tlaková ztráta podle 5.4.1					
deltaw	1799.867				
tlaková ztráta za clonkou před soutokem					
f	vzorec pro reseni wolframem		$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+(2.51/(45483*\sqrt{f})))$		
f	0.0048				
delka useku	1	m			
dw	35.66753	Pa			
tlaková ztráta za clonkou po soutoku			$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+(2.51/(45483*2*\sqrt{f})))$		
f pro 2Re	0.0041				
delka useku	0.3	m			
dw	36.55922	Pa			
celková tlaková ztráta za clonkou					
dwc	72.22674				
celková tlaková ztráta					
dw	1872.094	Pa			

Příloha 6

Třetí iterace						
d	0.025	m				
D	0.044	m				
s	0.001520531	m ²				
c	12.59056574	m/s	odečteno			
q	0.019144344	m ³ /s	0	1.148661		
qm	0.022973212	kg/s				
kappa	1.4					
Re	36386.52824					
C	0.669956515			p2	p1	
beta	0.568181818	M2'		102.8295	100	
A	0.378303405	2.176842				
epsilon	1.007806166	součinitel expanze podle kapitoly 5.3.2.2				
deltap	1793.2743					
	$=B7^2*(1-B11^4)*8/(B10^2*B13^2*PI())^2*(B2)^4*1.2)$					
tlaková ztráta podle 5.4.1						
deltaw	1139.847164					
tlaková ztráta za clonkou před soutokem						
f	vzorec pro reseni wolframem			$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+(2.51/(36386*\sqrt{f})))$		
f	0.0054					
delka useku	0.2	m				
dw	5.136123997	Pa				
tlaková ztráta za clonkou po soutoku				$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+(2.51/(36386*2*\sqrt{f})))$		
f pro 2Re	0.0046					
delka useku	0.5	m				
dw	43.75216738	Pa				
celková tlaková ztráta za clonkou						
dwc	48.88829138					
celková tlaková ztráta						
dw	1188.735455	Pa				

čtvrtá iterace						
d	0.025	m				
D	0.044	m				
s	0.001521	m ²				
c	12.26467	m/s	odečteno			
q	0.018649	m ³ /s	1			
qm	0.022379	kg/s				
kappa	1.4					
Re	35444.69					
C	0.670098			p2	p1	
beta	0.568182	M2'		101.7933	100	
A	0.386324	2.176842				
epsilon	1.004955	součinitel expanze podle kapitoly 5.3.2.2				
deltap	1710.587					
	$=B7^2*(1-B11^4)*8/(B10^2*B13^2*PI())^2*(B2)^4*1.2)$					
tlaková ztráta podle 5.4.1						
deltaw	1087.186					
tlaková ztráta za clonkou před soutokem						
f	vzorec pro reseni wolframem			$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+(2.51/(35444*\sqrt{f})))$		
f	0.0053					
delka useku	0.2	m				
dw	4.783423	Pa				
tlaková ztráta za clonkou po soutoku				$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+(2.51/(35444*2*\sqrt{f})))$		
f pro 2Re	0.0045					
delka useku	0.5	m				
dw	40.61397	Pa				
celková tlaková ztráta za clonkou						
dwc	45.39739					
celková tlaková ztráta						
dw	1132.584	Pa				

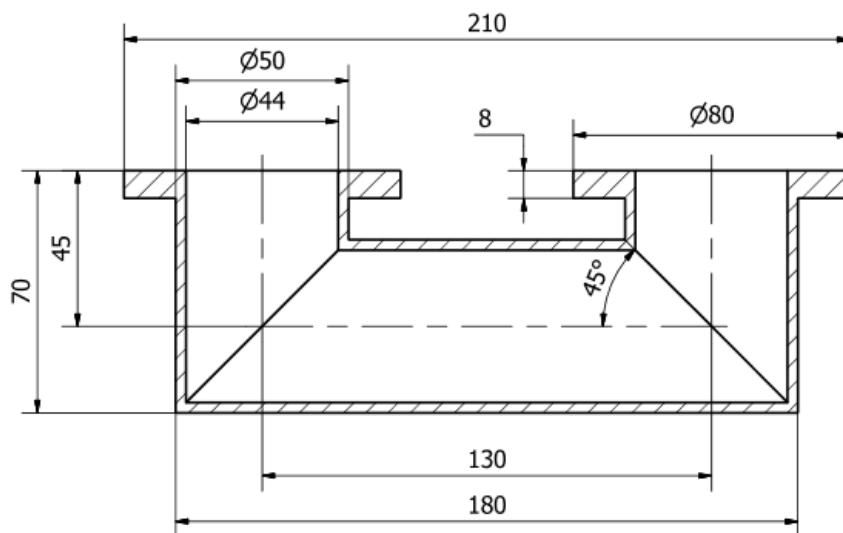
Příloha 7

pátá iterace					
d	0.025	m			
D	0.044	m			
s	0.001521	m ²			
c	12.4424	m/s	odečteno		
q	0.018919	m ³ /s	1.2		
qm	0.022703	kg/s			
kappa	1.4				
Re	35958.32				
C	0.67002			p2	p1
beta	0.568182	M2'		101.7106	100
A	0.381903	2.176842			
epsilon	1.004727	součinitel expanze podle kapitoly 5.3.2.2			
deltap	1761.732				
	$=B7^2*(1-B11^4)*8/(B10^2*B13^2*PI())^2*(B2)^4*1.2)$				
tlaková ztráta podle 5.4.1					
deltaw	1119.75				
tlaková ztráta za clonkou před soutokem					
f	vzorec pro reseni wolframem		$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+(2.51/(35958*\sqrt{f})))$		
f	0.0053				
delka useku	0.2	m			
dw	4.92306	Pa			
tlaková ztráta za clonkou po soutoku			$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+(2.51/(35958*2*\sqrt{f})))$		
f pro 2Re	0.0045				
delka useku	0.5	m			
dw	41.79957	Pa			
celková tlaková ztráta za clonkou					
dwc	46.72263				
celková tlaková ztráta					
dw	1166.473	Pa			

Příloha 8

Šestá iterace				
d	0.025	m		
D	0.044	m		
s	0.001521	m ²		
c	12.14613	m/s	odečteno	
q	0.018469	m ³ /s	1	
qm	0.022162	kg/s		
kappa	1.4			
Re	35102.13			
C	0.670152		p2	p1
beta	0.568182	M2'	101.7617	100
A	0.389337	2.176842		
epsilon	1.004868	součinitel expanze podle kapitoly 5.3.2.2		
deltap	1677.705			
	$=B7^2*(1-B11^4)*8/(B10^2*B13^2*PI())^2*(B2)^4*1.2)$			
tlaková ztráta podle 5.4.1				
deltaw	1066.251			
tlaková ztráta za clonkou před soutokem				
f	vzorec pro reseni wolframem		$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+(2.51/(44348*\sqrt{f})))$	
f	0.0054			
delka useku	0.2	m		
dw	4.779925	Pa		
tlaková ztráta za clonkou po soutoku			$1/\sqrt{f}=-2\log((0.000001/(3.7*0.044))+(2.51/(44348*2*\sqrt{f})))$	
f pro 2Re	0.0045			
delka useku	0.5	m		
dw	39.83271	Pa		
celková tlaková ztráta za clonkou				
dwc	44.61264			
celková tlaková ztráta				
dw	1110.863	Pa		

Příloha 9



Příloha 10