

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ
Katedra energetických zařízení

Lukáš Novotný
Bezventilové čerpadlo

Vedoucí diplomové práce: Ing. Tomáš Vít, Ph.D.
Konzultant diplomové práce: Doc. Ing. Jiří Unger, CSc.

Rozsah práce:

Počet stran: 51

Počet příloh: 12

ANOTACE

Diplomová práce je zaměřená na studium membránového bezventilového čerpadla. V práci jsou shrnuty dosavadní poznatky o bezventilovém membránovém čerpadle. Jejím hlavním cílem je ověřit teoretické znalosti v této oblasti a navrhnout experimentální zařízení, jeho realizace a následné provedení experimentů. Navržené experimentální zařízení má umožnit provedení řady experimentů, jejichž výsledky jsou součástí této práce, a zároveň má sloužit pro další výzkum v této oblasti.

V práci jsou prezentovány výsledky určení rezonanční frekvence budícího členu a měření rychlostí metodou termoanemometrie. Součástí práce jsou i výsledky numerických simulací.

ANNOTATION

The thesis is focused on the research of valve-less diffuser pump for liquid. It presents the summary of the results from the previous research, the design of experimental setup and the results of various experiments and numerical simulations.

Thesis present results of experiments obtained by Hot-wire anemometry and numerical simulations. The Hot-wire anemometry experiments are focused on the assignation of the resonant frequency of the pump and on the measurement of various velocity profiles.

Finally, the thesis shows shortcomings and possibilities ways of improvements of used experimental and numerical methods.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Lukáš Novotný
Studijní program	magisterský - M2301 strojní inženýrství
Obor	2302T010 Konstrukce strojů a zařízení
Zaměření	Tepelná technika

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

Bezventilové čerpadlo

Zásady pro vypracování:

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

1. Souhrn současných poznatků o sledovaném jevu
2. Konstrukce bezventilového čerpadla. Návrh a příprava experimentálního zařízení (CTA) pro určení charakteristik čerpadla.
3. Provedení experimentů sledujících závislost výkonu zařízení na frekvenci akčního členu, určení frekvenční a výkonové charakteristiky zařízení
4. Numerická simulace experimentu
5. Porovnání výsledků experimentu a numerické simulace.

Forma zpracování diplomové práce:

- původní zpráva: 50 stran
- grafické práce: cca.15 stran příloh

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

- Bruun, H. H.: Hot wire anemometry, Oxford Univ. Press, 1995.
- Schlichting, H.: Boundary-layer theory, Springer-Verlag, 2000.
- Fluent Inc.: User's Guide Vol. 1-5, Fluent Inc., 1998.
- Dančová, P.: Studie proudění typu "Synthetic jet", Diplomová práce, TU Liberec, 2006
- Olsson, A.: Valve-Less Diffuser Pumps for Liquids, Disertační práce, Royal Institut of Technology, Stockholm, 1996.
- Smits, J. G.:Piezoelectric Micropump with Three Valves Working Peristaltically, Sensors and Actuators, vol. A21-A23, pp. 203-206, 1990.
- Olsson, A., Stemme, G., Stemme, E.: A valve-less planar fluid pump with two pump chambers, Sensors and Actuators A 46-47 (1995) 549-556.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Tomáš Vít, Ph.D.

Konzultant diplomové práce: Doc. Ing. Jiří Unger, CSc.




Doc. Ing. Jiří Unger, CSc.
vedoucí katedry


Doc. Ing. Petr Louda, CSc.
děkan

V Liberci dne 22. 3. 2007

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

V Liberci dne 25.5.2007

Lukáš Novotný

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce.

Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No.121/2000 Coll. Applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am a fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

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

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledges sources and on the basis of consultation with the head of the thesis.

25.5.2007

Lukáš Novotný

V úvodu své diplomové práce bych rád poděkoval Ing. Tomáši Vítovi, Ph.D. za odborné vedení, trpělivost a cenné rady a připomínky, které mně vedly po celou dobu potřebnou k vypracování práce. Vřelý dík zaslouží i pan Petr Jerje za rady a pomoc v oblasti elektroniky a elektrotechniky. Dík zaslouží i pan Jaroslav Kneř, který se zasloužil o výrobu experimentálního zařízení.

V neposlední řadě patří velký dík mým rodičům a přítelkyni za podporu během studia.

OBSAH

1. ÚVOD	5
1.1. Bezventilové membránové čerpadlo	5
1.2. Cíl a rozsah diplomové práce	6
2. TEORETICKÁ ČÁST	7
2.1. Teorie bezventilového membránového čerpadla.....	7
2.1.1. Tlakové ztráty difuzoru a trysky	7
2.1.2. Membrána.....	7
2.1.3. Čistý objem proudu	8
2.1.4. Kinetická energie.....	8
2.1.5. Potenciální energie	9
2.1.6. Rezonanční frekvence	9
2.1.7. Reynoldsovo číslo	10
2.2. Termoanemometrie	10
2.2.1. Princip CTA	11
2.2.2. Typy sond	13
2.2.3. Kalibrace rychlostí	14
2.2.4. Chyby měření	16
2.2.5. Porovnání CTA s LDA a PIV	17
2.2.6. Výhody HWA	17
2.2.7. Nevýhody HWA.....	18
2.3. Numerická metoda měření	18
2.3.1. Základní schéma.....	18
2.3.2. Vytváření sítě	18
2.3.3. Výpočetní model	18
3. METODY ŘEŠENÍ	20
3.1. Experimentální zařízení.....	21
3.2. Tuhost soustavy.....	22
3.3. Termoanemometrické experimenty.....	25
3.3.1. Měření rychlosti pomocí CTA	25
3.3.2. Kalibrace sondy.....	25
3.3.3. Parametry sondy	27

3.3.4.	Parametry CTA můstku.....	27
3.4.	Numerická metoda řešení.....	27
4.	VÝSLEDKY.....	31
4.1.	Tuhost membrány.....	31
4.2.	Teoretický výpočet.....	32
4.3.	CTA.....	32
4.3.1.	Frekvence	32
4.3.2.	Rychlosti v ose čerpadla.....	34
4.3.3.	Rychlostní profily.....	36
4.3.4.	Průběh rychlosti v čase.....	37
4.3.4.1.	Tryska.....	37
4.3.4.2.	Difuzor	39
4.4.	Výsledky numerické simulace	42
4.4.1.	Součinitele tlakových ztrát	42
4.4.2.	Čerpadlo	43
5.	ZÁVĚR.....	48
	POUŽITÁ LITERATURA.....	50
	PŘÍLOHY.....	51

POUŽITÉ VELIČINY

A, B, C	[1]	konstanty
$A(z), A(y)$	$[m^2]$	průřezy v difuzoru a trysce
A_w	$[m^2]$	teplosměnná plocha drátku
c_w	$[J.K^{-1}]$	tepelná kapacita drátku
D, d	[m]	průměr
E	[V]	elektrické napětí
E	[J]	celková energie
E_{Kmax}, E_{Pmax}	[J]	maximální kinetická, potenciální energie
f, f_R	[Hz]	frekvence, rezonanční frekvence
F	[N]	síla
H	[J]	teplo přenesené do okolí
I	[A]	elektrický proud
K_V	$[m^2]$	konstanta membrány
K_P	$[N.m^{-1}]$	tuhost membrány
L	[m]	délka
m_z, m_y	[kg]	hmotnost tekutiny v difuzoru a trysce
M	[s]	časová konstanta
n	[1]	exponent
p_d, p_t	[Pa]	tlak v difuzoru, trysce
p_i, p_o, p_c	[Pa]	tlak na vstupu, na výstupu, v komoře
Q_C, Q_K, Q_R	[J]	teplo přenesené konvekcí, kondukcí, radiací
R_w, R_A, R_0	$[\Omega]$	elektrický odpor drátku, odpor při teplotě okolí, při 0°C
R_L, R_1	$[\Omega]$	elektrické odpory na Wheatstoneově můstku
t, T	[s]	čas, perioda
T_A, T_f, T_w	[K]	teplota proudu vzduchu, okolí, drátku
U, u, v	$[m.s^{-1}]$	rychlost
v_d, v_t	$[m.s^{-1}]$	rychlosti proudu tekutiny v nejužší části difuzoru a trysky
v_z, v_y	$[m.s^{-1}]$	rychlosti proudu tekutiny v difuzoru a trysce
V_0, V_c	$[m^3]$	objem vypumpovaný za 1 periodu, okamžitý pumpovaný objem
W	[J]	teplo generované pomocí proudu
x, x_0	[m]	výchylka, maximální výchylka membrány
z	[m]	výchylka

α_0	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
α, β	$[\text{°}, \text{rad}]$	úhel
λ	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost
μ	$[\text{Pa.s}]$	dynamická viskozita
ν	$[\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita
ξ_d, ξ_t	$[1]$	ztrátový součinitel difuzoru, trysky
η	$[1]$	poměr ztrátových součinitelů difuzoru a trysky
ρ	$[\text{kg.m}^{-3}]$	měrná hmotnost tekutiny, hustota
Φ	$[\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$	objemový tok fyzikální veličiny
Φ_i, Φ_o	$[\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$	objemový tok na vstupu a na výstupu
Φ_d, Φ_t	$[\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$	objemový tok v difuzoru a trysce
ω	$[\text{rad.s}^{-1}]$	úhlová rychlost

POUŽITÉ ZKRATKY

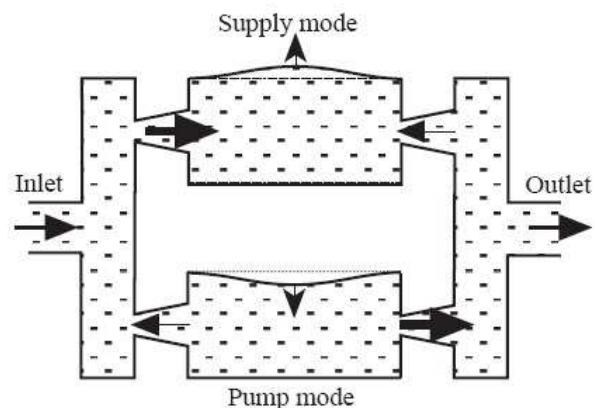
CC	konstantní proud (constant current)
CT	konstantní teplota (constant temperature)
CTA	anemometrie za konstantní teploty (constant temperature anemometry)
HWA	hot wire anemometry
LDA	laserová dopplerovská anemometrie (laser Doppler anemometry)
PIV	Particle Image Velocimetry
Nu	Nusseltovo číslo
Re	Reynoldsovo číslo

1. Úvod

1. ÚVOD

1.1. Bezventilové membránové čerpadlo

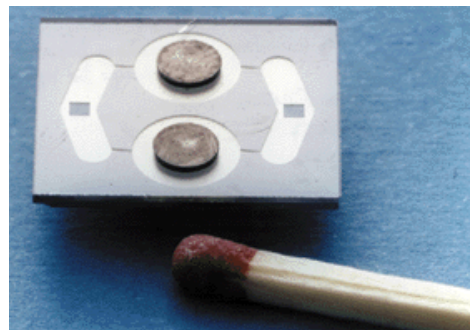
Výzkum mikročerpadel byl zahájen v roce 1980 a od té doby bylo vyvinuto velké množství čerpadel. Ty mohou být vyráběny z různých materiálů, ale většinou z křemíku a skla. Tyto materiály jsou odolné proti agresivním médiím. Čerpadla jsou podle principu rozdělitelná do dvou hlavních skupin: s mechanickými členy, bez mechanických členů. Čerpadla s mechanickými částmi jsou dále dělitelná:



Obr. 1.1. Dvoukomorová pumpa [1]

perikrystalické, s vratným pohybem mechanického členu a rotační čerpadla. Čerpadla bez mechanických členů jsou s vratným pohybem membrány. Tyto čerpadla mají velký rozsah tekutin, které mohou pumpovat a jsou snadno realizovány použitím křemíkové mikromechaniky.

Bezventilové membránové čerpadlo pracuje na principu difuzor – tryska. Čerpadlo se skládá z jedné pumpující části (komory) a proudem tekutiny usměrněným difuzorem/tryskou s kruhovým průřezem, tj. jeden vstup a jeden výstup. Pumpující komora má 2 vibrující membrány. Princip difuzor – tryska funguje na základě ztrát, které jsou ve směru trysky větší než ve směru difuzoru. To znamená, že je tekutina pumpována ze vstupní strany do výstupní.



Obr. 1.2. Dvoukomorová mikropumpa [1]

Základní části v difuzorové pumpující jednotce se skládají z difuzorových dílů spojených dutým objemem s oscilující membránou. Difuzor je definován jako potrubí s rozšiřujícím se průřezem ve směru proudu a tryska jako potrubí se zužujícím se průřezem ve směru proudu. Činnost čerpadla je založena na usměrnění proudu tekutiny do dvou difuzorových částí. Objem proudu v difuzorovém směru je totiž větší než ve směru trysky. Pumpovací cyklus je rozdělen na plnicí a výtlačný režim. Během plnicího cyklu se dutý objem zvětšuje a větší množství tekutiny se do dutiny dostane přes vstupní část (difuzor), a menší přes výstupní část (trysku). Během výtlačného režimu je objem dutiny zmenšován a

1. Úvod

větší množství tekutiny ven z dutiny jde přes výstupní část, fungující jako difuzor a menší množství přes vstupní část (trysku). Výsledkem pro jeden pumpovací cyklus je, že získaný objem je transportován ze vstupní do výstupní strany pumpy.

Bezventilové čerpadlo má rezonanční frekvenci, která je převážně určena množstvím tekutiny v difuzorové části a pružnými vlastnostmi membrány. Zvýšením pumpující frekvence zvýšíme dodávku tekutiny. Nejlepší výkon čerpadla je dosažitelný budící frekvencí blízkou se rezonanční frekvenci. Rezonanční frekvence je obvykle stovky Hz, což je o řád vyšší než optimální hnací frekvence ventilové pumpy podobné velikosti. Možnost, mít vyšší budící frekvenci, je hlavním důvodem, proč princip tohoto čerpadla umožňuje mnohem vyšší výkon než čerpadla založeném na pasivním prvku.

1.2. Cíl a rozsah diplomové práce

Diplomová práce je zaměřená na studium bezventilového membránového čerpadla. V práci jsou shrnuty dosavadní poznatky o bezventilovém membránovém čerpadle. Jejím hlavním cílem je ověřit teoretické znalosti v této oblasti a navrhnout experimentální zařízení, jeho realizace a následné provedení experimentů. Navržené experimentální zařízení má umožnit provedení řady experimentů, jejichž výsledky jsou součástí této práce, a zároveň má sloužit pro další výzkum v této oblasti.

V práci je odvozen teoretický výpočet a zde jsou prezentovány výsledky numerických simulací a měření metodou termoanemometrie.

2. TEORETICKÁ ČÁST

2.1. Teorie bezventilového membránového čerpadla

Bezventilové membránové čerpadlo pracuje na principu rozdílných tlakových ztrát difuzoru a trysky (převzato z [3]).

2.1.1. Tlakové ztráty difuzoru a trysky

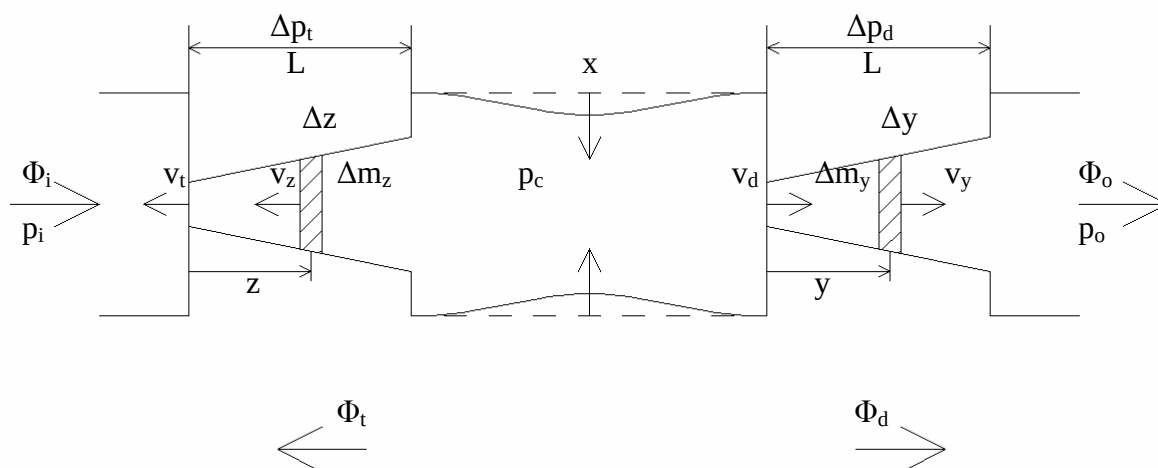
Snížení tlaku za difuzorem a tryskou je popsáno:

$$\Delta p_d = \frac{\rho \cdot v_d^2}{2} \cdot \xi_d \quad \Delta p_t = \frac{\rho \cdot v_t^2}{2} \cdot \xi_t \quad (2.1.1. a, b)$$

ρ – hustota tekutiny

v_d, v_t – rychlosti proudu tekutiny v nejužší části difuzoru a trysky

ξ_d, ξ_t – koeficienty tlakových ztrát difuzoru a trysky (ztrátové součinitele)



Obr. 2.1. Teorie čerpadla

2.1.2. Membrána

Okamžitý objem pumpovaný membránou:

$$V_C = V_0 \cdot \sin \omega t, \text{ kde } V_0 = K_V \cdot x_0 \quad (2.1.2. a, b)$$

$$\omega = 2\pi \cdot f \quad (2.1.3.)$$

V_0 – objem vypumpovaný za jednu periodu

K_V – konstanta membrány (m^2)

x_0 – amplituda vychýlení středu membrány

f – pumpovací frekvence

2. Teorie

2.1.3. Čistý objem proudu

Čistý objem proudu je:

$$\Phi_o - \Phi_i = \frac{dV_c}{dt} = V_o \cdot \omega \cdot \cos \omega t \quad (2.1.4.)$$

Φ_o, Φ_i – okamžitý vstup a výstup objemového toku

Součinitel tlakových ztrát předpokládáme konstantní během celého pumpovacího cyklu. Použitím této rovnice a integrací přes celý pumpovací cyklus získáme výraz pro čistý objem transportovaný čerpadlem.

$$\Phi = \frac{V_o \cdot \omega}{\pi} \cdot \frac{\eta^{\frac{1}{2}} - 1}{\eta^{\frac{1}{2}} + 1} = \frac{K_v \cdot x_o \cdot \omega}{\pi} \cdot \frac{\eta^{\frac{1}{2}} - 1}{\eta^{\frac{1}{2}} + 1}, \quad (2.1.5.)$$

$$\text{kde } \eta = \frac{\xi_t}{\xi_d} \quad (2.1.6.)$$

je podíl koeficientů tlakových ztrát v trysce a difuzoru.

Maximální objem proudu v difuzorovém směru, $\Phi_{d\max}$, a ve směru trysky, $\Phi_{t\max}$, během jednoho cyklu:

$$\Phi_{d\max} = \eta^{\frac{1}{2}} \cdot \Phi_{t\max} = V_o \cdot \omega \cdot \frac{\eta^{\frac{1}{2}}}{\eta^{\frac{1}{2}} + 1} = \Phi \cdot \frac{\pi \eta^{\frac{1}{2}}}{\eta^{\frac{1}{2}} - 1} \quad (2.1.7.)$$

2.1.4. Kinetická energie

Přibližná hodnota rezonanční frekvence membrány může být určena použitím energetické analýzy se zanedbáním ztrát, tj. že jako maximální kinetická energie tekutiny v difuzoru, trysce a maximální potenciální energií membrány. Při uvažování $p_i = p_o = 0$ je celková kinetická energie difuzorové a tryskové části:

$$E_{K\max} = \sum \frac{\Delta m(y) \cdot v(y)^2}{2} + \sum \frac{\Delta m(z) \cdot v(z)^2}{2} \quad (2.1.8.)$$

Kde hmotnost elementu tekutiny v difuzoru a trysce je:

$$\Delta m(y) = \rho \cdot A(y) \cdot \Delta y, \quad \Delta m(z) = \rho \cdot A(z) \cdot \Delta z \quad (2.1.9. \text{ a, b})$$

a

$$v(y) = \frac{\Phi_d}{A(y)}, \quad v(z) = \frac{\Phi_t}{A(z)} \quad (2.1.10.)$$

jsou rychlosti elementu tekutiny v difuzoru (y) a trysce (z).

Φ_d, Φ_t – jsou okamžité objemy proudu v difuzoru a trysce a $A(y)$ a $A(z)$ jsou průřezy.

2. Teorie

V případě kuželových difuzorů jsou:

$$A(y) = \frac{\pi}{4} \left[d + (D-d) \frac{y}{L} \right]^2 \quad (2.1.11.)$$

$$A(z) = \frac{\pi}{4} \left[d + (D-d) \frac{z}{L} \right]^2 \quad (2.1.12.)$$

Kinetická energie je potom:

$$E_{K \max} = \int_0^L \frac{\Phi_d^2}{2.A(y)} \cdot \rho \cdot dy + \int_0^L \frac{\Phi_t^2}{2.A(z)} \cdot \rho \cdot dz \quad (2.1.13.)$$

Po dosazení:

$$E_{K \max} = \frac{\Phi_d^2}{2} \cdot \rho \cdot \int_0^L \frac{4 \cdot dy}{\pi \left[d + (D-d) \frac{y}{L} \right]^2} + \frac{\Phi_t^2}{2} \cdot \rho \cdot \int_0^L \frac{4 \cdot dz}{\pi \left[d + (D-d) \frac{z}{L} \right]^2} \quad (2.1.14.)$$

A úpravě:

$$E_{K \max} = \frac{K_V^2 \cdot x_0^2 \cdot \omega^2}{\pi \cdot \left(\eta^{\frac{1}{2}} + 1 \right)^2} \cdot (\eta + 1) \cdot \frac{2}{\rho} \cdot \frac{1}{\int_0^L \frac{dy}{\left[d + (D-d) \frac{y}{L} \right]^2}} \quad (2.1.15.)$$

2.1.5. Potenciální energie

Potenciální energie membrány je:

$$E_{P \max} = \frac{K_P \cdot K_V}{2} \cdot x_0^2 \quad (2.1.16.)$$

K_P – je konstanta tuhosti membrány (N/m^3)

2.1.6. Rezonanční frekvence

Z rovnosti maximálních energií určíme rezonanční frekvenci:

$$E_{K \max} = E_{P \max} \quad (2.1.17.)$$

$$f_R = \left[\frac{K_P}{16 \cdot K_V \cdot \pi \cdot \rho} \cdot \frac{\left(\eta^{\frac{1}{2}} + 1 \right)^2}{\eta + 1} \cdot \frac{1}{\int_0^L \frac{dy}{\left[d + (D-d) \frac{y}{L} \right]^2}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.1.18.)$$

2. Teorie

2.1.7. Reynoldsovo číslo

Důležitým parametrem v tekutinových systémech je Reynoldsovo číslo Re , které pro stacionární proud určuje, zda je proud laminární nebo turbulentní. Proud v potrubí s $Re < 2300$ značí, že proudění je laminární a pro $Re > 2300$ je turbulentní. Maximální Reynoldsovo číslo se nachází v nejužším průřezu pumpy, tj. v hrdle difuzoru, trysky. V případě kruhového průřezu platí:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{d \cdot \Phi}{A_d \cdot \nu} = \frac{4 \cdot \Phi}{\pi \cdot d \cdot \nu} \quad (2.1.19.)$$

v – střední průřezová rychlost

Φ – objem proudu v průřezu

ν – kinematická viskozita proudící tekutiny

Maximální Reynoldsovo číslo je pak:

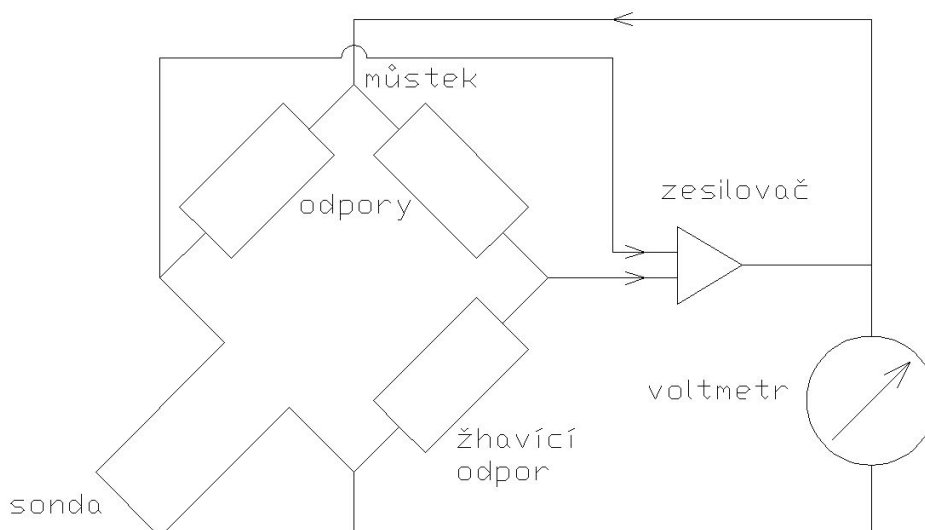
$$Re_{\max} = \frac{4 \cdot \Phi_{d/t \max}}{\pi \cdot d \cdot \nu} = \frac{4}{d \cdot \nu} \cdot \frac{\eta^{\frac{1}{2}}}{\eta^{\frac{1}{2}} - 1} \cdot \Phi \quad (2.1.20.)$$

Tento výraz pro maximální Reynoldsovo číslo může být použit jako indikativ pro rozhodnutí, zda je proud v difuzoru laminární nebo turbulentní.

2.2. Termoanemometrie

CTA anemometr je přístroj pro měření rychlosti tekutinách a je obzvláště vhodný pro měření turbulentních fluktuací rychlostí proudění. Pracuje na základě konvekčního přenosu tepla ze zahřívaného čidla do okolní tekutiny, přičemž přestup tepla je primárně závislý na rychlosti tekutiny. Použitím velmi tenkých drátkových čidel umístěných v tekutině a elektroniky se zpětnovazební smyčkou je umožněno měření fluktuací rychlostí malého měřítka turbulence a vysokých frekvencí (0 až 20 – 50 kHz).

2. Teorie



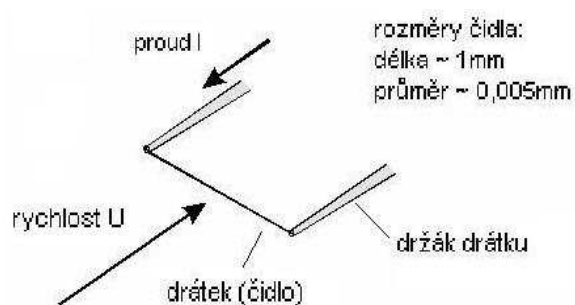
Obr. 2.2. Wheatstoneův můstek

Na obr. 2.2. je znázorněn Wheatstoneův můstek s měřicí sondou a voltmetrem. Poměr napětí před a za můstkem je 1:20, to znamená, že na voltmetru naměříme 20krát vyšší napětí, než které je ve skutečnosti na sondě.

2.2.1. Princip CTA

Uvažujme tenký drát nasazený do držáku sondy a vystavený rychlosti proudící tekutiny U . Když projde proud přes drátek, je generováno teplo ($I^2 R_w$). Toto teplo musí být stejné jako tepelné ztráty konvekcí do okolí.

Mění-li se rychlost, mění se současně součinitel přestupu tepla, mění se teplota drátku a posléze dojdeme k nové tepelné rovnováze. Tj., že teplo generované elektrickým proudem je rovno teplu přenesenému konvekcí.



Obr. 2.3. Princip CTA [2]

Základní rovnice:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = W - H \quad (2.2.1.)$$

E – tepelná energie akumulovaná v drátku

$$E = c_w \cdot T_w \quad (2.2.2.)$$

c_w – tepelná kapacita drátku

W – teplo generované pomocí proudu

$$W = I^2 \cdot R_w, \text{ kde } R_w = R_w(T_w) \quad (2.2.3. \text{ a, b})$$

2. Teorie

H – teplo přenesené do okolí

1) konvekce do proudu

$$Q_C = \alpha_0 \cdot A_w \cdot (T_w - T_A) \quad Nu = \frac{q_{\text{přestup}}}{q_{\text{vedení}}} = \frac{\alpha_0 \cdot \Delta T}{\lambda \cdot \frac{\Delta T}{d}} = \frac{\alpha_0 \cdot d}{\lambda} \quad (2.2.4. \text{ a, b})$$

2) kondukce do držáku sondy

$$Q_K = Q_K(T_w, I_w, \dots) \quad (2.2.5.)$$

3) radiace do okolí

$$Q_R = Q_R(T_w^4 - T_f^4) \quad (2.2.6.)$$

Stacionární přenos tepla:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = 0 \Rightarrow W = H \quad (2.2.7.)$$

$$I^2 \cdot R_w = \alpha_0 \cdot A_w \cdot (T_w - T_A) = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \cdot A_w \cdot (T_w - T_A) \quad (2.2.8.)$$

α_0 – součinitel přestupu tepla

A_w – teplosměnná plocha

d – průměr drátku

λ – tepelná vodivost

Předpoklady:

- zanedbatelné ztráty radiací (pro měření daleko od stěny)
- zanedbatelná kondukce do držáku sondy
- T_w – konstantní po celé délce čidla
- konstantní rychlost po celé délce drátku
- malá rychlost v porovnání s rychlostí zvuku
- konstantní teplota a hustota tekutiny

Režim nucené konvekce (obecně):

$$Nu = A_1 + B_1 \cdot Re^n = A_2 + B_2 \cdot U^n \quad (2.2.9.)$$

Kingův zákon:

$$I^4 \cdot R_w^2 = E^2 = (T_w - T_A) \cdot (A + B \cdot U^n) \quad (2.2.10.)$$

úbytek napětí je mírou změny rychlosti

2. Teorie

K získání přesného měření je potřeba:

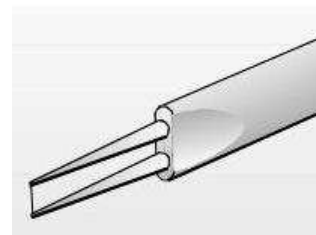
- získat představu o proudění
 - typ proudění, rozsah rychlostí, rozměry, frekvence
- výběr vhodné sondy a konfigurace anemometru
 - podle typu proudění
 - nasazení sondy, propojení kabely, konfigurace CTA
 - nastavení teploty přehřátí – jaká teplota bude na drátku
- výběr správného A/D převodníku
 - počet kanálů, vstupní rozsah, vstupní rozklad, vzorkovací frekvence
- provést hrubou kontrolu předpokladu o proudění
 - zda je vše tak, jak jsme předpokládali
- provést kalibraci rychlostí případně i s směrovou kalibrací
- formulovat experiment
 - vzorkující frekvence SR a počet vzorků N – parametry určující zisk dat
Společně určují vzorkující čas $T=N/SR$. Hodnoty těchto parametrů závisí na charakteru experimentu, požadovaném souboru dat, velikosti paměti počítače a přípustné úrovni nejistoty.
 - Definovat síť – pro měření ve více bodech
- provést experiment
 - získat napětí na sondě. Se změnou rychlosti proudění vzduchu se mění napětí na drátku.
- zpracovat data
 - načíst data a zpracovat je
- prezentace dat do grafu nebo jejich export pro další zpracování
- zhodnotit výsledky

2.2.2. Typy sond

Miniaturní drátková sonda – wolfram pokrytý platinou

průměr 5 μm , délka 1,2 mm

Používají se pro aplikace v proudu vzduchu s turbulentní intenzitou až 10%. Mají nejvyšší frekvenční odezvu. Dají se opravovat a většinou jsou cenově dostupné.

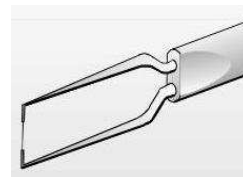


Obr. 2.4. Drátková sonda [2]

2. Teorie

Sonda pokrytá zlatem

délka drátku 3 mm – 1,25 mm aktivní snímač, měděné konce pokryté zlatem. Pro aplikace v proudu vzduchu s turbulentní intenzitou až 25%. Frekvenční odezva je nižší než u předchozího typu sond.



Obr. 2.5. Sonda se zlatem [2]

Filmová sonda

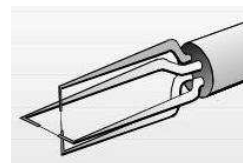
Tenký platinový nebo niklový film, který je nanesen na izolační křemíkový podklad. Rovnoměrnou tloušťku filmu zajišťuje elektrolytické pokovování. Pro měření v kapalinách a v náročných podmínkách.



Obr. 2.6. Filmová sonda [2]

Dvoudrátková sonda

X sonda – dvě čidla na sebe kolmá (není podmínkou). Pro 2D proudění, kde vektory rychlosti nepřekročí úhel 45° od osy sondy.

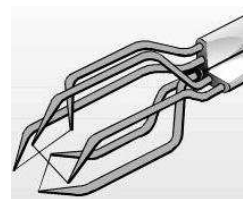


Obr. 2.7. X sonda [2]

Rozštípnutá vláknová sonda – pro 2D proudění, kde vektor rychlosti nepřekročí úhel 90° od osy sondy. Prostorové křížení drátků ve vzdálenosti 0,2 mm od sebe.

Sonda s třemi drátky

3 drátky na sebe navzájem kolmé. Měří uvnitř 70° kuželu.



Obr. 2.8. 3D sonda [2]

2.2.3. Kalibrace rychlostí

Sonda se pro kalibraci umístí do stejné polohy, ve které bude během experimentu.

Jednoduchá sonda – držák se umístí do polohy rovnoběžné s proudem

X a 3D sonda – osa sondy musí být rovnoběžná s proudem

Dále se zaznamenají vnější podmínky – teplota okolí a barometrický tlak

Určíme minimální a maximální kalibrační rychlosti (zhruba 0,1 násobek minimální a 1,5 násobek maximální rychlosti při experimentu)

Zvolíme počet kalibračních bodů (doporučuje se minimálně 10)

Zvolíme rozdělení rychlostí (doporučuje se logaritmické)

Získáme CTA napětí závislé na rychlosti. Dále získáme teplotu ve všech kalibračních bodech.

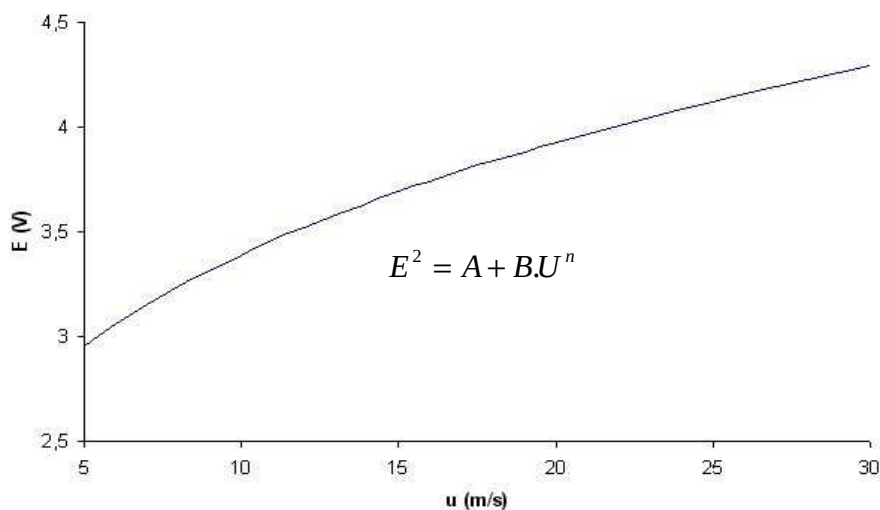
Balík CTA softwaru obsahuje postupy prokládání křivek. Tyto postupy upravují napětí a počítají přenosovou funkci na základě pokročilých metod, které eliminují potřebu zásahu uživatele do dat.

2. Teorie

Prokládání křivek:

- 1) polynomicke – získáme polynom 4. řádu a pět kalibračních konstant
rychlost jako funkce upraveného napětí
polynomicke křivka může oscilovat, je-li rychlost mimo kalibrační rozsah rychlostí
- 2) pomocí Kingova zákona – E^2 jako funkce U^n
funkce s linearizující tendencí pro $n < 1$ $E^2 = A + B.U^n$ (2.2.11.)
 A, B – kalibrační konstanty
postupnou změnou exponentu n minimalizujeme chyby.
- 3) Rozšířením Kingova zákona – $Nu = 0,35 + 0,5.Re^{0,5} + 0,001.Re$ (2.2.12.)
Potom $E^2 = A + B.U^{0,5} + C.U$ (2.2.13.)
- 4) Pomocí univerzální funkce: $E^2 - E_0^2 = C.F(U)$ (2.2.14.)
 C – konstanta příslušné sondy
 $F(U)$ – univerzální funkce
- 5) Pomocí spline funkce

Výstup napětí jako funkce rychlosti:



Obr. 2.9. Prokládání křivky pomocí Kingova zákona

2.2.4. Chyby měření

Největší množství chyb může vznikat při snímání rychlosti:

- Anemometr – odchylka, šum, opakovatelnost
Komerční anemometry mají malou odchylku, malý šum a dobrou opakovatelnost, takže tyto faktory nejsou významné ve srovnání s jinými zdroji chyb.
- Kalibrace, úprava
 - Kalibrační zařízení – kalibrace představuje významný zdroj chyb
 - Linearizace – chyby vznikají při prokládání křivek. Tyto chyby jsou náhodné podle normálového rozdělení
- Sběr dat spojených s rozptylem – chyby vznikají při rozkladu na A/D převodníku a jsou náhodné podle rozdělení χ^2 .
- Chyby spojené s podmínkami při experimentu
 - Nejistota usazení sondy – souvisí s jejím nastavením při experimentu po kalibraci (směrová závislost sondy). Normálně může být sonda usazena s odchylkou 1° .
 - Nestálost teploty mezi kalibrací a experimentem nebo během experimentu představuje systematickou chybu.
 - Vypočítaná rychlost závisí na změnách okolního tlaku a hustoty vzduchu.
 - Za normálních okolností jsou změny ve složení vzduchu hlavně způsobeny změnou vlhkosti.
- Celková relativní chyba může být $\sim 3\%$.

Dále vznikají chyby při zpracování dat:

Tj. při výpočtu střední rychlosti a směrodatné odchylky rychlosti.

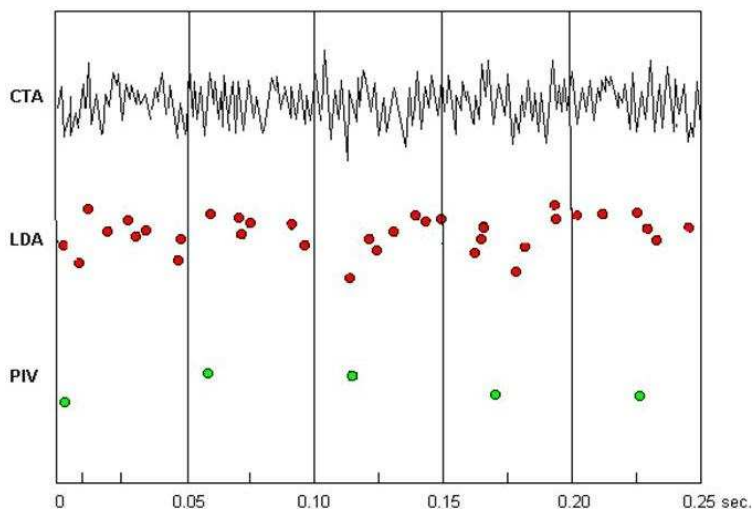
2. Teorie

2.2.5. Porovnání CTA s LDA a PIV

Anemometr poskytuje analogový výstup, který představuje rychlost v daném bodě. Informace o rychlosti je tak k dispozici pro kterýkoliv čas.

LDA signál se vyskytuje náhodně.

PIV signál je zaznamenáván v pravidelných časových intervalech.



CTA – sonda do proudu

Obr. 2.10. Porovnání signálů z CTA, LDA a PIV [2]

CTA a LDA snímají rychlost v bodě, PIV rychlost v rovině

LDA, PIV – nasycení proudu částicemi

CTA – nejlevnější

PIV – nejdražší

2.2.6. Výhody HWA

- Snadnost použití
- Relativně nízká cena oproti LDA
- Vysoká frekvenční odezva – až 50 kHz (LDA maximálně 30 kHz)
- Velký rozsah měření rychlostí
- Velikost sondy – žhavená sonda má průměr 5 μm a délku 1,25mm (LDA 50 μm * 0,5mm)
- Možné měření jedné, dvou nebo tří složek vektoru rychlosti v různých bodech proudového pole
- Široká škála sond
- Spolu s LDA má velmi široký rozsah rychlostí
- Multisenzorová sonda – měří teplotu společně s fluktuací rychlosti a teplotního pole (“cold – wire”)
- Filmová sonda – použití pro dvoufázové proudění (např. kapalina – plyn)
- Vysoká přesnost v pečlivě připravených experimentech (chyba měření 0,1 až 0,2 %)
- Odstup signálu od šumu

2. Teorie

2.2.7. Nevýhody HWA

- Měření je ovlivněno přítomností sondy v proudovém poli – kontaktní metoda
- Špatně se určuje směr proudění
- Je nutná přesná kalibrace
- Přirozená konvekce při nízkých rychlostech

2.3. Numerická metoda řešení

Cílem numerických metod pro řešení parciálních diferenciálních rovnic je hledat diskrétní řešení definované v dostatečně malých podoblastech základní oblasti pomocí soustavy algebraických rovnic.

2.3.1. Základní schéma

- fyzikální problém – co budeme řešit
- matematický model – matematické rovnice popisující chování děje, zjednodušení (nestlačitelnost, $3D \rightarrow 2D$, ...)
- řešení
- vyhodnocení výsledků

Výpočty jsou provedeny v programu Fluent 6.1.22.

Výpočty byly pro zjednodušení řešeny pomocí 2D modelu.

2.3.2. Vytváření sítě

Pro numerickou simulaci je nutný geometrický popis s vytvořením nepřekrývajících se diskrétních elementů (konečných objemů). K přípravě výpočetní sítě byl použit software GAMBIT 2.1.6.

2.3.3. Výpočetní model

Pro výpočet je uvažováno proudění vzduchu o hustotě $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$ a dynamické viskozitě $\mu = 1,7894 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$.

Pro výpočet je použit model turbulence, který je součástí programu Fluent. Na základě doporučení [7] byl vybrán *RNG $k-\epsilon$ model*.

2. Teorie

Úloha čerpadla byla řešena jako nestacionární, s časovým krokem o velikosti $0,005.T$, kde T je perioda a $T = 1 / f$, kde f je frekvence akustického měniče. Rychlost membrán byla definována pomocí externí funkce, viz kapitola 3.4.

Dále byly numerickými metodami počítány ztrátové součinitele difuzoru a trysky. Úlohy byly řešeny jako osově symetrické, stacionární.

3. Metody řešení

3. METODY ŘEŠENÍ

Použité experimentální zařízení je na obrázku 3.1. a je tvořeno:

- pumpou s průměrem komory 20 mm
- akustickými měniči (KPS-100) s piezokrystaly
- generátorem signálu AGILENT 33220A LXI
- filmovou sondou Dantec 55P11
- anemometrem Dantec 90C10
- sběrníci NI – CA 1000
- A/D převodníkem NI – PCI – MIO – 16E – 1
- počítačem
- držákem sondy a travezačním zařízením
- propojovacími kabely
- digitálním ampérmetrem
- digitálním voltmetrem



Obr. 3.1. Experimentální zařízení

3. Metody řešení

3.1. Experimentální zařízení

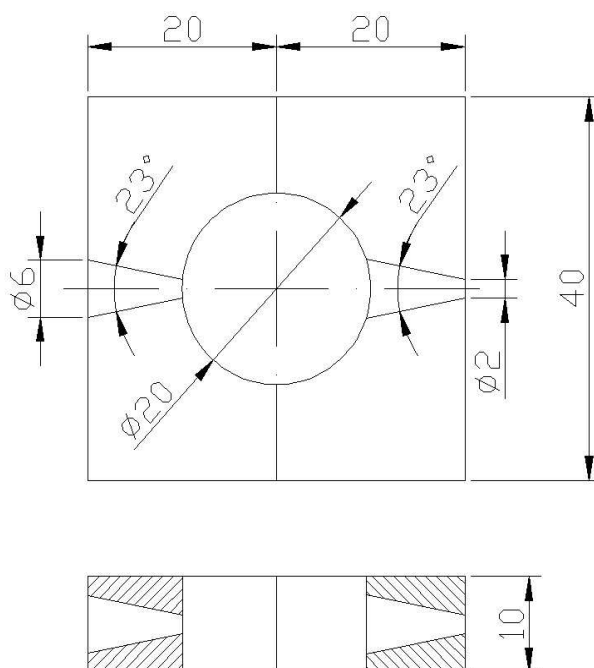
Na počátku bylo navržení samotného čerpadla. To je vyrobena z dvou dílů plastu (plexiskla), které byly následně slepeny. Čerpadlo má dva difuzory (trysky) o průměrech 6 mm a 2 mm, délce 10 mm a tloušťce 10 mm. V čerpadle je jako komora vyvrtán otvor o průměru 20 mm.

Nejdříve byl experiment navrhnut s budícími členy, reproduktory SPM 28/8 od firmy GES – ELEKTRONICS. Reproductory mají odpor $8\ \Omega$ a rozměry: průměr 28 mm a tloušťka 4,8 mm.

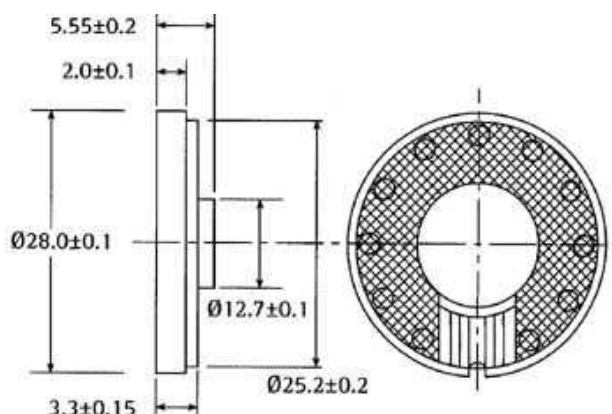
Reproduktory byly nalepeny na pumpu pomocí vteřinového lepidla Loctite 401. Po zapojení ke generátoru signálu asi po pěti minutách provozu oba reproduktory vyhořely. Z důvodu velmi krátké životnosti reproduktorů jsme se rozhodli použít akustické měniče (KPS-100) s piezokrystaly s menším zdvihem, než bylo plánováno.

Aby bylo možné čerpadlo zkonstruovat, museli

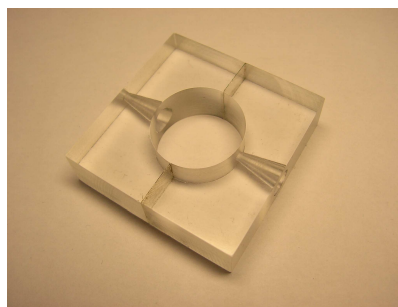
jste na něj nejprve nalepit dvě čtvercové destičky s délkou hrany 50 mm s vyvrtanými otvory o průměru 25 mm jako nástavce, protože čerpadlo bylo původně konstruováno pro velikost reproduktorů.



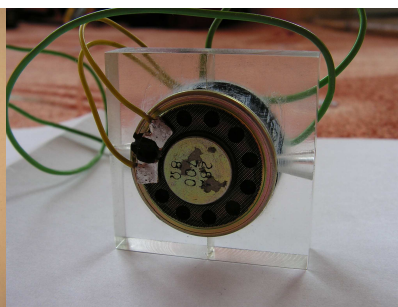
Obr. 3.2. Pumpa



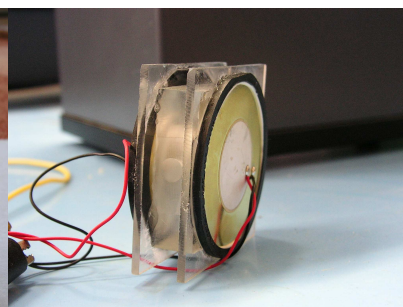
Obr. 3.3. Reproductory SPM



Obr. 3.4. Čerpadlo



Obr. 3.5. Čerpadlo s reproduktory SPM



Obr. 3.6. Pumpa s akustickými měniči

3. Metody řešení

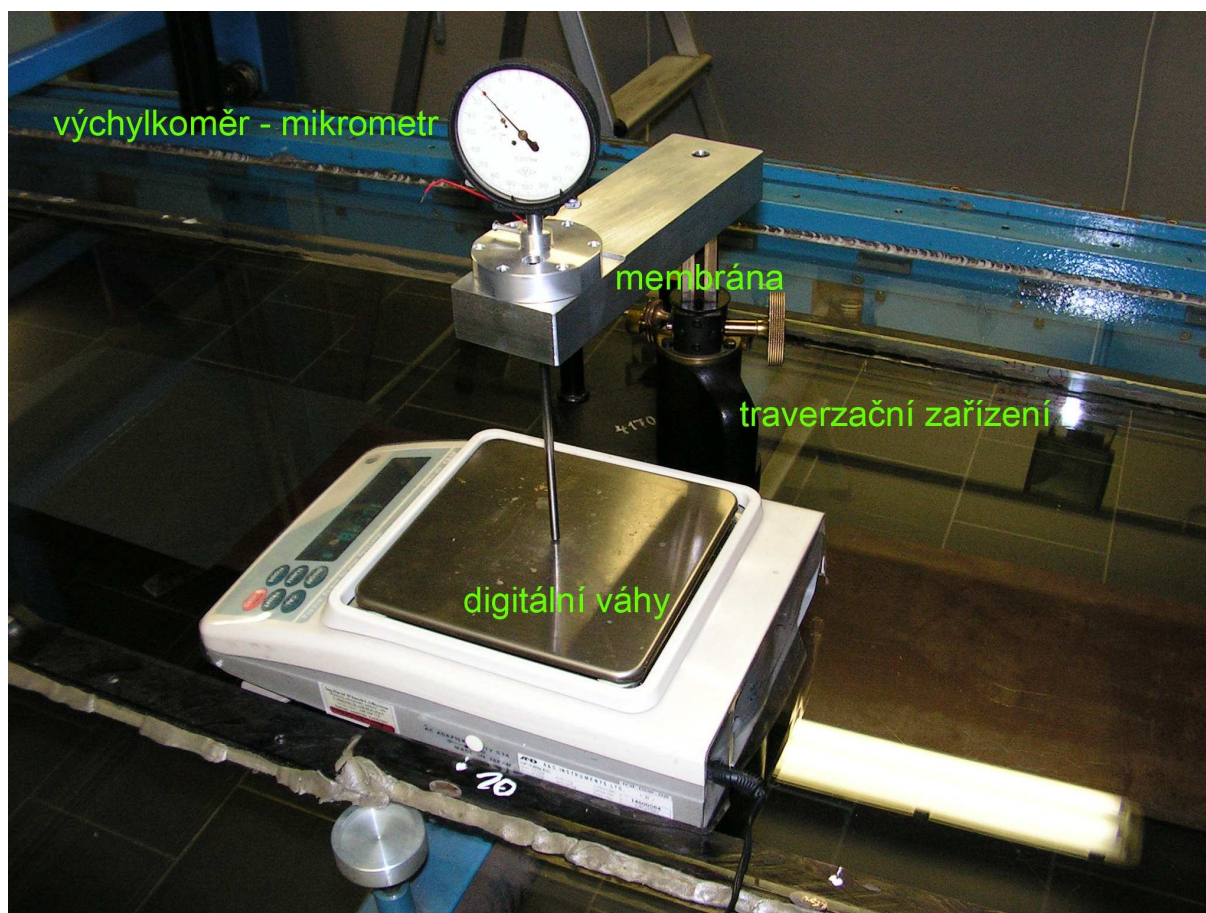
3.2. Tuhost soustavy

Pro výpočet rezonanční frekvence čerpadla bylo zapotřebí zjistit tuhost budícího členu. Ta byla určena postupným zatěžováním a odečítáním výchylky membrány akustického měniče. Za předpokladu lineární charakteristiky je možné určit tuhost ze vztahu:

$$F = K_p \cdot z, \text{ tedy } K_p = \frac{F}{z} \quad (3.2.1. a, b)$$

kde F je zatěžující síla, z je výchylka membrány a k je tuhost.

Naměřené a vypočítané hodnoty jsou v kapitole 4.1.



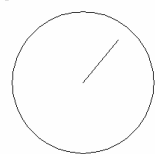
Obr. 3.7. Měření tuhosti membrány [9]

Zařízení pro měření tuhosti membrány je na obrázku 3.7 a je tvořeno:

- digitálními vahami AND GF – 1200
- traverzačním zařízením
- výchylkoměrem – mikrometrem
- akustickým měničem

3. Metody řešení

výchylkoměr – mikrometr



membrána

dorazová tyčka



Pro určení tuhosti membrány K_p , která vystupuje ve vztahu pro výpočet vlastní frekvence čerpadla (2.1.18), bylo nutné určit závislost posunutí středu membrány na tlaku působícím na celou plochu membrány. V [10] jsou uvedeny výsledky numerické simulace (FEM) akustického měniče KPS-100. Při této simulaci byly mechanické vlastnosti materiálu membrány nastaveny tak, aby výsledky simulace odpovídaly výsledkům experimentu s bodovým zatížením membrány. Následně byl takto validovaný model zatížen konstantním tlakem působícím na plochu membrány. FEM model a okrajové

podmínky,

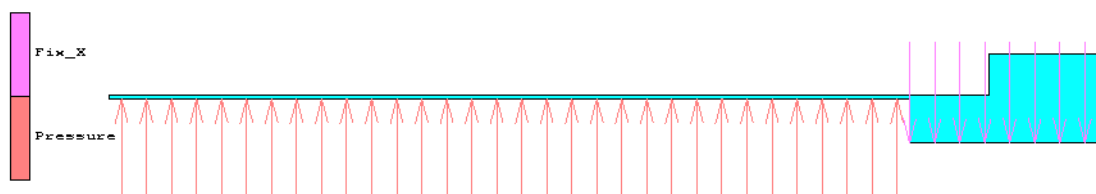
Obr. 3.8. Měření tuhosti membrány výsledky FEM simulace a závislost posunutí středu membrány na působícím tlaku jsou znázorněny na obrázcích 3.9. – 3.12. Z analýzy je možné určit, že konstanta K_p má hodnotu $14 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$.

MSC



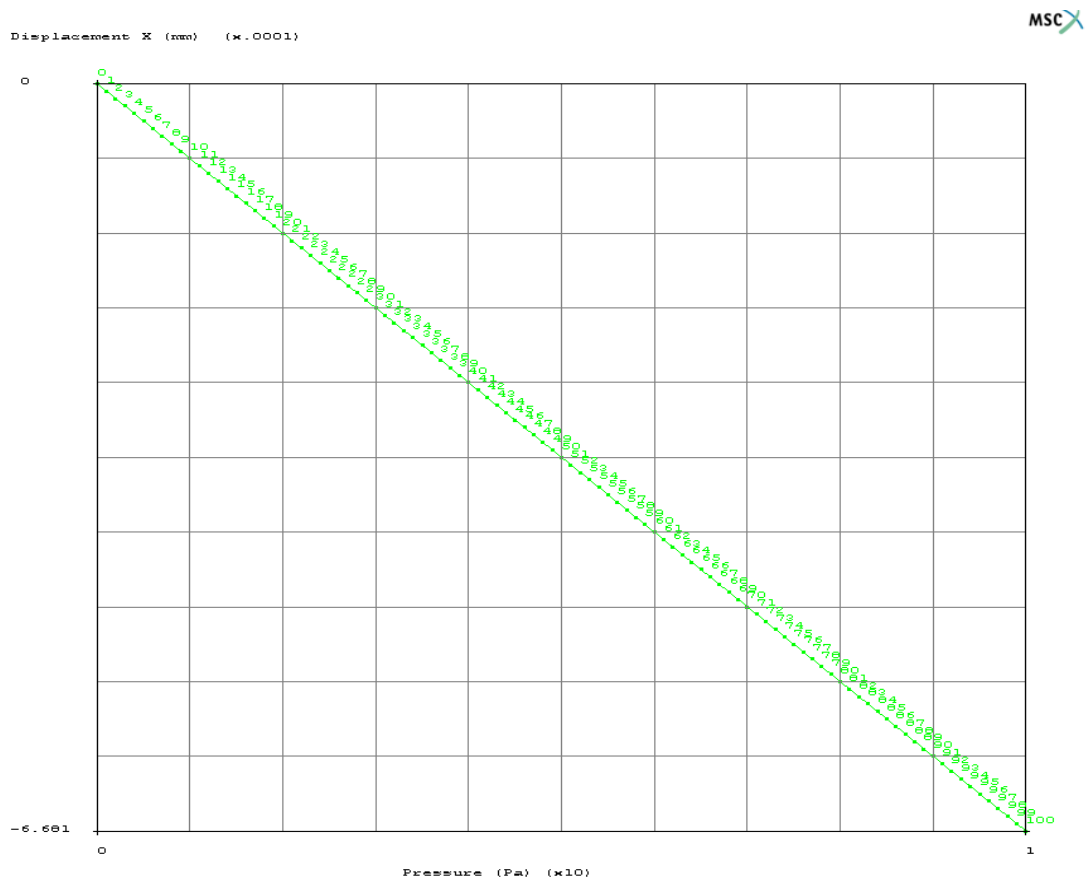
Obr. 3.9. Model membrány

MSC



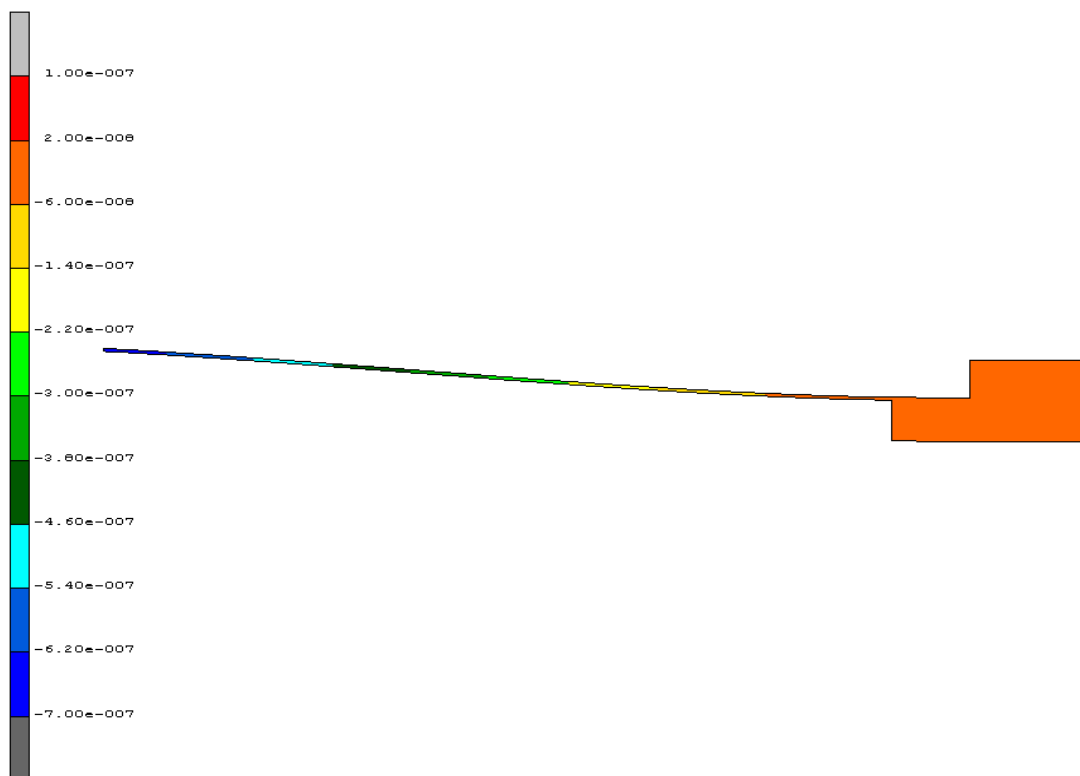
Obr. 3.10. Zadání okrajových podmínek

3. Metody řešení



Obr. 3.11. Závislost vychýlení membrány na tlaku

Inc: 100
Time: 1.000e+000



Obr. 3.12. Průhyb membrány

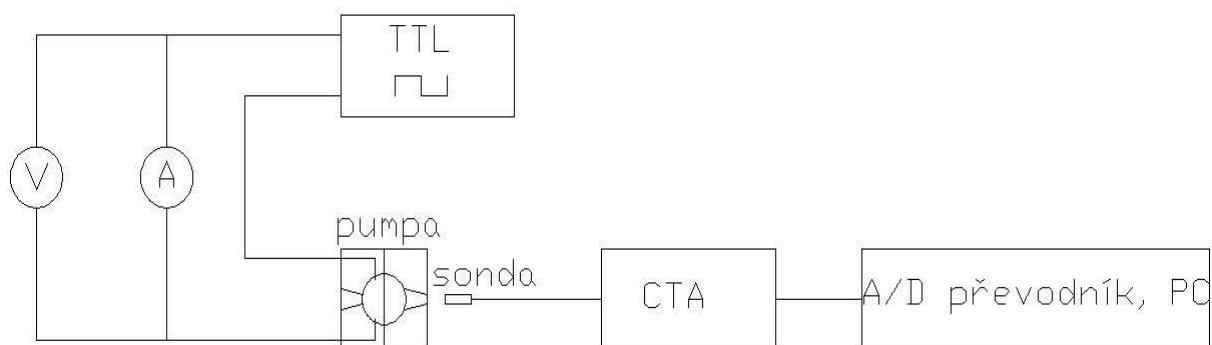
3. Metody řešení

3.3. Termooanemometrické experimenty

3.3.1. Měření rychlosti pomocí CTA

Rychlost proudění byla měřena metodou termooanemometrie v režimu konstantní teploty CT, tj. teplota drátku je pomocí proudu (odporu) udržována na konstantní teplotě. Tento režim se používá hlavně k měření rychlostí a jejich fluktuací.

K měření byl použit anemometr Dantec 90C10 a filmová sonda Dantec 55P11. Naměřená data jsou zpracovávána programem StreamWare 3.01, kterým je možno nadefinovat experiment. Na generátoru signálu AGILENT 33220A LXI byl nastaven obdélníkový signál, protože má při stejné frekvenci a maximálním napětí vyšší výkon. Změnou frekvence se změnil i dodávaný výkon ($P=E \cdot I$), aby zůstal konstantní, bylo na generátoru signálu změněno napětí.



Obr. 3.13. Schéma uspořádání experimentu

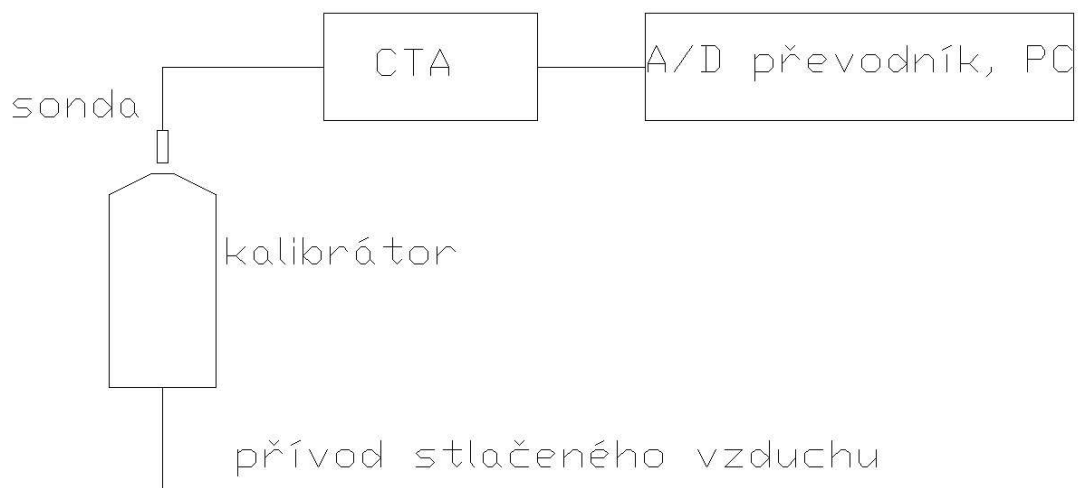
3.3.2. Kalibrace sondy

Před měřením je nutné provést kalibraci sondy. Kalibrace se provedla pomocí kalibračního zařízení, jehož schéma je na obr. 3.14. Kalibrace sondy je prováděna v rozsahu rychlostí $<0,1; 5>$ m/s a to změnou průtoku vzduchu kalibračním zařízením. Kalibračním zařízením je tzv. kalibrátor, do něhož je přiveden stlačený vzduch. Na jeho konci je hrdlo, do něhož je umístěna sonda, na které se udržuje změnou napětí konstantní teplota. Změna napětí je mírou změny rychlosti. Pro vyhodnocení kalibrace se vychází z tzv. Kingova zákona (viz kapitola 2.2.3.) a naměřenými hodnotami je proložena křivka ve tvaru:

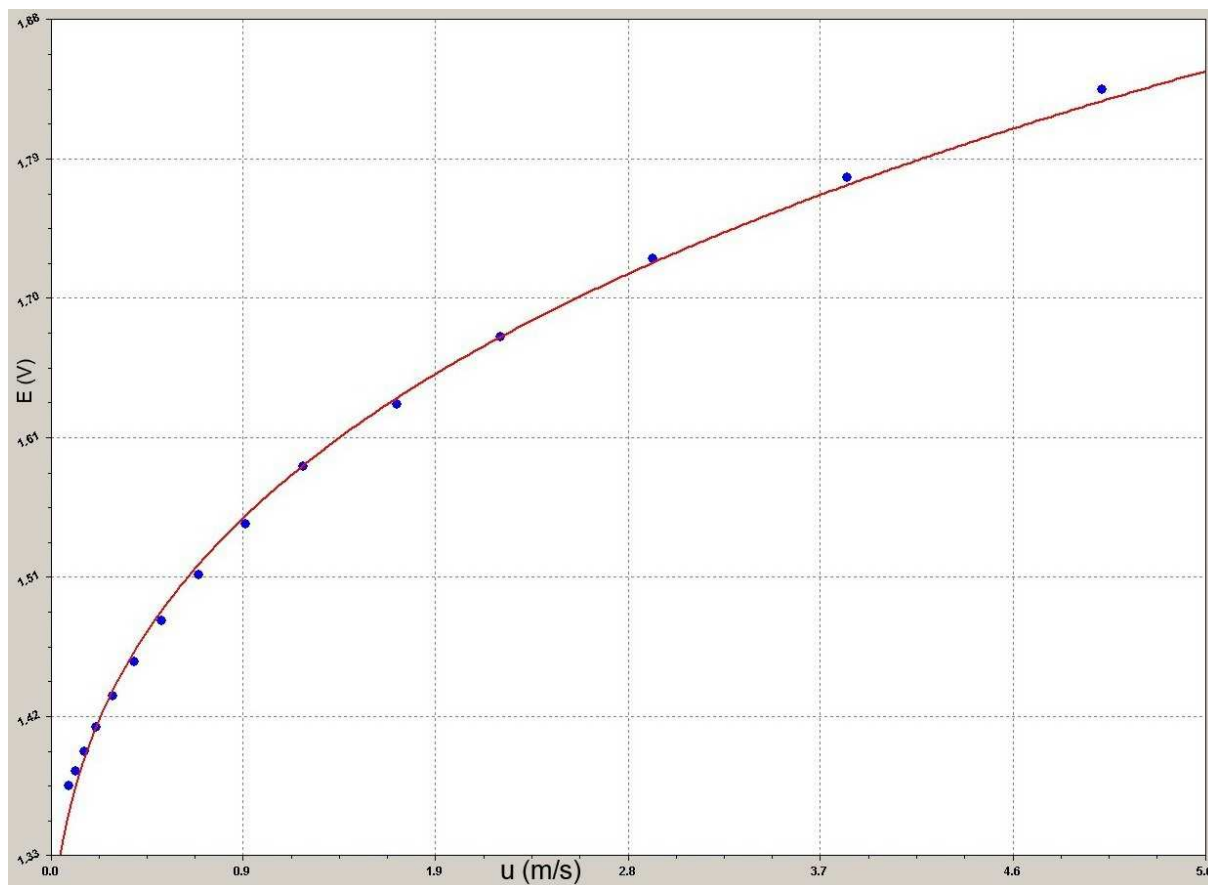
$$E^2 = A + B \cdot U^n \quad (3.3.1.)$$

Hodnota exponentu n byla volena $n = 0,41$. Na základě lineární regrese je možné určit kalibrační konstanty A a B a byly určeny: $A = 1,474$ a $B = 0,965$. Průběh kalibrační křivky je na obrázku 3.10.

3. Metody řešení



Obr. 3.14. Schéma kalibračního zařízení



Obr. 3.15. Průběh kalibrační křivky (proložení Kingovým zákonem)

3. Metody řešení

3.3.3. Parametry sondy

Typ	–	55P11
Materiál sondy	–	platinou pokrytý wolfram
Délka senzoru	–	1,25 mm
Průměr senzoru	–	5 μm
Odpor vedení	–	0,5 Ω
Odpor při 20°C	–	3,2 Ω
Délka kabelu	–	4 m

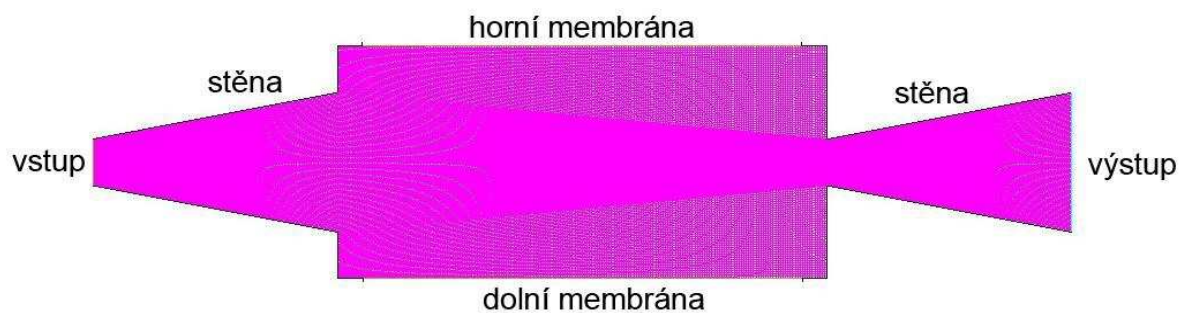
3.3.4. Parametry CTA můstku

Poměr můstku	–	1:20
Přehřátí	–	0.8
Gain	–	8
Signal Gain	–	1
Lowpass filter	–	30kHz

3.4. Numerická metoda řešení

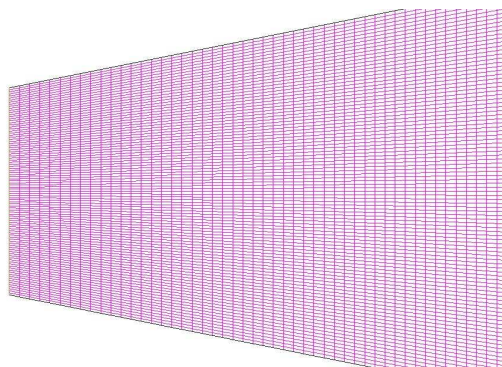
Numerická metoda řešení byla počítána programem Fluent 6.1.22. Pro výpočet byl vybrán matematický *RNG k- ϵ model*.

Vytvoření výpočtového modelu a sítě bylo provedeno programem Gambit 2.1.6. Úloha byla řešena jako dvourozměrná, nestacionární. Tekutinou byl uvažován vzduch o parametrech: $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$ a $\mu = 1,7894 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$.



Obr. 3.16. Výpočtová síť

3. Metody řešení



Obr. 3.17. Detail difuzoru

Okrajové podmínky:

- Na vstupu byla zadána podmínka konstantního tlaku – Pressure Inlet
- Na výstupu byla zadána podmínka konstantního tlaku – Pressure Outlet
- Na horní a dolní membránu byla zadána funkce rychlosti, která má kosinusový charakter a parametry “x”, “y” a “t”

t – velikost časového kroku

x – určuje frekvenci v stovkách Hz

y – odpovídá maximální rychlosti membrány a je přibližně určeno jako násobek střední rychlosti vypočítané:

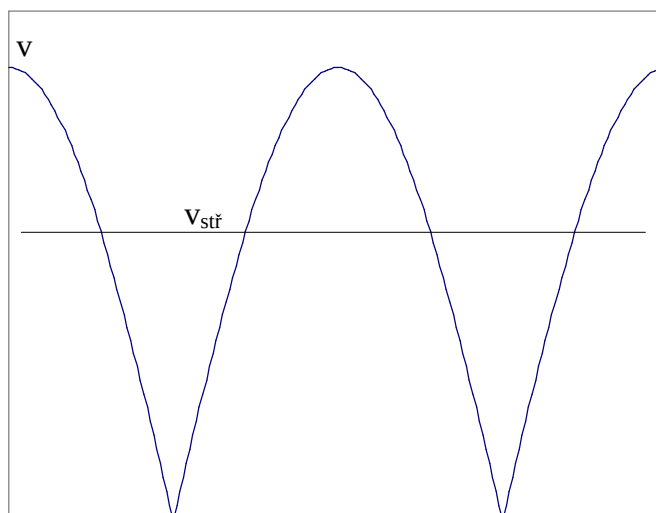
$$v_{stř} = 2 \cdot x_0 \cdot f \quad (3.4.1.)$$

x_0 – zdvih membrány

f – frekvence membrány (f = 100 Hz)

zdvih x_0 (mm)	$v_{stř}$ (m/s) pro 100 Hz	v (m/s) pro 100 Hz
0,25	0,05	0,08
0,14	0,28	0,05
0,035	0,007	0,01
0,014	0,028	0,005

Tab. 3.1. Rychlosti zadávané do výpočtu ve Fluentu



Obr. 3.18. Průběh rychlostí membrán

3. Metody řešení

Membrány se pohybují ve fázi, tj. obě od sebe a obě k sobě. Pro zjednodušení byla membrána uvažována jako pohybující se “stěna” s konstantní rychlostí po celé délce.

```
#include "udf.h"
DEFINE_PROFILE(horni, thread, position)
{
    face_t f;
    begin_f_loop(f, thread)
    {
        real t = RP_Get_Real("flow-time");
        F_PROFILE(f, thread, position) = x*u*cos(2*x*314.15927*t);
    }
    end_f_loop(f, thread)
}

DEFINE_PROFILE(dolni, thread, position)
{
    face_t f;
    begin_f_loop(f, thread)
    {
        real t = RP_Get_Real("flow-time");
        F_PROFILE(f, thread, position) = -x*u*cos(2*x*314.15927*t);
    }
    end_f_loop(f, thread)
}
```

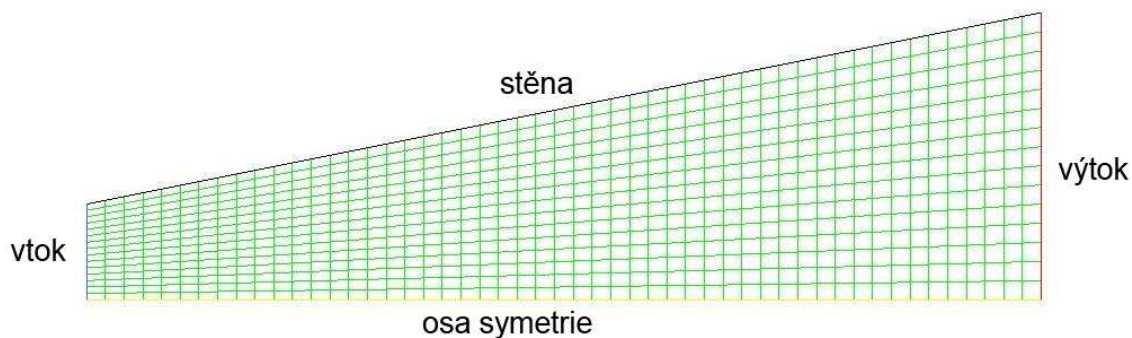
Obr. 3.19. Zadání rychlostních profilů membrán

Dále byly vytvořeny modely difuzoru a trysky a byly počítány ztrátové součinitele, resp. jejich poměr. Modely byly konstruovány 2D a počítány jako osově souměrné, stacionární. Pro výpočet byl vybrán matematický *RNG k-ε model*. Tekutinou byl opět uvažován vzduch o parametrech:

$$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3 \text{ a } \mu = 1,7894 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s.}$$

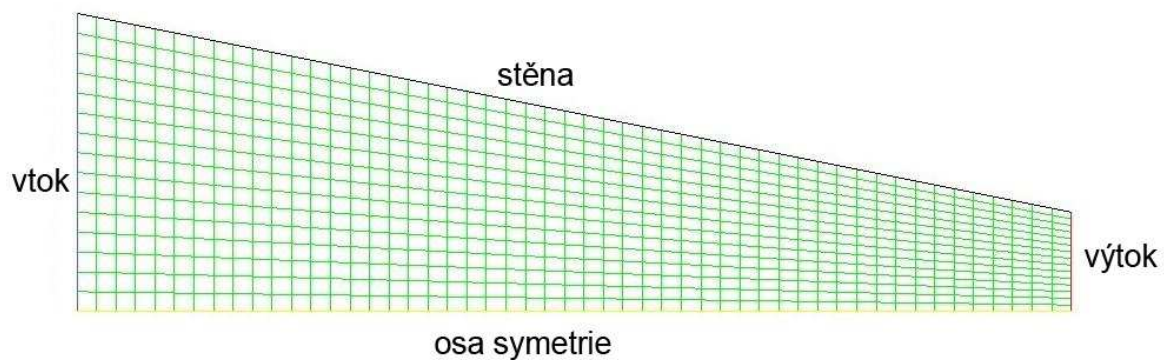
Okrajové podmínky:

- Na vstupu byla zadána podmínka konstantního tlaku – Pressure Inlet
- Na výstupu byla zadána podmínka konstantního tlaku – Pressure Outlet



Obr. 3.20. Model difuzoru

3. Metody řešení



Obr. 3.21. Model trysky

Při výpočtech bylo vycházeno z Bernoulliho rovnice:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 + p_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 + p_2 + p_z \quad (3.4.2.)$$

A z rovnice pro ztrátový součinitel:

$$\xi = \frac{2 \cdot p_z}{\rho \cdot v_1^2} \quad (3.4.3.)$$

A dostaneme:

$$\xi = \frac{\rho \cdot (v_1^2 + v_2^2) + 2 \cdot p_1 - 2 \cdot p_2}{\rho \cdot v_1^2} \quad (3.4.4.)$$

4. Výsledky

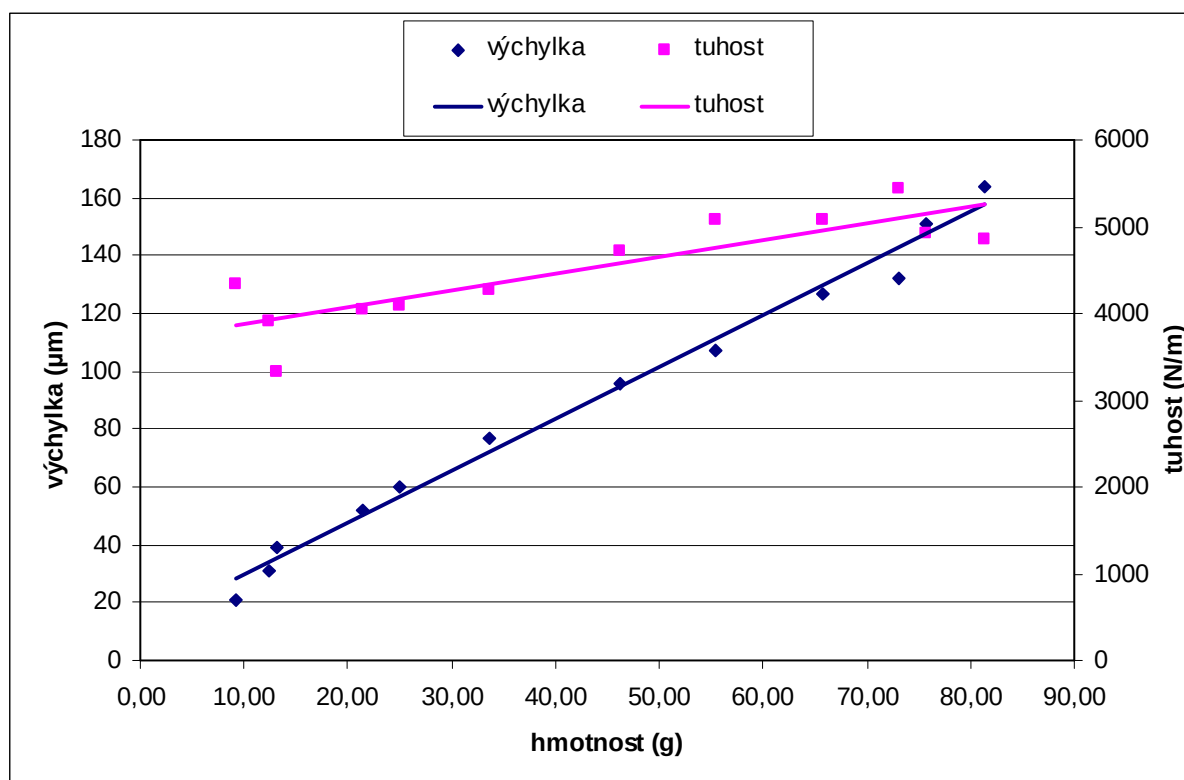
4. VÝSLEDKY

4.1. Tuhost membrány

hmotnost (g)	výchylka (μm)	tuhost (N/m)
21	9,30	4344
31	12,34	3905
39	13,20	3320
52	21,41	4039
60	24,95	4079
77	33,55	4274
96	46,27	4728
107	55,45	5084
127	65,70	5075
132	73,05	5429
151	75,63	4913
164	81,32	4864
Průměrná hodnota		4505
Směrodatná odchylka		585

V tabulce 4.1. a na obrázku 4.1. je vidět závislost výchylky membrány na zatížení. Podle vzorce (3.2.1. b) je vypočtena tuhost celé soustavy. Soustava se dá v měřeném rozsahu považovat za lineární s konstantní tuhostí, která bude prezentována průměrnou hodnotou z naměřených tuhostí. Průměrná hodnota tuhosti soustavy je 4505 N/m.

Tab. 4.1. Tuhost soustavy



Obr. 4.1. Tuhost soustavy

4. Výsledky

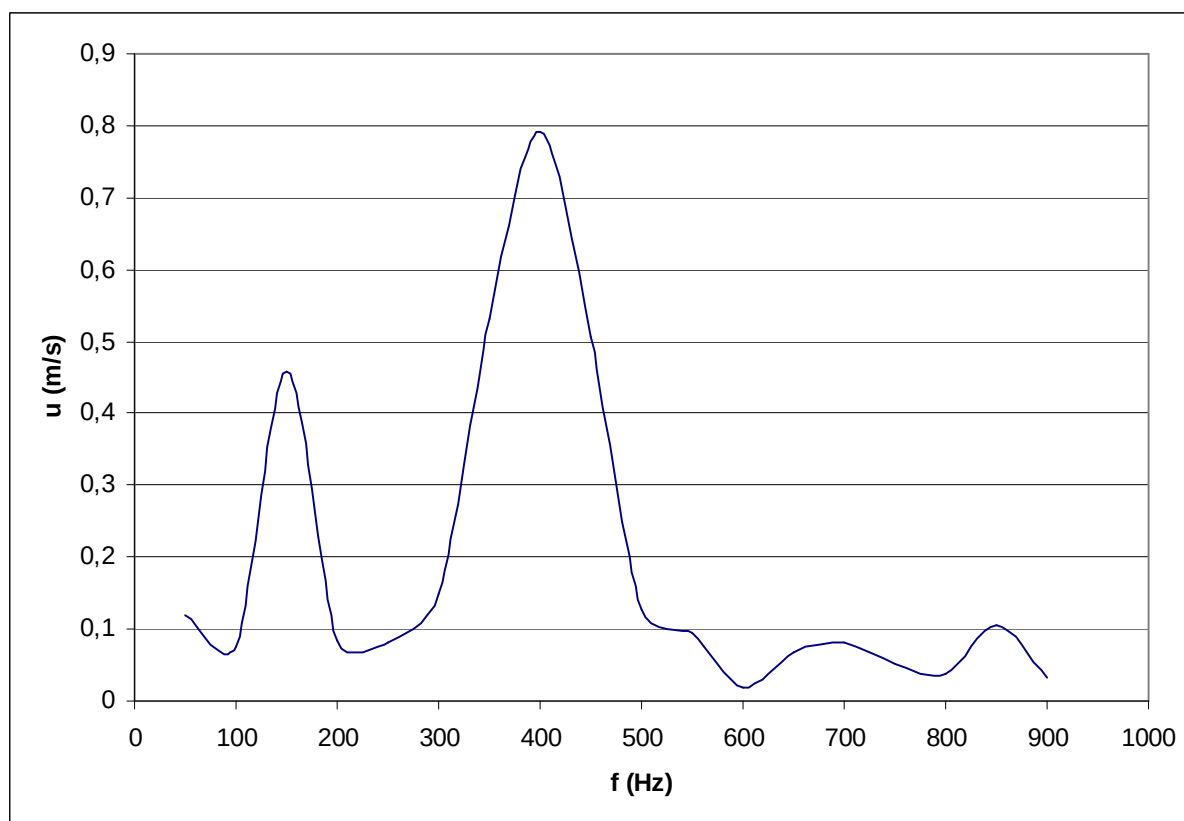
4.2. Teoretický výpočet

Maximální výchylka membrány z nulové polohy pro 440 Hz je $0,014 \text{ mm}$ [10]. Použitím vzorce (2.1.2.) byla určena objemová konstanta, jako kdyby se jednalo o jednu membránu se zdvihem jako válec. $k_v = 1,59 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$. Poměr ztrátových součinitelů difuzoru a trysky pro odpovídající rychlosti byl stanoven $\eta = 4,5$ a byl považován za konstantní po celý pumpovací cyklus, viz kapitola (4.4.2). Podle vzorce (2.1.18.) byla vypočtena rezonanční frekvence čerpadla $f_R = 551,3 \text{ Hz}$, což se relativně dobře shoduje s naměřenou rezonanční frekvencí 440 Hz. Vlastní frekvence samotného akustického měniče je cca 870 Hz.

4.3. CTA

4.3.1. Frekvence

Při termoanemometrickém měření byla nejdříve zjišťována frekvenční charakteristika pro tyto výkony: 1,82 mW, 8,22 mW a 4,88 mW. Pro všechny výkony bylo provedeno měření ze strany trysky s otevřeným difuzorem a pro výkon 4,88 mW i se zalepeným difuzorem. Pro tento výkon byla provedena i všechna další měření.

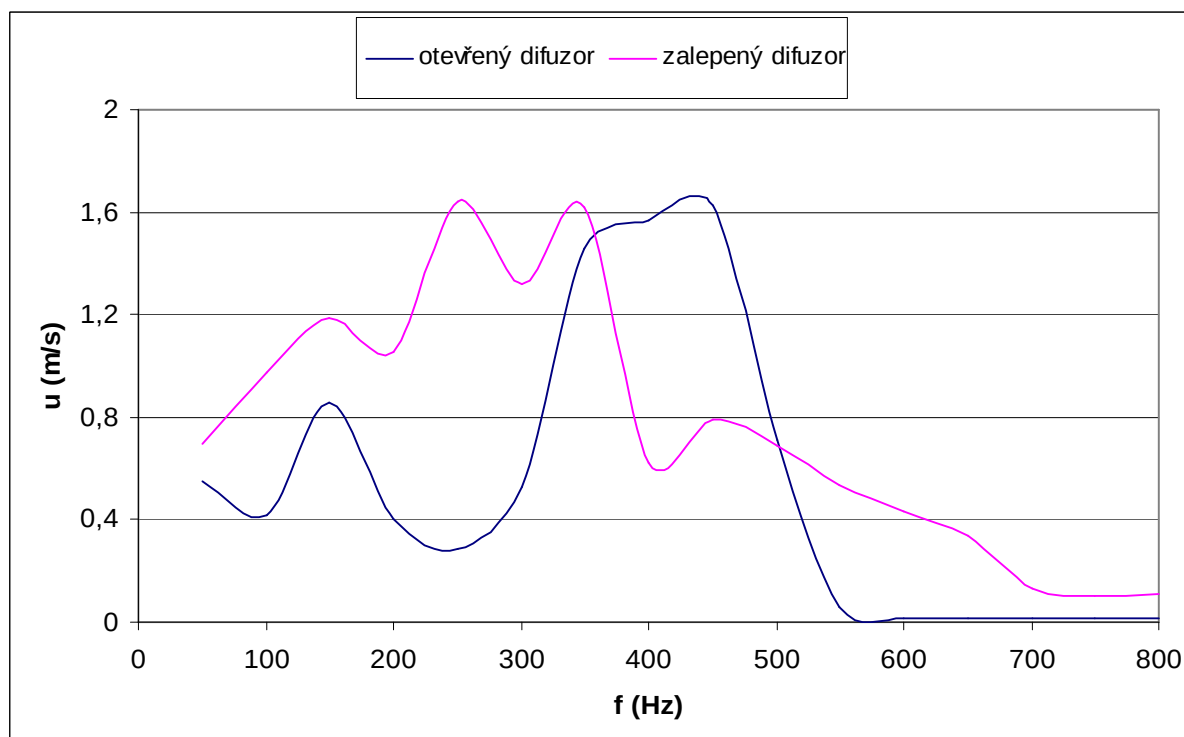


Obr. 4.2. Frekvenční charakteristika pro výkon 1,82 mW ze strany trysky

4. Výsledky



Obr. 4.3. Frekvenční charakteristika pro výkon 8,22 mW ze strany trysky



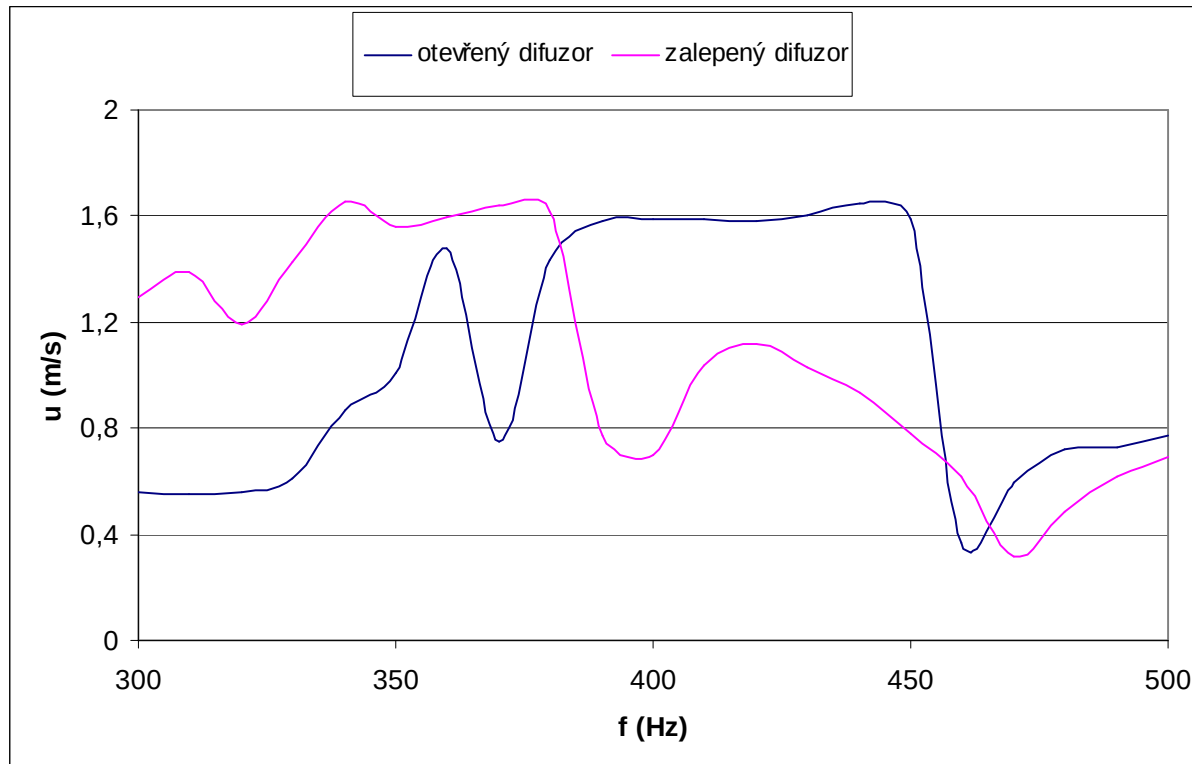
Obr. 4.4. Frekvenční charakteristika pumpy ze strany trysky pro výkon 4,88 mW

Frekvenční charakteristika byla měřena nejdříve “nahrubo” po 50 Hz v intervalu 50 až 800 Hz. V oblasti, kde je dosahováno nejvyšších středních rychlostí, 300 až 500 Hz bylo provedeno jemnější měření, po 10 Hz.

4. Výsledky

Z obrázku je vidět, že největší výkon má pumpa při 440 Hz. Pro tuto frekvenci byla prováděna další měření.

Změnou frekvence se změnil i dodávaný výkon ($P=E.I$), aby zůstal konstantní, bylo na generátoru signálu změněno napětí.



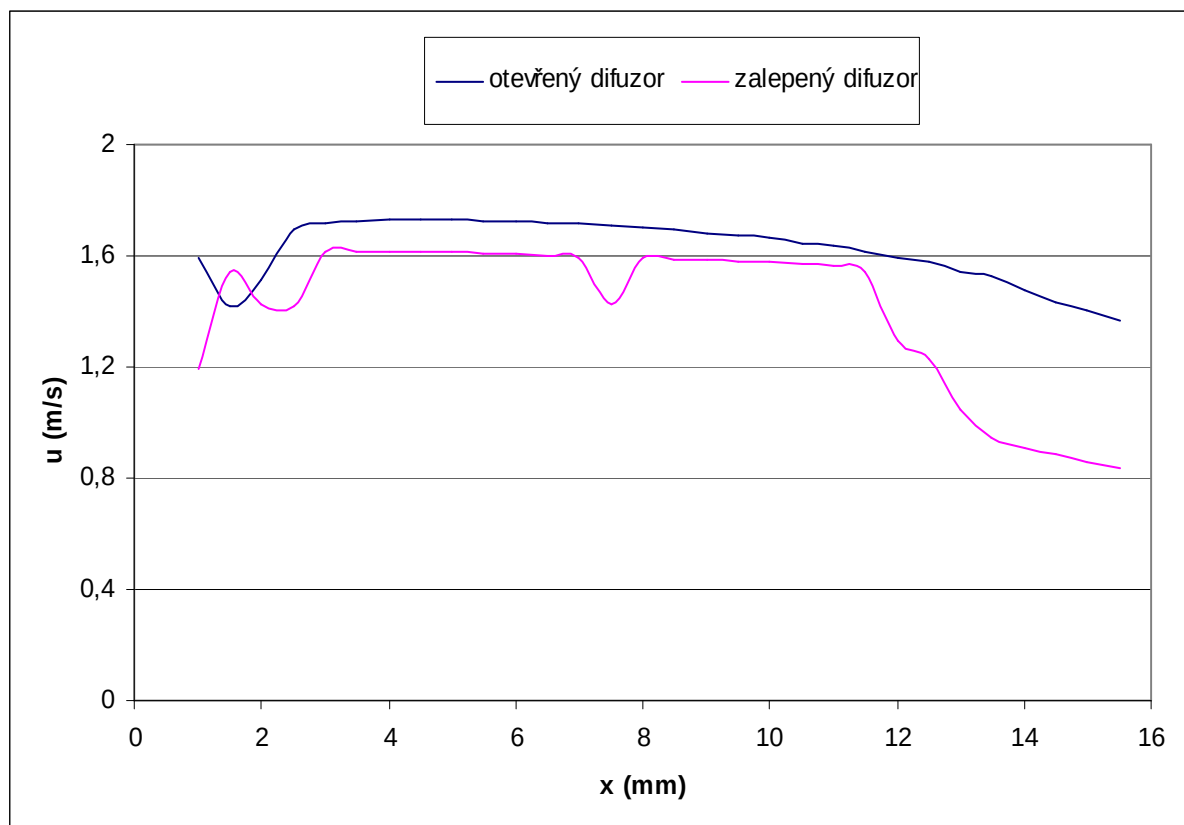
Obr. 4.5. Jemná frekvenční charakteristika pumpy ze strany trysky pro výkon 4,88 mW

4.3.2. Rychlosti v ose čerpadla

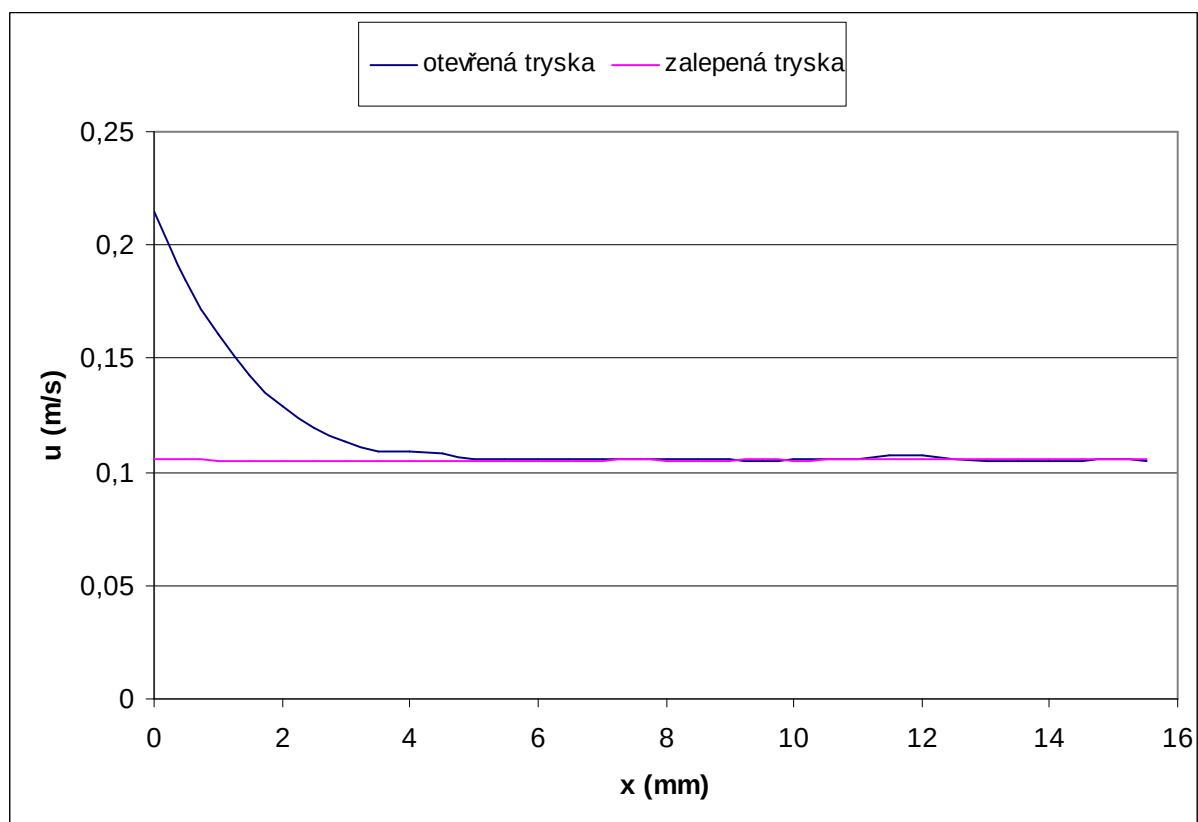
Největší výkon čerpadla byl naměřen při frekvenci 440 Hz. Pro tuto frekvenci byla měřena rychlost v ose pumpy:

- ze strany trysky s otevřeným difuzorem
- ze strany trysky se zalepeným difuzorem
- ze strany difuzoru s otevřenou tryskou
- ze strany difuzoru se zalepenou tryskou

4. Výsledky



Obr. 4.6. Střední rychlost v ose čerpadla ze strany trysky pro výkon 4,88 mW

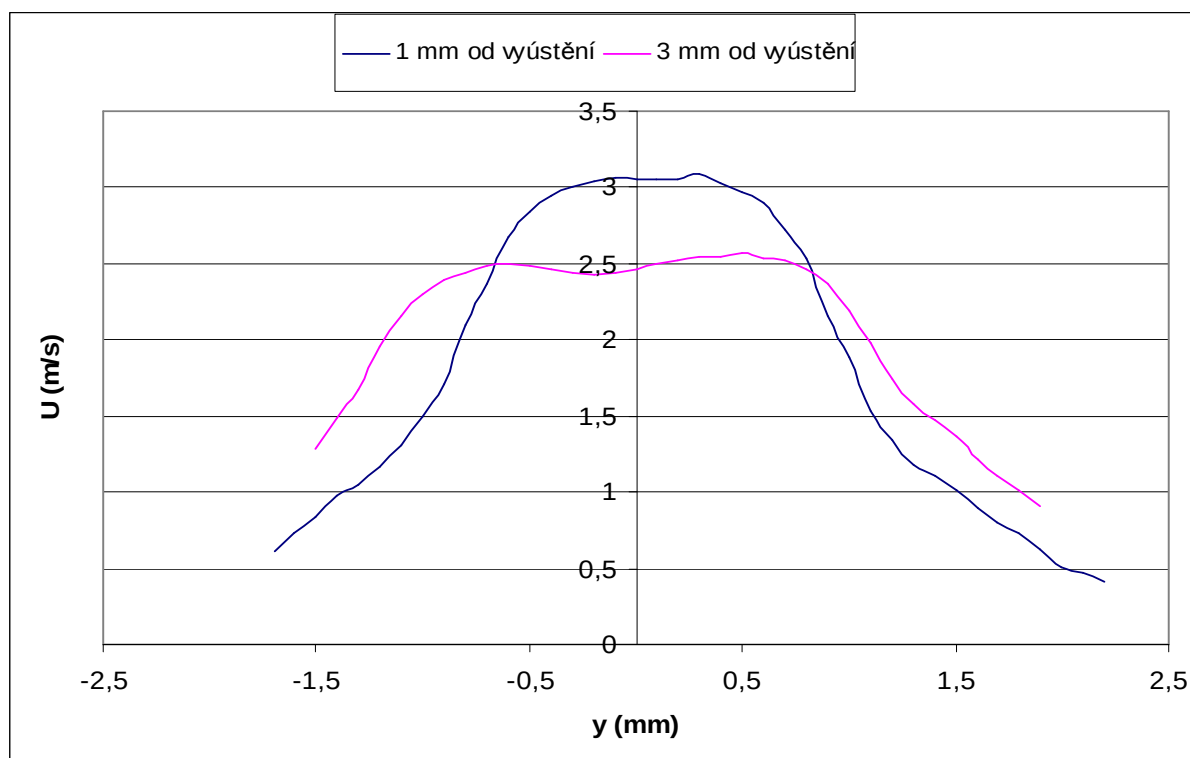


Obr. 4.7. Střední rychlost v ose čerpadla ze strany difuzoru pro výkon 4,88 mW

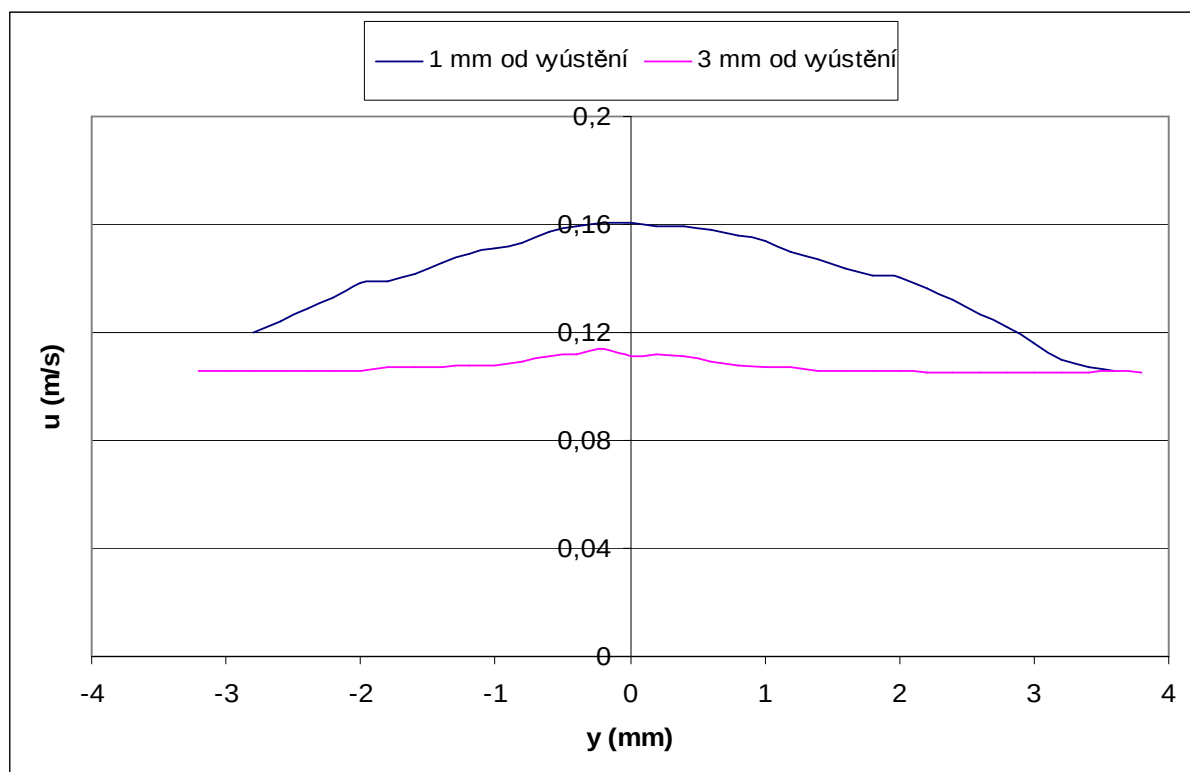
4. Výsledky

4.3.3. Rychlostní profily

Dále bylo provedeno měření rychlostních profilů ve dvou vzdálenostech, 1 mm a 3 mm, ze strany difuzoru i ze strany trysky.



Obr. 4.8. Rychlostní profily trysky pro výkon 4,88 mW



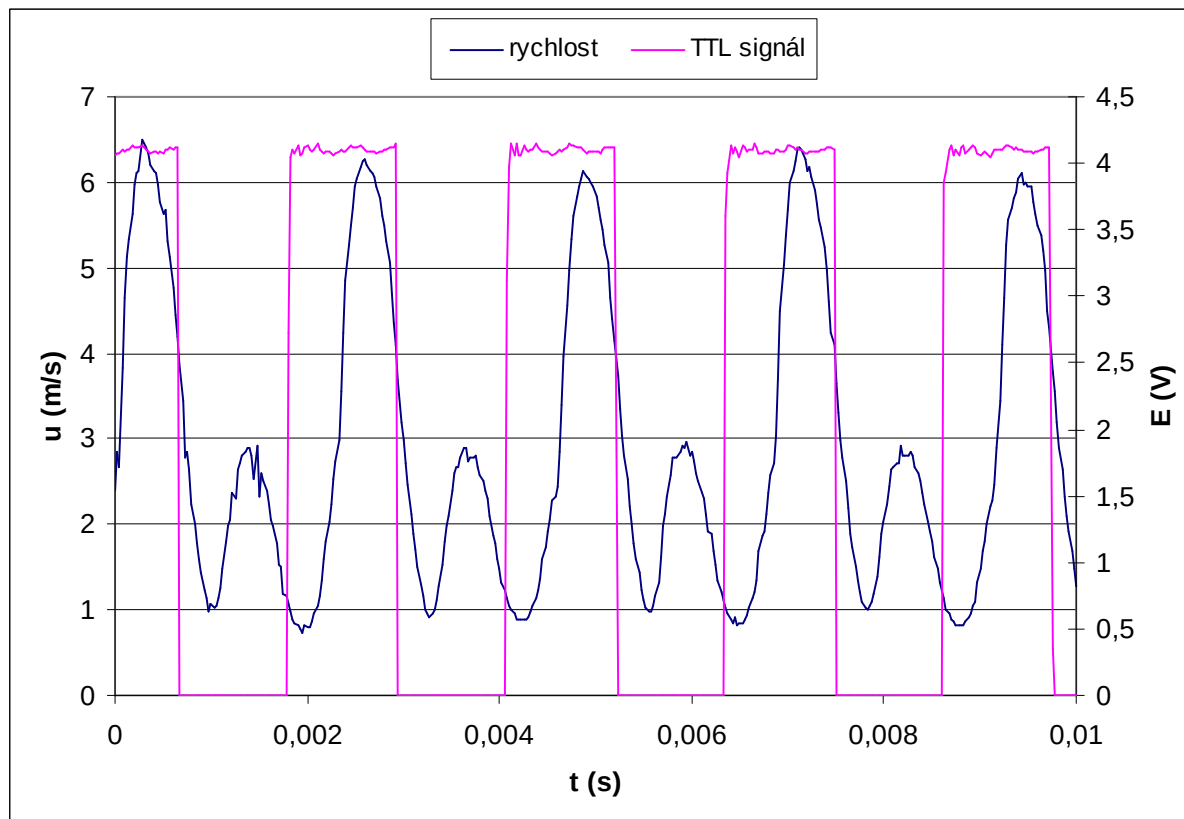
Obr. 4.9. Rychlostní profily difuzoru pro výkon 4,88 mW

4. Výsledky

4.3.4. Průběh rychlosti v čase

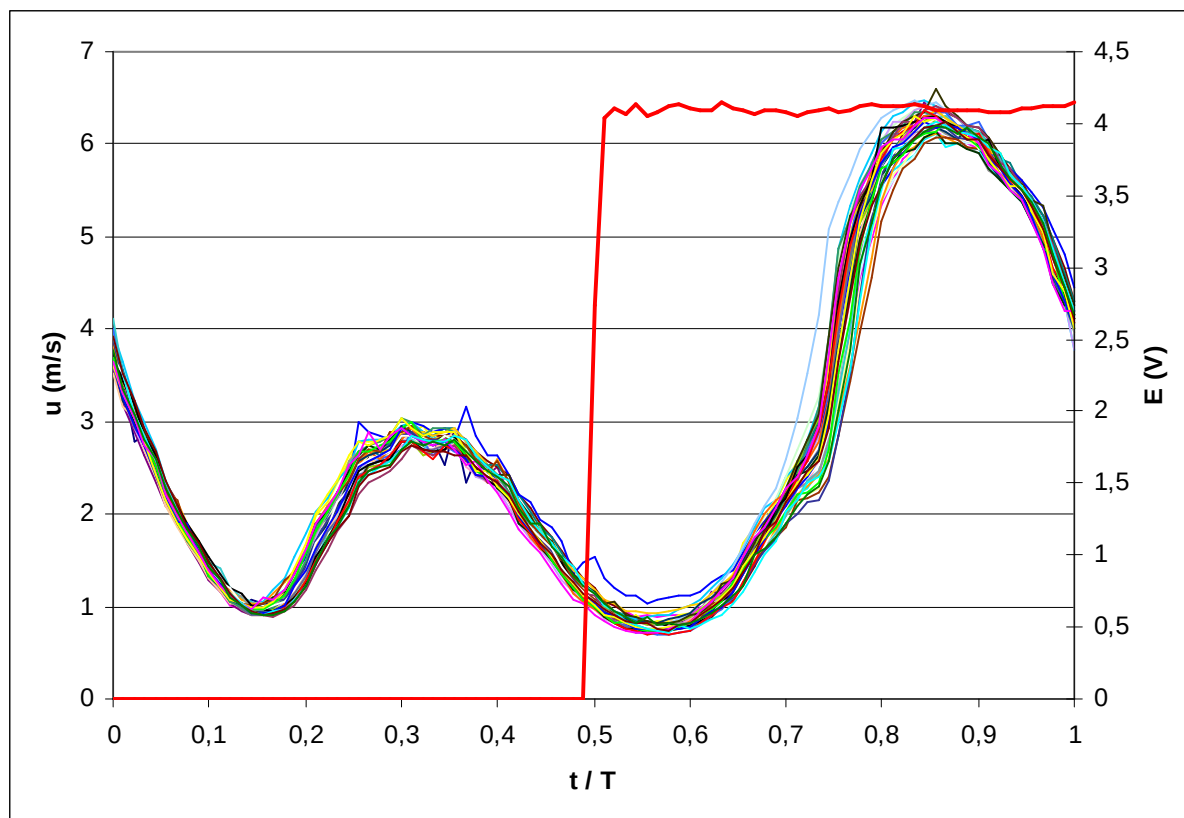
Dále bylo měření provedeno průběhu rychlosti v čase, tedy měření s TTL signálem a to ze strany trysky i difuzoru ve vzdálenosti 1 mm od vyústění. TTL signál nám určuje, kdy napětí nabývá hodnoty 0 V a kdy zadané hodnoty výstupního napětí z generátoru signálu, tedy 4,08 V. Měření bylo prováděno pro frekvenci při největším výkonu pumpy, tedy 440 Hz.

4.3.4.1. Tryska

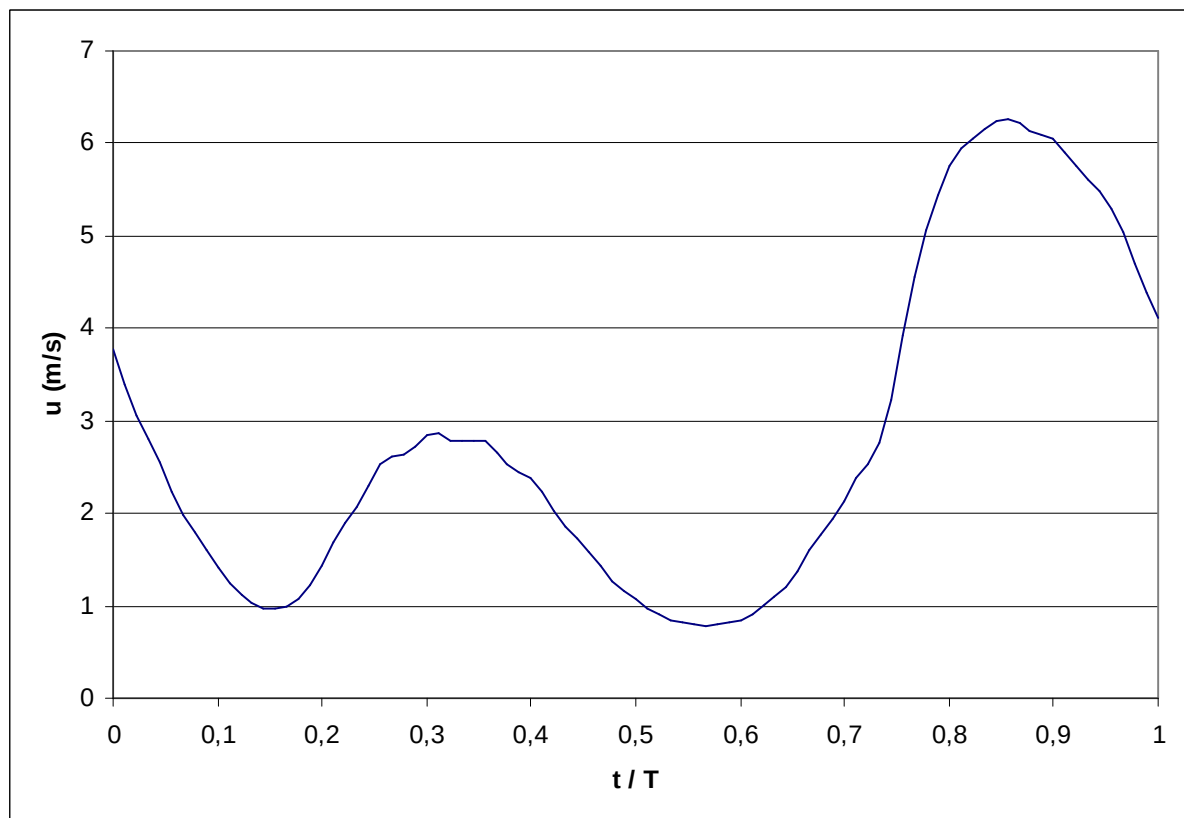


Obr. 4.10. TTL signál při frekvenci 40 kHz a jmenovitém výstupním napětí 4,08 V a okamžité absolutní rychlosti na sondě naměřená pomocí CTA (tryska 1mm)

4. Výsledky

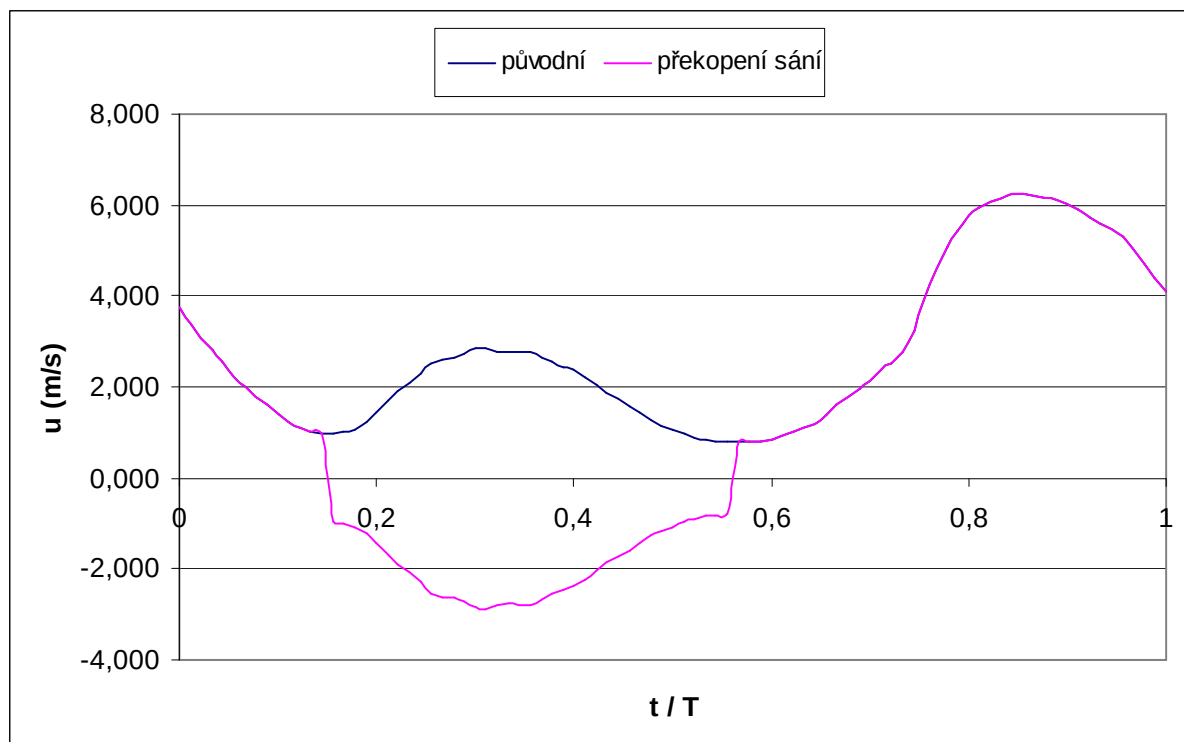


Obr. 4.11. Okamžité absolutní rychlosti na sondě naměřená pomocí CTA a srovnaná podle TTL signálu (tryska 1mm)



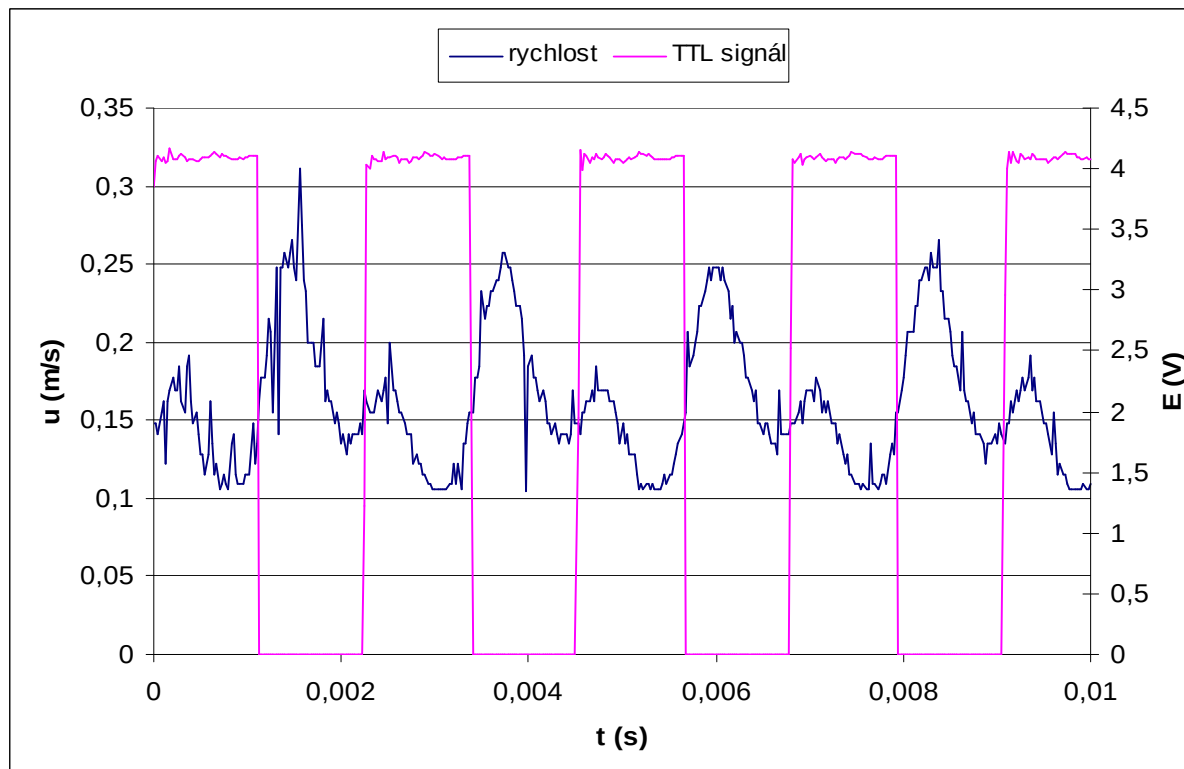
Obr. 4.12. Zprůměrnování okamžitých absolutních rychlostí srovnaných podle TTL signálu (tryska 1mm)

4. Výsledky



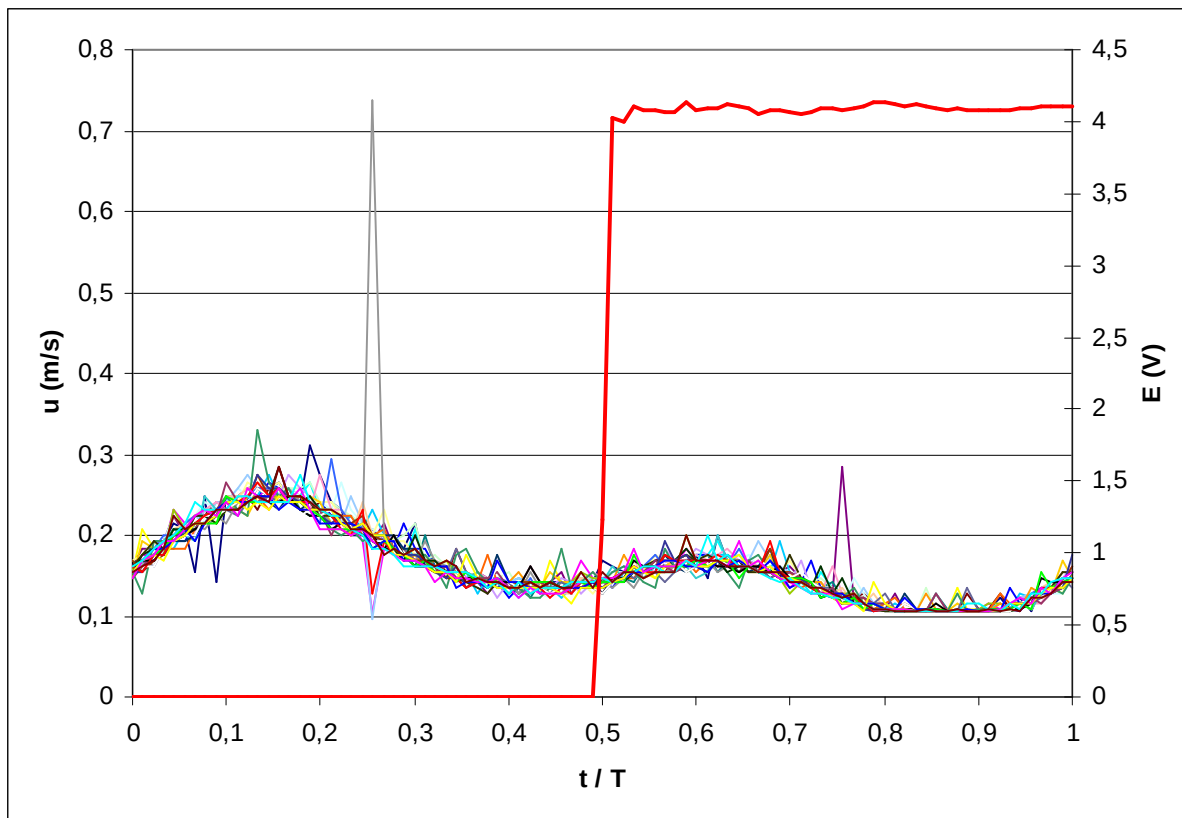
Obr. 4.13. Vektory rychlostí: sání – výtlak (tryska 1mm)

4.3.4.2. Difuzor

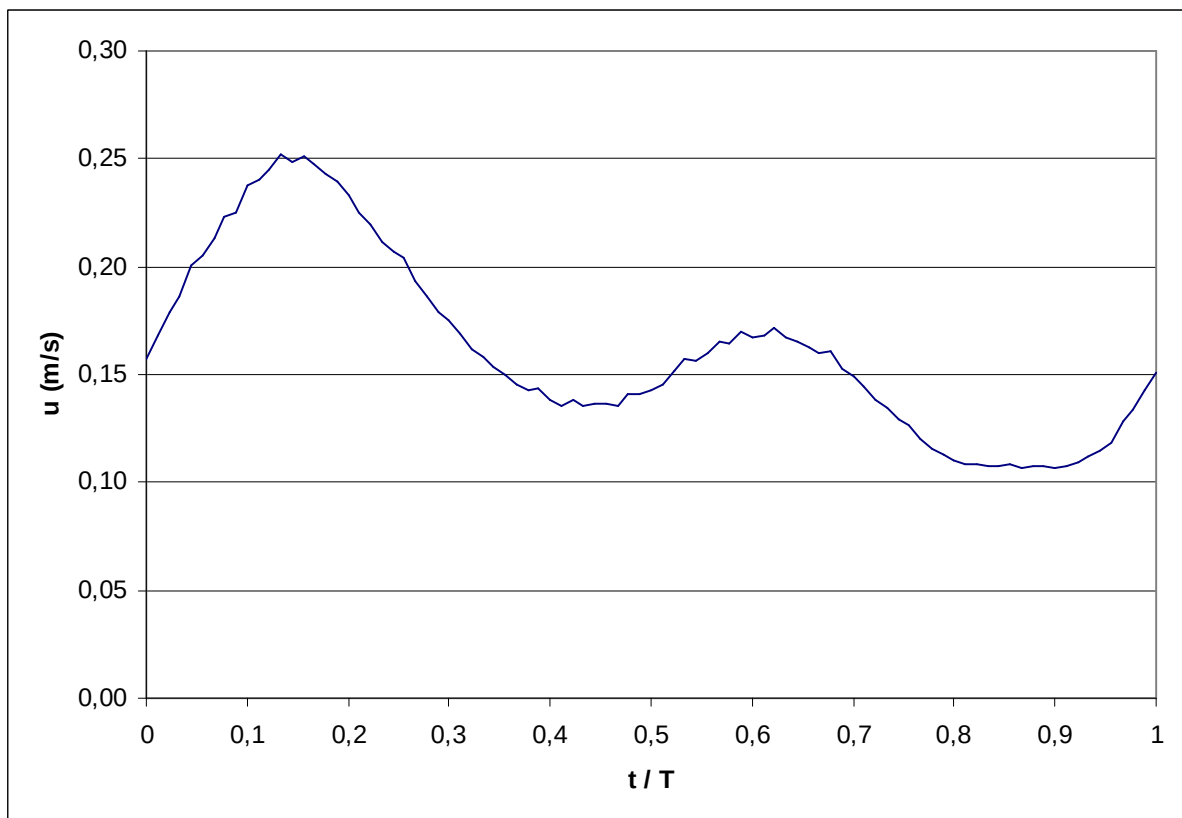


Obr. 4.14. TTL signál při frekvenci 40 kHz a jmenovitém výstupním napětí 4,08 V a okamžité absolutní rychlosti na sondě naměřená pomocí CTA (difuzor 1mm)

4. Výsledky

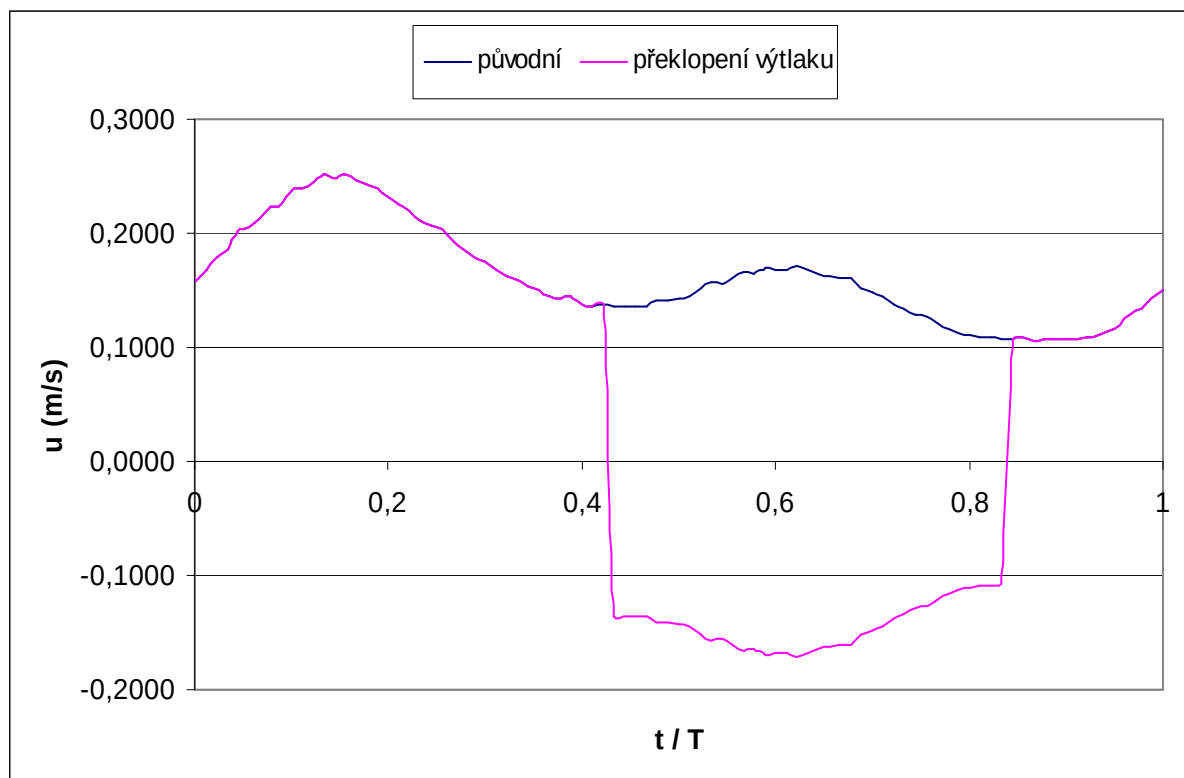


Obr. 4.15. Okamžité absolutní rychlosti na sondě naměřená pomocí CTA a srovnaná podle TTL signálu (difuzor 1mm)

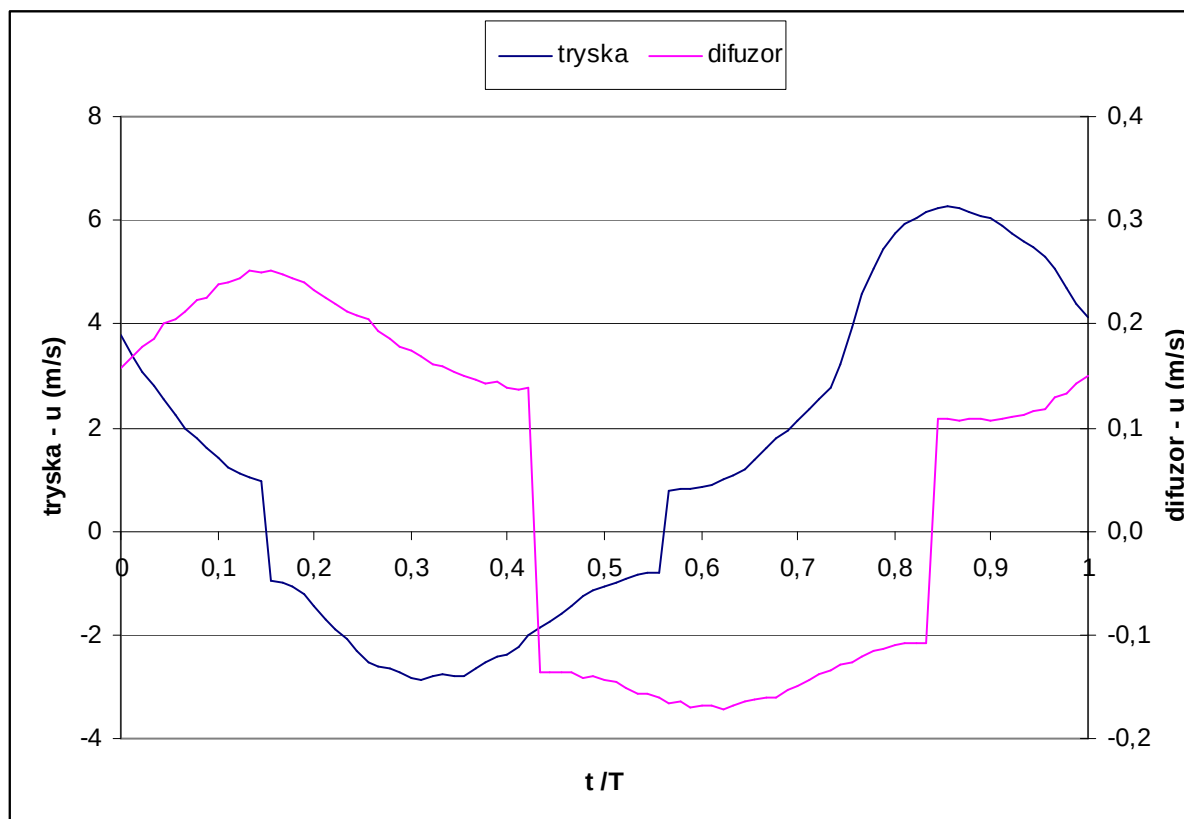


Obr. 4.16. Zprůměrnování okamžitých absolutních rychlostí srovnaných podle TTL signálu (difuzor 1mm)

4. Výsledky



Obr. 4.17. Vektory rychlostí: sání – výtlak (difuzor 1mm)



Obr. 4.18. Přímé porovnání vektorů rychlostí difuzoru a trysky

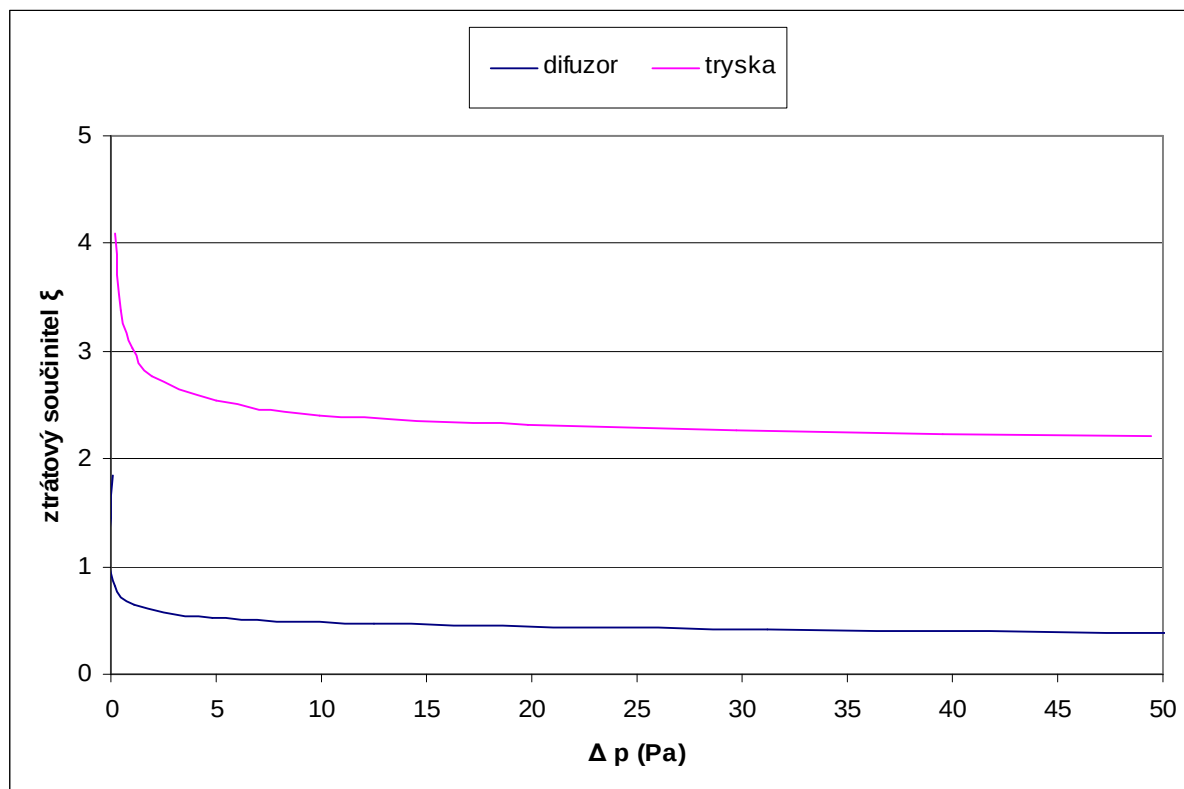
Z obrázku 4.18. je vidět, že při sání je nasáváno větší množství vzduchu difuzorem než tryskou a při výtlaku jde větší množství vzduchu tryskou.

4. Výsledky

4.4. Výsledky numerické simulace

4.4.1. Součinitele tlakových ztrát

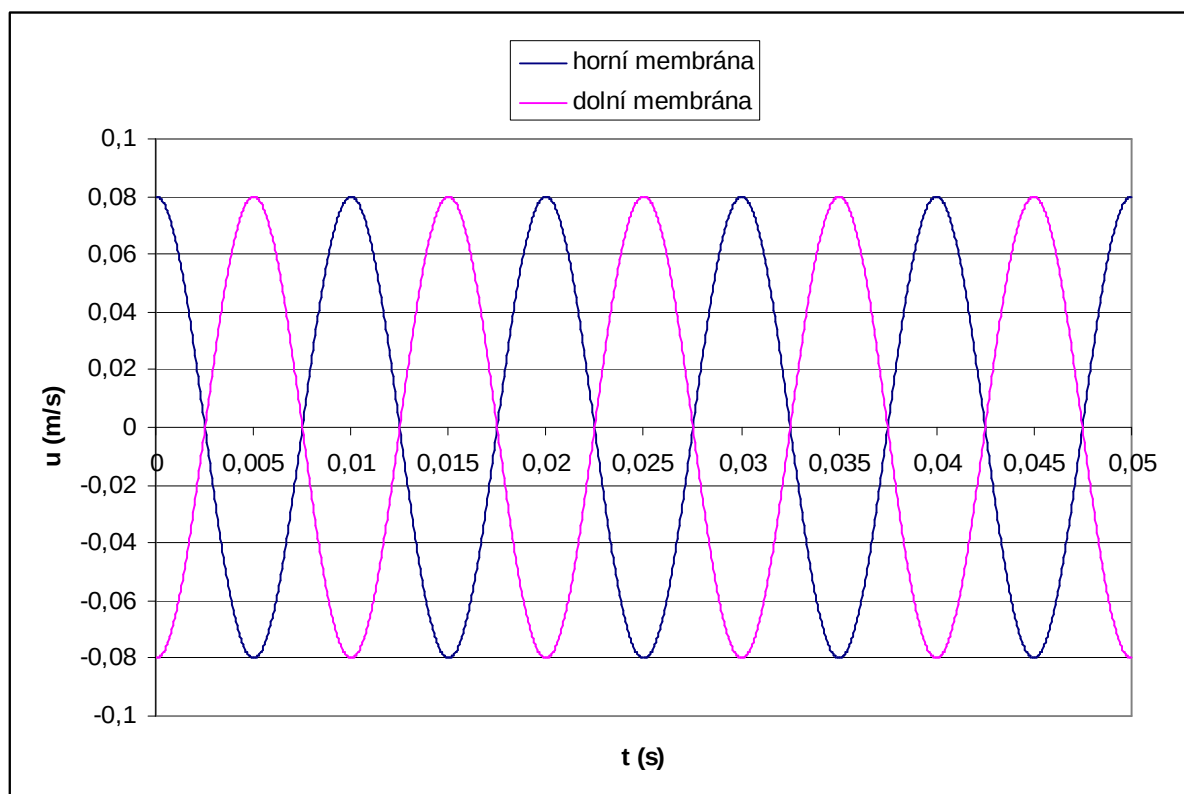
Z obrázku je vidět, že difuzor má menší ztrátový součinitel než tryska. Poměr součinitelů tlakových ztrát pro teoretický výpočet byl určen podle rychlosti proudění v difuzoru, $\eta = 4,5$ a byl považován za konstantní pro celý pumpovací cyklus.



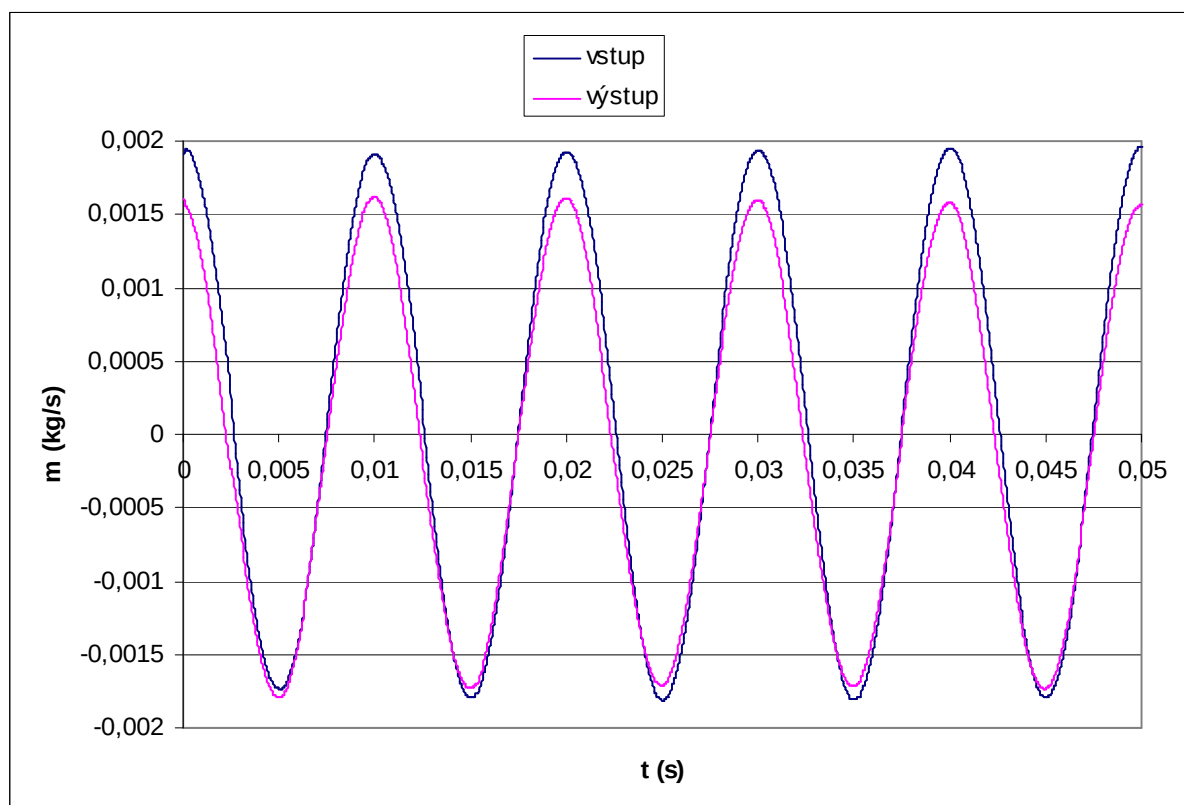
Obr. 4.19. Průběh součinitelů tlakových ztrát

4. Výsledky

4.4.2. Čerpadlo



Obr. 4.20. Rychlosti membrán pro zdvih 0,25 mm a frekvenci 100 Hz (záporná rychlost směrem dolů) – 5 cyklů



Obr. 4.21. Hmotnostní toky na vstupu a výstupu pro zdvih 0,25 mm a frekvenci 100Hz – 5 cyklů (záporné hodnoty ukazují výstup ze systému a kladné vstup do systému)

4. Výsledky

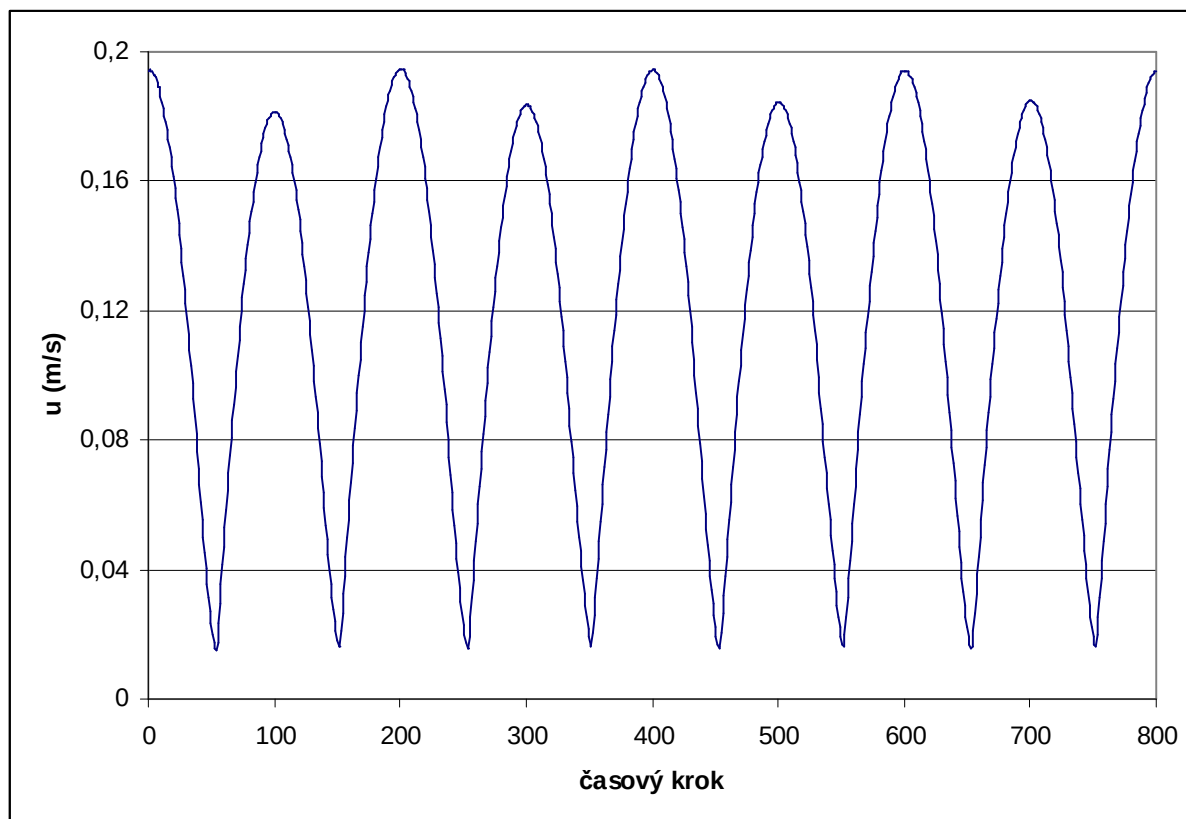
Po sumarizaci hodnot vstupu a výstupu a jejich vydělení počtem časových kroků a frekvencí dostaneme dvě “stejně” hodnoty s opačným znaménkem (kladná hodnota na vstupu do systému a záporná na výstupu ze systému), tj. množství tekutiny, které je za jeden cyklus přepumpováno systémem na výstupní stranu čerpadla.

Výpočty byly prováděny vždy pro 5 cyklů čtyř výše uvedených zdvihů (0,25 mm, 0,14 mm, 0,035 mm a 0,014 mm) a těchto frekvencí: 50 Hz, 100 Hz, 200 Hz, 250 Hz, 400 Hz, 500 Hz, 625 Hz, 800 Hz a 1000 Hz. Jeden pumpovací cyklus byl počítán na 200 časových kroků. Každý výpočet obsahoval tedy 1000 časových kroků.

Z výpočtů je vidět, že maximální výkon čerpadla se pohybuje mezi 250 až 500 Hz, což odpovídá vypočítané i naměřené hodnotě.

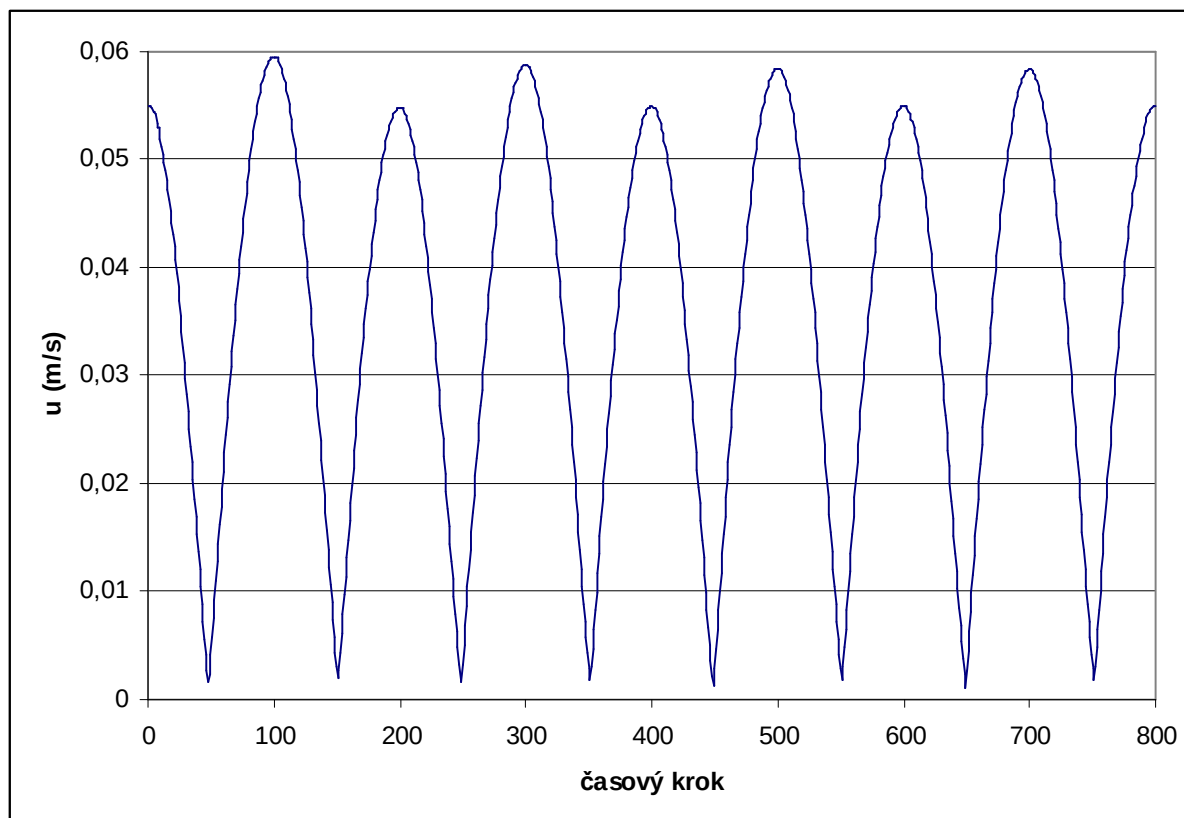
Na obr. 4.27. (vstupní část) je vidět, že při sání jsou větší rychlosti než při výtlaču, tedy, že při sání projde více tekutiny než při výtlaču. Časový krok “0” odpovídá klidové poloze membrány a v časovém kroku “1” se membrány pohybují od sebe (sání).

Na obr. 4.28. (výstupní část) je vidět, že při sání jsou menší rychlosti než při výtlaču, tedy že tekutina je touto stranou pumpována ven.



Obr. 4.22. rychlosti na “pressure inlet” pro zdvih 0,014 mm a frekvenci 400 Hz

4. Výsledky



Obr. 4.23. rychlosti na “pressure outlet” pro zdvih 0,014 mm a frekvenci 400 Hz

zdvih 0,25 mm		
frekvence (Hz)	hm. tok (g/s)	hm. tok (g/periodu)
50	0,032	6,480E-04
100	0,085	8,533E-04
200	0,235	1,174E-03
250	0,334	1,335E-03
400	0,587	1,468E-03
500	0,719	1,438E-03
625	0,878	1,404E-03
800	1,076	1,345E-03
1000	1,417	1,417E-03

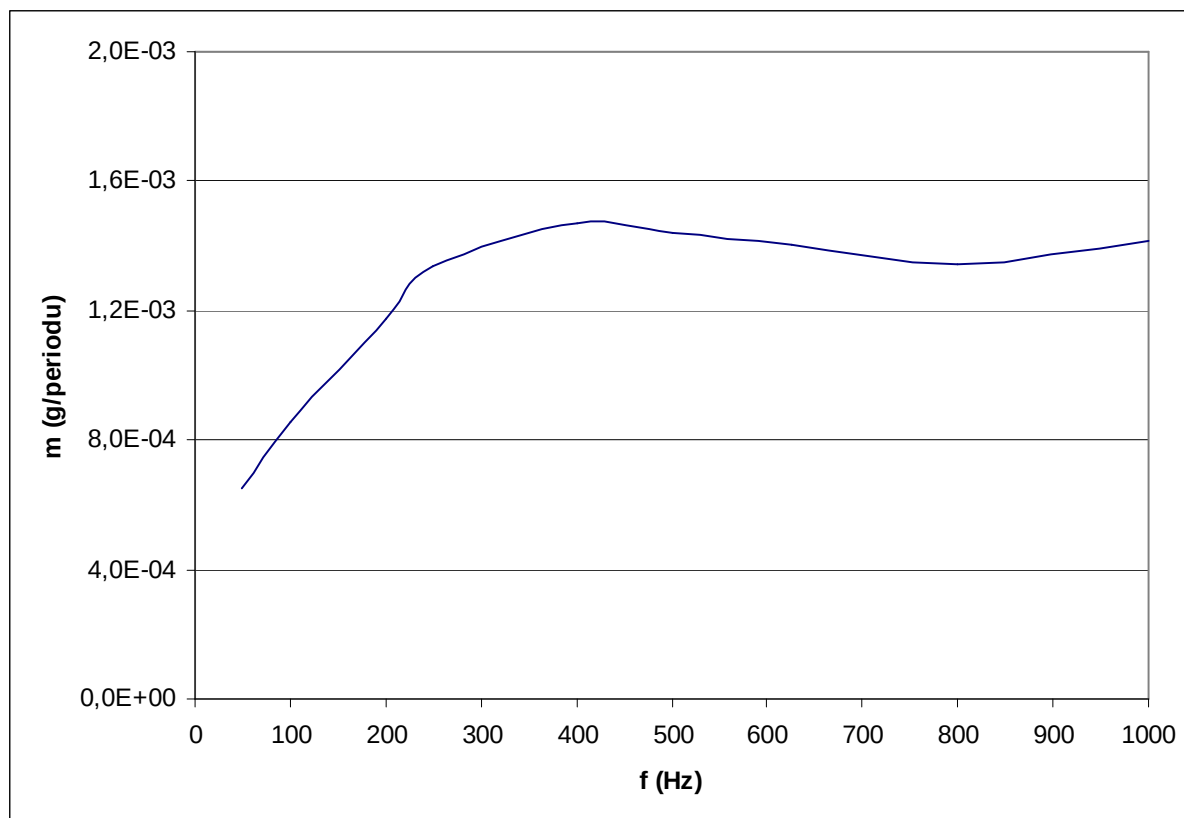
zdvih 0,035 mm		
frekvence (Hz)	hm. tok (g/s)	hm. tok (g/periodu)
50	0,004	7,828E-05
100	0,009	8,505E-05
200	0,018	9,013E-05
250	0,023	9,197E-05
400	0,036	9,005E-05
500	0,045	9,068E-05
625	0,055	8,751E-05
800	0,067	8,415E-05
1000	0,080	7,992E-05

zdvih 0,14 mm		
frekvence (Hz)	hm. tok (g/s)	hm. tok (g/periodu)
50	0,019	3,896E-04
100	0,047	4,710E-04
200	0,122	6,077E-04
250	0,168	6,735E-04
400	0,303	7,581E-04
500	0,394	7,871E-04
625	0,476	7,619E-04
800	0,575	7,192E-04
1000	0,666	6,656E-04

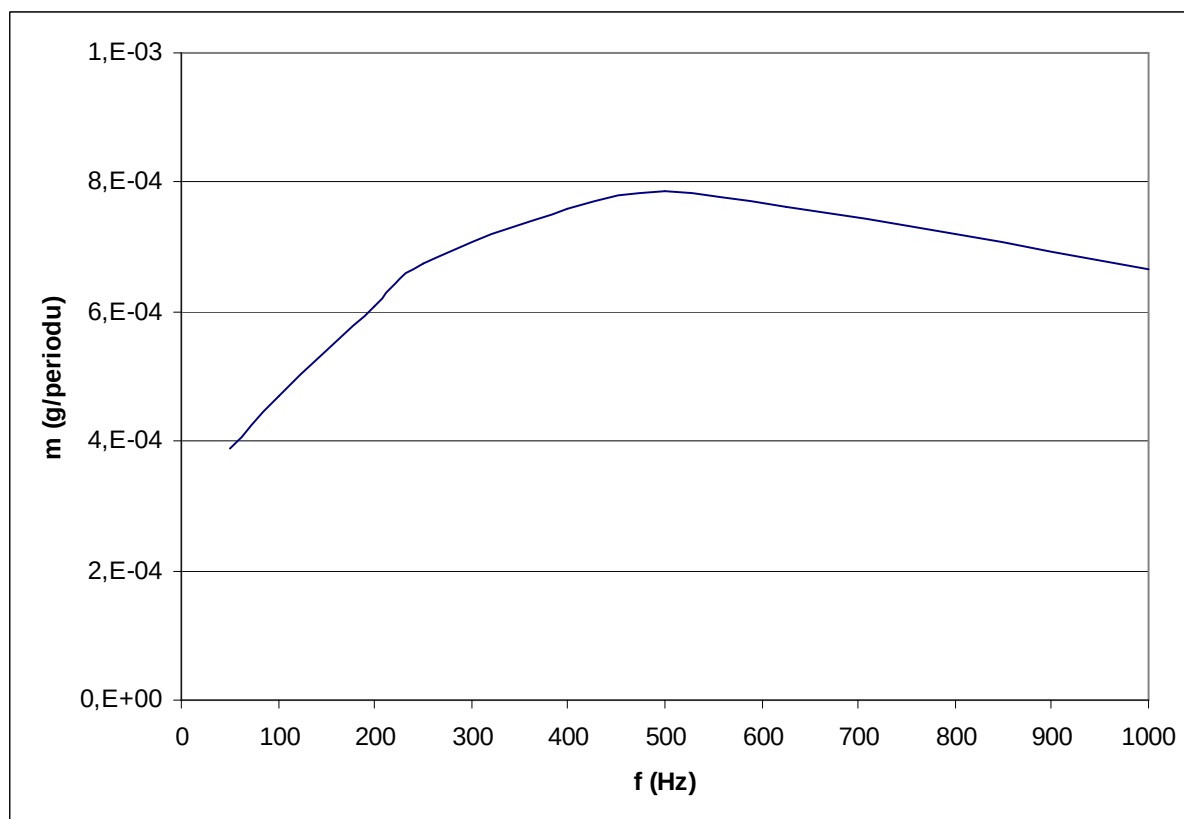
zdvih 0,014 mm		
frekvence (Hz)	hm. tok (g/s)	hm. tok (g/periodu)
50	0,002	3,920E-05
100	0,004	4,238E-05
200	0,009	4,464E-05
250	0,011	4,537E-05
400	0,017	4,317E-05
500	0,021	4,228E-05
625	0,025	3,991E-05
800	0,029	3,677E-05
1000	0,034	3,361E-05

Tab. 4.2. Hmotnostní toky vypočtené ve Fluentu pro různé zdvihy a frekvence

4. Výsledky

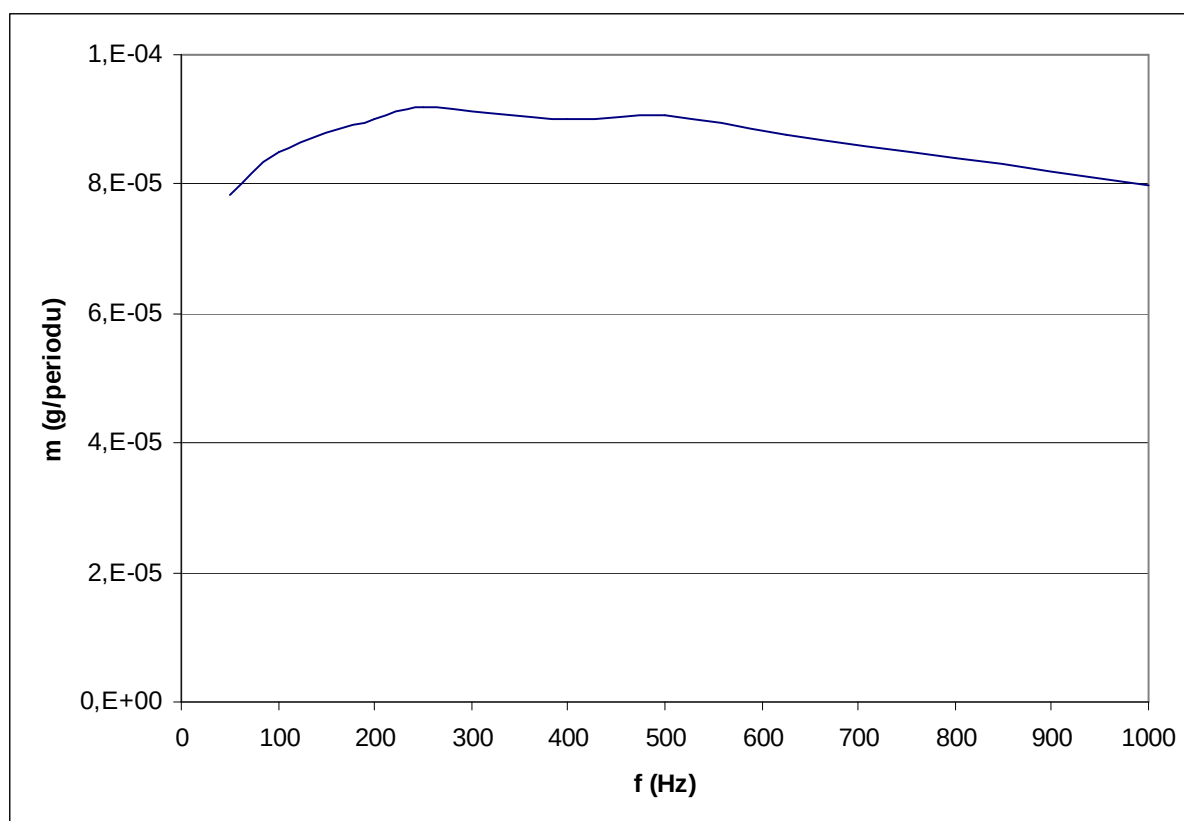


Obr. 4.24. Výkon čerpadla pro zdvih 0,25 mm

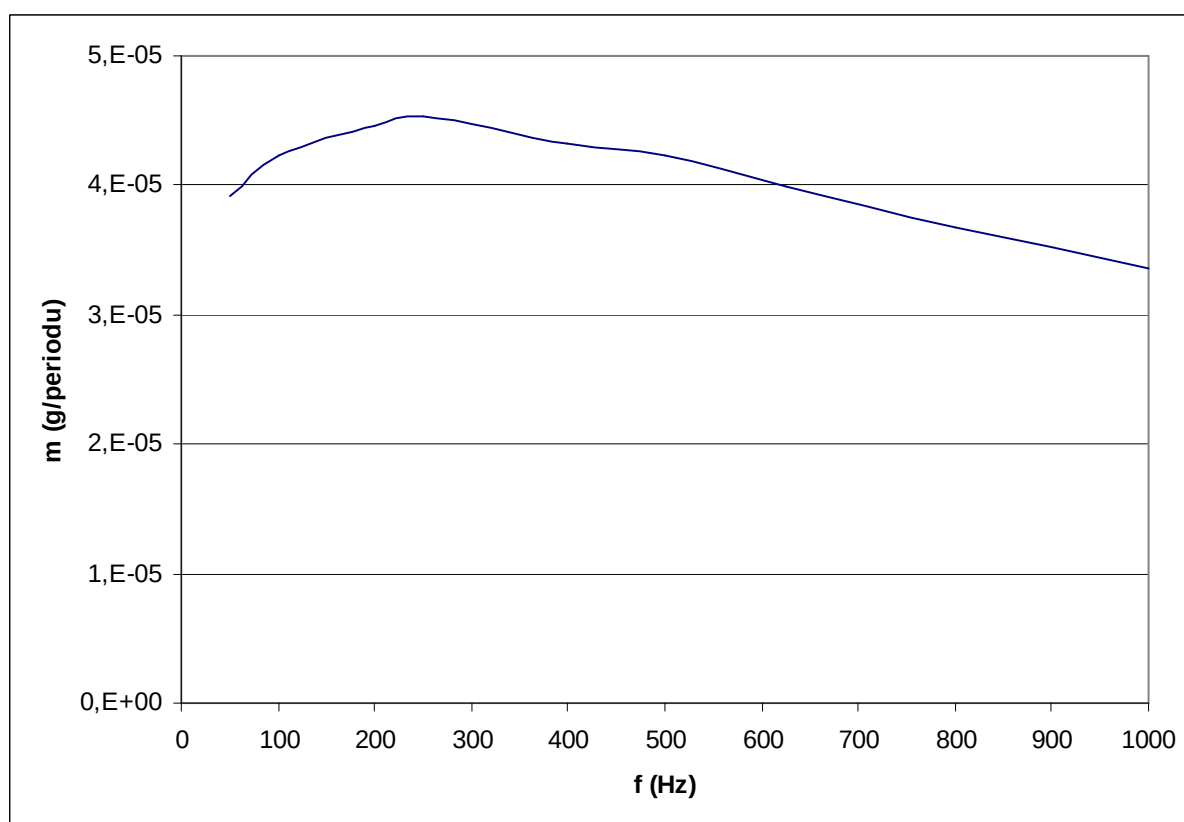


Obr. 4.25. Výkon čerpadla pro zdvih 0,14 mm

4. Výsledky



Obr. 4.26. Výkon čerpadla pro zdvih 0,035 mm



Obr. 4.27. Výkon čerpadla pro zdvih 0,014 mm

5. ZÁVĚR

V diplomové práci byly zkoumány vlastnosti bezventilového membránového čerpadla pro proudění vzduchu. Během této diplomové práce se podařilo navrhnout experimentální zařízení, na němž byla provedena řada experimentů, které měly ověřit funkci bezventilového čerpadla, potvrdit dosavadní teoretické poznatky ukázat další možnosti využití tohoto zařízení. V této kapitole jsou shrnuty poznatky získané během práce na základě dosažených výsledků.

Konstrukce zařízení

Budící člen experimentálního zařízení je tvořen dvěma akustickými měniči přilepenými k vlastní pumpě stávající se z komory o průměru 20 mm a dvou difuzorů (trysek) o průměrech $d=2$ mm a $D=6$ mm a délce $L=10$ mm. Akustické měniče KPS-100 mají průměr 45 mm a jsou napájeny obdélníkovým signálem. Všechny experimenty uvedené v této práci byli provedeny ve vzduchu při stejném budícím výkonu, $P=4,88$ mW.

Výsledky experimentů

Prvním krokem bylo určení rezonanční frekvence budícího členu, tedy frekvence při které je časově středovaná rychlost proudění největší. Námi naměřená rezonanční frekvence je $f_R=440$ Hz, teoretickým výpočtem byla určena $f_R=551,3$ Hz. Takovýto výsledek můžeme považovat za velmi dobrou shodu. Malý rozdíl je pravděpodobně způsoben tím, že zjednodušený jednorozměrný analytický výpočet nemůže postihnout celou problematiku činnosti čerpadla.

Následnými experimenty byly detailně měřeny rychlosti ve směru proudění (ve směru osy x) z obou stran čerpadla s otevřenou i zalepenou druhou stranou čerpadla a rychlostní profily (ve směru osy y) pro různé vzdálenosti od vyústění. Výsledky těchto experimentů velmi dobře ukazují princip činnosti bezventilového čerpadla. Detailnější analýza rychlostního pole čerpadla by měla být cílem dalších experimentů. Velmi perspektivní se v této souvislosti jeví použití bezkontaktních metod – PIV popřípadě LDA.

V práci jsou rovněž publikovány výsledky časové změny rychlosti v trysce a difuzoru během jedné periody. Rovněž z těchto výsledků je velmi dobře patrná činnost tohoto zařízení.

Výsledky numerické simulace

Numerická simulace potvrdila teoretické předpoklady, že proudění je ve směru difuzoru. Numerickou simulací získaná rezonanční frekvence odpovídá s určitou nepřesností výsledkům získaným z teoretického výpočtu i výsledkům experimentů.

5. Závěr

Výsledky numerické simulace založené na standardních modelech turbulence mohou velmi dobře sloužit při návrhu zařízení, k porovnání jednotlivých konstrukčních variant jako je úhel otevření difuzoru a průměr komory.

Doporučení a předpokládané směry dalšího výzkumu

Na základě této práce je možné určit směry dalšího výzkumu v oblasti bezventilových membránových čerpadel.

Během práce se ukázalo, že použité akustické měniče mají při používaném budícím napětí ($\pm 10\text{V}$) příliš malý zdvih jak průtočné objemy tekutiny, tak i výstupní a vstupní rychlosti jsou velmi malé. Pro další experimenty by bylo vhodné zvážit použití zesilovače. Vzhledem ke konstrukci měničů je možné předpokládat, že by se budící napětí mohlo blížit hodnotám ($\pm 50\text{V}$) bez ohrožení funkčnosti měničů. Při takovémto napětí by byly dosažené výkony značně vyšší.

Pro přesné měření je nutná přesná kalibrace. Vzhledem k nízkým rychlostem proudění je nutné provést kalibraci velmi přesně. I přesto se ale vždy projeví vliv volné konvekce. Řešením může být použití bezkontaktních metod pro měření rychlosti.

Zde prezentovaná práce ukazuje jen některé vlastnosti bezventilového čerpadla a zmiňuje jen některé možnosti jeho použití. Dalším zdokonalováním konstrukce čerpadla by bylo jistě možné sestavit zařízení menších rozměrů pracující s daleko vyšším výkonem.

POUŽITÁ LITERATURA

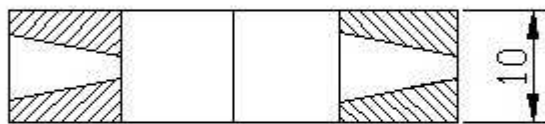
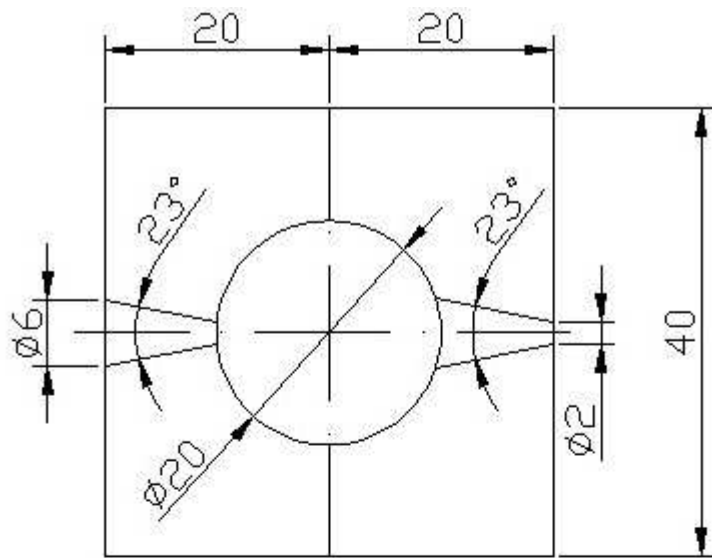
- [1] Olsson, A.: Valve-Less Diffuser Pumps for Liquids, Disertační práce, Royal Institut of Technology, Stockholm, 1996
- [2] Finn E. Jørgensen: How to Measure Turbulence with Hot-wire Anemometers – A Practical Guide
- [3] Olsson, A. Stemme, G., Stemme, E.: A valve-less planar fluid pump with two pump chambers, Sensors and Actuarots A 46-47 (1995) 549-556
- [4] Dančová, P.: Studie proudění typu “Synthetic Jet”, Diplomová práce, TU Liberec, 2006
- [5] Bruun, H. H.: Hot wire anemometry, Oxford Univ. Press, 1995
- [6] Schlichting, H.: Boundary-layer theory, Springer-Verlag, 2000
- [7] Fluent Inc.: User’s Guide Vol. 1-5, Fluent Inc., 1998
- [8] Smiths, J. G.: Piezoelectric Micropump with Three Valves Working Peristaltically, Sensors and Actuarots, vol. A21-A23, pp. 203-206, 1990
- [9] Dančová, P.: nepublikované experimenty TUL, 2007
- [10] Vít T., Dančová P., Trávníček Z.: Experimental and numerical study of piezoelectric actuator, Developments in Machinery Design and Control ‘2007, Červený kláštor, September 11 – 14, 2007 (v přípravě)

SEZNAM PŘÍLOH

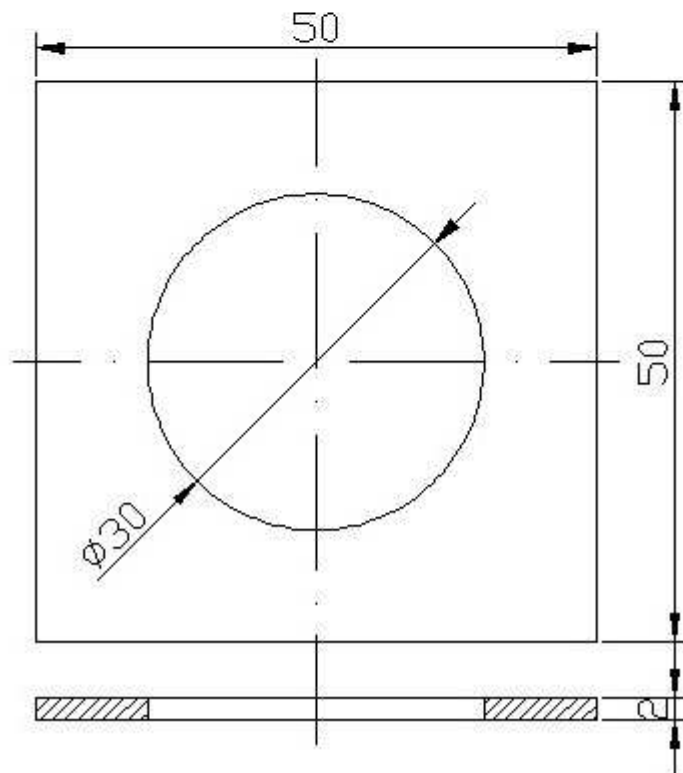
- Příloha 1.** Konstrukční návrh čerpadla
- Příloha 2.** Frekvence
- Příloha 3.** Průměrná rychlost v axiálním směru
- Příloha 4.** Rychlostní profily
- Příloha 5.** Okamžité rychlosti na vstupu a výstupu podle výpočtu ve Fluentu
- Příloha 6.** Průběh rychlostního pole čerpadla během jednoho pumpovacího cyklu

Příloha 1. Konstrukční návrh čerpadla a příruby

Čerpadlo

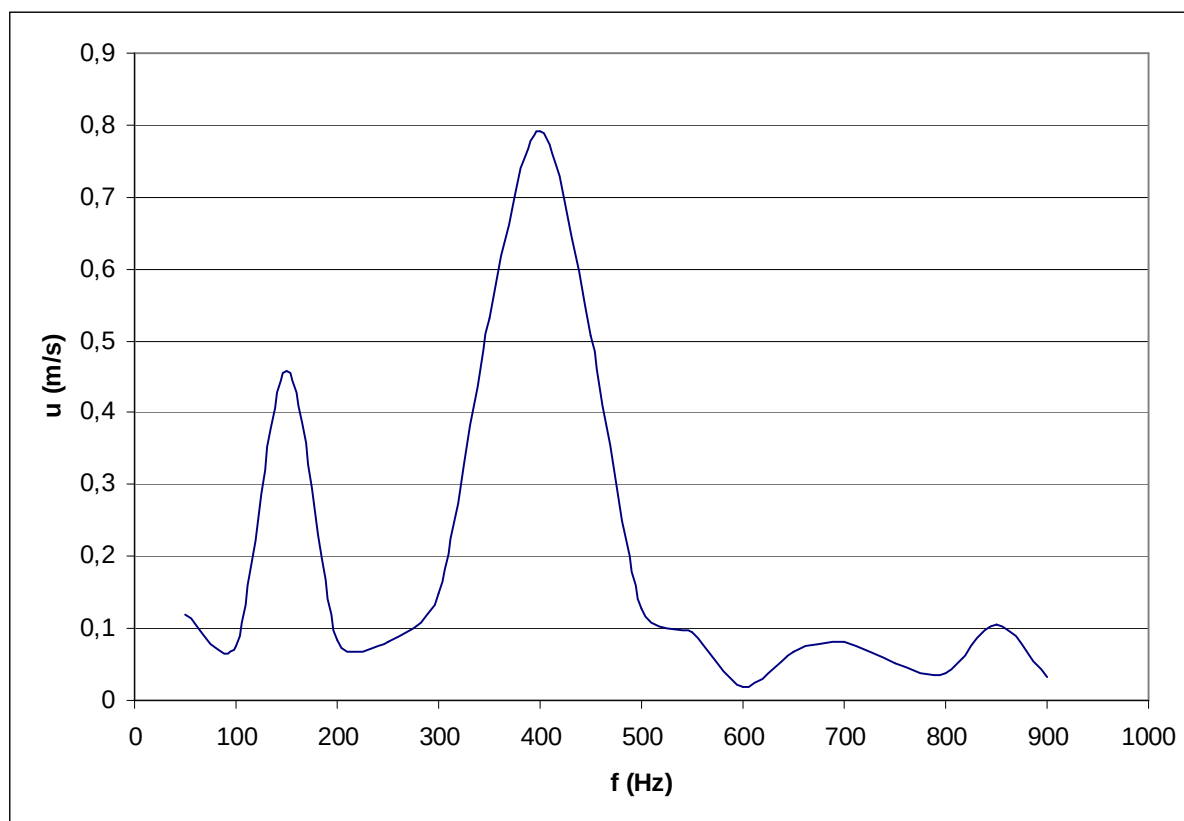


Příruba

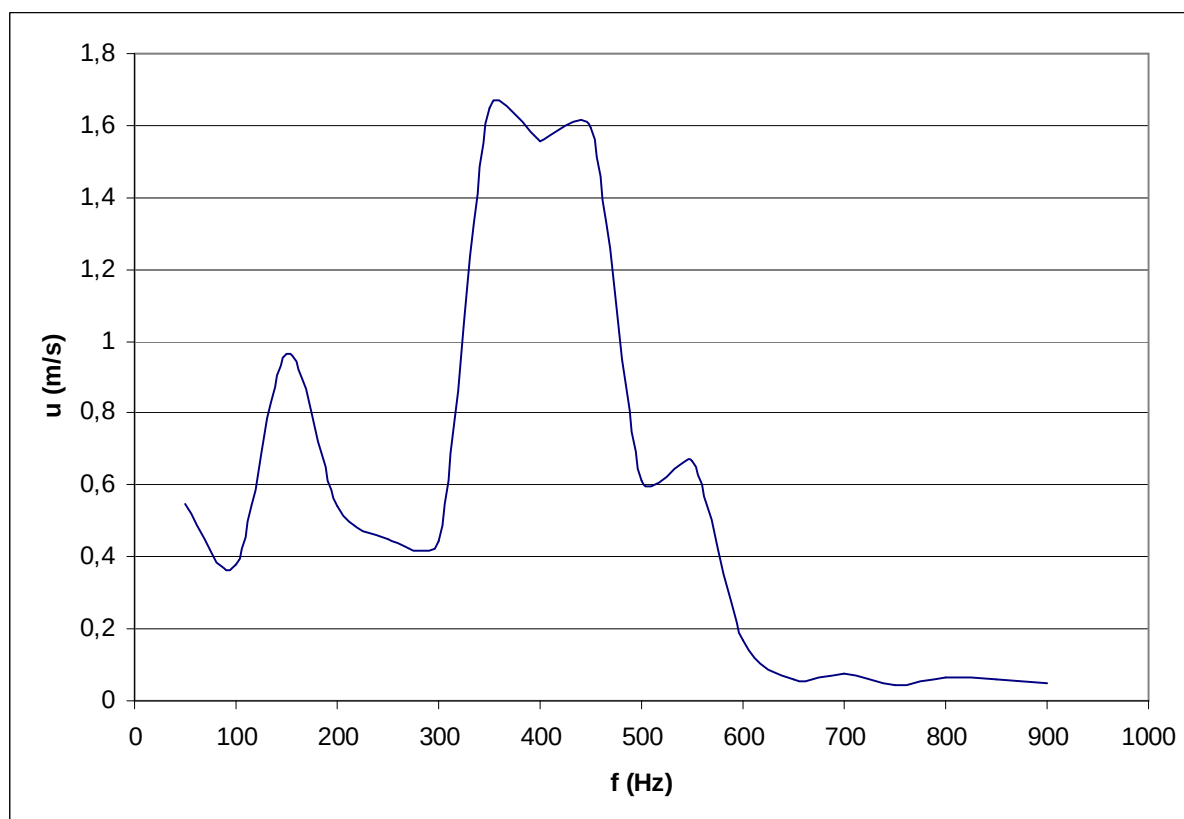


Příloha 2. Nominální frekvence pro různé výkony akčního členu

Měření ze strany trysky s otevřeným difuzorem $P=1,82 \text{ mW}$

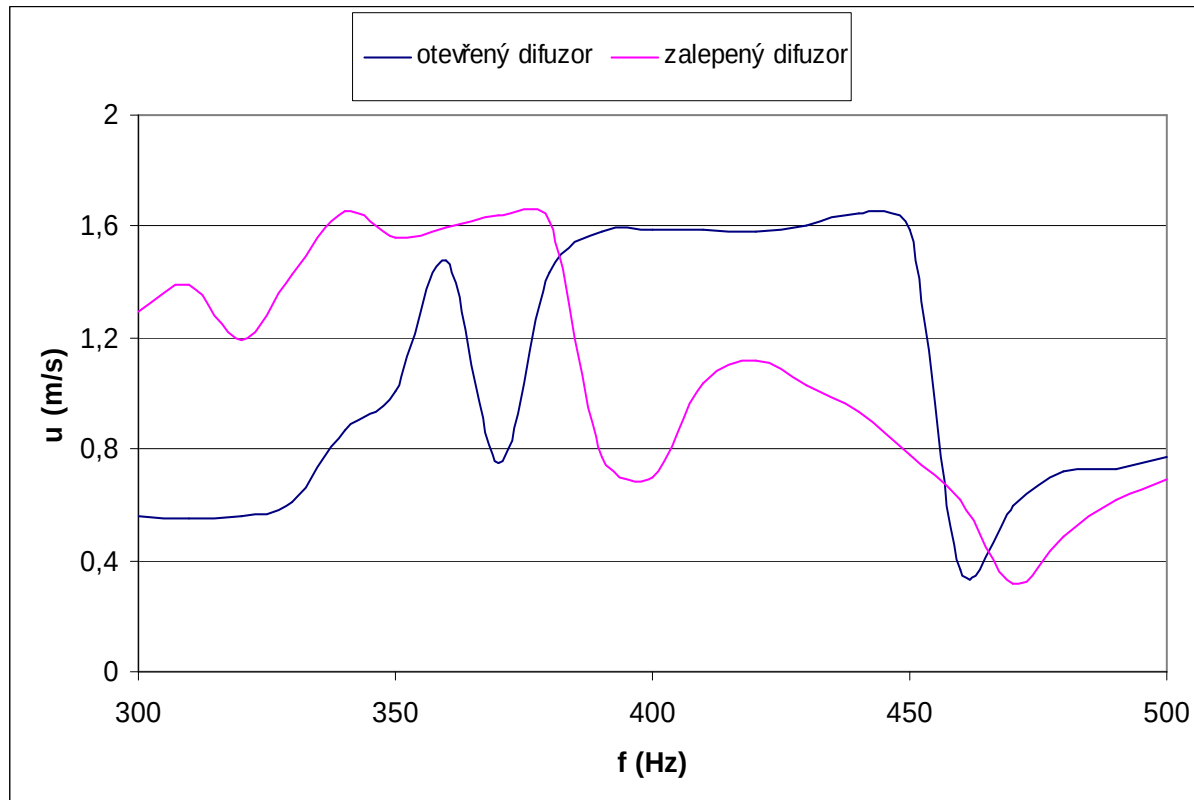
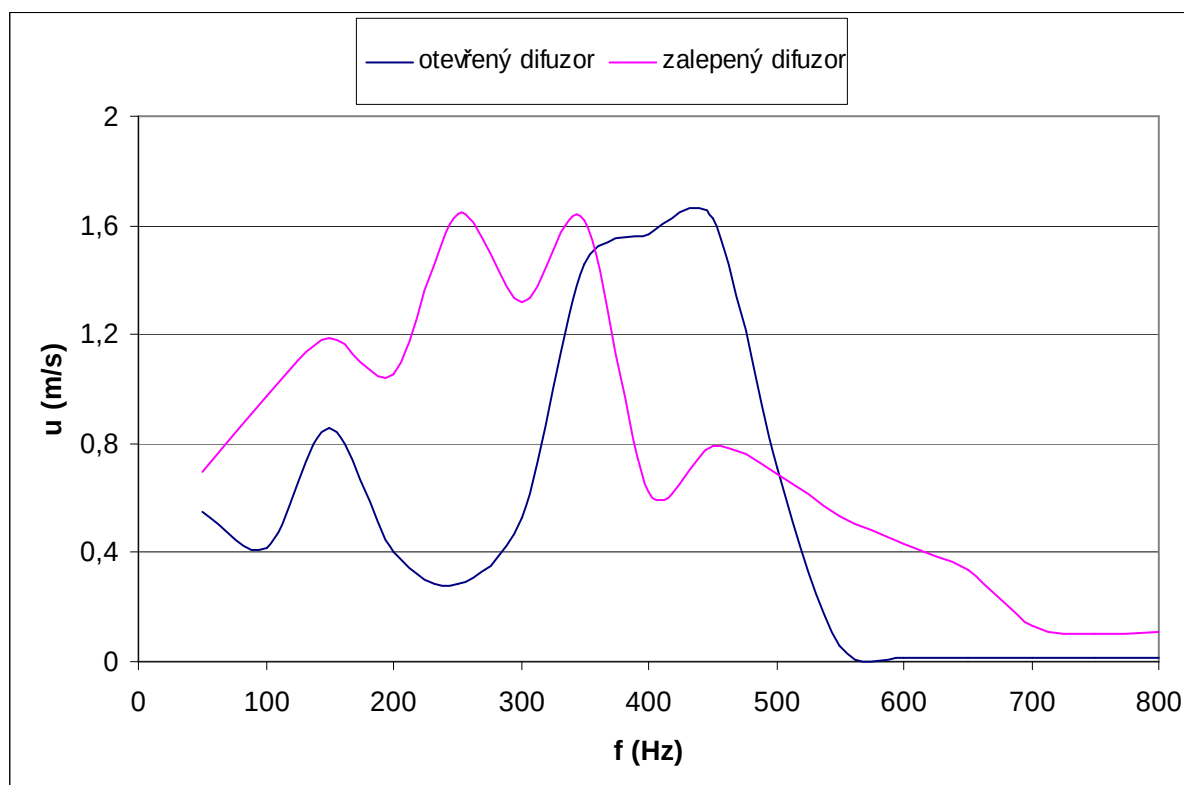


Měření ze strany trysky s otevřeným difuzorem $P=8,22 \text{ mW}$



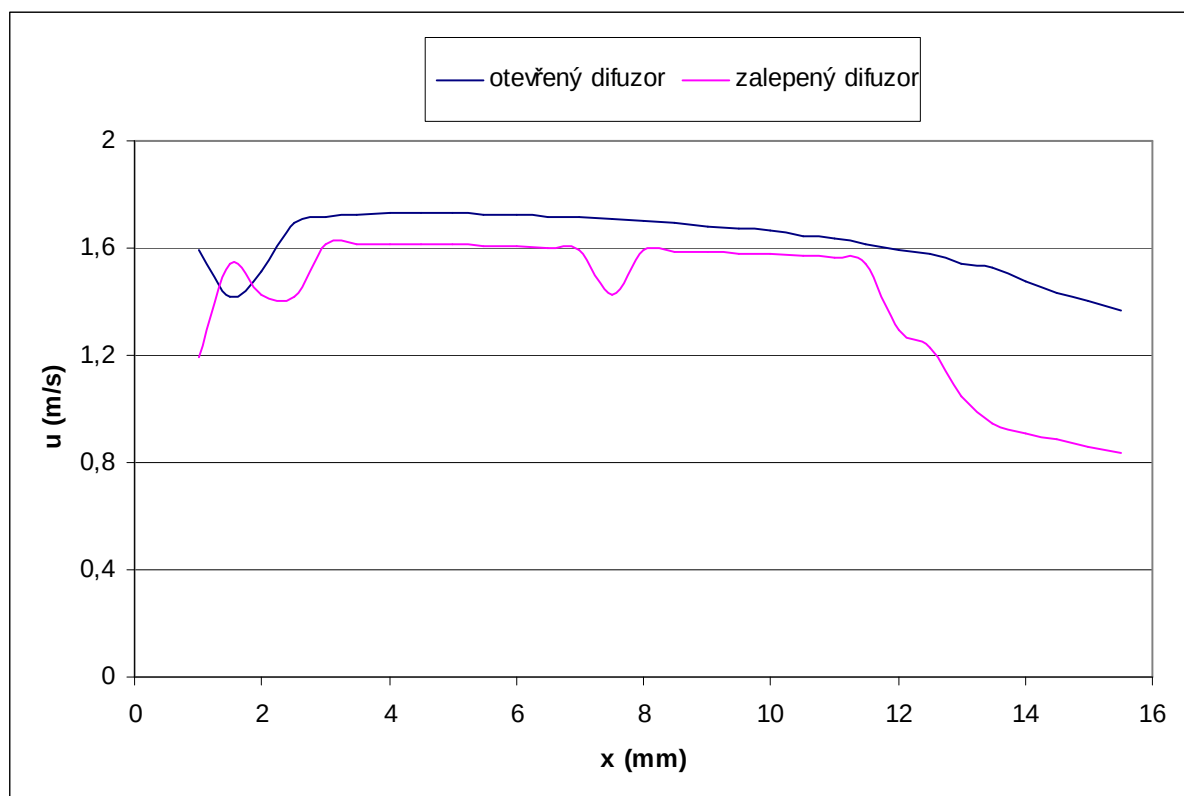
Příloha 2. Nominální frekvence pro různé výkony akčního členu

Měření ze strany trysky $P=4,88 \text{ mW}$

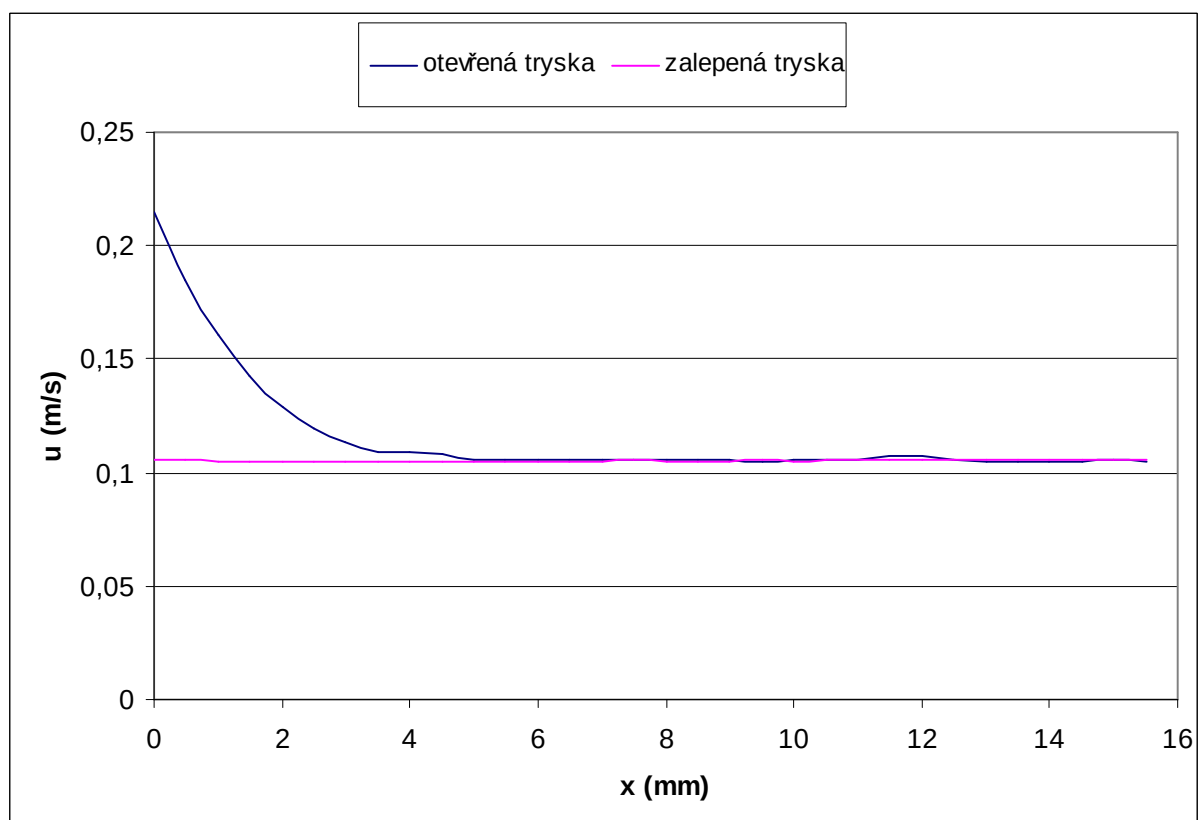


Příloha 3. Průměrná rychlost v axiálním směru

Ze strany trysky $P=4,88 \text{ mW}$

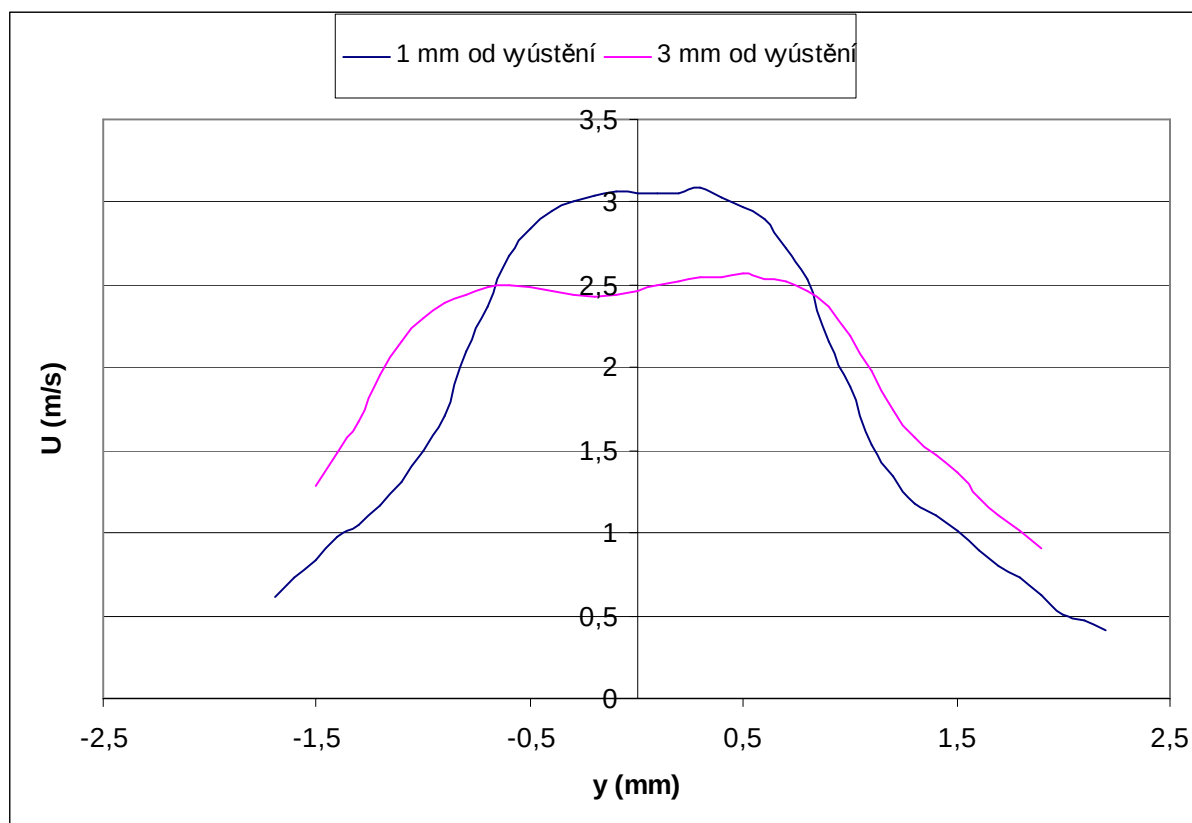


Ze strany difuzoru $P=4,88 \text{ mW}$

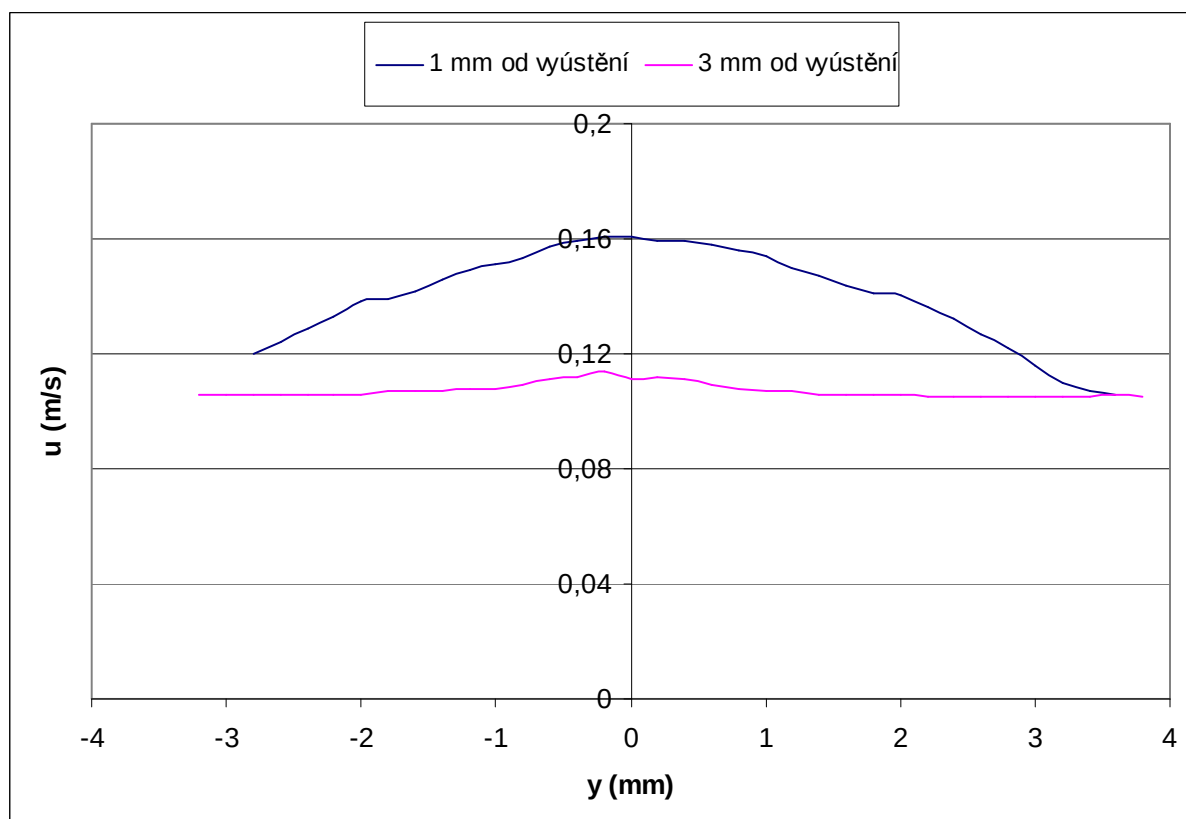


Příloha 4. Rychlostní profily

Měření ze strany trysky $P=4,88 \text{ mW}$

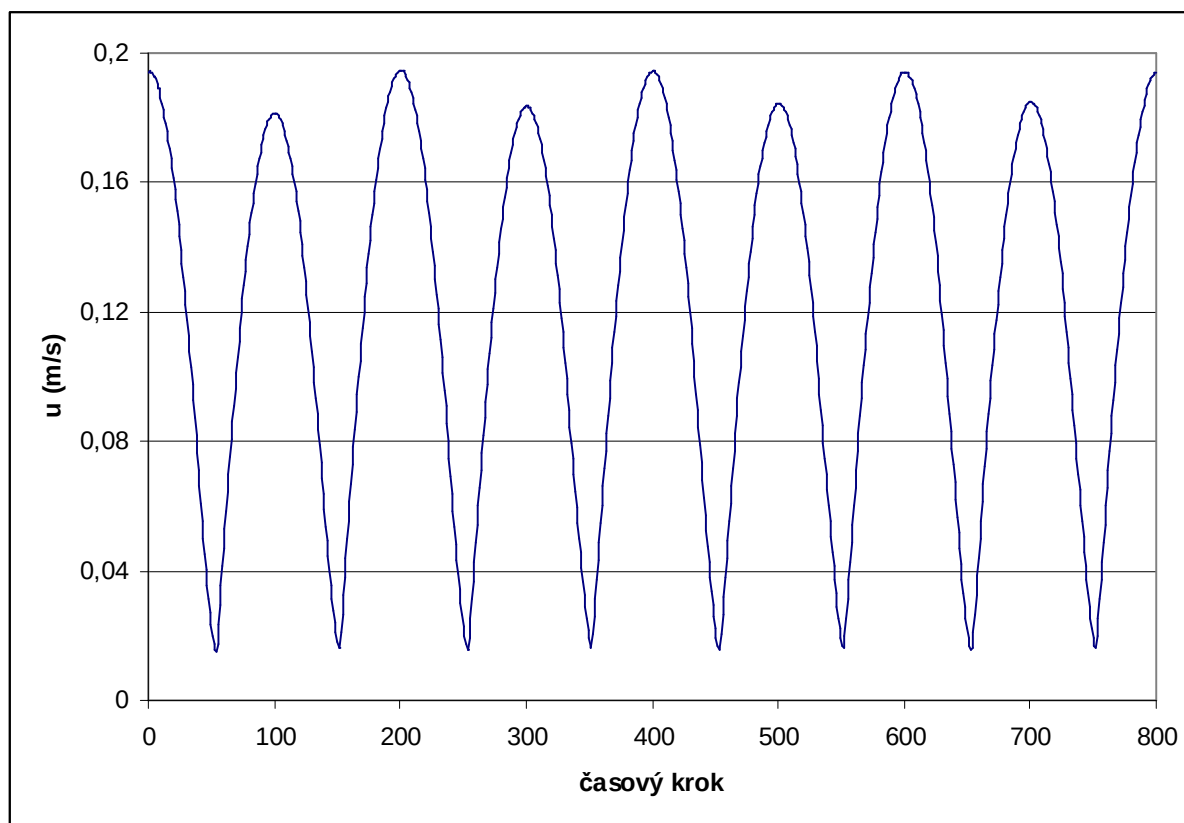


Měření ze strany difuzoru $P=4,88 \text{ mW}$

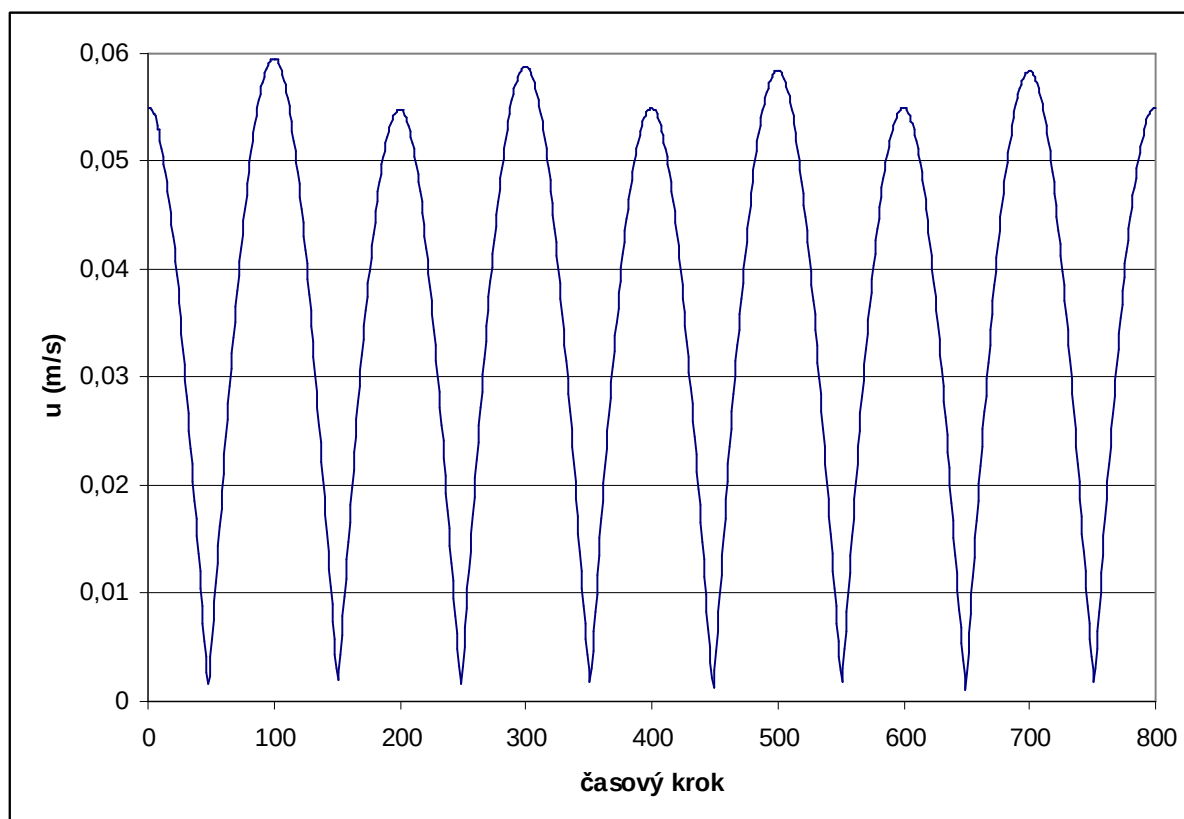


Příloha 5. Okamžité rychlosti na vstupu a výstupu podle výpočtu ve Fluentu

Pressure inlet pro zdvih 0,014 mm a frekvenci 400 Hz v tomto sledu: sání, výtlak

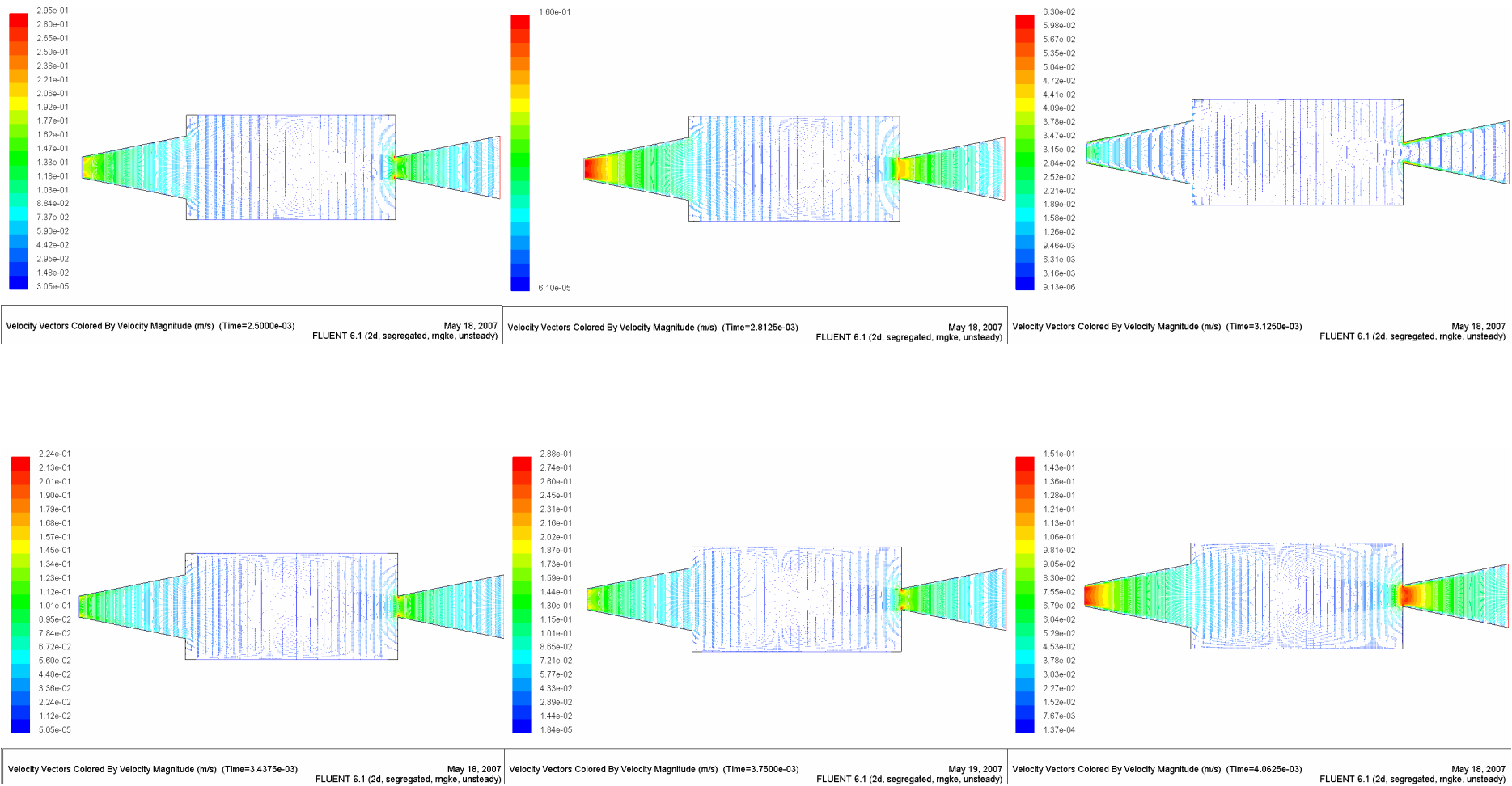


Pressure outlet pro zdvih 0,014 mm a frekvenci 400 Hz v tomto sledu: sání, výtlak

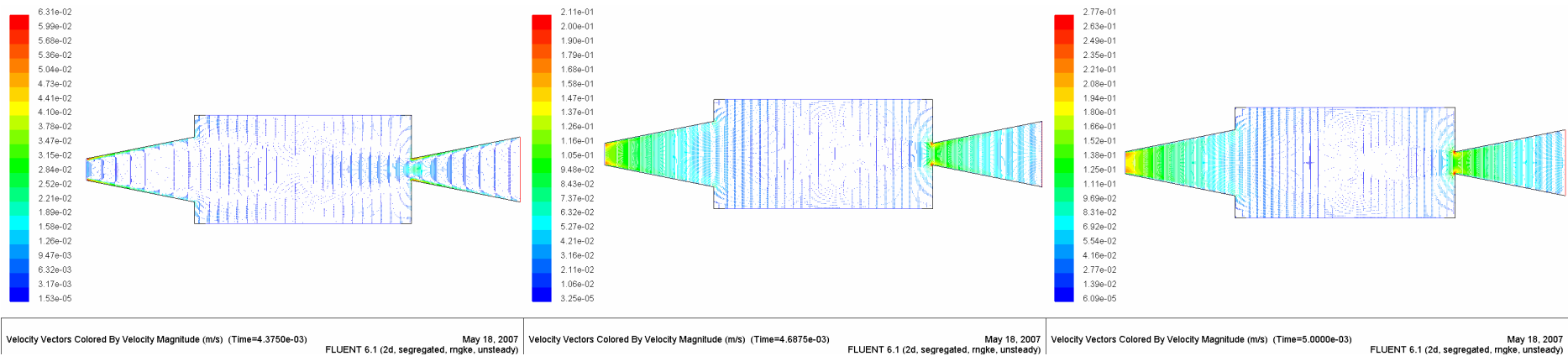


Příloha 6. Průběh rychlostního pole čerpadla během jednoho pumpovacího cyklu

Rychlostní pole pro zdvih 0,014 mm a frekvenci 400 Hz po 25 časových krocích, tedy 1/8 cyklu, s počátkem, když jsou membrány v klidové poloze

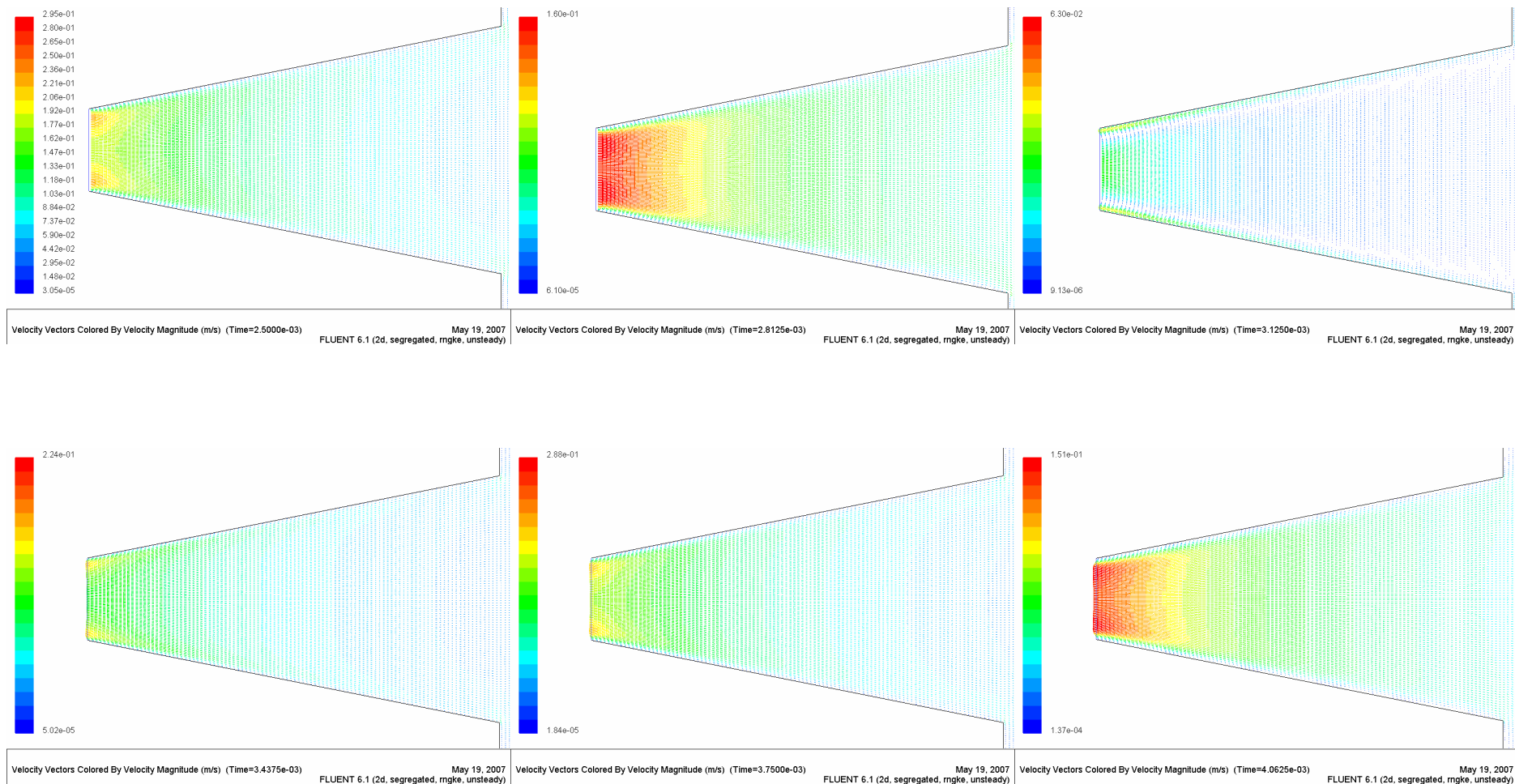


Příloha 6. Průběh rychlostního pole čerpadla během jednoho pumpovacího cyklu

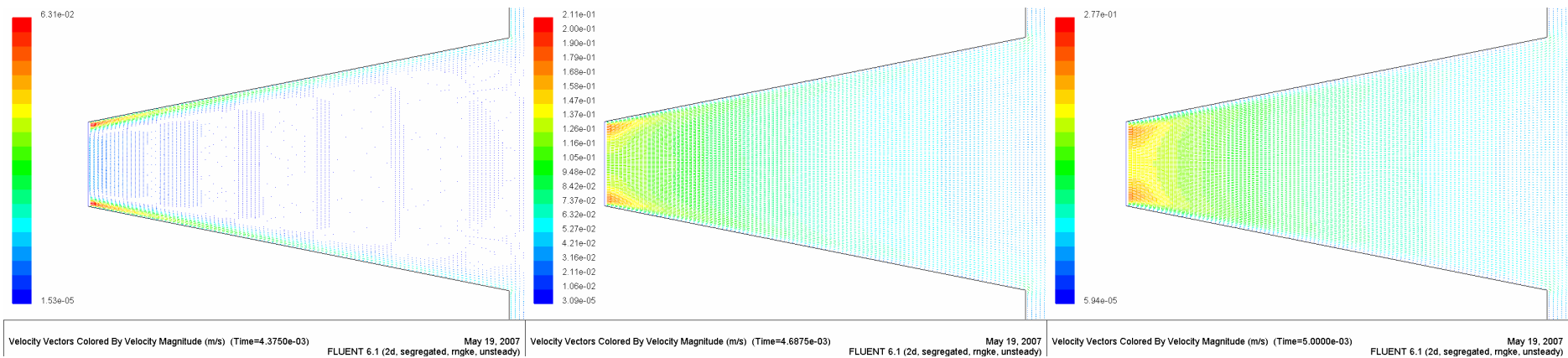


Příloha 6. Průběh rychlostního pole čerpadla během jednoho pumpovacího cyklu

Rychlostní pole vstupní části pro stejné parametry

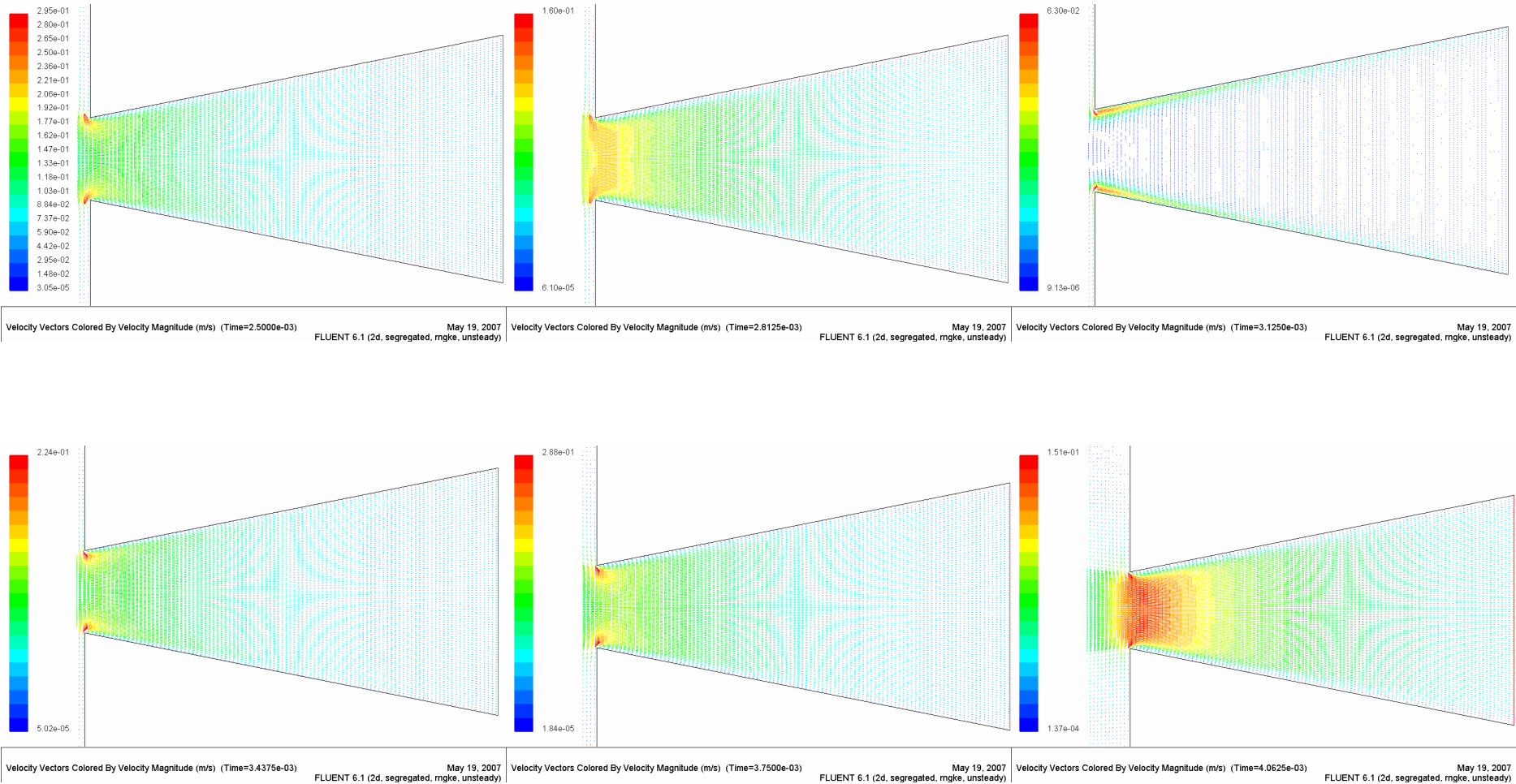


Příloha 6. Průběh rychlostního pole čerpadla během jednoho pumpovacího cyklu



Příloha 6. Průběh rychlostního pole čerpadla během jednoho pumpovacího cyklu

Rychlostní pole výstupní části pro stejné parametry



Příloha 6. Průběh rychlostního pole čerpadla během jednoho pumpovacího cyklu

