

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



**Experimentální výzkum součinitelů průtoku škrtících elementů
hydraulického tlumiče**

Disertační práce

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146134538

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



Disertační práce

k získání akademického titulu Ph.D.

ve studijním oboru

Aplikovaná mechanika – Inženýrská mechanika

Ing. Radek Matěj

Experimentální výzkum součinitelů průtoku škrtících elementů hydraulického tlumiče

TEZE

Školitel: prof. RNDr. Jan Šklíba, CSc.

Studijní program: P2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3901V003 Aplikovaná mechanika

Zaměření: Inženýrská mechanika

Datum státní doktorské zkoušky: 28. 02. 2005

Datum odevzdání práce: 7.10. 2005

KMP

96 s., [46] p. příl.
obr., grafy, tab.
U 446 S

Anotace

Experimentální výzkum součinitelů průtoku škrťících elementů hydraulického tlumiče

Předložená disertační práce je zaměřená na vypracování metodiky experimentálního vyšetření závislostí součinitelů průtoku škrťících elementů hydraulického tlumiče na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla. Tyto mají doplnit vytvořený matematický model a to s cílem zpřesnit chování vlastního modelu tlumiče v závislosti na aktuálním nastavení jeho pracovních prvků.

Úvodem disertační práce jsou představeny mechanismy disipace mechanické energie, které jsou v dnešní době nejvíce používány v konstrukci tlumících jednotek. V této části je představena i nová koncepce tzv. koloidního tlumiče.

V dalším oddíle je představeno základní funkční schéma hydraulického tlumiče včetně systému matematických rovnic, které jeho systém parametrizují do jednotlivých funkčních podskupin.

Následuje popis zkušebního stendu a jeho funkčních podskupin, prostřednictvím kterého byly provedené experimenty realizovány. Kromě toho je zde uvedena i problematika spojená s instalací miniaturních snímačů tlaku a získáním převodních konstant použitých snímačů.

Realizaci vlastních experimentů je věnována poslední kapitola, ve které je podrobně vysvětlena, jak metodika měření, tak způsob zpracování získaných dat a to s cílem získat explicitní vyjádření hledaných závislostí součinitelů průtoku.

Klíčová slova

Tlumicí systém, Hydraulický tlumič, Teleskopický tlumič, Semi-aktivní tlumení, Automobilový tlumič, Magnetoreologické kapaliny (MR), MR tlumič, Hydraulické ventily, Průtokový součinitel, Ventily, Bezpečnostní ventily, Průtok šterbinou, Časové zpoždění ventilů, Dynamika pasivních ventilů

Obsah

Seznam označení a indexů	ix
1.0 Úvod	1
2.0 Mechanismy disipace mechanické energie	4
2.1 Úvod	4
2.2 Suché tření	4
2.3 Škrčení průtoku kapaliny	5
2.3.1 Princip maření mechanické energie škrčením průtoku kapaliny	5
2.3.2 Aplikace na systém tlumiče	9
2.4 Konstrukční uspořádání tlumících jednotek využívajících mechanismu škrčení průtoku kapaliny	11
2.4.1 Konstrukční uspořádání z hlediska kompenzace objemových změn pracovních komor tlumiče	11
2.4.2 Konstrukční provedení škrťících prvků	16
2.5 Koloidní tlumič (colloidal damper)	22
3.0 Matematický model dvouplášťového tlumiče	25
3.1 Úvod	25
3.2 Rozbor pohybů skutečného tlumiče	25
3.3 Zasouvání pístnice do tlumiče	27
3.4 Vysouvání pístnice z tlumiče	28
3.5 Působení tlakových sil na pístnici tlumiče	30
3.6 Matematický model s tlaky soustředěnými do tří oblastí	32
3.6.1 Hydraulická část	32
3.6.2 Mechanická část: Pohybové rovnice ventilů	37
3.6.3 Výpočet součinitelů průtoku α	40
4.0 Popis zkušebního zařízení	41
4.1 Úvod	41
4.2 Schéma experimentální tratě	41
4.3 Schéma zapojení a popis měřicího řetězce	43
4.3.1 Úvod	43
4.3.2 Zapojení snímačů tlaku a teploty	45
4.3.3 Umístění a označení jednotlivých snímačů použitých v experimentu	45
4.3.4 Určení převodních konstant jednotlivých snímačů	48
4.4 Měřicí řetězec skutečného tlumiče	52
5.0 Metodika měření	54
5.1 Úvod	54
5.2 Měření průtokových charakteristik ve stacionárním režimu	54
5.2.1 Měření statické charakteristiky odlehčovacího ventilu	55
5.2.2 Stanovení součinitelů průtoku odlehčovacího ventilu a jeho přírodních kanálů	59
5.2.3 Explicitní vyjádření závislostí součinitelů průtoku odlehčovacího ventilu a jeho přírodních kanálů	62
5.2.4 Stanovení tuhosti přitlačné pružiny odlehčovacího ventilu	68
5.2.5 Stanovení hmotnosti parametrizovaného ventilu	71
5.2.6 Experimentální proměření teploty proudícího oleje	72
5.2.7 Olej použitý pro experimenty	76

5.3 Měření statické charakteristik zpětného ventilu	77
5.4 Měření průtokových charakteristik v nestacionárním režimu	80
5.4.1 Úvod	80
5.4.2 π - teorém, či Vaschy-Buckingham teorém	83
5.4.3 Problematika měření a vyhodnocování součinitelů průtoku	86
v závislosti na zrychlení sloupců kapaliny	90
6.0 Závěr	94
Literatura	
Příloha	

Seznam označení a indexů

a	Zrychlení sloupce kapaliny	m/s^2
B_{pi}	Útlum i-tého ventilu	Ns/m
B_{Ai}	Útlum přídavné pružiny i-tého ventilu	Ns/m
B_{Si}	Materiálové tlumení sedla i-tého ventilu v uzavřené pozici	Ns/m
B_{mSi}	Materiálové tlumení i-tého ventilu v uzavřené pozici	Ns/m
B_{VTS}	Viskózní tlumení při pohybu v oleji	Ns/m
B_{mvi}	Materiálové tlumení i-tého ventilu	Ns/m
C_{1pi}	Lineární konstanta tuhosti pružiny i-tého ventilu tlumiče	N/m
C_{2pi}	Kvadratická konstanta tuhosti pružiny i-tého ventilu tlumiče	N/m^2
C_{3pi}	Kubická konstanta tuhosti pružiny i-tého ventilu tlumiče	N/m^3
C_{Ai}	Tuhost přídavné pružiny i-tého ventilu	N/m
C_F	Součinitel snižující účinek ideální hydrodynamické síly	-
C_{Si}	Tuhost sedla i-tého ventilu v uzavřené pozici	N/m
c_p	Měrná izobarická tepelná kapacita	J/kgK
D_{komory}	Vnitřní průměr zkušební komory	m
D_{v1}	Průměr sedla odlehčovacího ventilu na vnitřní škrťací hraně	m
D_{v21}	Průměr sedla zpětného ventilu na vnitřní hraně vnějšího prstence	m
D_{v22}	Průměr sedla zpětného ventilu na vnitřní hraně vnitřního prstence	m
d_{kani}	Průměr přívodního kanálu i-tého ventilu	m
E_k	Modul pružnosti oleje	Pa
e	Měrná energie	J/kg
e_{kin}	Měrná kinetická energie	J/kg
e_{pot}	Měrná potenciální energie	J/kg
F	Síla	N
F_t	Třecí síla	N
F_{HSi}	Hydrodynamická síla proudící kapaliny na i-tý ventil tlumiče	N
F_{rpu}	Síla pružiny na ventilu	N
$F_{z,dyn}$	Dynamická síla	N
$F_{z,stat}$	Statická síla	N
$F_{zdyn,rel,eff}$	Efektivní přítlačná dynamická síla	N
f	Součinitel tření	-
g	Gravitační zrychlení	m/s^2
h	Měrná entalpie	J/kg
h	Vzdálenost elektrod MR nebo ER ventilu	m
K_{pi}	Převodní konstanta i-tého snímače tlaku	V/MPa

K_{spi}	Celková převodní konstanta měřicího řetězce pro snímání tlaku	V / MPa
K_{ti}	Převodní konstanta i-tého snímače teploty	$V / ^\circ C$
K_{sti}	Celková převodní konstanta měřicího řetězce pro snímání teploty	$V / ^\circ C$
l_r	Redukovaná délka sloupce kapaliny	m
m	Hmotnost	kg
$\dot{m}$	Hmotnostní průtok	kg / s
m_i	Hmotnost i-tého ventilu tlumiče	kg
m_{red}	Redukovaná hmotnost ventilu	kg
N	Styčná síla	N
n_{kani}	Počet přívodních kanálů i-tého ventilu	-
p	Tlak	Pa
$\dot{p}$	Časová změna tlaku	Pa / s
p_{atm}	Atmosférický tlak	Pa
p_i	Tlak v i-té komoře tlumiče	Pa
p_{np}	Tlak nasycených par	Pa
$\dot{Q}$	Tepelný tok	W
$Q_{i,j}$	Objemový tok z i-tého do j-tého prostoru tlumiče	m^3 / s
Q_v	Objemový průtok zkušební komorou	m^3 / s
q_{ij}	Měrné teplo předané z i-té do j-té oblasti	J / kg
R_a	Podobnostní číslo charakterizující zrychlení sloupce kapaliny	-
Re	Reynoldsovo podobnostní	-
Re_{vi}	Reynoldsovo podobnostní číslo u i-tého ventilu	-
Re_{ki}	Reynoldsovo podobnostní číslo soustavy přívodních kanálů i-tého ventilu	-
R_1	Vnitřní poloměr planžety ventilu	m
R_2	Vnější poloměr planžety ventilu	m
$SMRT_i$	Konstanty stavové rovnice plynu	-
S_p	Plocha pístu	m^2
S_{pi}	Plocha pístnice	m^2
S_{prui}	Průtočný průřez i-tým ventilem	m^2
S_{inpi}	Plocha i-tého ventilu ze strany vstupujícího proudu	m^2
S_{outi}	Plocha i-tého ventilu ze strany vystupujícího proudu	m^2
S_g	Plocha pístu generátoru	m^2
S_{pg}	Plocha pístnice generátoru	m^2
S_{komory}	Průtočný průřez zkušební komorou ze směru vstupu proudu na píst	m^2
S_{kali}	Průtočný průřez kalibračního otvoru i-tého ventilu tlumiče	m^2
T	Termodynamická teplota	K
T	Doba periody	s

veličiny související

jednotky fyzikální

t	Čas	s
U_{tio}	Výstupní napětí z i-tého zesilovače napětí	V
U_{tii}	Vstupní napětí do i-tého zesilovače napětí	V
u	Měrná vnitřní energie	J / kg
V_{Vi}	Objem nerozpuštěného vzduchu v i-té komoře tlumiče	m^3
V_{Ki}	Objem oleje v i-té komoře tlumiče	m^3
$V_{koef,i}$	Koeficient rozdělení objemu mezi plynovou a parní kavernou v oblasti nad a pod pístem $i = I, II$	m^3 -1
V_{pi}	Objem nasycených par i-té v komoře tlumiče	m^3
W_i	Celkové objemové toky a změny objemu v komorách tlumiče vyvolané pohybem pístu, vnějšího válce a pohybem ventilů	- 2 $\frac{m^3}{s}$
$\dot{W}_i$	Sekundová technická práce	$\frac{W}{s}$ 2
w	Rychlost	m / s
w_i	Rychlost v i-té pozici	m / s
w_{tij}	Vykonaná měrná technická práce ze stavu i do j	J / kg
x_i	Zvih i-tého ventilu tlumiče	m
x_r	Relativní zdvih	m
$\dot{x}_r$	Relativní rychlost	m / s
$\ddot{x}_r$	Relativní zrychlení	m / s^2
x_{prpi}	Počáteční stlačení pružiny i-tého ventilu	m
y	Zdvih pístnice tlumiče	m
y	Souřadnice v mezní vrstvě	m
$\dot{y}$	Rychlost pístnice	m / s
z	Zdvih pláště tlumiče	m
z_{i-j}	Označení napěťového zesílení příslušného zesilovače snímačů	-
$\ddot{z}_B$	Zrychlení bodu	m / s^2
$\ddot{z}_{B,rel,eff}$	Efektivní zrychlení	m / s^2 viz obr. 2.28
α_{vi}	Součinitel; průtoku i-tého ventilu	- 1
α_{ki}	Součinitel průtoku soustavy přívodních kanálů i-tého ventilu	- 1
α_{00}	Pomocná konstanta ke stanovení závislosti průtokového součinitele	- 1
α_0	Pomocná konstanta ke stanovení závislosti průtokového součinitele	-
α_1	Pomocná konstanta ke stanovení závislosti průtokového součinitele	-
γ	Pomocná konstanta ke stanovení závislosti průtokového součinitele	-
Δ	Označení difference jednotky	-
η	Dynamická viskozita	$Pa \cdot s$
ρ	Hustota	kg / m^3
$\bar{\pi}$	Tenzor tlakového napětí	Pa

mluvní

$\vec{\pi}^{(v)}$	Tenzor dynamických tlakových napětí	Pa
v	Měrný objem	m^3 / kg
v_{bv}	Rychlost pístnice budícího válce generátoru	m / s
$\vec{I}$	Kroneckerovo delta	-
τ	Smykové napětí	Pa
ψ	Součinitel kontrakce proudu	-
I	Oblast komory nad pístem	-
II	Oblast komory pod pístem	-
III	Oblast komory akumulátoru	-
1	Indexové označení odlehčovacího ventilu	-
2	Indexové označení zpětného ventilu	-
3	Indexové označení sacího ventilu	-
4	Indexové označení výtlačného ventilu	-

1.0 Úvod

U dynamických soustav, které jsou vystaveny silovému působení (případně kinematickému) časově proměnnou silou dochází k jejich rozkmitání. A to buď do podoby vlastních kmitů, (při přechodovém ději) dané soustavy nebo ustálených vynucených kmitů případně též k chaotickému kmitání v mimorezonančních oblastech. V případě, že je cílem dané dynamické soustavy ochrana její tzv. odpružené hmoty, tak je její kmitání hodnoceno jako nežádoucí. Projevuje se především ve snížení životnosti konstrukčních prvků (únavové lomy), nežádoucími interakcemi a vazbami na navazující strojní celky, které mohou být dále nechtěným způsobem buzeny. Kromě toho se kmitání obecně projevuje nepříznivým vlivem na okolní prostředí, například v podobě zvýšené hlučnosti a nežádoucím přenosem vibrací do budov, nákladů a osob obsluhujících dané zařízení. Samotné kmitání, případně vibrace nelze z hlediska své fyzikální podstaty úplně odstranit, ale v praxi se snažíme jejich průběh jistým způsobem usměrnit do podoby, která je z hlediska výše uvedených nežádoucích faktorů méně škodlivá. Průběh kmitání dané dynamické soustavy je doprovázen přeměnami mezi kinetickou, deformační případně potenciální energií v časové doméně. Část této energie je v průběhu samotného kmitání ovšem disipována a to na úrovni vzájemně se pohybujících se strojních prvků, tvořících dané zařízení nebo na úrovni samotné vnitřní struktury prvků, kterými je daná dynamická soustava tvořena. Z hlediska makropohybů samotné soustavy je tento způsob disipace energeticky neúčinný. Proto je do kmitajících soustav účelně vkládán prvek, tzv. tlumič, jehož úkolem je během procesu kmitání dané soustavy průběžný odběr určitého množství energie tak, aby byly sníženy projevy nežádoucích účinků, kterými je samotné kmitání doprovázeno. Jde nám především o potlačení hodnot amplitud zdvihů, rychlostí a zrychlení, kterému přísluší i odpovídající setrvačné síly.

Předložená disertační práce se zabývá možností zpřesnění matematického modelu dvouplášťového hydraulického tlumiče, který je prakticky používán k tlumení kmitů náprav autobusů a nákladních automobilů, případně přívěsů nebo návěsů těchto dopravních prostředků. Jednotlivé tlumicí prvky, které jsou používány na těchto druzích dopravních prostředků mohou mít obecně shodnou konstrukci. Pro konkrétní typ automobilu, který je charakterizován svými hmotnostními charakteristikami je však nutné zajistit vhodné nastavení pracovních prvků použitého tlumiče. To má být provedeno takovým způsobem, aby bylo dosaženo optimálního zatlumení nápravy jednak z hlediska jízdní bezpečnosti, což koresponduje s hodnotou aktuální styčné síly mezi vozovkou a kolem a dále z hlediska jízdního komfortu a ochrany přepravovaného zboží, což koresponduje s dosaženými hodnotami zrychlení odpružené hmoty. Snaha dosáhnout optimálního sladení jednotlivých pracovních prvků tlumiče tak, aby nebyly pro konkrétní typ automobilu překračovány žádané provozní limity, může obecně představovat dlouhodobý a časově náročný proces. Během něho jsou nejprve proměřovány průběhy silových charakteristik tlumičů v závislosti na předepsaných hodnotách amplitud a frekvencí harmonických funkcí. Vyšetřování těchto charakteristik je samozřejmě prováděno s odlišným nastavením, případně s odlišnou sestavou pracovních prvků tlumiče. Na základě takto získaných charakteristik je vybrán zúžený počet nastavení tlumičů, které by vyhovovaly příslušným hmotnostním charakteristikám daného typu vozidla, u něhož má být tlumič použit. Dále probíhá zpřesnění nastavení tlumiče prostřednictvím provozních zkoušek, během kterých je

sledována jízdní jakost v závislosti na nastavení použitého tlumiče při různých zatíženích a různém druhu terénu.

Samotný proces optimalizace nastavení a sladění pracovních prvků tlumiče pro daný typ automobilu může být obecně urychlen matematickým modelováním, během kterého lze snadno sledovat jednotlivé jízdní charakteristiky např. v závislosti na zatížení, charakteru terénů nebo na rychlosti průjezdu. Na základě těchto simulací by bylo možné dále zúžit škálu kombinací v nastavení pracovních prvků tlumiče pro následné provedení skutečných provozních zkoušek, během kterých by již byla ověřována pouze vhodnost příslušného nastavení daného tlumiče.

Tohoto postupu může být použito pouze za předpokladu, že jsme schopni změny v nastavení jednotlivých pracovních prvků skutečného tlumiče postihnout u jeho matematického modelu, prostřednictvím kterého je daný tlumič popsán. Pro výzkum dynamického chování tohoto tlumiče byl sestaven matematický model na základě parametrického popisu jeho funkčních podskupin, který je uveden v [37] (standardní model – tlak je soustředěn do tří pozic) a v [38] (zpřesněný model – tlak je soustředěn do sedmi pozic). V konečném případě nám jde vždy o to, abychom obdrželi takový matematický model, který by na jedné straně byl co nejjednodušší, což jistým způsobem koresponduje se snížením hodnot výpočetních časů potřebných pro analýzu dané dynamické soustavy, ale na druhé straně od daného matematického modelu vyžadujeme takové chování a odezvu na vnější podnět, která by se v co největší míře shodovala s chováním reálného objektu a jemu odpovídajícímu nastavení.

Při tvorbě vlastního matematického modelu je vždy nutné v dané situaci přijmout určitý kompromis o tom, které z vlastností jsou v daném provozním režimu pro samotnou funkci podstatné a tudíž je bude nutné vzít v úvahu nebo nepodstatné a proto je tedy zanedbat. Problém při vlastním sestavování matematického modelu představuje skutečnost, že sice sledujeme, že daná vlastnost, případně chování určitého prvku je pro vlastní matematický popis nezanedbatelná, ale nemáme pro její formulaci vhodný nástroj. Tuto neschopnost dostatečně přesně popsat daný děj nebo proces obvykle suplujeme tvorbou různých empirických konstant a součinitelů případně jejich závislostí na hodnotách bezrozměrných podobnostních veličin. Je zřejmé, že jedinou cestou jak získat hodnoty těchto součinitelů je buď uskutečnit numerické simulace s jednotlivými podskupinami daných prvků tlumiče s užitím moderních výpočetních metod (např. metoda konečných prvků nebo objemů) nebo provést experimentální měření na prvcích dané podsestavy skutečného tlumiče, na jejichž základě by byly hledané součinitele určeny. Numerické modelování proudění prostřednictvím konečně prvkových metod je i v dnešní době velice komplikovanou záležitostí z hlediska obdržení adekvátních výsledků. Narážíme při něm především na:

- problémy spojené s popisem fyzikálních vlastností proudícího média (v tomto případě tlumičový olej)
- problémy spojené s vhodnou volbou matematického modelu, který by postihl skutečné proudové poměry v dané oblasti.
- nároky na výpočetní čas, které jsou při numerické simulaci proudění způsobené jednak řešením komplikované soustavy bilančních (zákon zachování hmoty, hybnosti, energie) a transportních (rovnice popisující transport turbulence, tepelné

energie) rovnic a dále nároky na dostatečnou jemnost sítě především v blízkosti obtékaných stěn, kde předpokládáme tvorbu mezní smykové vrstvy.

- věrohodnost získaných výsledků pro daný matematický model musí být vždy v několika bodech porovnána s výsledky získanými na základě experimentálního měření.

Z těchto výše uvedených důvodů bylo rozhodnuto o provedení experimentů se skutečnými prvky tlumičové sestavy. Jejich cílem je vytvořit jednak metodiku měření a zpracování získaných dat a dále zhodnotit, zda je vlastní experimentální měření vůbec přijatelným způsobem proveditelné s ohledem k získaným hodnotám výsledků závislostí průběhů hledaných součinitelů průtoku. Ty mají v konečném případě doplnit systém rovnic matematického modelu tlumiče právě s cílem zpřesnit jeho chování v korespondenci se skutečným tlumičovým prvkem a jemu odpovídajícímu nastavení jeho pracovních prvků. Jde nám především o stanovení součinitelů průtoku na škrťicích elementech tlumiče stálého průřezu (tzv. kalibrované otvory a přívodní kanály) i proměnného průřezu (ventily). Tyto budou určeny na základě zjištěných hodnot proudů a jím odpovídajících hodnot tlakových seškrčení a nárůstu teplot pracovní kapaliny na daném pracovním prvku tlumiče.

2.0 Mechanismy disipace mechanické energie

2.1 Úvod

Jak již bylo naznačeno v úvodu, je samotná disertační práce věnována problematice optimalizace matematického modelu tlumičové jednotky na základě experimentálního proměření průtočných charakteristik jeho pracovních prvků, jejichž nastavení přímo ovlivňuje samotnou silovou charakteristiku tlumiče.

Z toho důvodu je vhodné, seznámit se nejprve s mechanismy disipace mechanické energie, které jsou dnes prakticky používány a jejich fyzikální podstatou. Při tomto, bude o něco podrobněji rozebrán mechanismus škrcení průtoků kapaliny, na jehož základě dnes pracují prakticky veškeré tlumičové prvky používané v dopravních prostředcích, ale i v jiných strojních zařízeních a kterého je použito i u námi modelovaného tlumiče. Dále se zmíníme o možnosti realizace tzv. semi-aktivního řízení tlumičových jednotek, které je prováděno s ohledem zvýšit provozní komfort a bezpečnost. V závěrečné kapitole bude představená prakticky nová koncepce tzv. koloidního tlumiče, jehož objev spadá do posledních několika let a souvisí s rozvojem tzv. nano-technologií.

2.2 Suché tření

Nejjednodušším způsobem, jak účinně mařit mechanickou energii je suché tření. Jedná se prakticky o přímou přeměnu mechanické energie dvou těles, které se vůči sobě pohybují různými rychlostmi a jsou v přímém silovém styku, do formy nárůstu vnitřní energie struktury těchto těles. Nárůst vnitřní energie se v konečném důsledku projeví vzrůstem jejich termodynamické teploty. Pokud je teplota okolního prostředí menší, než teplota daných těles, je splněna podmínka k tepelnému přenosu do okolního prostředí. Tento proces je nevratný, protože prakticky probíhá pouze jedním směrem. Tímto způsobem je mechanická energie nevratně přenesena do podoby tepelné energie, která je prostřednictvím teplotního gradientu odváděna do okolního prostředí.

Samotný mechanismus tření se v konstrukci tlumících jednotek, jejichž úkolem je odběr mechanické energie na úrovni makropohybů, prakticky v masovém měřítku nerozšířil. Je to způsobeno především tím, že třecí síla je víceméně nezávislá na vzájemné hodnotě rychlostí, ale závisí pouze na styčné síle obou těles a jejich materiálových vlastnostech a stavu (suchý x mastný, drsný x hladký: povrch), což lze vyjádřit jednoduchým vztahem

$$F_t = Nf . \quad (2.1)$$

Pokud bychom chtěli tento mechanismus prakticky využít, tak pouze v řízené podobě, kdy bychom museli v závislosti na vzájemné okamžité rychlosti třecích se těles jistým způsobem regulovat hodnotu přítláčné síly N , a tím získat žádanou silovou charakteristiku tlumící jednotky. Jedna z aplikací využívající v konstrukci tlumiče suchého tření v řízené podobě je uvedena např. v [11].

Nutnost použít, v konstrukci tlumící jednotky postavené na této bázi, aktivního řízení tlumící síly s sebou samozřejmě přináší komplikovanější konstrukci a tím pádem i prodražení samotné tlumící jednotky. V praxi se proto využilo jiného

mechanismu, který ze své podstaty aktivní řízení nevyžaduje i s ohledem na optimální odběr energie konkrétní dynamické soustavy během vlastního provozu. Samotný princip tření, jehož následkem dochází k disipaci mechanické energie, se v konkrétních dynamických soustavách vyskytuje spíše jako nežádoucí parazitní projev, který během provozu může měnit svou charakteristiku právě v závislosti na stavu styčných ploch. Na druhé straně lze principu tření využít k zatlumení některých konstrukčních celků i bez přímé aplikace samotné tlumící jednotky. To lze provést například tak, že konstrukční dutiny, případně dutiny k tomu určené jsou z větší části zaplněny sypkou látkou (ocelové kuličky, písek). Během kmitání těchto soustav tak dochází k vzájemnému tření mezi jednotlivými tělísky této sypké hmoty, čímž dochází k disipaci mechanické energie a tím pádem i k zatlumení kmitajících prvků konstrukce. Nejvýznamněji se mechanismus tření uplatnil v brzdných systémech, ve kterých právě v závislosti na hodnotě přítláčné síly vzájemně pohybujících se těles regulujeme velikost samotné brzdné síly.

2.3 Škracení průtoku kapaliny

Dalším způsobem, jak poměrně účinně mařit mechanickou energii, je škracení průtoku kapaliny. Na základě tohoto principu v současné době pracuje prakticky většina tlumících jednotek používaných k absorpci energie na úrovni makropohybů. Jedná se především o aplikace na tlumení kmitů náprav veškerých dopravních prostředků během provozu nebo na tlumení kmitů sedaček řidičů těchto dopravních prostředků, případně tlumení a vibroizolace navazujících strojních skupin a podskupin a jejich izolace od okolních objektů a prostředí. Z tohoto důvodu je vhodné, alespoň principiálně vysvětlit fyzikální podstatu vlastního procesu škracení a způsob transportu energie z hlediska termodynamiky a dále uvést způsob realizace tohoto principu v samotném systému tlumiče.

2.3.1 Princip maření mechanické energie škracením průtoku kapaliny

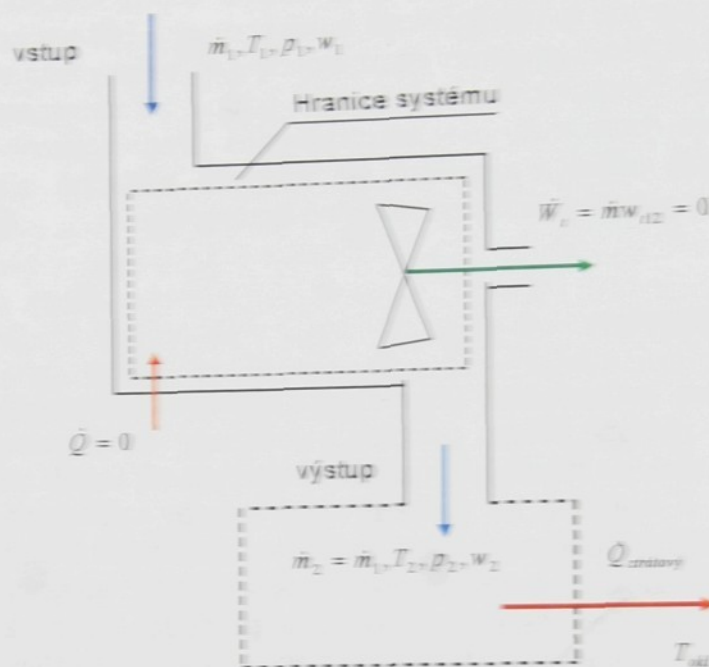
Na obr. 2.1 máme schématicky naznačen otevřený systém, charakterizovaný nepohybující se hranicí o neproměnném tvaru, protékaný látkou. Její hmotnostní průtok

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} \quad (2.2)$$

je konstantní, v čase se též nemění parametry látky v průřezu, kterým do otevřeného systému (kontrolního objemu) látka vstupuje „1“ a kterým vystupuje „2“. V našem případě uvažujeme stacionární případ průtoku a tak se formy energie akumulované uvnitř systému s časem nemění. Pro bilanci uvažujeme jen energie vnášené a vynášené proudem tekutiny a energie přenášené hranicí jako teplo a práce. Z otevřeného systému odnáší proud tekutiny energii danou součinem hmotnostního průtoku a celkové energie každého vytékajícího kilogramu látky e_2 , současně je hřídelem lopatkového kola přenášen do okolí mechanický výkon $\dot{W}_l$. Do otevřeného systému naopak vstupuje energie proudem tekutiny unášená, daná opět součinem hmotnostního průtoku a celkové energie každého vtékajícího kilogramu látky e_1 a dále hranicí systému dodávaný tepelný výkon $\dot{Q}$. Celková

energie proudící tekutiny je pro jednotku hmoty dána součtem měrné vnitřní energie u , vnější energie dané součinem pv a kinetické energie e_{kin}

$$e = u + pv + e_{kin} \quad (2.3)$$



Obr. 2.1 Otevřený systém

Součet hodnoty vnitřní a vnější energie lze vyjádřit pomocí definičního vztahu entalpie

$$h = u + pv \quad (2.4)$$

Potenciální energii v gravitačním poli při průtoku zanedbáme a taktéž neuvažujeme transport energie hranicí systému např. radiací. Danou energetickou bilanci uvedeného systému pro případ stacionárního průtoku vyjádříme rovnicí

$$\dot{m} \left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) + \dot{W}_e = \dot{m} \left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) + \dot{Q} \quad (2.5)$$

ve které jsou na levé straně energie systému odebírané a na pravé straně systému dodávané. V tomto případě neuvažujeme, že by docházelo k akumulaci energie uvnitř samotného systému.

Pokud rovnici (2.5) vydělíme hmotnostním průtokem a upravíme, dostáváme bilanci energie pro každý protékající kilogram, tj. první zákon termodynamiky aplikovaný na otevřený systém v integrální formě

$$h_2 - h_1 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = q_{12} - w_{t12} \quad (2.6)$$

Vztah (2.6) si dále pro úplnost vyjádříme v diferenciálním tvaru

$$dh + wdw = dq - dw_t \quad (2.7)$$

Předpokládejme, že daný systém je mechanicky a tepelně izolován . Tedy

$$w_{t12} = 0, \quad (2.8)$$

$$q_{12} = 0. \quad (2.9)$$

Dále uvažujme případ, kdy rychlost tekutiny na vstupu je shodná s rychlostí tekutiny na výstupu. Tedy

$$w_1 = w_2. \quad (2.10)$$

Za těchto předpokladů můžeme rovnici (2.6) přepsat do tvaru

$$h_1 = h_2, \quad (2.11)$$

který nám říká, že vlastnosti tekutiny mezi vstupem a výstupem jsou svázány izoentalpicky. Prostřednictvím vztahu (2.4) si předchozí rovnici upravíme do tvaru

$$u_1 + p_1 v_1 = u_2 + p_2 v_2. \quad (2.12)$$

Dále přijmeme předpoklad, že daným systémem protéká málo stlačitelná kapalina. Na základě tohoto poznatku tedy přibližně platí, že

$$v_1 \doteq v_2. \quad (2.13)$$

V systému skutečného tlumiče dochází při průtoku, přes konkrétní funkční prvek (např. ventil), ke škrcení kapaliny, pro než je obecně známo, že

$$p_1 \gg p_2. \quad (2.14)$$

Na základě tohoto poznatku s respektováním vztahu (2.13) z rovnice (2.12) plyne relace pro vnitřní energii proudící kapaliny mezi vstupem a výstupem na škrtícím elementu

$$u_1 \ll u_2. \quad (2.15)$$

Pro další úvahy předpokládejme, že hodnotu vnitřní energie kapaliny lze vyjádřit prostřednictvím

$$u = c_p T \quad (2.16)$$

Z tohoto vztahu na základě relace (2.15) plyne, že teplota kapaliny na výstupu je větší než teplota kapaliny na vstupu

$$T_1 \ll T_2 \quad (2.17)$$

Tedy, úbytek mechanické energie proudící kapaliny se projeví ve vzrůstu její vnitřní energie, což se navenek projeví vzrůstem její termodynamické teploty.

Pozn.

obecně
Není výstižné definovat proces škrcení podmínkou konstantní hodnoty entalpie a definovat jej izoentaltickým dějem. Vztah (2.11) platí jednak jen pro adiabatické škrcení a za druhé jen pro stavy dostatečně vzdálené od místa samotného seškrcení proudu. Během průtoku vlivem zmenšení průřezů rychlost narůstá za současného poklesu entalpie a poté vlivem zvětšování průřezu opět klesne a entalpie za přijatelných předpokladů vzroste na původní hodnotu. Hodnota entalpie tedy není během celého průběhu škrcení konstantní, ale mění se.

Pro úplnost si ještě uvedeme nejobecnější tvary bilančních rovnic zákonů zachování energie. Začneme rovnicí nejobecnějšího tvaru zákona zachování kinetické a potenciální energie jednosložkového systému, který je uveden v následující rovnici

$$\rho \left(\frac{D}{Dt} (e_{kin} + e_{pot}) \right) = -\nabla \cdot [\vec{w} \cdot \vec{\pi}] + \left(\vec{\pi} : \{\nabla \vec{w}\} \right) \quad (2.18)$$

Člen na levé straně této rovnice představuje časovou změnu okamžité hodnoty součtu kinetické a potenciální energie proudící kapaliny. První člen na pravé straně rovnice představuje difúzní přenos kinetické energie a druhý člen na této straně rovnice představuje propad kinetické energie. Symbolem $\vec{\pi}$ je označen tenzor tlakového napětí. Tento tenzor si můžeme přepsat do následující podoby

$$\vec{\pi} = p\vec{I} + \vec{\pi}^{(v)} \quad (2.19)$$

ve které jsme od sebe oddělili povrchová napětí tlaková (první člen na pravé straně rovnice) a dynamická (druhý člen na pravé straně rovnice), přičemž symbol $\vec{I}$ představuje jednotkový tenzor neboli Kroneckerovo delta. Na základě rovnice (2.19) upravíme (2.18) do následujícího tvaru

$$\rho \left(\frac{D}{Dt} (e_{kin} + e_{pot}) \right) = -\nabla \cdot [\vec{w} \cdot \vec{\pi}] + p(\nabla \cdot \vec{w}) - \left(\vec{\pi}^{(v)} : \{\nabla \vec{w}\} \right) \quad (2.20)$$

ve kterém druhý člen na pravé straně představuje hodnotu vratné práce při expanzi a třetí člen propad mechanické energie vlivem smykových sil. Tento třetí člen na pravé straně rovnice, umístěný v závorce se znaménkem minus, vždy nabývá kladné hodnoty. *- prac*

Nyní si dále uvedeme nejobecnější tvar zákona zachování vnitřní energie, který lze zapsat v následující podobě

$$\rho \left(\frac{Du}{Dt} \right) = -\nabla \cdot \vec{q} - p(\nabla \cdot \vec{w}) + \left(-\vec{\pi}^{(v)} : \{\nabla \vec{w}\} \right). \quad (2.21)$$

ode je to dále p vnitřní

Člen na levé straně rovnice představuje časovou změnu hodnoty vnitřní energie proudící kapaliny. První člen na pravé straně rovnice představuje molekulární tok tepla, druhý energii přeměněnou na vnitřní a třetí člen hodnotu disipované energie přeměněnou na vnitřní. Třetí člen na pravé straně této rovnice (2.21) je tedy shodný s třetím členem na pravé straně (2.20). Rozdíl je pouze v tom, že o co se hodnota kinetické energie disipací zmenší, o to se hodnota vnitřní energie proudící kapaliny vždy zvětší za předpokladu, že již nedošlo k odvodu tepla do okolního prostředí, což je prezentováno prvním členem na pravé straně rovnice (2.21). *čím se lidí od dycegne k tomu do je mde*

2.3.2 Aplikace na systém tlumiče

Abychom mohli prostřednictvím systému tlumiče mařit mechanickou energii, která mu je dodána, musíme ji nejprve přeměnit do podoby tlakové energie kapaliny. K transformaci vnější mechanické energie dodané systému tlumiče dochází prostřednictvím pístu, který silově stlačuje kapalinu v uzavřeném objemu, což vede ke zmenšení původního objemu kapaliny a tím pádem k nárůstu tlaku. Vzhledem k tomu, že kapaliny mají poměrně nízkou hodnotu součinitele stlačitelnosti, jsou objemové změny pracovní kapaliny prakticky zanedbatelné oproti změnám tlakových poměrů. Nárůst tlaku v komoře, ve které je tlumičová kapalina uzavřena, je příčinou objemového průtoku přes průtočné prvky, které tuto komoru spojují s ostatními, ve kterých je tlak nižší. Jak již bylo uvedeno v předchozí kapitole, je prakticky každý průtok reálné kapaliny doprovázen procesem škrčení, prostřednictvím kterého je mechanická energie kapaliny přenesena do podoby vnitřní energie vytékající kapaliny. Nárůst vnitřní energie se u kapaliny projeví vzrůstem její termodynamické teploty. Pokud je teplota vystupující kapaliny větší než teplota okolního prostředí, je splněna podmínka k tepelnému toku do okolní soustavy. Tímto mechanismem je mechanická energie dodaná systému tlumiče opět nevratně transformována na energii tepelnou, která je prostřednictvím teplotního spádu odváděna do okolního prostředí. *↓*

Samotný proces seškrčení kapaliny může obecně dosahovat různého stupně účinnosti, který se projeví v míře tlakového poklesu proudu mezi vstupem a výstupem, jehož relace je dána vztahem (2.14). Abychom škrčení v praxi prováděli s větší účinností, je třeba nechat tekutinu protékat kanály s tvary obsahující náhlé přechody. Kapalina tak není schopná vlivem setrvačnosti svých částic přesně sledovat protékání průřez, což vede ke vzniku vířivých turbulentních procesů, které jsou již samy o sobě spojeny s kaskádovým přenosem energie proudící kapaliny do disipativní oblasti, ve které jsou viskózní a setrvačné síly v rovnováze. V tomto případě je již mechanický pohyb částic tekutiny utlumen viskózními silami, jakožto vlastností samotné kapaliny. *?*

Na stěně proudění

Další daleko účinnější metodou, jak dosáhnout vyššího stupně seškrcení, je soustředit celý objemový průtok do úzké štěrbině nebo soustavy úzkých štěrbin. V tomto případě bude otvory protékat kapalina oproti předešlému proudu řádově větší rychlostí. Na základě Prandtlovy hypotézy bude kapalina na stěně úzkého kanálu v klidu. V malé vzdálenosti od stěny se bude naopak pohybovat velkou rychlostí. Z toho plyne, že mezi těmito blízkými úseky bude existovat velký gradient nárůstu rychlosti, který bude mít vzhledem k respektování jednoduchého Newtonova zákona

$$\tau = \eta \frac{dw_x}{dy} \quad (2.22)$$

za následek vysoké hodnoty smykového namáhání kapaliny mezi těmito vrstvami pohybujícími se rozdílnými rychlostmi. Toto vysoké smykové namáhání se mnohem razantněji projeví v přenosu hybnosti proudu do nárůstu jeho vnitřní energie. Kromě toho dále dochází k maření hodnoty kinetické energie proudů vytékajících z těchto úzkých otvorů do okolní kapaliny. Je to způsobeno razantním brzděním částic kapaliny vystupujícího paprsku o částice kapaliny, které jsou do tohoto paprsku přisávány z okolní kapaliny. Vzhledem k tomu, že částice kapaliny přisávaného proudu se pohybují řádově nižší rychlostí, tak zde opět vznikají smykové oblasti, které jsou příčinou disipace mechanické složky energie proudící kapaliny a jejího přenosu do podoby vnitřní energie kapaliny. Tato ztráta se opět projeví na úkor hodnoty tlakové energie vystupujícího proudu.

Skutečný tlumič se navenek projevuje silovým působením na body uchycení při jejich vzájemném relativním pohybu. Tuto skutečnost můžeme formálně vyjádřit zápisem

$$F = f(x_r, \ddot{x}_r), \quad f(\ddot{x}, \ddot{x}) T \quad (2.23)$$

ve kterém nezávislé veličiny $x_r, \ddot{x}_r$ představují relativní rychlosti a zrychlení bodů uchycení tlumiče. Předešlý vztah, vyjadřující sílu tlumiče, daný tímto předpisem, však platí pouze v tzv. kvazi-stacionárním stavu funkce tlumiče. To znamená v takovém stavu své funkce, kdy práce dodaná do systému tlumiče během jedné periody je rovna hodnotě ekvivalentního množství tepla odvedeného povrchem pláště tlumiče do okolního prostředí.

Asymptoticky

Uvažujme případ, kdy celá soustava tlumiče bude mít na počátku své činnosti teplotu shodnou s teplotou okolního prostředí. Mechanismem škracení bude docházet k ohřevu tlumičové kapaliny, která bude vlivem tepelného spádu dále ohřívat jednotlivé prvky sestavy tlumiče. Teplota těchto prvků nebude konstantní, ale bude s časem narůstat až do ustáleného stavu. Je zřejmé že změny teploty budou mít vliv na vlastnosti jednotlivých prvků samotné sestavy tlumiče (např. změna rozměrů a tolerancí vlivem dilatace), ale především na vlastnosti pracovního média tlumiče, u kterého bude výrazně ovlivněna především viskozita, která má vliv na charakter průtoku daným prvkem. Z toho vyplývá, že síla tlumiče, v tomto případě již nebude pouze funkcí relativní rychlosti a zrychlení bodů uchycení, ale bude též funkcí času. Proto s časem bude docházet ke změně parametrů prvků tlumiče, až do chvíle výše uvedeného kvazi-stacionárního stavu ustálení, ve kterém se teplota jednotlivých prvků částečně ustálí. Pro případ ohřevu tedy můžeme sílu formálně vyjádřit rovnicí

$$F = f(\dot{x}_r, \ddot{x}_r, t), \quad (2.24)$$

ve které se vyskytuje další nezávislý parametr čas t . Ten nám pouze formálně naznačuje, že až do chvíle ustálení systému může docházet k větší či menší změně různých parametrů systému tlumiče, které mohou přímo ovlivnit funkci popisující silovou odezvu tlumiče, získanou na základě aktuální hodnoty relativní rychlosti, případně zrychlení pláště tlumiče vůči jeho pístnici. Ve skutečném provozu se systém tlumiče v drtivé většině případů nachází v nestacionárním stavu, protože mechanická energie mu není dodávána neustále stejným způsobem deterministicky, ale má spíše charakter náhodné veličiny. Z toho důvodu by měl být tlumič formálně popsán rovnicí (2.24). Vzhledem k velké náročnosti tohoto popisu, současný matematický model systému tlumiče respektuje spíše formální zápis (2.23).

2.4 Konstrukční uspořádání tlumících jednotek využívajících mechanismu škrcení průtoku kapaliny

Jak již bylo řečeno, je v dnešní době při konstrukci tlumících jednotek v převážné většině případů použito principu škrcení. Tlumící jednotky postavené na této bázi mají prakticky totožné uspořádání, které se týká přeměny vnější mechanické energie na tlakovou energii kapaliny v pracovních komorách tlumiče. Tato přeměna je zprostředkována pístnicí a pístem, který silově namáhá (stlačuje) dané pracovní médium tlumiče. Odchytky v konstrukčním uspořádání jednotlivých typů tlumících jednotek se týkají jednak způsobu, prostřednictvím kterého je zajištěna kompenzace změn skutečného objemu pracovních komor tlumiče a dále v uspořádání a použitém fyzikálním principu v konstrukci pracovních prvků tlumiče. Na těchto dochází k samotnému procesu škrcení průtoku, při přepouštění pracovní kapaliny mezi jednotlivými komorami tlumiče.

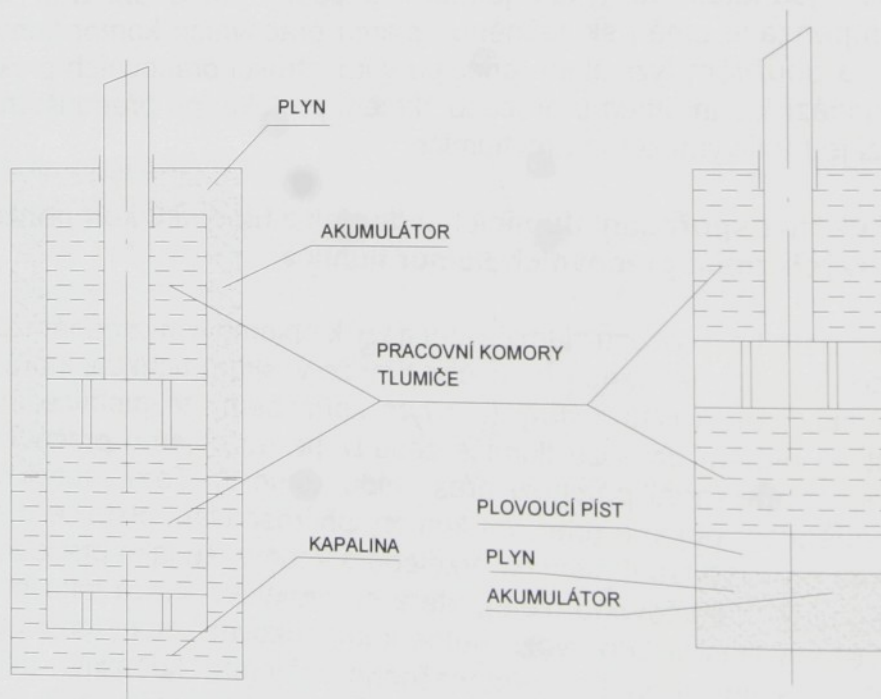
2.4.1 Konstrukční uspořádání tlumících jednotek z hlediska kompenzace objemových změn pracovních komor tlumiče

Během vlastního provozu tlumiče dochází k objemovým změnám pracovních komor tlumiče. To je způsobeno především tím, že veškeré tlumiče, které jsou dnes užity v průmyslu, jsou konstruovány takovým způsobem, že pístnice, na které je upevněn píst, je během provozu tlumiče zasouvána do objemu pracovních komor pouze z jedné strany (není průchozí přes celou komoru). Tato skutečnost má za následek zmenšování objemu pracovní komory při zasouvání pístnice a zvětšování objemu komory při vysouvání pístnice. Vzhledem k tomu, že jako pracovního média je použito kapaliny (tlumičového oleje), která se prakticky chová jako nestlačitelné médium, je během vlastního provozu nutné kompenzovat změny objemu pracovní komory přepouštěním daného přebytečného objemu kapaliny do prostoru akumulátoru. V něm je kapalina uchována do chvíle, kdy opět dojde ke zvětšení objemu pracovní komory a tento nárůst je nutné kompenzovat přepouštěním chybějícího množství kapaliny z akumulátoru zpět do pracovní komory. Pokud by nebylo přepouštění mimo oblast pracovní komory zajištěno, by byla prakticky znemožněna funkce samotného tlumícího prvku. I v případě, že by bylo samotné konstrukční uspořádání tlumiče takové, že by pístnice procházela skrze objem

pracovních komor, bylo by nutné zajistit odvedení nebo přivedení určitého množství kapaliny do oblasti těchto komor. To by bylo nutné z důvodu kompenzace objemových změn samotného kapalného pracovního média, které jsou ze své fyzikální podstaty vyvolány teplotními změnami. Jak bylo uvedeno v kap. 2.3.1, tak při samotném procesu škrcení dochází k nárůstu vnitřní energie proudící kapaliny, což se navenek projevuje vzrůstem její termodynamické teploty na úkor ztráty její mechanické energie. Z hlediska řešení problému samotných objemových změn pracovních komor, můžeme tlumiče rozdělit do dvou základních skupin, a to na dvouplášťové a jednoplášťové koncepce.

Dvouplášťové tlumiče

Na obr. 2.2 máme schématicky naznačeno zjednodušené schéma dvouplášťového hydraulického tlumiče. Jeho vnitřní plášť tvoří pracovní válec, který je vyplněn pracovní kapalinou (tlumičový olej), jejíž změny je nutné během funkce samotného tlumiče kompenzovat. To je zajištěno prostřednictvím ventilů, které jsou umístěny ve spodní části pracovního válce. Oblast mezi vnějším a vnitřním pláštěm tlumiče je akumulátor, který je z části naplněn pracovní kapalinou a dále plynem (většinou vzduch). Právě přítomnost plynu v akumulátoru umožňuje kompenzovat změny přítoku a odtoku pracovní kapaliny. Z hlediska funkce samotného tlumiče je dobré, když se celý systém tlumiče v rovnovážném stavu nachází v určitém přetlaku vůči okolnímu atmosférickému prostředí. To je nutné z důvodu, aby při přepouštění tlumičové kapaliny z akumulátoru zpět do prostoru pracovních komor byl zajištěn dostatečný tlakový spád, který by bránil možnému trhání sloupce kapaliny ve spodní části pracovní komory.



Zjednodušené schéma dvouplášťového tlumiče
Obr. 2.2

Zjednodušené schéma jednoplášťového tlumiče
Obr. 2.3

Výhody koncepce dvouplášťového tlumiče

Musíme si uvědomit, že během funkce tlumiče je nutné zabránit únikům pracovní kapaliny mimo jeho systém do okolního prostředí. Tento únik hrozí především v oblasti, ve které je pístnice zasouvána a vysouvána do samotného tělesa tlumiče. Vzhledem k tomu, že u této koncepce prochází pístnice nejprve oblastí akumulátoru a dále pak do samotného pracovního válce, jsou nižší nároky na výrobní tolerance a technologii povrchových úprav, případně na těsnění, než v případě, kdy by pístnice byla zasouvána přímo do oblastí pracovních komor. To je zřejmé z toho, že během provozu tlumiče se tlak v prostoru pracovních komor výrazně mění v řádu jednotek MPa, zatímco v prostoru akumulátoru je prakticky na stejné úrovni v řádu desetin MPa. Z toho dále vyplývá i poměrně vysoká spolehlivost této koncepce, ověřená v mnohaletém provozu. Další výhodou tohoto konstrukčního uspořádání je, že tento typ tlumiče je prakticky schopen vykonávat svou funkci i v případě, kdy došlo k nechtěné deformaci jeho pláště. Tedy za předpokladu, že nedošlo přímo k jeho proražení nebo mechanickému poškození do takové míry, které by vedlo k takové odchylce souososti mezi pístnicí, pracovním válcem a jeho vodítkem, která by byla příčinou okamžitého zadření. V případě jednoplášťového tlumiče by byla jeho funkce prakticky znemožněna, již při sebemenší deformaci povrchu pláště.

Pozn.

V drtivé většině případů je poruchovost tlumících jednotek zapříčiněna především ztrátou těsností pístnice, což vede k uniku tlumičového média mimo prostor samotného tlumiče, čímž je znemožněna jeho další funkce.

Nevýhody koncepce dvouplášťového tlumiče

Mezi nevýhody této koncepce můžeme zařadit závislost provozní schopnosti tlumiče na velikosti jeho odklonu od vertikály. Tlumič je obvykle funkční pouze ve vertikální pozici a přípustných úhlových odchylkách od ní. Pokud jsou tyto odchylky překročeny, hrozí nebezpečí zavzdušnění prostorů pracovních komor, čímž je funkce samotného tlumiče samozřejmě znemožněna. Nevýhodou je i relativně větší počet pracovních prvků. Pro tuto koncepci je nutné použít dva ventily zajišťující přepouštění tlumičové kapaliny mezi pracovní komorou nad a pod pístem a dále dva ventily, které zajišťují přepouštění kapaliny mezi vlastním pracovní komorou a akumulátorem tlumiče. Další nevýhodou tohoto tlumiče je, že v akumulátoru je plyn v přímém styku s pracovní kapalinou, což vede v určitém množství k jeho absorpci do této kapaliny. V případě, že v určitých fázích pracovního režimu dojde v pracovních komorách k poklesům tlaku na hodnoty nižší, než při kterých byl plyn do kapaliny absorbován, dochází k jeho opětovnému vyloučení. Přítomnost plynu v prostoru pracovních komor je posuzována jako nežádoucí stav, který se navenek projevuje v degradaci a prodlevách silových charakteristik tlumiče a to především při reverzaci pohybu pístnice.

Možnosti odstranění nevýhod

Nevýhodu, která spočívá v omezení tohoto typu tlumiče pracovat pouze ve vertikální poloze, případně dovolených úhlových odchylkách lze odstranit. A to tím,

že celý systém tlumiče bude zaplněn pracovní kapalinou, přičemž vlastní akumulátor bude umístěn mimo těleso samotného tlumiče a dále bude zajištěno fyzické oddělení fází kapalina-plyn. Další možností, jak řešit tento problém, je provést úpravu změny pozice pracovních ventilů mimo osu tlumiče, aby se snížilo riziko přísátí vzduchu z akumulátoru do prostorů pracovních komor. Toto konstrukční provedení již bylo s úspěchem aplikováno na návěsech a přívěsech nákladních automobilů, vyžadujících práci tlumiče v téměř horizontální pozici.

Pro odstranění případně zmenšení vlivu nežádoucího projevu prodlev v silových charakteristikách tlumiče byly navrženy konstrukční úpravy, jejichž cílem bylo zabránit absorpci plynu do samotné pracovní kapaliny. Jedním z návrhů bylo instalovat do mezikruží pracovního válce a vnější plášť šroubovitou spirálu s cílem zmenšit styčnou plochu na rozhraní fází tlumičové kapaliny a plynu viz [14]. Tím by bylo dosaženo toho, že se prodlouží čas, za který dojde k úplnému nasycení tlumičové kapaliny do rovnovážného stavu. Jinou úpravou, která přicházela v úvahu, byla možnost vyloučení samotného plynu v konstrukci akumulátoru a jeho nahrazení deformovatelným pryžovým tělesem, které by svou poddajností umožňovalo objemové změny kapaliny v akumulátoru. Byly navržena i konstrukční provedení, prostřednictvím kterých byl plyn a tlumičová kapalina fyzicky odděleny pryžovou membránou.

Ani jedna z výše uvedených úprav se prakticky ve velkosériové výrobě a tím pádem i ve skutečném provozu u tohoto typu tlumiče prakticky neuplatnila. Příčinou zřejmě mohla být obava ze zkomplikování a tím pádem i prodražení této koncepce, která svými parametry i přes zmíněné nedostatky v drtivé většině průmyslových aplikací prakticky vyhovuje.

Na druhou stranu jedinou úpravou tlumiče této koncepce, jejíž cílem je potlačit nežádoucí silové prodlevy, způsobené v důsledku přítomnosti nerozpuštěného plynu v prostoru pracovních komor a lze ji aplikovat do velkosériové výroby s prakticky nulovým navýšením nákladů, je natlakování systému tlumiče za rovnovážného stavu na vyšší hodnoty. Touto úpravou sice paradoxně dojde k větší hmotnostní absorpci plynu do tlumičové kapaliny za rovnovážných podmínek, ale na druhé straně je sníženo riziko trhání sloupce kapaliny v režimu přepouštění z akumulátoru zpět do prostoru pracovních komor. Snížení rizika přetrhnutí sloupce kapaliny je v tomto případě zajištěno tím, že je na daném přepouštěcím ventilu dosaženo větší hodnoty tlakového spádu, který nám při stejné geometrické konfiguraci a ve stejném čase zajistí větší hodnotu objemového přítoku tlumičové kapaliny, jejíž hodnota je aktuálně požadována.

Jednoplášťové tlumiče

Další koncepcí, která se v konstrukci tlumičů v poslední době stále častěji objevuje je jednoplášťové provedení tlumící jednotky. V tomto případě je samotný plášť tlumiče zároveň i pracovním válcem. Jako v případě dvouplášťového tlumiče, tak i u tohoto provedení musí být zajištěna kompenzace změn objemu pracovní komory samotného tlumiče. To lze obecně provést dvěma způsoby. Buď je akumulátor součástí vnitřku jedné z pracovních komor, nebo je umístěn mimo oblast pracovních komor.

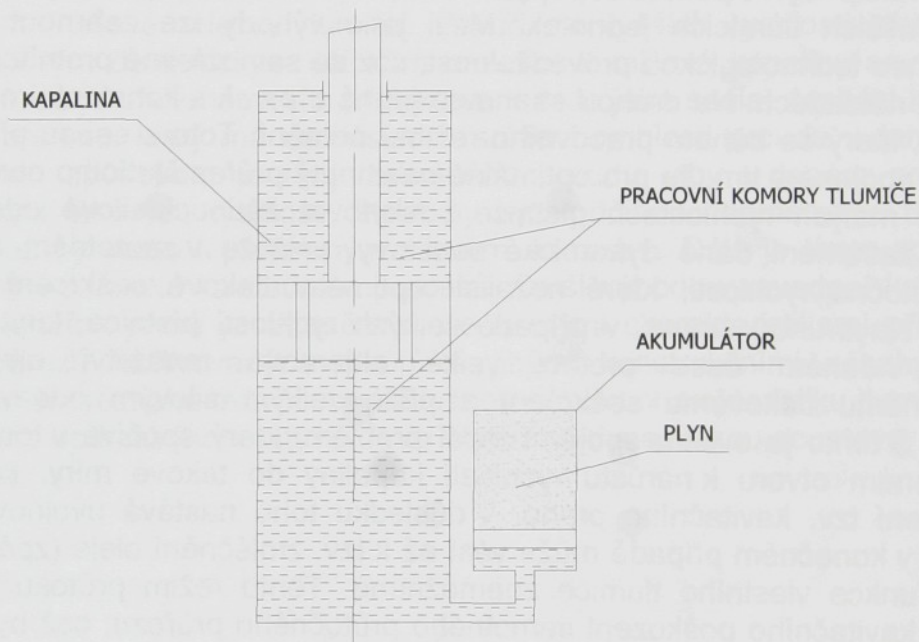
Na obr. 2.3 je uvedeno zjednodušené schéma jednoplášťového tlumiče, u kterého je akumulátor součástí objemu pracovní komory pod pístem. Rozhraní mezi fázemi kapalina plyn je odděleno plovoucím pístem s těsněním. Kompenzace objemových změn pracovních komor je v tomto případě opět zajištěna díky

stlačitelnosti plynné fáze pod plovoucím pístem. I v případě tohoto uspořádání, by mohlo být k akumulaci objemových změn, na místo plynu, použito deformovatelného tělesa, například speciální pryže.

Na obr. 2.4 je uvedeno zjednodušené schéma jednoplášťového tlumiče, u kterého je akumulátor objemových změn instalován mimo prostor pracovní komory. I v tomto případě je použito plynového akumulátoru, přičemž oddělení fázové rozhraní mezi kapalinou a plynem lze uskutečnit buď plovoucím pístem nebo pryžovým vakem.

Výhody koncepce jednoplášťového tlumiče

Mezi výhody této koncepce můžeme zahrnout například jednoduchost konstrukce, u které postačí použít pouze dvou škrticích prvků instalovaných na pístu tlumičové sestavy. Další výhodou, která samozřejmě na první pohled z tohoto konstrukčního uspořádání vyplývá je, že tento tlumič může obecně pracovat v libovolné poloze, protože zde prakticky nehrozí zavzdušnění pracovních komor plynou fází.



Zjednodušené schéma jednoplášťového tlumiče s akumulátorem mimo pracovní válec

Obr. 2.4

Nevýhody koncepce jednoplášťového tlumiče

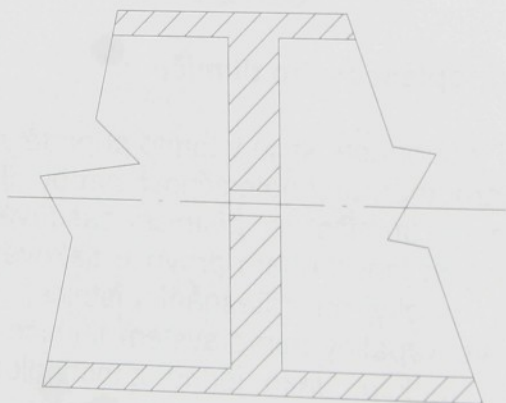
Výhoda konstrukční jednoduchosti je v tomto případě vyvážena vyššími nároky na výrobní tolerance a samotnou technologičnost výroby. Je nutné si uvědomit, že v případě tohoto provedení tlumiče je pístnice zasouvána přímo do prostoru pracovních komor, ve kterých jsou během provozu tlakové změny v řádu jednotek MPa. Tím tedy vzrůstají nároky na zatěsnění pístnice, jehož cílem je zabránit výrazným únikům tlumičové kapaliny mimo systém tlumiče, čímž by byla následně znemožněna jeho vlastní funkce. Jako jedno z technologických opatření, které musely být provedeny v souvislosti se zavedením výroby tohoto provedení tlumiče lze uvést například vyšší nároky na zmenšení pórovitosti povrchu chromované vrstvy pístnice právě z důvodu zajištění dostatečné těsnosti.

2.4.2 Konstrukční provedení škrťících prvků tlumiče

Škrťící elementy, používané v konstrukci tlumičových jednotek pracujících na principu škrťení průtoku kapaliny, můžeme v podstatě rozdělit na nízkotlaké a vysokotlaké škrťící prvky. Toto rozdělení se týká především tlumiče dvouplášťové koncepce. Úkolem nízkotlakých škrťících prvků není přímo mařit mechanickou energii proudící kapaliny, ale zajistit průtok pouze jedním směrem. Určité tlakové seškrťení na těchto prvcích je hodnoceno spíše jako nežádoucí projev. Naopak úkolem vysokotlakých škrťících prvků, které zároveň mohou plnit funkci jednocestného ventilu je právě účinná disipace mechanické energie proudící kapaliny.

Otvory

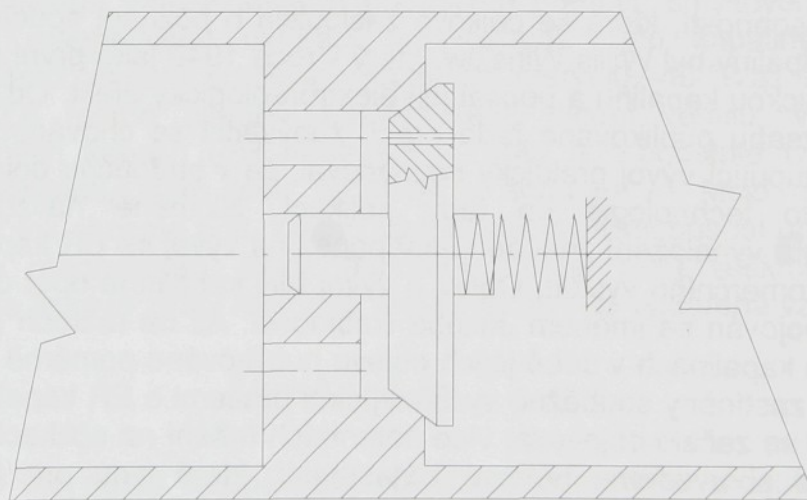
Nejjednodušším pracovním prvkem, na kterém lze škrťením mařit mechanickou energii proudící kapaliny je úzký otvor, případně seskupení těchto otvorů. Princip byl v podstatě popsán v kap 2.3.1. Tento prvek je používán u nejjednodušších tlumičích jednotek. Mezi jeho výhody lze zahrnout především jednoduchou technologickou proveditelnost, což se samozřejmě promítne v nízkých výrobních nákladech. Na druhou stranu se jedná o prvek s konstantním průtočným průřezem, který se během pracovního režimu nemění. Toto s sebou přináší určité problémy spojené s tím, že pro optimálně navrhnutý průřez škrťícího otvorů nemusí tlumič při malých rychlostech pístnice poskytovat žádoucí silové odezvy a tím pádem i zatlumení dané dynamické soustavy, protože v samotném otvorů jsou nízké průtočné rychlosti, které nezajistí optimální tlakové seškrťení protékající kapaliny. Na druhou stranu, v případě velkých rychlostí pístnice, kdy má daným otvorem v daném čase protéct velké objemové množství oleje, dochází k nadměrnému tlakovému seškrťení a příliš velkým silovým odezvám tlumičí jednotky. S tímto je ovšem spojen i další problém, který spočívá v tom, že může dojít v daném otvoru k nárůstu rychlosti kapaliny do takové míry, kdy dochází k překročení tzv. kavitačního prahu. V důsledku toho nastává uvolňování plynné fáze, což v konečném případě může vést až k tzv. zmléčnění oleje (zpěnění), čímž by byla funkce vlastního tlumiče znemožněna. Tento režim průtoku je spojen i s rizikem kavitačního poškození samotného průtočného průřezu, což by minimálně vedlo ke změně provozní silové charakteristiky. Nelze rovněž vyloučit ani nebezpečí spojené se zvýšeným tepelným namáháním tlumičového média.



Ukázka konstrukčního provedení škrťícího prvku s otvorem konstantního průřezu
Obr.2.5

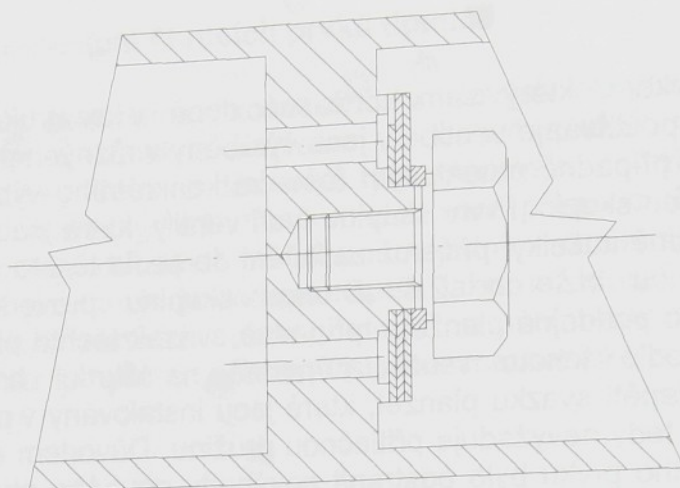
Ventily

Jiným prvkem, který se v současné době v konstrukci škrťicích prvků prakticky nejvíce používá, je ventil. Ty jsou vyráběny v různých provedeních, což je dáno zvyklostmi, případně patentovým řešením konkrétního výrobce. V zásadě je lze rozdělit do dvou skupin. První skupinu tvoří ventily, které jsou koncipovány jako tuhé desky případně kuželky, přičemž zatlačení do sedla těchto ventilů je zajištěno přitlačnou pružinou viz. obr 2.6. Druhou skupinu provedení tvoří ventily, konstruované jako poddajná planžeta, případně svazek těchto planžet viz. obr 2.7. Přitlačení do sedla tohoto ventilu případně na škrťicí hranu je zajištěno prostřednictvím napětí svazku planžet, které jsou instalovány v předeplatěném stavu. Tento typ ventilu tedy nevyžaduje přitlačnou pružinu. Důvodem aplikace ventilů do konstrukce škrťicího prvku bylo odstranit nevýhody pouhého otvoru s konstantním průtočným průřezem. Ventily jsou většinou konstruovány takovým způsobem, že obsahují tzv. kalibrovaný otvor stálého průtoku kapaliny. Tímto otvorem je kapalina škrcena v případě, že se píst pohybuje nízkými rychlostmi a jeho průřez je navržen tak, aby v dané aplikaci při těchto rychlostech bylo dosaženo optimálního seškrcení a tím pádem i silové odezvy tlumiče. Pokud za vyšších rychlostí pístu dojde k takovým silovým dynamickým účinkům proudící tlumičové kapaliny na samotné těleso ventilu, že je překonána síla přitlaku ventilu do jeho sedla, dochází k nárůstu průtočného průřezu, který má za následek snížení rychlosti proudu v dané škrťicí mezeře. Tímto způsobem je tedy zabráněno proudu, aby v daném průtočném průřezu dosáhl takových rychlostí, které by byly příčinou nadměrného tlakového seškrcení, což by vedlo k přehnaným silovým odezvám. Dále je tímto způsobem potlačeno i riziko vzniku kavitačních procesů. Další výhodou zavedení konstrukce ventilů do škrťicích prvků je skutečnost, že různými charakteristikami přitlačných pružin a průřezů kalibrovaných otvorů a jinými konstrukčními zásahy, lze v poměrně širokém rozsahu ovlivňovat příslušnou silovou charakteristiku tlumiče a tím dosáhnout jeho optimálního nastavení pro konkrétní dynamickou soustavu, ve které má být použit.



Ukázka konstrukčního provedení škrťicího prvku s ventilem tuhé konstrukce, který obsahuje kalibrovaný otvor stálého průtoku kapaliny

Obr. 2.6



Ukázka konstrukčního provedení škrťacího prvku s ventilem, který je tvořen svazkem deformovatelných planžet obsahujících kalibrováný otvor
Obr. 2.7

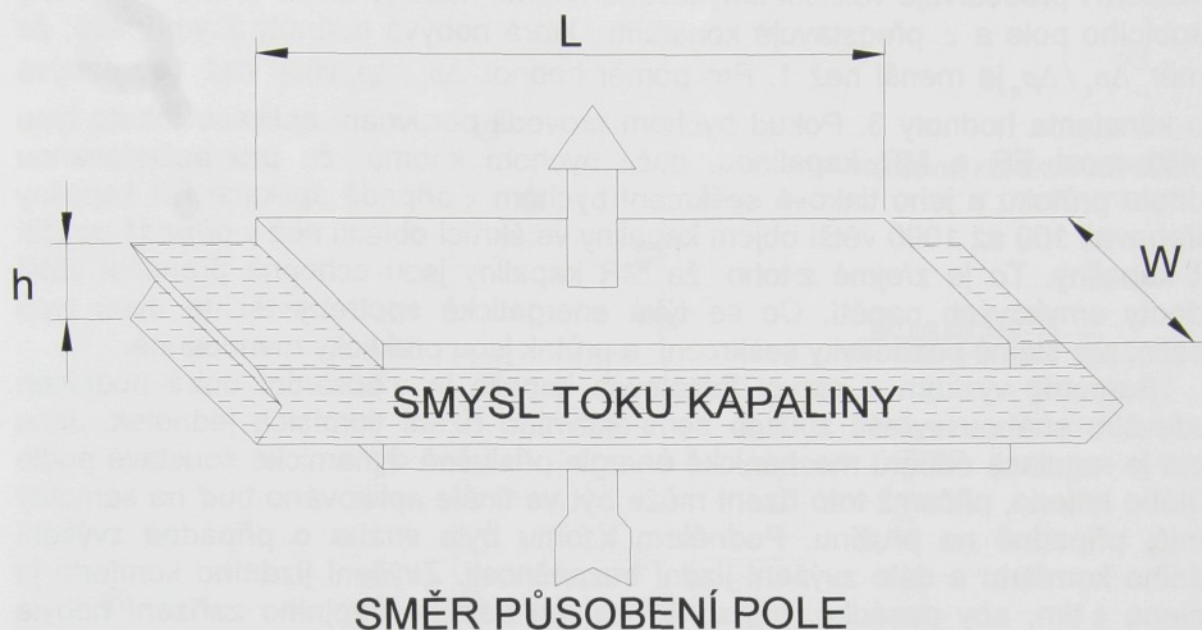
Magneto-reologické a elektro-reologické škrťací prvky

Magnetoreologické a elektoreologické škrťací prvky jsou založeny na schopnosti tzv. říditelných kapalin, což jsou kapaliny, které na přítomnost výskytu magnetického případně elektrického pole reagují změnou svých reologických vlastností. Tyto změny jsou zjevné především v případě tvorby smykových vrstev a jsou více či méně úměrné aktuální hodnotě příslušného magnetického nebo elektrického pole. Kapaliny s těmito vlastnostmi jsou často označovány jako magnetoreologické **MR** případně elektoreologické **ER** kapaliny. Zvýšený zájem o tyto kapaliny byl způsoben především jejich schopností poskytnout jednoduchou, tichou a rychlou odezvu v interakci mezi elektronickým řízením a samotným řízeným mechanicko-hydraulickým systémem. Systémy, využívající vlastností těchto kapalin, jsou již navrhovány a možnosti jejich řízení jsou podrobeny průběžnému výzkumu.

První osobností, která se celkově zasloužila o poznání spočívající ve využití říditelných kapalin byl Willis Winslow, který v roce 1940 jako první podal patent na elektoreologickou kapalinu a popsal její elektoreologický efekt. Od té doby byla ve značném rozsahu publikována řada prací, zabývajících se chováním a aplikací ER kapalin. Postupující vývoj prakticky naznačoval, že v budoucnu dojde k masovému rozšíření této technologie do řady aplikací. Nicméně navzdory nadšeným předpovědím a vynaložení značné sumy peněz na vývoj se ER kapaliny nedočkaly úspěšného komerčního využití. Objev a vývoj MR kapalin je opět datován do roku 1940 a je spojován se jménem Jakoba Rabinowa. Až na rozruch při jejich objevu bylo o těchto kapalinách v době jejich objevu publikováno poměrně málo informací, protože byly zastíněny souběžně vycházejícími pracemi o ER kapalinách. Teprve o něco později se začalo objevovat více patentních řešení na aplikaci MR než na ER kapalin. Dále si uvedeme některé z vlastností, které jsou pro tyto dvě média společná a rovněž i vlastnosti, ve kterých se významněji odlišují.

Běžné ER kapaliny jsou schopné přenášet smyková napětí v rozsahu 3 až 5 kPa pro elektrické pole 3 až 5 kV/mm. Omezení spojené s možností přenášet větší smyková napětí je spojeno s nebezpečím elektrického průrazu kapaliny v případě použití vyšších hodnot řídicích napětí. Pokud na tyto kapaliny nepůsobí elektrické

pole, tak se jejich viskozita pohybuje v rozsahu 0.2 až 0.3 Pa·s při teplotě 25°C. Optimální pracovní teplota pro aplikaci těchto kapalin je závislá na typu polarizačního mechanismu, užitého k aktivaci těchto kapalin. V případě kapalin s nízkou vodivostí, které lze ionizovat stejnosměrným elektrickým polem, je uváděn pracovní teplotní rozsah v intervalu 10°C až 90°C. V případě ER kapalin, které nejsou ionizovány stejnosměrným elektrickým polem, ale střídavým, je uváděna pracovní použitelnost v rozsahu teplot -25°C až 125°C.



Obr. 2.8

Běžné MR kapaliny jsou schopné přenášet smyková napětí v rozsahu 50 až 100 kPa v případě působení intenzity magnetického pole 150 až 250 kA/m. Pokud toto pole nepůsobí, tak se jejich viskozita pohybuje v rozsahu 0.2 až 0.3 Pa·s při teplotě 25°C. Omezení v dosažitelných hodnotách přenosu smykového napětí je ovlivněno jejich magnetickou saturací (nasycením). Tyto kapaliny jsou bez jakýchkoliv problémů schopny pracovat v teplotním intervalu -40 °C až 150°C.

Na obr. 2.8 máme uveden zjednodušený model ventilu, využívajícího vlastností říditelných kapalin (ER nebo MR). Tento je v podstatě tvořen dvěma rovnoběžnými deskami, které jsou vzdáleny o hodnotu h . Mezi nimi protéká kapalina, jejíž průtok chceme řídit. Kolmo na tok této kapaliny působí příslušné pole (elektrické nebo magnetické), jehož hodnotou řídíme míru seškrvení průtoku kapaliny. Hodnota tlakové ztráty na tomto ventilu je obvykle vyjádřena vztahem [3]

$$\Delta p = \Delta p_{\eta} + \Delta p_{\tau} \quad (2.25)$$

První člen na pravé straně této rovnice představuje hodnotu tlakového seškrvení, které je vyvoláno viskozitou kapaliny pro případ, že na kapalinu příslušné pole nepůsobí. Obvykle je hodnota tohoto seškrvení počítána s užitím vztahu [3]

$$\Delta p_{\eta} = \frac{12\eta QL}{h^3 w} \quad (2.26)$$

Handwritten notes: $p_a = \frac{\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{m}}{\text{m}^3 \cdot \text{m}}$ (units for Δp_{η}), η - viskozita, Q - rychlost, L - délka, h - vzdálenost, w - šířka.

Druhý člen rovnice (2.25) představuje tlakovou ztrátu seškrčením na ventilu v případě působení příslušného pole. Její hodnota je většinou počítána prostřednictvím vztahu

$$\Delta p_\tau = \frac{c \tau L}{h} \quad (2.27)$$

ve kterém τ představuje velikost smykového napětí, které je funkcí aktuální hodnoty působícího pole a c představuje konstantu, která nabývá hodnoty 2 v případě, že poměr $\Delta p_\tau / \Delta p_\eta$ je menší než 1. Pro poměr hodnot $\Delta p_\tau / \Delta p_\eta$ větší než 100 nabývá tato konstanta hodnoty 3. Pokud bychom provedli porovnání aplikace tohoto typu ventilu mezi ER a MR kapalinou, došli bychom k tomu, že pro požadovanou hodnotu průtoku a jeho tlakové seškrčení bychom v případě aplikace ER kapaliny potřebovali 100 až 1000 větší objem kapaliny ve škrťací oblasti než v případě použití MR kapaliny. To je zřejmé z toho, že MR kapaliny jsou schopné přenášet větší hodnoty smykových napětí. Co se týká energetické spotřeby těchto dvou typů kapalin, pro stejné požadavky seškrčení a průtok jsou prakticky rovnocenné.

Samotný výzkum a rozvoj říditelných kapalin je v poslední době podnícen především snahou vyřešit způsob semi-aktivního řízení tlumících jednotek. Jeho cílem je regulace odběru mechanické energie příslušné dynamické soustavy podle určitého kriteriá, přičemž toto řízení může být ve finále aplikováno buď na samotný tlumič, případně na pružinu. Podnětem k tomu byla snaha o případné zvýšení jízdního komfortu a dále zvýšení jízdní bezpečnosti. Zvýšení jízdního komfortu je spojeno s tím, aby posádka, případně obsluha daného strojního zařízení nebyla během provozu vystavena nežádoucím setrvačným účinkům a vibracím. To se obvykle hodnotí na základě normalizovaného výpočtu hodnoty efektivního zrychlení [6]

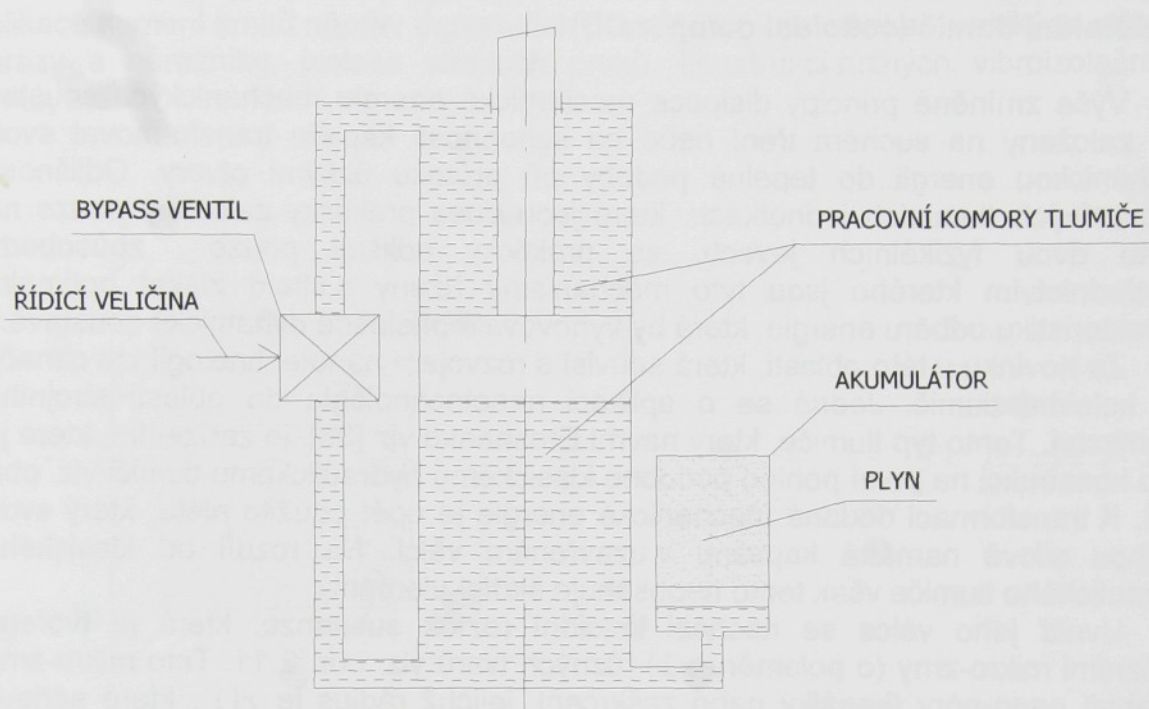
$$\ddot{z}_{B,rel,eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{\ddot{z}_B}{g} \right)^2 dt} \quad (2.28)$$

kterému je posádka v daném čase vystavena. Naopak zvýšení jízdní bezpečnosti je zase spojeno (v případě automobilu) s hodnotou styčné síly mezi pneumatikou a vozovkou. Hodnota této síly je opět hodnocena na základě normalizovaného výpočtu hodnoty tzv. efektivní přitlačné dynamické síly

$$F_{zdyn,rel,eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{F_{z,dyn}}{F_{z,stat}} \right)^2 dt} \quad (2.29)$$

jejíž vztah je opět uveden např. v [6]. Tato dvě předešlá kriteriá jsou ovšem ve vzájemném konfliktu. Pro danou hodnotu tuhosti pružiny, izolující odpruženou hmotu od nerovností vozovky, je dosaženo většího jízdního komfortu s užitím měkčího tlumení, které dovoluje větší odchylky. Avšak lepšího kontaktního styku mezi vozovkou a povrchem pneumatiky je dosaženo v případě tvrdšího tlumení, které zabraňuje větším výchylkám. Z toho důvodu je snahou během provozu hodnotu tlumení řídit takovým způsobem, aby bylo dosaženo jistého kompromisu ve splnění výše uvedených požadavků.

Bez použití říditelných kapalin je účinné semi-aktivní řízení tlumičových prvků, které nevyžaduje zdroj vnější energie, poměrně komplikovanou záležitostí. V podstatě je řešeno dvojím způsobem. Buď je řízení aplikováno mimo vlastní pracovní komoru tlumiče nebo je jistým způsobem využito nějakého hydraulicko-mechanického systému, který je aplikován uvnitř samotné pracovní komory tlumiče.



Princip semi-aktivního řízení klasického hydraulického tlumiče prostřednictvím tzv. bypass-ventilu
Obr. 2.9

V případě semi-aktivního řízení, které je prováděno mimo vlastní prostor pracovní komory tlumiče se jedná o tzv. "bypass ventil", který spojuje prostor komor nad a pod pístem viz obr. 2.9. Příslušným ventilem řídíme podle konkrétního algoritmu hodnotu průtočného průřezu, čímž ovlivňujeme hodnotu seškrčení a tím pádem i silovou charakteristiku tlumiče. Ovládání průtočného průřezu je v daném ventilu zprostředkováno prostřednictvím elektromotoru nebo magnetického ventilu. Mezi nevýhody těchto prvků patří především větší hodnota časové odezvy na aktuální hodnotu řídicí veličiny. Tyto systémy tedy uspokojivě fungují jen do určitých frekvencí kmitů.

Pro semi-aktivní řízení, které je aplikováno přímo do prostoru pracovních komor, je využito různých patentovaných konstrukcí. Vlastní řízení je opět zprostředkováno prostřednictvím změny průtočného průřezu na samotném ventilu, který je v tomto případě instalován přímo v tělese pohyblivé pístnice. Tím pádem pochopitelně vzrůstají nároky na důmyslné provedení konstrukce samotného akčního členu, který řídí průtok. Jednou z dalších možností jak semi-aktivně ovládat hodnotu tlumící síly je např. využití již zmíněného principu suchého tření řízeného hodnotou přítlačné síly v kombinaci s klasickým hydraulickým tlumičem viz [11]. Tyto systémy je samozřejmě možné aplikovat na tlumiče klasické konstrukce, což jde samozřejmě na úkor prodražení jejich výroby. Kromě toho se v některých systémech objevila řešení, umožňující řídit hodnotu útlumu tlumiče v kombinaci s pneumatickými pružinami. Vnitřní přetlak těchto pružin v samotném systému

tlumiče nahrazuje funkci přitlačné pružiny zatlačující příslušný škrťací ventil do svého sedla. Tím pádem je automaticky během provozu vhodně ovlivňována silová charakteristika tlumičového prvku právě v závislosti na tlakových změnách v samotné pružině, které souvisí s její deformací.

2.5 Koloidní tlumič (colloidal damper CD)

Výše zmíněné principy disipace mechanické energie mechanických soustav jsou založeny na suchém tření nebo na schopnosti kapalin transformovat svou mechanickou energii do tepelné podoby při průtoku úzkými otvory. Odlišnosti v jednotlivých tlumičích jednotkách, které jsou dnes prakticky založeny pouze na těchto dvou fyzikálních jevech, se prakticky odlišují pouze způsobem, prostřednictvím kterého jsou tyto mechanismy řízeny s cílem získat optimální charakteristiku odběru energie, která by vyhovovala příslušné dynamické soustavě.

Za novinku v této oblasti, která souvisí s rozvojem nanotechnologií lze označit tzv. koloidní tlumič. Jedná se o aplikaci nanotechnologie do oblasti strojního inženýrství. Tento typ tlumiče, který navrhl Eroshenko viz [33], je zařízením, které je svou konstrukcí na první pohled podobné klasickému hydraulickému tlumiči viz. obr. 2.10. K transformaci dodané mechanické energie je opět použito pístu, který svou plochou silově namáhá kapalinu v uzavřeném válci. Na rozdíl od klasického hydraulického tlumiče však tento neobsahuje škrťací elementy.

Uvnitř jeho válce se nachází koloidní roztok suspenze, která je tvořená porózními mikro-zrny (o poloměru r_2) různých tvarů viz. obr. 2.11. Tato mikro-zrna obsahují nano-póry (kanálky nebo zaškrbení, jejichž rádius je r_1), které sériově spojují mikro-dutinu (její poloměr je r_3), která se nachází uvnitř zrna, s okolní kapalinou (disperzním prostředím). Pro materiál samotných mikro-zrn lze použít silika gelu, aerogelu, keramiky, skla, uhlíku (grafit, dřevěné uhlí), oxidů hliníku, atd. Jako disperzního prostředí lze využít kapaliny, která je vzhledem k dispergované fázi nesmáčivá. Používanými kapalinami v tomto případě jsou voda, vodné roztoky (např. voda s nemrznoucími přísadami), rtuť, tekuté kovy (např. olovo), tekuté slitiny, přísady pro tavení, rozpuštěné soli, atd. Z ekologického a ekonomického pohledu je výhodná kombinace silika gel - voda viz. [34]. V průběhu zasouvání pístnice, tedy v průběhu komprese, je voda stlačena a proniká do pórů zrn dispergované fáze. Samotná činnost koloidního tlumiče je založen na experimentálním pozorování, že cesty při kompresi a relaxaci v pracovním $p-V$ (tlak - objem) nebo v $F-s$ (síla - zdvih) diagramu se navzájem nepřekrývají. Jinými slovy, během těchto dvou pracovních zdvihů dochází k hysterézi. Hodnota disipované energie je dána velikostí plochy hysterézní smyčky. Tohoto mechanismu tedy lze užít k disipaci mechanické energie kmitajících nebo vibrujících soustav.

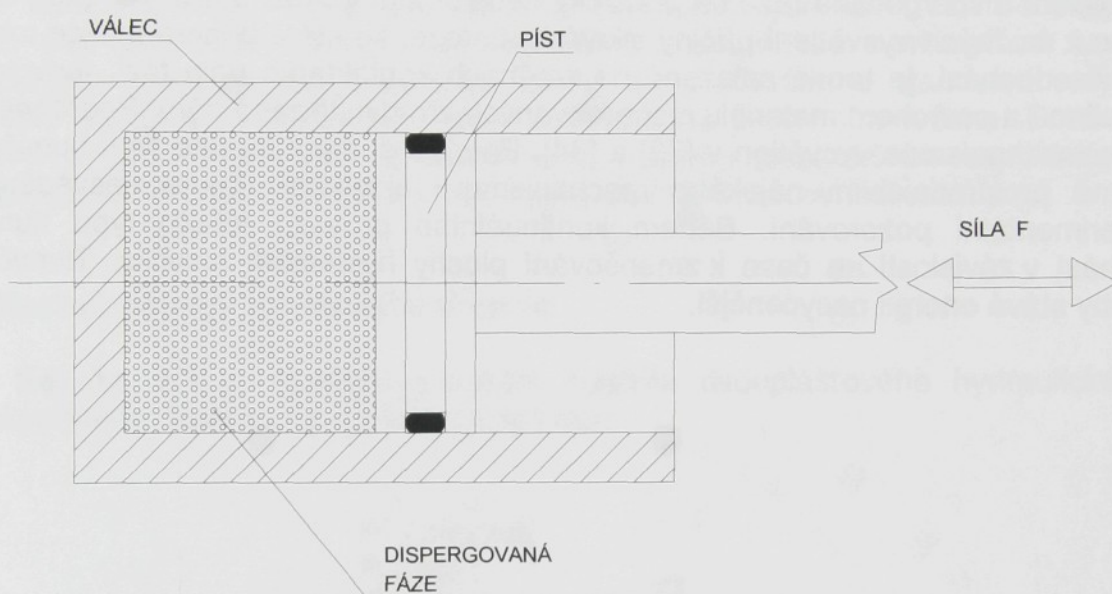
Z hlediska experimentálního pozorování jsou pro koloidní tlumič charakteristické následující vlastnosti:

- Koloidní tlumič je schopen absorbovat větší množství mechanické energie bez výrazného ohřevu, než klasický hydraulický tlumič.
- Síla odezvy koloidního tlumiče je nezávislá na rychlosti pístu vůči pracovnímu válci tlumiče.

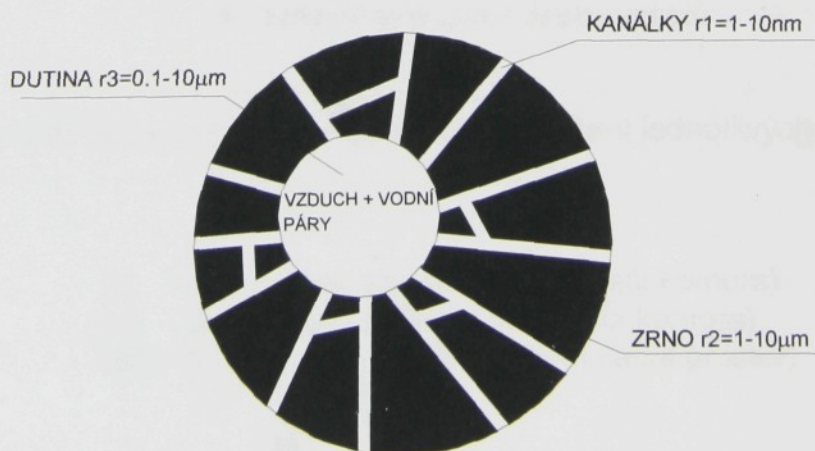
charakteristika tření

- Frekvenční rozsah (0-30 Hz) je zhruba 5-krát větší než pro klasický hydraulický tlumič.
- Účinnost je zhruba 2-krát větší ve srovnání s hydraulickým tlumičem.

Díky těmto výhodám by bylo možné tento typ tlumiče v budoucnu použít pro aplikace tlumení kmitů náprav dopravních prostředků, k tlumení seismických otřesů, dorazy a nárazníky, izolace strojních prvků, konstrukci různých vibroizolačních prvků, atd.



Funkční schéma koloidního tlumiče
Obr. 2.10



Zrno dispergované fáze koloidního roztoku tlumiče
Obr. 2.11

Samotné vysvětlení mechanismu, prostřednictvím kterého je v koloidním tlumiči dosaženo hystereze během komprese a relaxace, bude bezpodmínečně nutně vyžadovat interdisciplinární přístup řady vědních oborů jako: dynamika tekutin, termodynamika, fyzikální chemie molekul, vibro-dynamika a jiných. Prakticky až dosud byly s tímto typem tlumiče prováděny pouze experimentální pokusy s cílem vyšetřit jeho provozní vlastnosti, které se týkají jeho kvalitativních charakteristik. Co se týká samotného mechanismu disipace mechanické energie, která je systému tlumiče dodána, nebyl dosud zcela objasněn. Tento typ tlumiče bývá často označován jako černá díra pro energii, protože je schopen disipovat mechanickou energii prakticky bez ohřevu. Je nutné poznamenat, že při průtoku kapaliny do nano-pórů dispergované fáze se prakticky neuplatňuje viskózní tření viz. [25]. Jako jedno z možných vysvětlení příčiny silové hystereze, ke které během funkce tohoto tlumiče dochází, je teorie založená na změnách kontaktního úhlu fází, tedy mezi kapalinou a povrchem materiálu dispergovaných zrn uvnitř nano-pórů. Podrobněji je tento mechanismus vysvětlen v [33] a [34]. Energie dodaná tomuto typu tlumiče je zřejmě prostřednictvím nějakého mechanismu i ukládána. Tomu nasvědčuje i experimentální pozorování. Během kontinuálního provozu tohoto typu tlumiče dochází v závislosti na čase k zmenšování plochy hysterezní smyčky. Tlumič se jakoby stává energií nasycenější.

3.0 Matematický model dvouplášťového tlumiče

3.1 Úvod

V předchozí kapitole byly probrány mechanismy, s jejichž pomocí lze disipovat mechanickou energii. Při konstrukci samotných tlumících jednotek je dnes využíván především mechanismus škrcení průtoku kapaliny. Tohoto mechanismu je samozřejmě použito i v případě námi modelovaného tlumiče.

Cílem této kapitoly je čtenáře seznámit se systémem matematických rovnic, které vlastní systém tlumiče parametrizují do jednotlivých funkčních podskupin. Dříve, než toto bude učiněno, je však nutné seznámit se s principiální funkcí jednotlivých prvků tlumičové sestavy. Jedná se především o stanovení smyslů proudění kapaliny systémem tlumiče v závislosti na pracovním režimu. Proto se nejprve o něco podrobněji seznámíme s vlastním konstrukčním uspořádáním dvouplášťového hydraulického tlumiče a jeho možnými pracovními režimy.

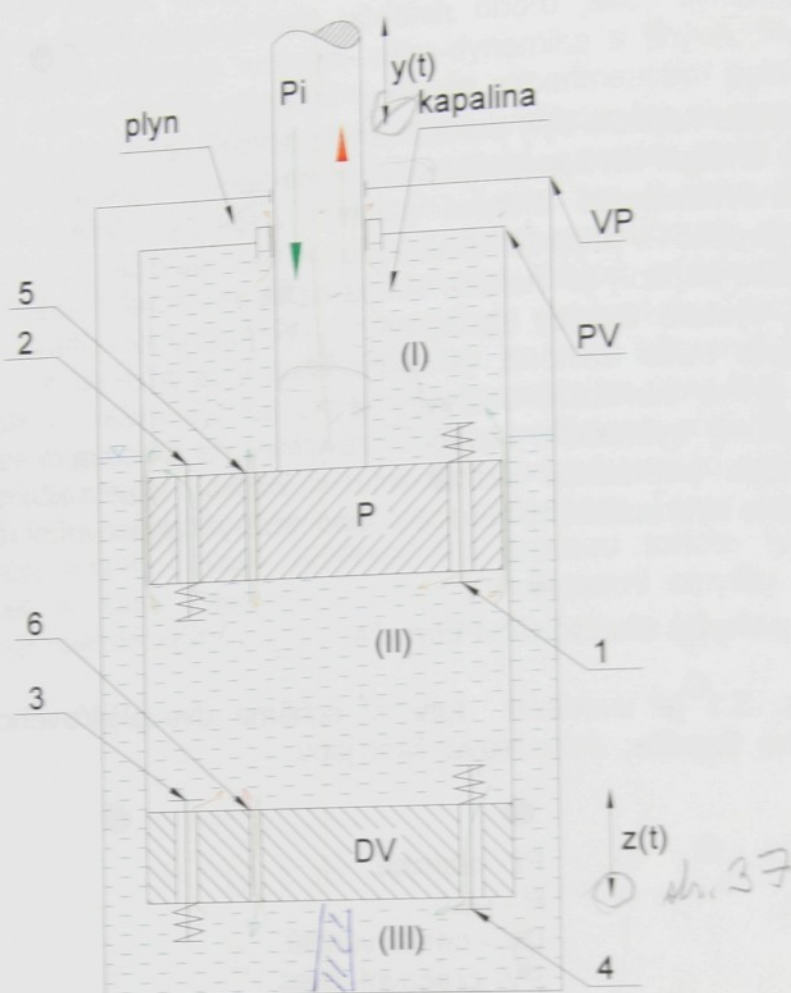
3.2 Rozbor pohybů skutečného tlumiče

Na obr. 3.1 je uvedeno funkční schéma dvouplášťového hydraulického teleskopického tlumiče. Jeho hlavní části jsou:

- Pi - pístnice
- P - píst
- DV - deska ventilů
- PV - pracovní válec
- VP - vnější plášť
- 1 - odlehčovací ventil
- 2 - zpětný ventil
- 3 - sací ventil
- 4 - výtlačný ventil
- 5 - kalibrovaný otvor pístu
- 6 - kalibrovaný otvor desky ventilů

Pro snadnější popis bude provedeno následující označení jednotlivých pracovních oblastí tlumiče.

- (I) – prostor nad pístem (roztahovací komora)
- (II) – prostor pod pístem (stlačovací komora)
- (III) – prostor akumulátoru (akumulační prostor)



Obr. 3.1

Při skutečném provozu tlumiče, upevněném např. na nápravě automobilu, dochází jak k pohybu pláště tlumiče označeném jako $z(t)$, tak k pohybu pístnice označeném jako $y(t)$. Z hlediska pohybů uvnitř tlumiče, v případě zanedbání setrvačných účinků tělesa samotného tlumiče, nás zajímá pouze relativní složka pohybu pístnice vůči jeho tělesu. Pro další popis si stanovíme podmínku $\dot{z}(t) = \text{konst.} = 0$ a budeme uvažovat pouze pohyb pístnice tlumiče $y(t)$. Za těchto předpokladů může u tlumiče dojít pouze ke dvěma způsobům pracovních režimů. A to:

-zasouvání pístnice do tlumiče

-vysouvání pístnice z tlumiče

Dále se budeme zabývat pouze rozбором těchto dvou předešlých případů pohybů. Přitom se zaměříme na smysly proudění tlumičové kapaliny mezi jednotlivými komorami a na vzájemnou velikost tlaků uvnitř jednotlivých komor tlumiče.

3.3 Zasouvání pístnice do tlumiče

Při tomto pohybu pístnice dochází k průtoku tlumičové kapaliny jednak z komory (II) do (I) a dále z komory (II) do (III). Kromě těchto hlavních toků dochází vlivem netěsnosti k parazitnímu průtokům z komory (I) do (III) a z (II) do (I).

Průtok z komory (II) směrem do (I)

Sám o sobě je tento tok vyvolán tlakovým spádem mezi oběma komorami v důsledku úbytku objemu komory (II) a nárůstu objemu komory (I). Tyto objemové změny jsou vyvolány zasouváním pístnice do tlumiče. V ideálním případě můžeme hodnotu tohoto objemového průtoku stanovit pomocí vztahu

Průměrná objemová rychlost

$$Q_{II-I} = \dot{y}(t)(S_p - S_{pi})$$

(3.1)

Celková hodnota tohoto objemového průtoku je tvořena třemi paralelními toky. A to:

- tok přes zpětný ventil umístěný na tělese pístu tlumiče (pozice 2 na obr. 3.1)
- tok přes kalibrovaný otvor (pozice 5 viz. obr. 3.1)
- parazitní tok mezi válcem, pístem a pístním kroužkem

Pozn.

Zpětný ventil v tlumiči plní funkci jednosměrného ventilu, jehož úkolem není přímo škrtnout průtok kapaliny, ale umožňuje průtok kapaliny pouze v jednom směru.

Průtok z komory (II) do (III)

Tento tok je vyvolán tlakovým spádem mezi oběma komorami v důsledku úbytku objemu součtu komor (I) a (II). Ten je zapříčiněn vsunováním přídavného objemu pístnice. Úbytek objemu komor je tedy kompenzován přepouštěním přebytečného množství kapalného tlumičového média do prostoru akumulátoru (III). V akumulátoru se nachází plyn a tlumičová kapalina, jejíž objem lze měnit díky stlačitelnosti plynu při zachování konstantní hodnoty celkového objemu akumulátoru. V ideálním případě můžeme hodnotu tohoto objemového průtoku stanovit pomocí vztahu

Průměrná objemová rychlost

$$Q_{II-III} = \dot{y}(t)S_{pi}$$

(3.2)

Celý objemový tok daný vztahem (3.2) se v tomto případě rozdělí na tři paralelní toky. A to na :

- tok přes výtlačný ventil umístěný na desce ventilů (pozice 4 na obr. 3.1)
- tok přes kalibrovaný otvor v desce ventilů (pozice 6 na obr. 3.1)
- parazitní tok mezi pístnicí a vodítkem pístnice (jde o tok z komory I do III)

Pozn.

nebo opačně

Výtlačný ventil má v tlumiči funkci pracovního ventilu. Při průtoku kapaliny přes tento ventil dochází k razantnímu seškracení kapaliny, které má za následek veliký tlakový spád.

Pro režim zasouvání pístnice v ustáleném stavu zřejmě platí $p_{II} > p_I$, $p_{II} \gg p_{III}$ a $p_I \gg p_{III}$. Vlivem značného tlakového spádu mezi komorou I a III dochází ve skutečném tlumiči, vlivem netěsnosti, k parazitnímu toku tlumičové kapaliny mezi pístnicí a vodítkem. Tento průtok se jeví jako nežádoucí. Na druhé straně je tato netěsnost z hlediska vlastní funkce skutečného tlumiče velice důležitá. Samotný tlumič během provozu pracuje ve své vertikální poloze, jak je naznačeno na obr. 3.1, případně s přípustnou úhlovou odchylkou od této polohy. Při funkci tlumiče může v některých případech dojít, vlivem tlakových změn při reverzaci pohybu pístnice, k vyloučení plynu, který je v samotném oleji absorbován. Netěsnost mezi vodítkem a pístnicí napomáhá k rychlejšímu odvzdušnění pracovní komory (I), které by bylo jinak umožněno pouze postupnou absorpcí vzduchu do oleje a jeho transportem v rozpuštěné podobě zpět do komory (III). Kromě toho tato netěsnost umožňuje vytlačení vzduchu v případě, že byly komory zavzdušněny v důsledku dlouhodobého skladování v horizontální poloze nebo v průběhu samotné výroby tlumičové jednotky.

3.4 Vysouvání pístnice z tlumiče

Při tomto pohybu pístnice dochází k průtoku tlumičí kapaliny jednak z komory (I) do (II) a dále z komory (III) do (II). Kromě těchto hlavních toků dochází vlivem netěsnosti k parazitnímu průtoku z komory (I) do (III).

Průtok z komory (I) do komory (II)

Sám o sobě je tento tok vyvolán tlakovým spádem mezi oběma komorami, vzniklým v důsledku úbytku objemu komory (I) a nárůstu objemu komory (II). Tyto objemové změny jsou vyvolány vysouváním pístnice z tlumiče. V ideálním případě, kdy zanedbáme parazitní průtok z komory (I) do (III) vlivem netěsnosti mezi pístnicí a vodítkem, lze stanovit jeho velikost prostřednictvím vztahu

$$Q_{I-II} = y(t)(S_p - S_{pi}) \quad (3.3)$$

Hodnota tohoto objemového průtoku se v tomto pracovním režimu rozdělí na tři paralelní toky. A to na:

- tok přes odlehčovací ventil umístěný na tělese pístu tlumiče (pozice 1 viz. obr. 3.1)
- tok přes kalibrovaný otvor umístěný v tělese pístu (pozice 5 viz. obr. 3.1)
- parazitní tok mezi válcem, pístem a pístním kroužkem

Pozn.

Odlehčovací ventil zastává v tlumiči funkci pracovního ventilu. Při průtoku kapaliny přes tento ventil dochází k razantnímu škrcení kapaliny, které má za následek veliký tlakový spád mezi vstupem a výstupem tohoto ventilu. Hodnota objemového toku daná vztahem (3.3) je ve skutečnosti zmenšena o hodnotu parazitního průtoku z komory (I) do (III) vlivem netěsnosti mezi pístnicí a vodítkem.

Průtok z komory (III) do komory (II)

Tento průtok je vyvolán tlakovým spádem mezi oběma komorami v důsledku nárůstu součtu objemů komor (I) a (II), který je zapříčiněn vysouváním přídavného objemu pístnice. Nárůst objemu komor je tedy kompenzován přepouštěním kapalného tlumícího média z prostoru akumulátoru (III) do komory (II). V ideálním případě určíme velikost tohoto objemového průtoku pomocí vztahu

$$Q_{III-II} = \dot{y}(t) S_{pi} \quad (3.4)$$

Hodnota tohoto toku se rozdělí na dva paralelní toky. A to na :

- tok přes sací ventil umístěný na desce ventilů (pozice 3 viz. obr. 3.1)
- tok přes kalibrovaný otvor umístěný na desce ventilů (pozice 6 viz. obr. 3.1)

Pozn.

Sací ventil plní v tlumiči spíše funkci jednosměrného ventilu, jehož úkolem není přímo škrtit průtok kapaliny, ale umožnit průtok pouze v jednom směru.

Pro režim vysouvání pístnice v ustáleném stavu zřejmě platí $pI \gg pII$, $pIII > pII$ a $pI \gg pIII$.

Předešlé vztahy pro výpočet průtoků (3.1 až 3.4) platí za předpokladu ustáleného proudění nestlačitelné kapaliny a rovnováhy tělesa tlumiče. To znamená, že v daných komorách nedochází k akumulaci kapaliny například vlivem stlačitelnosti nebo změnou objemu vlivem teplotní dilatace. Dále není uvažována samotná poddajnost jednotlivých komor, které v závislosti na tlakovém namáhání nebo opět se změnou teploty mohou měnit svůj objem.

3.5 Působení tlakových sil na pístnici tlumiče

Z předchozích kapitol je zřejmé, že průtoky tlumičové kapaliny v tlumiči jsou vyvolány pohybem pístnice vůči plášti samotného tlumiče. Samotný pohyb pístnice zprostředkovává transformaci síly působící na pístnici do podoby tlakové energie kapaliny v dané pracovní komoře. Mezi jednotlivými komorami vznikají v závislosti na směru pohybu pístnice tlakové difference, které jsou příčinou objemových průtoků oleje mezi těmito komorami tlumiče. Tyto průtoky jsou na jednotlivých pracovních prvcích (kalibrované otvory, ventily, přívodní kanály ventilu a labyrinty těsnících prvků) škrceny, čímž je mechanická energie dodaná systému tlumiče nevratně transformována do formy vnitřní energie pracovního oleje. Samotný mechanismus škrcení průtoku kapaliny byl podrobněji popsán v kapitole 2.3.1.

Výsledkem samotného modelování činnosti tlumiče je znalost jeho silové odezvy v závislosti na aktuálním provozním režimu. Proto si dále zjednodušeně vyjádříme vztah mezi vnější silou působící v uchycení tlumiče a tlakem v jednotlivých komorách. Pro vyjádření těchto sil předpokládejme, že tlaky uvnitř jednotlivých komor jsou rovnoměrně rozloženy po průřezu. Kromě hodnot sil působících na pístnici vlivem tlakové difference mezi jednotlivými komorami působí na pístnici síly setrvačné, třecí a síly vznikající v důsledku rozdílu hodnot hybností vstupující a vystupující kapaliny při průtoku přes konkrétní prvek. Hodnoty těchto sil zde uvažovat nebudeme.

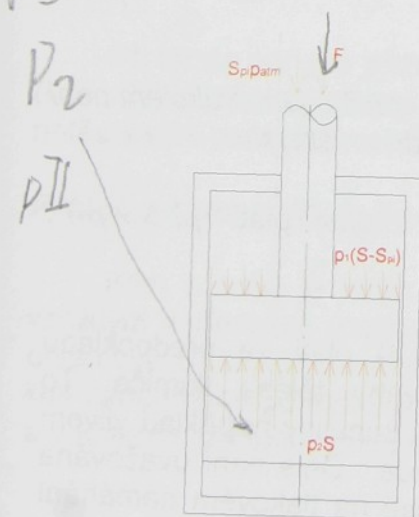
Tlakové síly působící na pístnici při zasouvání do tělesa tlumiče

Tento případ máme schématicky naznačen na obr. 3.2. Rovnováhu vnější a tlakových sil působících na pístnici lze vyjádřit rovnicí

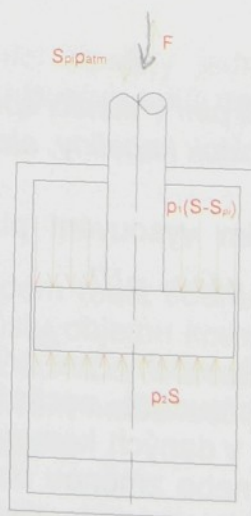
$$F = p_{II} S_p - p_I (S_p - S_{pi}) - S_{pi} p_{atm} \quad (3.5)$$

kterou si přepíšeme do následujícího tvaru

$$F = S_p (p_{II} - p_I) + S_{pi} p_I - S_{pi} p_{atm} \quad (3.6)$$



Obr. 3.2



Obr. 3.3

$$V \text{ velikost } p_1 = p_2 = p_3 = p_{atm}$$

Provedeme rozbor velikostí jednotlivých členů této rovnice. Z ní je zřejmé, že vnější síla působící na pístnici při zasouvání je tvořena třemi složkami. Poslední člen v této rovnici je síla realizovaná vlivem atmosférického tlaku působícího na plochu pístnice. Hodnota této síly napomáhá vnější síle v zasouvání pístnice do tlumiče. Její velikost je ovšem vzhledem k tlakovým poměrům uvnitř tlumiče tak malá, že ji můžeme zanedbat. Dále se v této rovnici nachází dvě složky tlakových sil, které podle znaménka působí proti vnější síle. První z těchto sil je vyvolána tlakovou diferencí mezi komorami (I) a (II) působící na plochu pístu a druhá síla je vyjádřena jako součin plochy pístnice a tlaku v komoře (I). Provedme porovnání velikosti hodnoty tlaku v komoře (I) a hodnoty tlakové difference mezi komorami (I) a (II).

Pro toto srovnání přijmeme předpoklad, že obě tlakové síly mají přibližně stejnou velikost. Za tohoto předpokladu by platilo, že hodnota tlaku p_I bude nabývat zhruba pětikrát větší velikosti než hodnota tlakové difference $p_{II} - p_I$. Toto vyplývá ze skutečnosti, že plocha pístu tlumiče je zhruba pětikrát větší než plocha pístnice. V jakém skutečném poměru jsou tyto dvě síly, je potřeba prošetřit experimentálním proměřením z průtokových charakteristik na zpětném a výtlačném ventilu. V případě, že by při průtoku přes zpětný ventil nedocházelo k žádné tlakové ztrátě, tak by síla působící na pístnici v režimu zasouvání byla v rovnováze pouze s tlakem působícím na plochu pístnice a v tomto případě by zároveň platilo, že $p_I = p_{II}$.

Tlakové síly působící na pístnici při vysouvání z tělesa tlumiče

orientace $F +$

Tento případ máme schématicky naznačen na obr. 3.3. Rovnováhu vnější a tlakových sil působících na pístnici vyjádříme rovnicí

$$F = -p_{II}S_p + p_I(S_p - S_{pi}) + S_{pi}p_{atm} \quad (3.7)$$

kterou si přepíšeme do následujícího tvaru

$$F = S_p(p_I - p_{II}) - S_{pi}p_I + S_{pi}p_{atm} \quad (3.8)$$

Stejně jako v předešlém případě provedeme rozbor velikostí jednotlivých členů, které se podílí na velikosti síly při vysouvání pístnice z tlumiče. Velikost síly, která je dána součinem plochy pístnice S_{pi} a hodnoty atmosférického tlaku p_{atm} , můžeme opět jako v předešlém případě zanedbat. Dále se v této rovnici nachází síla daná součinem plochy pístu S_p s hodnotou tlakové difference mezi komorou (I) a (II) $(p_I - p_{II})$ působící proti pohybu pístnice a síla daná součinem tlaku p_I a plochy pístnice S_{pi} , která působí ve směru pohybu pístnice. Z rozboru, který byl proveden v kapitole 3.4 jsme zjistili, že zřejmě platí $p_I \gg p_{II}$, $p_{III} > p_{II}$ a $p_I \gg p_{III}$. Na velikost tlumící síly F má v tomto případě největší vliv první člen pravé strany rovnice (3.8). Druhý člen v této rovnici má za následek pouze zmenšení hodnoty této síly.

Z hlediska vlastní funkce je vhodné, aby kapalina uvnitř systému tlumiče byla namáhána tlakem. Je třeba zabránit tahovému namáhání kapaliny, které by mělo za následek vznik kavitačních a desorbčních projevů, které by mohly vést k zavzdušnění jednotlivých komor tlumiče. V důsledku těchto nežádoucích projevů by

označení p_{II} a p_{III}

došlo ke zhoršení dynamických vlastností tlumiče a vzniku prodlev v nárůstu tlumicí síly při reverzaci pohybu pístnice. Jednou z cest, jak zabránit těmto nežádoucím projevům je vhodné sladění v nastavení jednotlivých funkčních prvků, které lze opět vyhodnocovat na základě numerických simulací.

3.6 Matematický model s tlaky soustředěnými do tří oblastí

V této kapitole bude představen systém matematických rovnic, které parametrizují systém tlumiče do jednotlivých funkčních podskupin, přičemž tlak je soustředěn do tří oblastí. Indexy $i = I, II, III$ budeme značit veličiny vztahující se po řadě k prostorům nad pístem, pod pístem a k akumulátoru.

Samotný hydraulický tlumič představuje hydraulicko-mechanický systém s neznámými hodnotami tlaků $p_I(t), p_{II}(t), p_{III}(t)$ v jednotlivých komorách tlumiče, neznámými objemy nasycených par $V_{pI}(t), V_{pII}(t)$ a neznámými zdvihy odlehčovacího, zpětného, sacího a výtlačného ventilu $x_1(t), x_2(t), x_3(t), x_4(t)$.

Z objemových změn a toků mezi jednotlivými prostory tlumiče dostáváme podle zákonů hydrauliky diferenciální rovnice 1. řádu pro jednotlivé tlaky p_I, p_{II}, p_{III} a objemy par V_{pI}, V_{pII} (celkem 5 rovnic).

Zdvihy ventilů jsou určeny pohybovými rovnicemi ventilů. Celkem tedy čtyřmi diferenciálními rovnicemi druhého řádu (obecně nelineární, podle toho, jaký model ventilu použijeme).

Vazby mezi hydraulickou a mechanickou částí tlumiče jsou dány na jedné straně tlakovými silami působícími na plochy ventilů (vystupují ve výpočtu sil pravé strany pohybových rovnic jednotlivých ventilů), na druhé straně pak velikosti zdvihů zpětně ovlivňují proudy tekoucí přes jednotlivé ventily tlumiče a tím pádem i tlakové poměry mezi jednotlivými komorami.

Soustava diferenciálních rovnic je dále doplněna implicitními rovnicemi závislosti koeficientů průtoku α na Reynoldsově podobnostním čísle.

3.6.1 Hydraulická část

*zde se uvádí 13(t)
na rozdíl od str. 26*

Základní rovnice pro oblasti nad pístem, pod pístem a v akumulátoru

a) V případě, že v oblasti nad resp. pod pístem není vyvinut sloupec nasycených par (oblast je zcela vyplněna kapalinou) a zároveň tlak není pod hranici tlaku nasycených par p_{np} , změna tlaku v komorách $i = I, II$ je dána vztahem

$$\dot{p}_i = \frac{W_i}{\frac{V_{ki}}{E_k} + \frac{V_{Vi}}{p_i}} \quad (3.9)$$

Handwritten notes: $\frac{1}{m^3} \cdot \frac{m^3}{Pa}$

b) Pokud tlak v oblasti klesne pod hranici tlaku nasycených par oleje (bez ohledu na to, zda je či není vyvinut sloupec nasycených par), nebo tlak je sice větší než tlak nasycených par, ale sloupec nasycených par je v oblasti vyvinut, tak se objemy nasycených par a objemy vzduchu mění podle zadaného poměru V_{koef}

$$p_{atm} = \frac{p_{atm}}{m^3}$$

co ho je, jeho rozdíl

$$p_i = \left(\frac{W_i}{\frac{V_{ki}}{E_k} + \frac{V_{Vi}}{p_i}} \right) (1 - V_{koef,i}), \quad V_{pi} = -W_i V_{koef,i} \text{ platí pro } i = I, II \quad (3.10)$$

W = kg m² s⁻³
 $\frac{m^3}{s} = -kg m^2 s^{-3} \cdot m^3$

V samotném akumulátoru tlumiče je vždy přítomen vzduchový sloupec a tlak zde nikdy neklesne pod úroveň tlaku nasycených par, proto platí

$$p_3 = \frac{W_3}{\frac{V_{k3}}{E_k} + \frac{V_{V3}}{p_3}} \quad (3.11)$$

$\frac{W_3}{p_3} = \frac{V_{V3}}{p_3} + \frac{V_{k3}}{p_3}$

Pracovní objemy vzduchu v jednotlivých komorách a pracovní objemy kapaliny jsou dány prostřednictvím následujících vztahů:

cor je

$$V_{Vi} = SMRT_i / p_i \text{ pro } i = I, II, III \quad (3.12)$$

tedy SMRT 2. mch pro mch 1. a 2. komoru

zde je V_{PI0} V_{PII0}

$$V_{kl} = V_{kl0} - (S_p - S_{pi})(y - z) + (V_{VI0} - V_{VI}) - V_{pl} \quad (3.13)$$

$$V_{kII} = V_{kII0} + S_p(y - z) + (V_{VII0} - V_{VII}) - V_{pII} \quad (3.14)$$

2a(y - z) = x

$$V_{kIII} = V_{kIII0} - S_{pi}(y - z) - (V_{VI0} - V_{VI}) - (V_{VII0} - V_{VII}) + V_{pI} + V_{pII} \quad (3.15)$$

Celkové změny objemů a objemové toky v prostorách tlumiče jsou dány prostřednictvím vztahů:

$\Delta O [m^3]$
 $\frac{dO}{dt} [m^3 s^{-1}]$
 $m^3 s^{-1}$

$$W_1 = -Q_{12} - Q_{13} + (S_p - S_{pi})(\dot{y} - \dot{z}) + S_{21}h(\dot{x}_2) - S_{11}h(\dot{x}_1) \quad (3.16)$$

[1] [m³ s⁻¹]
corruat index

$$W_2 = Q_{12} - Q_{23} - S_p(\dot{y} - \dot{z}) + S_{31}h(\dot{x}_3) + S_{11}h(\dot{x}_1) - S_{41}h(\dot{x}_4) - S_{21}h(\dot{x}_2) \quad (3.17)$$

$$W_3 = Q_{23} + Q_{13} + S_{41}h(\dot{x}_4) - S_{31}h(\dot{x}_3) \quad (3.18)$$

Funkce $h(\dot{x}_i)$ uvedené v předchozích vztazích představují následující

$$h(\dot{x}_i) = \dot{x}_i \text{ pro } x_i > 0 \text{ a } h(\dot{x}_i) = 0 \text{ pro } x_i \leq 0. \quad (3.19)$$

V samotném matematickém modelu jsou zanedbány objemové změny od kmitání zavřených ventilů. Je to z toho důvodu, že zavřený ventil je při kmitání navíc podepřený v místě škrťací hrany a tím pádem je i menší efektivní činná plocha, která by příslušné objemové změny komor vyvolávala.

Celkové toky Q_{12}, Q_{23}, Q_{13} mezi prostory tlumiče jsou složeny z elementárních toků jednotlivými komponentami tlumiče. Jedná se o toky ventily, kalibrovanými otvory v pístu, různými parazitními toky a případně přídavnými regulačními toky v případě řízeného tlumiče.

Tabulka kladných směrů objemových průtoků v tlumiči

Značení	Popis veličiny	Kladný směr
Odlehčovací ventil (index 1)		
QV_1	Tok štěrbinou o.v.	Z prostoru nad pístem do prostoru pod pístem
QK_1	Tok kalibrovaným otvorem o.v.	Z prostoru nad pístem do prostoru pod pístem
Zpětný ventil (index 2)		
QV_2	Tok štěrbinou z.v.	Z prostoru pod pístem do prostoru nad pístem
QK_2	Tok kalibrovaným otvorem z.v.	Z prostoru pod pístem do prostoru nad pístem
Sací ventil (index 3)		
QV_3	Tok štěrbinou s.v.	Z akumulátoru do prostoru pod pístem
QK_3	Tok kalibrovaným otvorem s.v.	Z akumulátoru do prostoru pod pístem
Výtlačný ventil (index 4)		
QV_4	Tok štěrbinou v.v.	Z prostoru pod pístem do akumulátoru
QK_4	Tok kalibrovaným otvorem v.v.	Z prostoru pod pístem do akumulátoru
Parazitní toky v tlumiči		
Q_0	Tok štěrbinou pístu	Z prostoru nad pístem pod píst
QP_{12}	Tok netěsností pístu	Z prostoru nad pístem pod píst
QP_{13}	Tok netěsností pístnice	Z prostoru nad pístem do akumulátoru
Regulační toky (pro tlumič s regulací)		
QRG_{12}	Celkový regulační tok 1 → 2	Z prostoru nad pístem pod píst
QRG_{13}	Celkový regulační tok 1 → 3	Z prostoru nad pístem do akumulátoru
QRG_{23}	Celkový regulační tok 2 → 3	Z prostoru pod pístem do akumulátoru

V souladu s kladnými směry toků, definovaných předchozí tabulkou, jsou celkové toky Q_{12}, Q_{23}, Q_{13} mezi příslušnými prostory tlumiče dány následujícími vztahy:

$$Q_{12} = QV_1 + QK_1 - QV_2 - QK_2 + Q_0 + QP_{12} + QRG_{12} \quad (3.20)$$

$$Q_{23} = -QV_3 - QK_3 + QV_4 + QK_4 + Q_0 + QRG_{23} \quad (3.21)$$

$$Q_{13} = QP_{13} + QRG_{13} \quad (3.22)$$

Jednotlivé objemové toky uvedené v předchozích rovnicích (3.30) až (3.22) jsou vyjádřeny prostřednictvím dále uvedených vztahů:

Objemové toky ventily QV_i

1. Tok odlehčovacím ventilem (pro normální tlakový spád $p_1 \rightarrow p_2$)

$$x_1 < 0 \quad : \quad QV_1 = 0 \quad (3.23)$$

$$0 \leq x_1 \leq x_{1m} \quad : \quad QV_1 = \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{2 / \rho \alpha_{v1}(p_1, p_2, x_1) S_{pru}(x_1)} \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (3.24)$$

$$x_{1m} \leq x_1 \quad : \quad QV_1 = \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{2 / \rho \alpha_{v1}(p_1, p_2, x_1) S_{pru}(x_{1m})} \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (3.25)$$

2. Tok zpětným ventilem (pro normální tlakový spád $p_2 \rightarrow p_1$)

$$x_2 < 0 \quad : \quad QV_2 = 0 \quad (3.26)$$

$$0 \leq x_2 \leq x_{2m} \quad : \quad QV_2 = \text{sign}(p_2 - p_1) \sqrt{2 / \rho \alpha_{v2}(p_2, p_1, x_2) S_{pru}(x_2)} \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (3.27)$$

$$x_{2m} \leq x_2 \quad : \quad QV_2 = \text{sign}(p_2 - p_1) \sqrt{2 / \rho \alpha_{v2}(p_2, p_1, x_2) S_{pru}(x_{2m})} \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (3.28)$$

3. Tok sacím ventilem (pro normální tlakový spád $p_3 \rightarrow p_2$)

$$x_3 < 0 \quad : \quad QV_3 = 0 \quad (3.29)$$

$$0 \leq x_3 \leq x_{3m} \quad : \quad QV_3 = \text{sign}(p_3 - p_2) \sqrt{2 / \rho \alpha_{v3}(p_3, p_2, x_3) S_{pru}(x_3)} \sqrt{|p_3 - p_2|} \quad (3.30)$$

$$x_{3m} \leq x_3 \quad : \quad QV_3 = \text{sign}(p_3 - p_2) \sqrt{2 / \rho \alpha_{v3}(p_3, p_2, x_3) S_{pru}(x_{3m})} \sqrt{|p_3 - p_2|} \quad (3.31)$$

4. Tok výtlačným ventilem (pro normální tlakový spád $p_2 \rightarrow p_3$)

$$x_4 < 0 \quad : \quad QV_4 = 0 \quad (3.32)$$

$$0 \leq x_4 \leq x_{4m} \quad : \quad QV_4 = \text{sign}(p_2 - p_3) \sqrt{2 / \rho \alpha_{v4}(p_2, p_3, x_4) S_{pru}(x_4)} \sqrt{|p_3 - p_2|} \quad (3.33)$$

$$x_{4m} \leq x_4 \quad : \quad QV_4 = \text{sign}(p_2 - p_3) \sqrt{2 / \rho \alpha_{v4}(p_2, p_3, x_4) S_{pru}(x_{4m})} \sqrt{|p_3 - p_2|} \quad (3.34)$$

Pozn.

Při výpočtech součinitelů průtoku α se zjednodušeně předpokládá závislost jen na absolutní hodnotě tlakového spádu, tj. pro normální i obrácený tlakový spád bude stejná hodnota α .

Objemové toky kalibrovanými otvory ventilů QK_i

Toky stálého průtoku QK_i kalibrovanými otvory ventilů tečou nezávisle na tom, zda je ventil zavřen či otevřen. Pokud na příslušném ventilu nejsou žádné kalibrované otvory, klademe $QK_i = 0$. Pokud ve ventilu jsou kalibrované otvory (tj. příslušná průtočná plocha $S_{pruk,i} > 0$), platí:

$$QK_1 = \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{2 / \rho \alpha(p_1, p_2)} S_{pruk,1} \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (3.35)$$

$$QK_1 = \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{2 / \rho \alpha(p_1, p_2)} S_{pruk,1} \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (3.36)$$

$$QK_1 = \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{2 / \rho \alpha(p_1, p_2)} S_{pruk,1} \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (3.37)$$

$$QK_1 = \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{2 / \rho \alpha(p_1, p_2)} S_{pruk,1} \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (3.38)$$

Parazitní objemové průtoky

Tok zámkem těsnícího kroužku pístu je vyjádřen prostřednictvím rovnice

$$Q_0 = \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{2 / \rho \alpha(p_1, p_2)} S_{pru0} \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (3.39)$$

Ostatní parazitní toky jsou jednoduše vyjádřeny jako lineární závislosti tlakového spádu vztahy:

$$QP_{12} = \text{kons}(p_1 - p_2) \text{ -parazitní tok netěsností kroužku pístu} \quad (3.40)$$

$$QP_{13} = \text{kons.}(p_1 - p_3) \text{ -parazitní tok ucpávkou pístnice} \quad (3.41)$$

V případě parazitního toku QP_{13} předpokládáme, že dochází k průtoku pouze z komory nad pístem do akumulátoru. V opačné případě klademe $QP_{13} = 0$.

opavíme křivku

Regulační objemové toky

Hodnoty těchto toků jsou závislé na zvolených prostředcích regulačních prvků použitých v tlumiči. Ve standardním neregulovaném modelu tlumiče klademe $ORG_{12} = ORG_{13} = ORG_{23} = 0$.

Stanovení součinitele průtoku

Budeme předpokládat, že koeficienty součinitele průtoku jsou závislé na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, tedy $\alpha = f(Re)$.

3.6.2 Mechanická část: Pohybové rovnice ventilů

Vlastní pohybové rovnice jednotlivých ventilů mají odlišný tvar pro případ, kdy je ventil otevřen (ventil je v činnosti), tj. pokud $x_i > 0$ a pro případ kdy je ventil uzavřen (ventil je vtlačen do sedla), tj. pokud $x_i \leq 0$. Na uzavřený ventil nepůsobí hydrodynamická síla a je zanedbáno viskózní tlumení od pohybu (kmitání) ventilu v sedle. Samotný zdvih ventilu je omezen hodnotou maximálního zdvihu $x_{m,i}$, tzv. mezní zdvih ventilu. Za touto hranicí je řešení zdvihu ventilu řešeno pomocí pokutové funkce, tj. přidáním další pružiny s tuhostí $10^6 C_p$. Pohybové rovnice jsou rovněž odlišné pro dvojice ventilů v pístu (odlehčovací a zpětný ventil) a ve dně pracovního válce (sací a výtlačný ventil). Kladné směry zdvihů x_i a rychlostí $\dot{x}_i$ jsou pro jednotlivé ventily dány směry otevírání příslušných ventilů. Kladný směr kinematického buzení $y(t)$ a $z(t)$ je dán směrem vytahování pístnice z tlumiče. Ostatní působící síly, včetně složky gravitačního zrychlení, se vztahují k lokálním souřadným soustavám jednotlivých ventilů definovaných kladným směrem zdvihu.

1. Pohybová rovnice odlehčovacího ventilu (vstupní tlak p_1 , výstupní tlak p_2)

Odlehčovací ventil umístěný na pístu tlumiče, se otevírá do komory pod pístem proti směru buzení pístnice.

a) Pro uzavřený ventil $x_1 \leq 0$,

$$m_1(\ddot{x}_1 - y) + \{B_{p1}\dot{x}_1 + C_{1p1}(x_1 + x_{prp1}) + B_{s1}\dot{x}_1 + C_{s1}x_1 - B_{ms1}\text{sign}(\dot{x}_1)x_1\} = (S_{inp1}p_1 - S_{out1}p_2) + m_1g \quad (3.42)$$

b) Pro otevřený ventil $x_1 > 0$, (plus pokutová funkce v případě, že $x_1 > x_{m1}$)

$$m_1(\ddot{x}_1 - y) + \{B_{p1}\dot{x}_1 + C_{1p1}(x_1 + x_{prp1}) + C_{2p1}(x_1 + x_{prp1})^2 + C_{3p1}(x_1 + x_{prp1})^3 + B_{vis}\dot{x}_1 + B_{a1}\dot{x}_1 + C_{a1}x_1 - B_{mv1}\text{sign}(\dot{x}_1)x_1\} = (S_{inp1}p_1 - S_{out1}p_2) - F_{HS1} + m_1g \quad (3.43)$$

2. Pohybová rovnice zpětného ventilu (vstupní tlak p_2 , výstupní tlak p_1)

Zpětný ventil je umístěn na pístu a otevírá se směrem do komory nad pístem, tj. ve směru buzení pístnice.

a) Pro uzavřený ventil $x_2 \leq 0$,

$$m_2(\dot{x}_1 + y) + \{B_{p2}\dot{x}_2 + C_{p2}(x_2 + x_{prp2}) + B_{s2}\dot{x}_2 + C_{s2}x_2 - B_{ms2}\text{sign}(\dot{x}_2)x_2\} = \\ = (S_{inp2}p_2 - S_{out2}p_1) - m_2g \quad (3.44)$$

b) Pro otevřený ventil $x_2 > 0$, (plus pokutová funkce v případě, že $x_2 > x_{m2}$)

$$m_2(\dot{x}_2 + y) + \{B_{p2}\dot{x}_2 + C_{p2}(x_2 + x_{prp2}) + C_{2p2}(x_2 + x_{prp2})^2 + C_{3p2}(x_2 + x_{prp2})^3 + \\ + B_{vis}\dot{x}_2 + B_{A2}\dot{x}_2 + C_{A2}x_2 - B_{mv2}\text{sign}(\dot{x}_2)x_2\} = (S_{inp2}p_2 - S_{out2}p_1) - F_{HS2} - m_2g \quad (3.45)$$

3. Pohybová rovnice sacího ventilu (vstupní tlak p_3 , výstupní tlak p_2)

Sací ventil je umístěn ve dně pracovního válce a otevírá se směrem do komory pod pístem ve směru buzení pláště tlumiče.

a) Pro uzavřený ventil $x_3 \leq 0$,

$$m_3(\dot{x}_3 + z) + \{B_{p3}\dot{x}_3 + C_{p3}(x_3 + x_{prp3}) + B_{s3}\dot{x}_3 + C_{s3}x_3 - B_{ms3}\text{sign}(\dot{x}_3)x_3\} = \\ = (S_{inp3}p_3 - S_{out3}p_2) - m_3g \quad (3.46)$$

b) Pro otevřený ventil $x_3 > 0$, (plus pokutová funkce v případě, že $x_3 > x_{m3}$)

$$m_3(\dot{x}_3 + z) + \{B_{p3}\dot{x}_3 + C_{p3}(x_3 + x_{prp3}) + C_{2p3}(x_3 + x_{prp3})^2 + C_{3p3}(x_3 + x_{prp3})^3 + \\ + B_{vis}\dot{x}_3 + B_{A3}\dot{x}_3 + C_{A3}x_3 - B_{mv3}\text{sign}(\dot{x}_3)x_3\} = (S_{inp3}p_3 - S_{out3}p_2) - F_{HS3} - m_3g \quad (3.47)$$

pro uzavřený ventil je $x_1 = 0$ pro $x_i < 0$ +

4. Pohybová rovnice výtláčného ventilu (vstupní tlak p_2 , výstupní tlak p_3)

Výtlačný ventil je umístěn ve dně pracovního válce a otevírá se směrem do komory akumulátoru proti směru buzení pláště tlumiče.

a) Pro uzavřený ventil $x_4 \leq 0$,

$$m_4(\ddot{x}_4 - z) + \{B_{p4}\dot{x}_4 + C_{p4}(x_4 + x_{prp4}) + B_{s4}\dot{x}_4 + C_{s4}x_4 - B_{ms4}\text{sign}(\dot{x}_4)x_4\} = (S_{inp4}p_2 - S_{out4}p_3) + m_4g \quad (3.48)$$

b) Pro otevřený ventil $x_4 > 0$, (plus pokutová funkce v případě, že $x_4 > x_{m4}$)

$$m_4(\ddot{x}_4 - z) + \{B_{p4}\dot{x}_4 + C_{p4}(x_4 + x_{prp4}) + C_{2p4}(x_4 + x_{prp4})^2 + C_{3p4}(x_4 + x_{prp4})^3 + B_{VIS}\dot{x}_4 + B_{A4}\dot{x}_4 + C_{A4}x_4 - B_{mv4}\text{sign}(\dot{x}_4)x_4\} = (S_{inp4}p_2 - S_{out4}p_3) - F_{HS4} + m_4g \quad (3.49)$$

Hydrodynamická síla

Hydrodynamickou sílu působící na ventil zavádíme pouze v případě otevřeného ventilu s kladným tlakovým spádem. V ojedinělých případech obráceného tlakového spádu, který může nastat v případě kmitání ventilu, definujeme $F_{HS} = 0$.

1 Odlehčovací ventil, tlakový spád $p_1 \rightarrow p_2$ a v případě, že $0 < x_1$ a zároveň $p_1 > p_2$ +

$$F_{HS1} = \rho \left\{ QV_1 \left[QV_1 \left(\frac{\cos(\varphi_1)}{S_{pru1}(x_1)} - \frac{1}{SS_1} \right) - 2\dot{x}_1 \right] + HL_1 \left[\frac{\partial QV_1}{\partial x_1} \dot{x}_1 + \frac{\partial QV_1}{\partial p_1} p_1 + \frac{\partial QV_1}{\partial p_2} p_2 \right] \right\} \quad (3.50)$$

$$\frac{k_g}{m^3} \frac{m^5}{s} m^3 \left[\frac{m^6}{s} \left(\frac{1}{m^4} \right) - \frac{m}{s} \right]$$

rozměrově nesedí
hrode je odvozeno

2 Zpětný ventil, tlakový spád $p_2 \rightarrow p_1$ a v případě, že $0 < x_2$ a zároveň $p_2 > p_1$

$$F_{HS2} = \rho \left\{ QV_2 \left[QV_2 \left(\frac{\cos(\varphi_2)}{S_{pru2}(x_2)} - \frac{1}{SS_2} \right) - 2\dot{x}_2 \right] + HL_2 \left[\frac{\partial QV_2}{\partial x_2} \dot{x}_2 + \frac{\partial QV_2}{\partial p_1} p_1 + \frac{\partial QV_2}{\partial p_2} p_2 \right] \right\} \quad (3.51)$$

3 Sací ventil, tlakový spád $p_3 \rightarrow p_2$ a v případě, že $0 < x_3$ a zároveň $p_3 > p_2$

$$F_{HS3} = \rho \left\{ QV_3 \left[QV_3 \left(\frac{\cos(\varphi_3)}{S_{pru3}(x_3)} - \frac{1}{SS_3} \right) - 2\dot{x}_3 \right] + HL_3 \left[\frac{\partial QV_3}{\partial x_3} \dot{x}_3 + \frac{\partial QV_3}{\partial p_3} p_3 + \frac{\partial QV_3}{\partial p_2} p_2 \right] \right\} \quad (3.52)$$

4 Výtlačný ventil, tlakový spád $p_2 \rightarrow p_3$ a v případě, že $0 < x_4$ a zároveň $p_2 > p_3$

$$F_{HS4} = \rho \left\{ QV_4 \left[QV_4 \left(\frac{\cos(\varphi_4)}{S_{pru4}(x_4)} - \frac{1}{SS_4} \right) - 2\dot{x}_4 \right] + HL_4 \left[\frac{\partial QV_4}{\partial x_4} \dot{x}_4 + \frac{\partial QV_4}{\partial p_2} p_2 + \frac{\partial QV_4}{\partial p_3} p_3 \right] \right\} \quad (3.53)$$

3.6.3 Výpočet součinitelů průtoku α

Ve stávajícím programu pro simulaci silových účinků hydraulického tlumiče se koeficienty průtoku pro ventily počítají na základě vztahu

$$\alpha = F(Re) = \alpha_{00} + \alpha_0 (1 - \exp(-\alpha_1 Re)), \quad (3.54)$$

který je funkcí Reynoldsova podobnostního čísla, přičemž jeho hodnota je dána následujícím způsobem

$$Re = \frac{D_h(x) Q(x, p_1, p_2)}{S(x) \nu} \quad (3.55)$$

Handwritten notes: $D_h(x)$ is diameter, Q is flow rate, $S(x)$ is area, ν is kinematic viscosity. Units: $\frac{m \cdot m^3/s}{m^2 \cdot m^2/s} = \frac{m^4/s}{m^2 \cdot m^2/s} = \frac{m^4/s}{m^4/s} = 1$

Cílem samotného experimentálního výzkumu součinitelů průtoku je ověřit vhodnost této funkční závislosti a dále stanovit neznámé hodnoty koeficientů $\alpha_{00}, \alpha_0, \alpha_1$, které by charakterizovaly skutečné průběhy. V případě, že takto navrhnuté průběhy nebudou vyhovovat, bude nutné nalézt jiný funkční předpis případně metodu k získání těchto součinitelů. Bez znalosti těchto závislostí, které lze vyšetřit pouze na základě provedených experimentů, nelze očekávat shodu mezi chováním matematického modelu a skutečným tlumičovým prvkem.

$$\gamma = \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

4.0 Popis zkušebního zařízení

4.1 Úvod

V této kapitole se seznámíme s konstrukčním uspořádáním a hlavními částmi zkušebního zařízení, prostřednictvím kterého byly vyšetřovány průtočné charakteristiky vybraných pracovních prvků tlumiče. Dále zde bude popsáno i schéma a zapojení měřicího řetězce, který byl použit ke snímání hodnot tlaků a teplot proudícího oleje ve vybraných pozicích. Na konci této kapitoly bude provedeno odvození hodnot převodních konstant měřících řetězců. Jejich znalost je nutná ke stanovení skutečné hodnoty měřené fyzikální veličiny na základě snímaných hodnot elektrických napětí, které vystupují z jednotlivých řetězců.

4.2 Schéma experimentální tratě

Na obr. 4.1 je uvedeno schéma experimentální tratě použité k vyšetření průtokových charakteristik škrtících elementů hydraulického tlumiče. Jeho hlavní části jsou:

- zdroj tlakové kapaliny
- pracovní válec
- generátor střídavého toku kapaliny
- zkušební komora

Jako zdroje tlakové kapaliny je použito centrálního hydraulického rozvodu instalovaného v objektu laboratoře. Tlaková kapalina tohoto rozvodu není přímo využita k průtokovým zkouškám na daných elementech tlumiče, ale slouží k pohonu řízeného hydromotoru (pracovní válec). Ten je prostřednictvím kloubové spojky, jejíž úkolem je eliminovat nesusost, spojen s generátorem střídavého toku kapaliny. Generátor je již přímo prostřednictvím potrubí připojen ke zkušební komoře.

Hlavní důvod zařazení generátoru střídavého toku kapaliny spočívá v oddělení odlišného tlumičového oleje od oleje užitého v centrálním hydraulickém obvodu. Další výhoda tohoto uspořádání spočívá v poměrně přesném stanovení velikosti objemového průtoku zkušební komorou ze známé rychlosti pohybu pístnice generátoru. V ustáleném stavu můžeme průtok zkušební komorou vyjádřit prostřednictvím následujícího vztahu

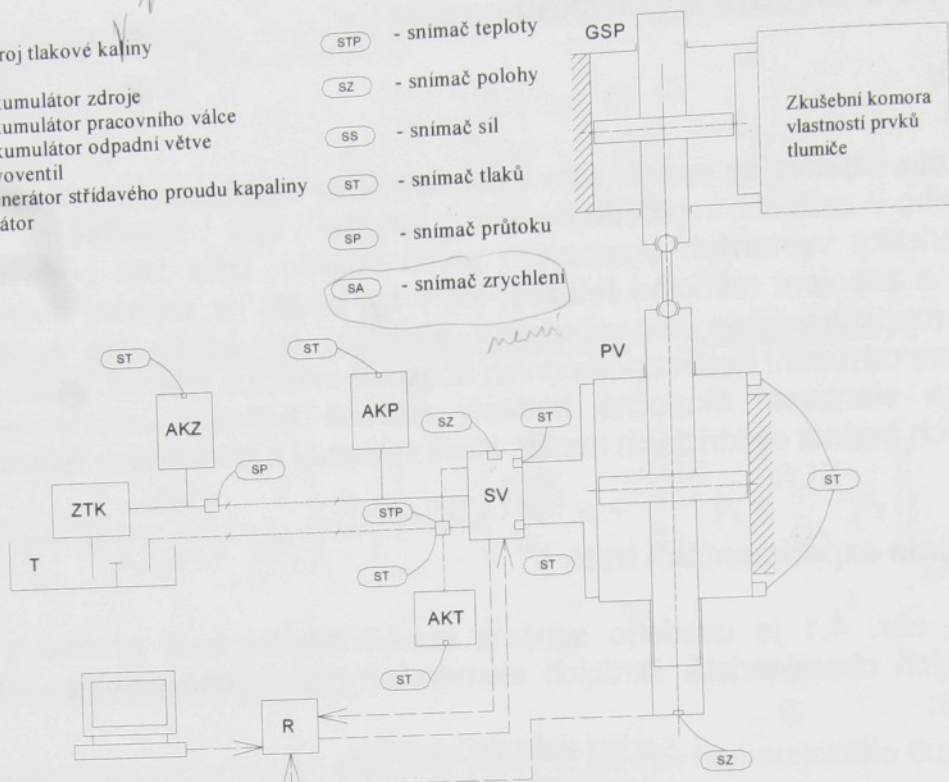
$$Q_v = (S_g - S_{pg})v_{bv} \quad (4.1)$$

Na obr. 4.2 je schéma zkušební komory, v níž jsou prováděny samotné experimenty. Jejím základním prvkem je ocelový válec, který je schopen odolávat vysokým vnitřním přetlakům (řádově MPa). Tato komora je koncipována tak, aby umožnila umístění buď pístu se zpětným a odlehčovacím ventilem na zkrácené pístnici nebo dno pracovního válce se sacím a výtlačným ventilem, aby bylo dosaženo co největší věrnosti s proudovými a tlakovými poměry v reálném tlumiči. Konfiguraci planžet kteréhokoliv ventilu je možné měnit, stejně jako velikost příslušného kalibrovaného otvoru.

+

ZTK – zdroj tlakové kapaliny
 T – nádrž
 AKZ – akumulátor zdroje
 AKP – akumulátor pracovního válce
 AKT – akumulátor odpadní větve
 SV – servoventil
 GSP – generátor střídavého proudu kapaliny
 R – regulátor

STP – snimač teploty
 SZ – snimač polohy
 SS – snimač sil
 ST – snimač tlaků
 SP – snimač průtoku
 SA – snimač zrychlení



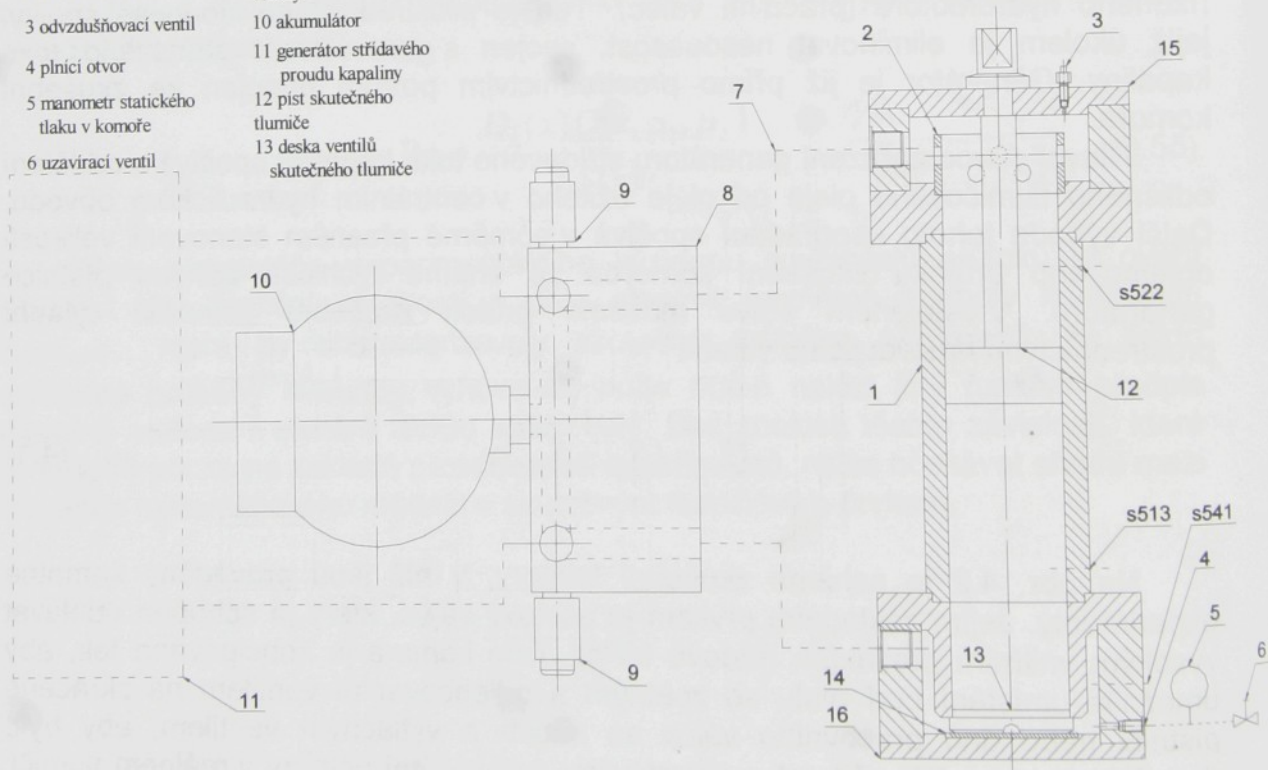
Obr. 4.1

- 1 zkušební komora
- 2 turbulizační sito
- 3 odvzdušňovací ventil
- 4 plnicí otvor
- 5 manometr statického tlaku v komoře
- 6 uzavírací ventil

- 8 rozváděcí mezičlen
- 9 elektromagnetické ventily
- 10 akumulátor
- 11 generátor střídavého proudu kapaliny
- 12 píst skutečného tlumiče
- 13 deska ventilů skutečného tlumiče

- 15 horní příruba
- 16 spodní příruba

s522 snimač tlaku nad pístem
 s513 snimač tlaku pod pístem
 s541 snimač tlaku pod deskou ventilů



Obr. 4.2

Mezi zkušební komorou a generátorem střídavého toku kapaliny je dále instalován rozváděcí mezičlen (poz. 8 viz. obr.4.2). Jeho úkolem je během zkoušky propojit výtokovou větev ze zkušební komory s prostorem akumulátoru. Toto je nutné zajistit z následujících důvodů:

- Během vlastního experimentu dochází k ohřevu kapaliny, což je zapříčiněno disipací energie kapaliny při průtoku přes prošetřované hydraulické odpory. Nárůst teploty oleje vede ke zvětšení jeho objemu. Otevřením do prostoru akumulátoru zajistíme odvedení narostlého objemu kapaliny, čímž zabráníme změně celkových tlakových poměrů ve vlastní zkušební komoře.
- Během zkoušek dochází při průtoku přes hydraulický odpor na jedné straně zkušební komory k nárůstu tlaku a na druhé k poklesu tlaku od původní hodnoty tlaku v uzavřeném systému. Nárůst tlaku na vstupní straně hydraulického odporu je vyšší než pokles tlaku na výstupní straně hydraulického odporu. Tato skutečnost má za následek větší stlačení kapaliny na vstupní straně, které se na výstupní straně projeví tím, že je zde menší objem kapaliny, než skutečný objem výstupního prostoru. V konečném důsledku toto vede k nechtěnému tahovému namáhání tlumičového oleje, které se může projevit nežádoucím vyloučením absorbovaných plynných složek, což by vedlo k zavzdušnění zkušební komory. Samotná přítomnost vzduchu ve zkušební komoře má za následek zkreslení výsledku vypočtené hodnoty objemového průtoku získaného na základě vztahu (4.1).

Otvírání odpadní větve ze zkušební komory do prostoru akumulátoru je zajištěno prostřednictvím elektromagnetických ventilů a je řízeno v závislosti na smyslu pohybu pístu pracovního válce.

Samotné zařízení, které zde bylo představeno, je prakticky univerzální a lze ho obecně použít k vyšetřování průtočných charakteristik libovolných hydraulických prvků používaných v průmyslu. To je umožněno díky snadné záměně vlastní zkušební komory za jakýkoliv hydraulický prvek, případně zkušební komoru umožňující instalaci jiného hydraulického prvku. Fotografie skutečného zařízení jsou uvedeny v příloze na str. I.

4.3 Schéma zapojení a popis měřícího řetězce

4.3.1 Úvod

V této kapitole bude uvedeno blokové schéma zapojení snímačů tlaku a teploty, které byly použity ke snímání stavů proudícího oleje během vlastního experimentu. Vlastní provedení instalace a výpočet převodních konstant jednotlivých snímačů bude ukázkově provedeno pro odlehčovací ventil tlumiče.

Na obr. 4.3 je uvedeno schéma zapojení snímačů tlaků, prostřednictvím kterého byla realizována první měření. Toto zapojení umožňuje měřit tlakové difference mezi jednotlivými částmi zkušební komory, ve kterých jsou příslušné tlakové snímače instalovány. To je v tomto případě zprostředkováno tím, že jednotlivá napětí vystupující z daných snímačů jsou vzájemně odečtena v diferenční jednotce. Z ní již vystupují napětí, které nesou informaci o hodnotách tlakových diferencí mezi jednotlivými pozicemi. Aby bylo možné na základě znalosti

snímaných napětí, vystupujících z diferenční jednotky, určit hodnotu skutečné tlakové difference, je nutné, aby jednotlivé tlakové snímače měly shodnou hodnotu převodní konstanty (musí být spárovány). Příklad snímačů, jejichž konstanty se navzájem liší nepárně, lze řešit výpočtem středních hodnot převodních konstant. Tím je ovšem do výpočtu vnesena chyba, znehodnocující získané výsledky. Samotná velikost této chyby je závislá na aktuální hodnotě měřené tlakové difference. Podrobněji je toto zapojení včetně výpočtu jednotlivých převodních konstant a odhadu chyby probráno v [19]. Při vlastním experimentu bylo snahou měřit odděleně hodnotu tlakové difference na příslušném ventilu a dále na jeho přívodních kanálech.

Toho lze prakticky dosáhnout dvěma způsoby. Jednou z možností je použít další snímač tlaku, který by byl instalován do oblasti výstupu přívodních kanálů před samotný ventil. Další možností je nejprve proměřit statickou charakteristiku přívodních kanálů bez instalovaného ventilu, přičemž by byla následně změřena charakteristika kanálů včetně sestaveného ventilu. Rozdílem celkové charakteristiky a charakteristiky přívodních kanálů, by byla získána charakteristika samotného ventilu. Výhodou první varianty je, že je zmenšena pracnost samotného měření, protože jsou během jedné zkoušky přímo získány hodnoty o rozložení tlakového spádu na jednotlivých prvcích. Na druhé straně je nutné poznamenat, že instalace snímače tlaku do oblasti výtoku kanálů před samotný ventil představuje poměrně náročný úkol z hlediska technického provedení. Lze to opět provést dvěma způsoby: Buď by muselo být použito miniaturního snímače, který by byl instalován přímo do této oblasti nebo by musel být samotný snímač umístěn mimo, přičemž jeho spojení s tímto prostorem by bylo provedeno přívodním kanálem. Obě varianty opět přináší nové problémy. Například v případě aplikace externího snímače je nutné zajistit odvodu vzduchu přívodního kanálu a dále najít způsob, jak případnému zavzdušnění během vlastní zkoušky zabránit, protože v opačném případě by mohlo dojít ke zhoršení dynamiky měření a tím pádem i ke znehodnocení měřených dat. V případě aplikace miniaturního snímače tlaku tento problém odpadá, ale ani tak se nevyhneme problémům, protože musí být vyřešen způsob instalace a připevnění snímače do poměrně malého prostoru. Musí být rovněž vyřešen způsob vyvedení přívodních kabelů tohoto snímače mimo prostor zkušební komory, ve které tlak během zkoušky dosahuje hodnot řádově jednotek MPa. Nespornou výhodou aplikace snímače mimo prostor vlastní komory představuje skutečnost, že může být použito snímače standardní velikosti, což samo o sobě nese i nižší nároky na finanční prostředky spojené s vlastním experimentem, než v případě použití miniaturního snímače tlaku. Vzhledem k tomu, že byl miniaturní snímač již k dispozici, bylo pro měření charakteristik odlehčovacího ventilu rozhodnuto o jeho aplikaci. Ukázka instalace tohoto snímače je uvedena v příloze na str. IV. Tento snímač byl rovněž použit i v případě měření statické charakteristiky zpětného ventilu. Ukázka této instalace je rovněž uvedena v příloze na str. VI.

Zapojení v kombinaci s miniaturním snímačem ovšem neumožňuje aplikaci diferenční jednotky, protože jeho převodní konstanta se od zbylých dvou snímačů tlaku standardní velikosti výrazně liší. Proto bylo nutné použít měřicího řetězce, který nám dává informace o skutečných tlakových poměrech na dané pozici a příslušné tlakové difference jsou stanoveny na základě výpočtu. O zapojení tohoto měřicího řetězce a výpočtu jeho převodních konstant bude pojednáno dále.

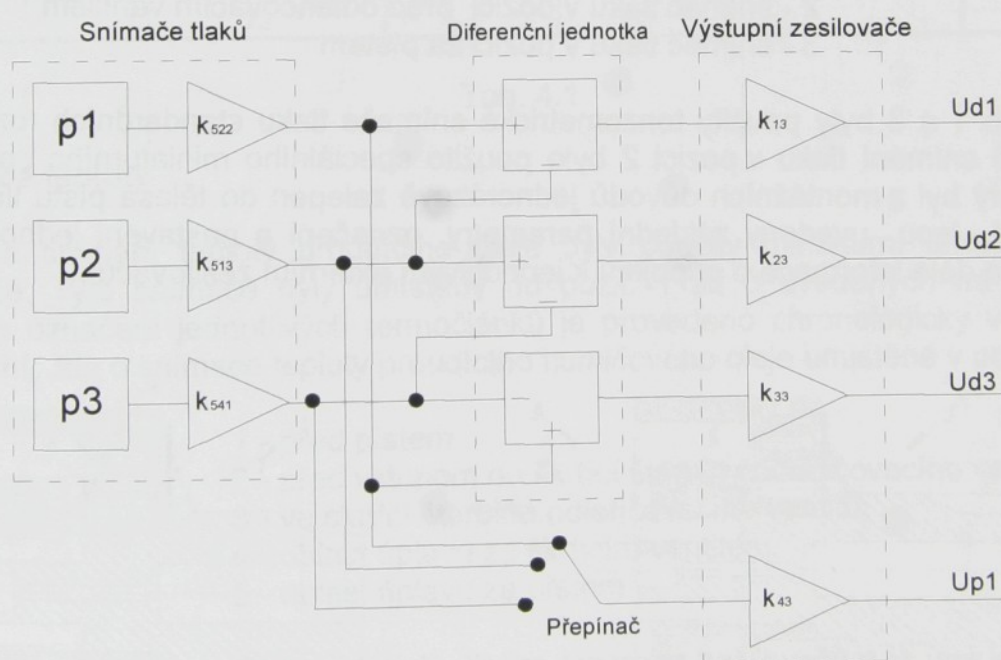
4.3.2 Zapojení snímačů tlaku a teploty

Na obr. 4.4 je uvedeno základní schéma měřicího řetězce prostřednictvím, kterého byly snímány hodnoty tlaku a teploty proudícího oleje ve vybraných místech tlumičové sestavy při vyšetřování průtokových charakteristik odlehčovacího ventilu. Vlastní měřicí řetězec se skládá z daných snímačů (tlaku nebo teploty), jejichž výstupní napětí jsou zesílena prostřednictvím externích zesilovačů. Nastavení zesílení a napájení jednotlivých zesilovačů je uvedeno v tab. 4.2. Napětí z jednotlivých zesilovačů jsou dále přivedena na měřicí kartu. Zde jsou periodicky a synchronizovaně převedena do digitální podoby. Vzorkovací frekvence převodu je zadána v závislosti na zadané hodnotě rychlosti pístu pracovního válce. Takto získané hodnoty napětí jsou dále v počítači převedeny na konkrétní hodnoty dané fyzikální veličiny prostřednictvím převodních konstant, jejichž odvození bude uvedeno dále.

4.3.3 Umístění a označení jednotlivých snímačů použitých v experimentu

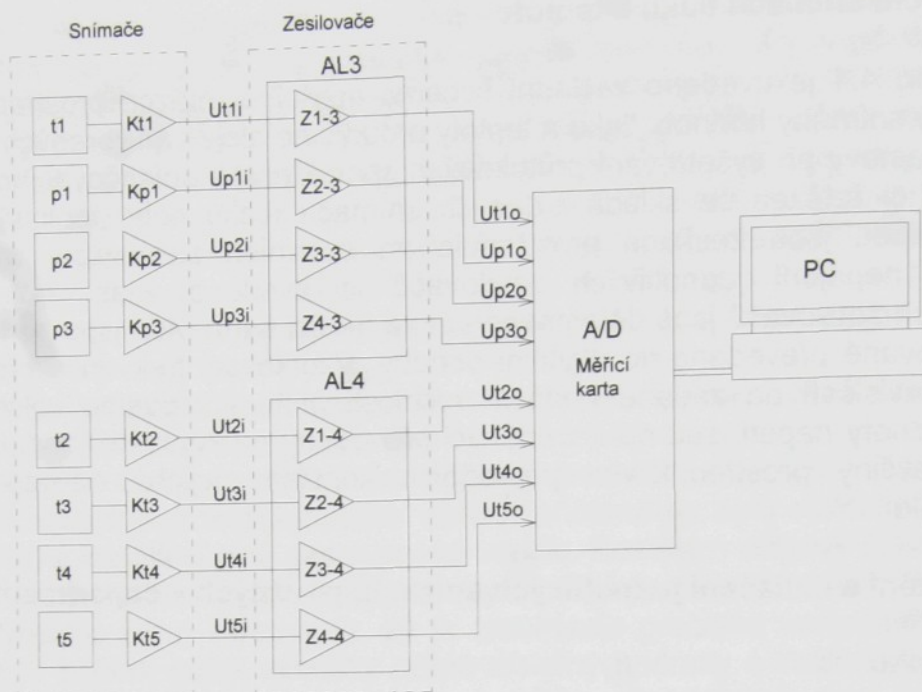
Snímače tlaku

K měření průtokové charakteristiky odlehčovacího ventilu bylo použito tří snímačů tlaku, jejichž umístění je naznačeno na obr. 4.5. Očíslování pozic jednotlivých snímačů je provedeno chronologicky ve smyslu proudění tlumičového oleje a jde o:



Zapojení snímačů tlaku, které k získání tlakových rozdílů využívá diferenční jednotku

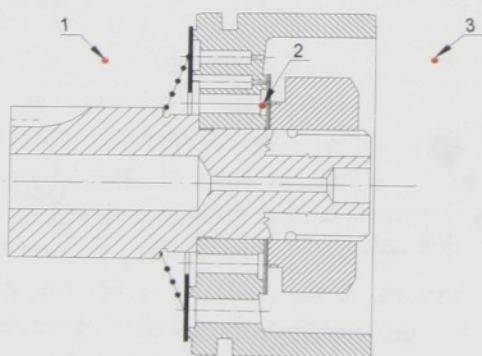
Obr. 4.3



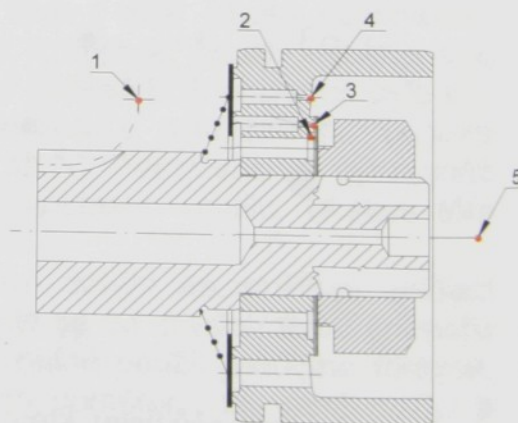
Zapojení snímačů tlaku a teploty, které slouží k získání skutečných hodnot tlaku a teploty
Obr. 4.4

- 1 - snímač tlaku v pozici před pístem
- 2 - snímač tlaku v pozici před odlehčovacím ventilem
- 3 - snímač tlaku v pozici za pístem

V pozicích 1 a 3 byly použity tenzometrické snímače tlaku standardních rozměrů. V případě snímání tlaku v pozici 2 bylo použito speciálního miniaturního snímače tlaku, který byl z montážních důvodů jednorázově zalepen do tělesa pístu tlumiče. V tab. 4.1 jsou uvedeny základní parametry, označení a nastavení jednotlivých snímačů a dále informace o připojení k jednotlivým externím zesilovačům.



Obr.4.5
Oblasti umístění snímačů tlaku při průtoku přes odlehčovací ventil



Obr. 4.6
Oblasti umístění snímačů teploty při průtoku přes odlehčovací ventil

Tabulka označení jednotlivých snímačů použitých k měření průtočné charakteristiky na odlehčovacím ventilu

Snímaná veličina	Označení snímače	Napájecí napětí [V]	Rozsah měření	Citlivost	Připojený zesilovač
Tlak v poz. 1	522	10	0-10 MPa	-	AL 2-3
Tlak v poz. 2 Odlehčovací ventil	XCQ-093-140BARA	10	0-14 MPa	6.42 mV/MPa	AL3-3
Tlak v poz. 2, Zpětný ventil	XCQ-093-140BARA	10	0-14 MPa	6.41mV/MPa	AL3-3
Tlak v poz. 3	513	10	0-10 MPa	-	AL4-3
Teplota v poz. 1	OMEGA 5SC-TT-K-36-72	-	-	-	AL 1-3
Teplota v poz. 2	OMEGA 5SC-TT-K-36-72	-	-	-	AL1-4
Teplota v poz. 3	OMEGA 5SC-TT-K-36-72	-	-	-	AL 2-4
Teplota v poz. 4	OMEGA 5SC-TT-K-36-72	-	-	-	AL 3-4
Teplota v poz. 5	OMEGA 5SC-TT-K-36-72	-	-	-	AL 4-4

Tab. 4.1

Snímače teploty

Ke snímání teploty proudícího oleje byly použity miniaturní termočláňkové snímače. Tyto snímače byly umístěny do pozic 1 až 5 uvedených na obr. 4.6. Číselné označení jednotlivých termočláňků je provedeno chronologicky ve smyslu proudění. Jde o snímače teploty proudícího tlumičového oleje umístěné v pozicích:

- 1 - před pístem
- 2 - před vstupem do škrťací štěrby odlehčovacího ventilu
- 3 - ve škrťací štěrbině odlehčovacího ventilu
- 4 - oblast úplavu za škrťacím ventilem
- 5 - oblast úplavu za pístem

Označení snímačů a připojení k jednotlivým externím zesilovačům je uvedeno v tab. 4.1.

Pozn.

U těchto snímačů není uvedeno napájení, protože se jedná o aktivní prvky.

4.3.4 Určení převodních konstant jednotlivých snímačů

V této kapitole se zaměříme na určení hodnot převodních konstant jednotlivých snímačů. Jejich znalost je nutná ke stanovení skutečné hodnoty měřené fyzikální veličiny (tlak, teplota) na základě měřených hodnot napětí vystupujících z příslušných zesilovačů.

Abychom mohli provést výpočet hodnot celkových převodních konstant, je nejprve nutné stanovit hodnoty zesílení externích zesilovačů, které jsou samy zahrnuty do měřicího řetězce jednotlivých snímačů.

Určení převodních konstant externích zesilovačů

Při vyšetřování hodnot převodních konstant jednotlivých externích zesilovačů musí být zesilovače nastaveny stejným způsobem, jakým budou nastaveny během vlastního experimentu. Informace o těchto nastaveních jsou shrnuty v tab. 4.2.

Tabulka nastavení externích zesilovačů a označení připojení jednotlivých snímačů včetně označení kanálů přístupných na měřicí kartě

Zesilovač	AL 3				AL 4			
Označení	1-3	2-3	3-3	4-3	1-4	2-4	3-4	4-4
Použití	t_1	p_1	p_2	p_3	t_2	t_3	t_4	t_5
Napájení	0-5 V	0-10 V	0-10 V	0-10 V	0-5 V	0-5 V	0-5 V	0-5 V
Zesílení	500	500	100	500	500	500	500	500
Kanál	0	1	2	3	4	5	6	7
-IN	R	S	S	S	R	R	R	R

Tab.4.2

R – konektor během měření rozpojen (spojen pouze při měření zesílení)

S – konektor během měření spojen

Pozn.

U zesilovačů, které jsou použity k měření teploty, je uvedena hodnota napájení, která byla použita při vyšetřování hodnot zesílení jednotlivých zesilovačů. Jak již bylo uvedeno během vlastního měření, nebudou snímače teploty napájeny, protože se jedná o aktivní prvky.

Při vlastním vyšetřování skutečných hodnot zesílení jednotlivých zesilovačů bylo na jejich vstupech měněno napětí prostřednictvím odporového můstku. Zesílené hodnoty výstupních napětí jednotlivých zesilovačů byly odečítány v digitalizované podobě za A/D převodníkem, který je rovněž součástí měřicího řetězce. Tímto postupem byly získány závislosti mezi vstupní a výstupní hodnotou napětí na jednotlivých zesilovačích, které jsou uvedeny v tabulkách P1 a P2 v příloze na str. VII.

Jak již bylo řečeno, je do měřicího řetězce zahrnuta i karta analogově digitálního převodníku. Aby se během vlastního experimentu předešlo chybám v měření, je nutné dodržet propojení jednotlivých externích zesilovačů s jednotlivými kanály A/D převodníku ve stejném pořadí, při kterém byly měřeny převodní konstanty jednotlivých zesilovačů. Informace o připojení zesilovačů k jednotlivým kanálům jsou rovněž uvedeny v tab. 4.2. Průběhy závislostí mezi vstupním a výstupním napětím na jednotlivých zesilovačích, zaznamenaných v tabulkách P1 a P2, jsou graficky znázorněny v grafech P1 až P8 v příloze na str. PVIII. Tyto závislosti mezi vstupním a výstupním napětím na jednotlivých zesilovačích budeme samozřejmě považovat za lineární. Data, uvedená v tabulkách P1 a P2, byla zpracována metodou nejmenších čtverců, čímž byly získány hodnoty zesílení jednotlivých zesilovačů, které jsou uvedeny v tab.4.3.

Tabulka vypočtených hodnot zesílení jednotlivých zesilovačů spojených s měřicí kartou

AL3	1-3	z_{1-3}	495.17
	2-3	z_{2-3}	478.5
	3-3	z_{3-3}	93.47
	4-3	z_{4-3}	483.25
AL4	1-4	z_{1-4}	434.23
	2-4	z_{2-4}	480.4
	3-4	z_{3-4}	486.88
	4-4	z_{4-4}	462.21

Tab. 4.3.

Hodnoty zesílení v tab. 4.3 představují následující relaci mezi vstupním a výstupním napětím pro daný zesilovač včetně příslušného kanálu měřicí karty. Např. pro AL 1-3

$$z_{1-3} = \frac{U_{1lo}}{U_{1li}} [V/V] . \quad (4.2)$$

Určení převodních konstant snímačů tlaku

Nyní se zaměříme na určení hodnot převodních konstant použitých snímačů tlaku. Vlastní cejchování jednotlivých snímačů bude provedeno ve zkušební komoře, kterou využijeme jako tlakovou nádobu k vytvoření přetlaku působícího na jednotlivé snímače. Pro vlastní proceduru cejchování zapojíme snímače dle schématu na obr. 4.4, přičemž zachováme nastavení jednotlivých zesilovačů a připojení k jednotlivým kanálům v souladu s tab. 4.2. Vlastní ocejchování spočívá v tom, že budeme měnit postupně tlak ve zkušební komoře a pro každou změnu zaznamenané výstupní napětí na příslušném kanálu měřicí karty, který odpovídá danému cejchovanému

+ byl etalon

u jiných snímačů nebyl kalibrační list?

snímači. Tyto hodnoty napětí budou příslušet známé hodnotě tlaku ve zkušební komoře. Z toho je zřejmé, že při samotném cejchování musíme mít informaci o skutečné hodnotě tlaku ve zkušební komoře. K tomu by bylo nutné použít etalonový snímač tlaku. Jeho funkci v tomto případě zastane snímač tlaku v pozici 2, k němuž je dle přiloženého kalibračního listu známa převodní konstanta, jejíž hodnota je uvedena v tab. 4.1. Vlastní proces cejchování se tedy bude týkat snímačů v pozicích 1 a 3.

Výpočet tlaku v komoře určíme prostřednictvím vztahu

$$p = \frac{U_{p2o}}{K_{p2} Z_{3-3}} \quad (4.3)$$

ve kterém hodnota $K_{p2} = 6.42 \cdot 10^{-3} V / MPa$ představuje známou citlivost snímače tlaku v pozici 2. Vlastní cejchování snímačů bude provedeno do hodnoty tlaku 9 MPa. Této hodnotě bude odpovídat hodnota napětí $U_{p2o} = 5.4V$, která nesmí být během cejchování překročena z důvodů možného poškození zbylých snímačů 1 a 3, které jsou dimenzovány do hodnoty tlaku 10 MPa. V tabulce P3 v příloze na str. IX jsou uvedeny hodnoty naměřených napětí včetně hodnot vypočtených tlaků příslušných daným napětím. Tyto tlaky byly určeny na základě znalosti změřených hodnot napětí U_{p2o} prostřednictvím vztahu (4.3). Změřené závislosti hodnot napětí na tlaku daných snímačů jsou dále uvedeny v grafech P9 až P11 v příloze na str. X. Průběhy uvedené v těchto grafech budeme opět považovat za lineární funkce a prostřednictvím metody nejmenších čtverců získáme celkové převodní konstanty řetězců jednotlivých snímačů tlaku, které jsou uvedeny v tabulce 4.4.

Tabulka výsledných převodních konstant řetězce při měření tlaků

$K_{sp1} [V / MPa]$	0.80050
$K_{sp2} [V / MPa]$	0.60008
$K_{sp3} [V / MPa]$	0.80830

Tab. 4.4

Číselná hodnota převodní konstanty K_{sp2} , uvedená v předchozí tabulce, nebyla určena na základě aproximace změřených dat, ale prostřednictvím vztahu

$$K_{sp2} = K_{p2} Z_{3-3} \quad (4.4)$$

S využitím vztahu (4.4) můžeme stanovit hodnoty převodních konstant snímačů v pozici 1 a 3 a to po dosazení hodnoty zesílení příslušného zesilovače dle tab. 4.3 a hodnoty převodní konstanty celkového měřicího řetězce viz. tab. 4.4.

Tabulka převodních konstant snímačů tlaku

$K_{p1}[V / MPa]$	0.00167
$K_{p2}[V / MPa]$	0.00642
$K_{p3}[V / MPa]$	0.00167

Tab.4.5

Pozn.

Při vlastní proceduře cejchování snímačů tlaku ve zkušební komoře je nejprve nutné před instalací pístnice s miniaturním snímačem odstranit planžety odlehčovacího ventilu. Ty by mohly během procesu cejchování snímačů znehodnotit získané výsledky, protože snímač v pozici 3 je od zbylých snímačů oddělen právě tímto ventilem. Dále je nutné provést uzavření elektromagnetických ventilů, které propojují zkušební komoru s prostorem akumulátoru. V opačném případě by bylo znemožněno navyšování tlaku v prostoru vlastní zkušební komory. Další důležitou podmínkou úspěšného ocejchování je dokonalé odvzdušnění prostoru zkušební komory.

Určení převodních konstant snímačů teploty

Ke stanovení hodnot celkových převodních konstant řetězců, měřících teplotu oleje, použijeme převodní konstantu jednoho termočlánku, kterou opět získáme lineární aproximací prostřednictvím metody nejmenších čtverců z hodnot uvedených v kalibračním listu jednoho termočlánku. Hodnotu této konstanty přenásobíme hodnotou skutečného zesílení konkrétního zesilovače, přes který je příslušný snímač připojen. Tím získáme hodnoty celkových převodních konstant řetězců, jejichž hodnoty užijeme k zpětnému vyhodnocení teploty oleje v dané pozici na základě znalosti měřeného napětí. Hodnoty jednotlivých konstant jsou uvedeny v tab. 4.6. Vhodnost jediné použité převodní konstanty pro všechny termočlánky byla ověřena v ohřívané olejové lázni, ve které byla teplota měřena tyčovým rtuťovým teploměrem v rozsahu 20 až 100 °C. V tomto intervalu nebyla zjištěna větší absolutní chyba než 0.3°C , která v daném rozsahu měření představuje relativní chybu zhruba 0.4%.

Tabulka převodních konstant jednotlivých snímačů a celých měřících řetězců určených ke snímání teploty proudícího oleje

$K_{t1}[V / ^\circ C]$	4.01227e-5	$K_{st1}[V / ^\circ C]$	1.98675e-2
$K_{t2}[V / ^\circ C]$	4.01227e-5	$K_{st2}[V / ^\circ C]$	1.74225e-2
$K_{t3}[V / ^\circ C]$	4.01227e-5	$K_{st3}[V / ^\circ C]$	1.92749e-2
$K_{t4}[V / ^\circ C]$	4.01227e-5	$K_{st4}[V / ^\circ C]$	1.95349e-2
$K_{t5}[V / ^\circ C]$	4.01227e-5	$K_{st5}[V / ^\circ C]$	1.85451e-2

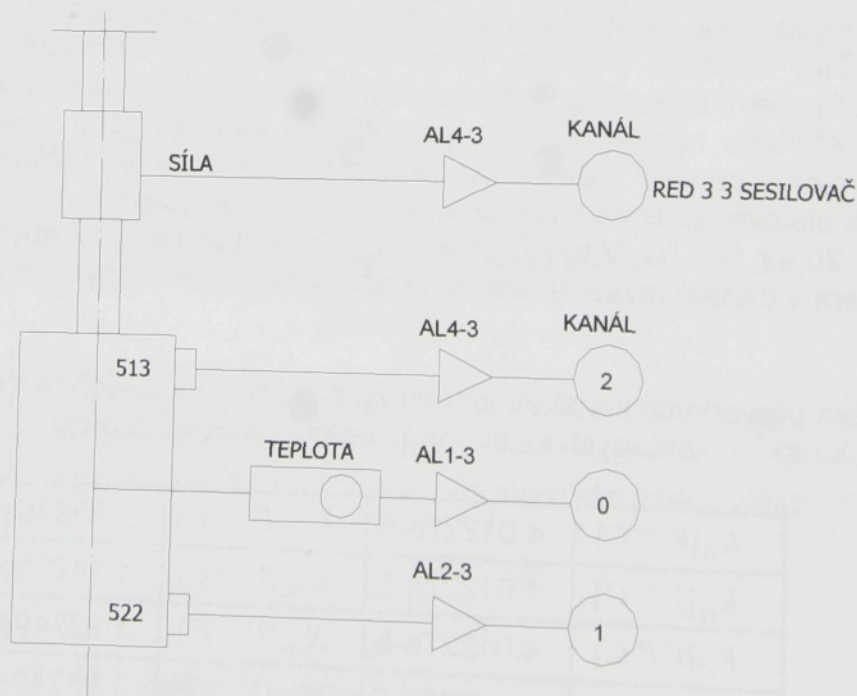
Tab. 4.6

Stejného měřicího řetězce, který zde byl popsán a pro jehož snímače byly stanoveny převodní konstanty bylo použito i v případě vyšetřování průtočných charakteristik zpětného ventilu. V tomto případě byl použit pouze odlišný snímač tlaku v pozici na výstupu přívodních kanálů před zpětným ventilem. Převodní konstanta tohoto miniaturního snímače byla získána z kalibračního listu a je uvedena v tab. 4.1.

4.4 Měřicí řetězec skutečného tlumiče

Kromě samotných zkoušek na jednotlivých prvcích, které se uskutečnily ve zkušební komoře, bylo nutné vyšetřit projevy skutečné tlumicí jednotky, jejíž chování se snažíme modelovat. To je nutné z hlediska porovnatelnosti získaných numerických výsledků s hodnotami, kterým odpovídá reálný prvek tlumiče. Na tomto skutečném tlumiči byly sledovány časové závislosti zdvihu, zrychlení, silové odezvy, tlakové poměry v roztahovací a stlačovací komoře a orientačně povrchová teplota pláště. Na obr. 4.7 je schématicky naznačeno zapojení některých použitých snímačů. Pro snímání tlaků v roztahovací a stlačovací komoře tlumiče byly použity stejné snímače tlaku, které byly použity při měření ve zkušební komoře v pozici 1 a 3. V tab. 4.7 jsou uvedeny informace o připojení snímačů k jednotlivým kanálům a hodnoty převodních konstant jednotlivých řetězců, jejichž znalost je nutná ke stanovení hodnoty skutečné fyzikální veličiny. Dále jsou v této tabulce informace, které se týkají nastavení a připojení příslušných snímačů k zesilovačům.

Schématické připojení jednotlivých kanálů ke snímačům při měření na reálném tlumiči



Obr. 4.7

Tabulka připojení a konfigurací zesilovačů použitých při zkouškách na tlumiči
ATESO

Kanál	0	1	2	5	6	13	14
Veličina	Teplota	Tlak spodní komora	Tlak horní komora	Zrychlení	Síla	Zdvih 2	Zdvih 3
Převodní konstanta	50.333 [°C/V]	1.249 [MPa/V]	1.2371 [MPa/V]	36.231 [ms ⁻² /V]	6.496 [kN/V]	7.789 [mm/V]	7.58 [mm/V]
Zesilovač	Externí AL1-3	Externí AL1-3	Externí AL1-3	RED 2 (3. zesilovač)	RED 3 (3. zesilovač)	RED 2 (Síla)	RED 2 (Síla)
Napájení	0-5V	0-10V	0-10V	0-10V	0-10V	+ -10V	+ -10V
Číslo snímače	OMEGA 5SC-TT- K-36-72	522	513	AC1052	F5269	DM 701 738	DM 701 739

Tab. 4.7

5.0 Metodika měření

5.1 Úvod

V této kapitole se zaměříme na vypracování metodiky, na základě které budou stanoveny hodnoty, případně závislosti součinitelů průtoku příslušných škrtících prvků modelovaného tlumiče. Bez znalosti těchto závislostí, které lze vyšetřit pouze na základě provedených experimentů s jednotlivými prvky tlumiče, nelze očekávat shodu mezi chováním skutečného tlumičového prvku a jeho matematickým modelem. Tím pádem by samozřejmě byla znemožněna samotná aplikace modelu tlumiče do matematických modelů dynamických soustav s možností prošetřit změny jejich chování v závislosti na příslušném nastavení funkčních prvků, kterými je reálný tlumič tvořen. Cílem těchto modelových simulací je nalézt takové nastavení tlumiče, které by zvýšilo jakost provozních parametrů. Na tomto místě nám jde především o vypracování metodiky, na základě které budou jednotlivé experimenty na daných prvcích tlumičové sestavy prováděny a dále o způsob zpracování získaných dat s cílem nalézt hledané závislosti. Vytvoření jednotného postupu pro experimenty je důležité jednak z důvodu vzájemné porovnatelnosti dat a dále z důvodů odstraňování případných chyb, vzniklých nesprávnou metodikou měření.

Vlastní vyšetřování součinitelů průtoku jednotlivých prvků, může být obecně uskutečněno dvěma způsoby. A to buď ve stacionárním režimu průtoku nebo nestacionárním, neboli neustáleném režimu průtoku. Dále se tedy budeme věnovat těmto dvěma způsobům odděleně, přičemž bude poukázáno na jejich významné odlišnosti, které se týkají jednak technické realizace samotného měření a dále způsobu zpracování získaných dat a jejich rozboru.

5.2 Měření průtokových charakteristik ve stacionárním režimu

14
3
Jak již bylo uvedeno v kapitole 3, je tlumič tvořen hydraulickými prvky, které můžeme rozdělit do dvou základních skupin a to na vysokotlaké a nízkotlaké. Cílem vysokotlakých prvků je účinné škrcení průtoku s disipací mechanické energie proudící kapaliny a její transformací do tepelné podoby. Tuto úlohu v tlumiči plní především odlehčovací a výtlačný ventil nebo kalibrované otvory stálého průtoku kapaliny. Cílem nízkotlakých hydraulických prvků není přímo disipace energie a ani pro tento účel nebyly konstruovány i přes to, že průtok těmito prvky je vždy s určitou energetickou ztrátou vždy spojen. Jejich funkcí je například propojení dané komory s konkrétním pracovním ventilem (přívodní kanály) nebo zajištění jednosměrného průtoku kapaliny, přičemž tuto funkci v našem tlumiči plní zpětný a sací ventil. Další rozdělení, na základě kterého lze jednotlivé funkční prvky tlumiče roztřídit, se týká toho, zda během jejich funkce dochází ke změně některého z parametrů. V tomto případě máme na mysli především změny v hodnotách průtočného průřezu, na jejichž základě můžeme provést rozdělení na prvky s konstantním průtočným průřezem (přívodní kanály, kalibrované otvory) a proměnným průtočným průřezem (ventily). Jiné rozdělení se může týkat například způsobu provedení vlastní konstrukce příslušného hydraulického prvku. Například u námi modelovaného tlumiče je sací a zpětný ventil tvořen tuhou deskou, kdežto v případě odlehčovacího a výtlačného ventilu je použito svazku deformovatelných planžet.

Takto provedené rozdělení je nutné mít neustále na zřeteli. Proto, při vlastním vyšetřování průtokových charakteristik, musíme z tohoto úhlu pohledu zaujmout i

individuální postoj ke každému hydraulickému prvku, jehož chování chceme zkoumat. Vlastní hodnoty součinitelů průtoku budou stanoveny na základě zjištěných hodnot objemového průtoku, tlakového spádu a teploty proudící kapaliny. Proto i vytvoření vlastní metodiky musí směřovat směrem k získání závislosti mezi těmito veličinami.

K vytvoření stacionárního průtoku zkoumaným prvkem bude využito možnosti elektro-hydraulického pracovního válce (viz. kap. 4), realizovat trojúhelníkový kmit v časové doméně o maximální amplitudě 39mm. To tedy znamená, že se píst pohybuje konstantní rychlostí a pokud je zároveň provedeno dokonalé odvzdušnění celého systému, máme zajištěnu i konstantní hodnotu objemového průtoku. Ukázka průběhu zdvihu pracovního válce pro jedno z provedených měření je uvedena v grafu P12, který je v příloze na str. XI.

Vlastní problematika měření včetně rozboru získaných dat bude průběžně vysvětlena dále. Přitom se budeme podrobněji věnovat odlehčovacímu ventilu tlumiče, se kterým byly prováděny první pokusy a zároveň zvažovány možnosti, jak přijatelným způsobem a v rámci technických možností realizovat měření hledaných závislostí, na jejichž základě by byly samotné součinitele průtoku vyšetřeny.

5.2.1 Měření statické charakteristiky odlehčovacího ventilu

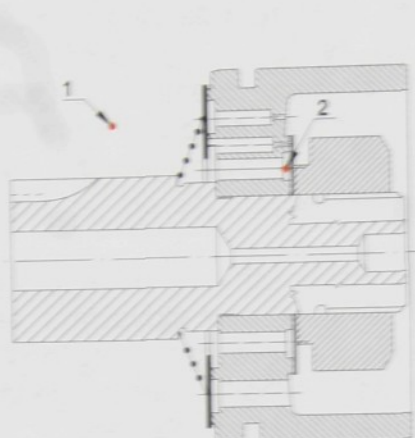
1 planžet planžet

Měřit statické charakteristiky odlehčovacího ventilu je nutné z důvodu potřeby znalosti závislosti tlakové ztráty na hodnotě objemového průtoku. U námi modelovaného tlumiče je odlehčovací ventil tvořen sestavou planžet, které jsou na svém vnitřním obvodu staženy maticí a jejich vnější obvod je opřen o škrťací hranu. Během funkce tohoto ventilu dochází k průtoku kapaliny mezi touto škrťací hranou a samotnou planžetou ventilu, která je deformována silovými účinky proudícího oleje. K deformaci planžet ovšem nedochází ihned, protože první planžeta (nejblíže škrťací hraně), svazku tvořícího sestavu odlehčovacího ventilu, obsahuje výseky (tzv. kalibrované otvory stálého průtoku kapaliny). Teprve v okamžiku, kdy zvyšující se objemový průtok kapaliny vyvolá takové tlakové poměry a silové účinky, které budou v rovnováze se silovými účinky předepjatého svazku planžet tvořících ventil, dojde k odsednutí opřeného ventilu nad škrťací hranu. Od tohoto okamžiku se při zvyšujícím se průtoku bude měnit průtočný průřez škrťací štěrbiny ventilu, jehož aktuální hodnota bude souviset s aktuálními silovými účinky proudu na planžety ventilu, které budou dále deformovány.

Problém při vlastním experimentálním vyšetřování průtočných charakteristik představuje fakt, že samotný matematický model tohoto ventilu, ale i ostatních je modelován v podobě tuhé desky s přitlačnou pružinou (s proměnnou tuhostí), jejíž funkci ve skutečnosti zastává svazek deformovaných planžet. Samotný pohyb ventilu je tedy redukován do jednoho směru a je stanoven na základě řešení diferenciální rovnice rovnosti silových účinků a to setrvačných, přitlačné pružiny a dále od proudícího oleje, což zahrnuje síly jeho hydrodynamických účinků a viskózního zatlumení při pohybu.

Při prvních pokusech, jejichž cílem bylo získat statickou charakteristiku tohoto typu ventilů, byl měřen celkový tlakový spád na pístu vzniklý v důsledku proudění. To znamená celkový odpor daný součtem tlakové ztráty na přívodních kanálech a na samotném odlehčovacím ventilu při dané hodnotě objemového průtoku. Na obr. 5.1 se jedná o tlakovou diferencii mezi pozicemi 1-3. Pro jednu hodnotu zvolené rychlosti pístu generátoru je v příloze na str. XI uvedena časová závislost měřené tlakové

diference. Z jejího průběhu jsou vybrána ta data ve střední části, která vykazují ustálený průběh, přičemž aktuální hodnotě průtoku je přiřazena hodnota tlakové diference, která je získána na základě aritmetického průměru časového výseku těchto dat.



Obr. 5.1



Obr. 5.2

Pro určení hodnoty objemového průtoku, který odpovídá takto získané hodnotě tlakové diference jsou pro stejný časový interval převzata data ze zdvihové závislosti uvedené v grafu P12. Ta jsou aproximována částí přímky, jejíž směrnice je získána metodou nejmenších čtverců. Hodnota takto získané směrnice, v daných jednotkách, v podstatě odpovídá střední hodnotě rychlosti pístu generátoru oleje na tomto časovém intervalu. S pomocí takto získané hodnoty rychlosti již můžeme snadno, s užitím vztahu (4.1), stanovit hodnotu objemového průtoku, který přísluší dané hodnotě tlakové diference. Tímto způsobem jsou pro různé hodnoty zadáných rychlostí pohybu pístu generátoru získány uspořádané dvojice objemový průtok - tlak, na jejichž základě můžeme vykreslit příslušnou tlakovou charakteristiku námi vyšetřovaného prvku. Ukázky takto získaných závislostí jsou pro zvolenou konfiguraci planžet odlehčovacího ventilu uvedeny v příloze na str. XII. Z průběhů těchto grafů můžeme vyčíst některé základní skutečnosti.

Nejprve si můžeme všimnout samotného průběhu, který vychází z průsečíku obou os a má charakter parabolické závislosti tlakové diference na hodnotě objemového průtoku. Tato část průtokové charakteristiky tedy odpovídá průtoku otvorem konstantního průřezu. To znamená, že samotný ventil ještě není v činnosti a je opřen o škrťací hranu, přičemž celkový objemový tok prochází kalibrovaným otvorem stálého průtoku kapaliny. Parabolický průběh průtokové charakteristiky je přerušen zlomem, po němž (např. v případě závislosti uvedené v grafu P14) další závislost mezi tlakem a hodnotou objemového průtoku vykazuje spíše lineární charakter. Bod zlomu tedy představuje místo, ve kterém silové účinky proudícího oleje překonají silové účinky předepjatého svazku planžet. Z této charakteristiky je tedy možné pro danou konfiguraci planžet poměrně přesně stanovit hodnotu objemového průtoku a tlakového spádu, při kterém začíná ventil plnit svou funkci, tedy jistým způsobem regulovat vzniklou tlakovou diferenci, což je zprostředkováno změnami hodnot průtočného průřezu. Příslušný průběh statické charakteristiky končí v bodě, ve kterém je patrné překrytí několika měřených hodnot. Z toho tedy plyne, že dané zkušební zařízení není schopné z hlediska své vlastní konstrukce dosáhnout větších hodnot sil, které by umožnily provádět zkoušky do větších hodnot

objemový průtok
 $Q = \frac{dV}{dt}$
tlak i množství
co se mění
ne ryje ale průtok
co je saturace
rychlost
s.

objemových průtoků. Tato skutečnost je pro danou konfiguraci planžet zobrazena v příloze v grafu P16, přičemž na vodorovné ose je vynesena požadovaná rychlost pístu generátoru a na vertikální je uvedena dosažená rychlost. Modrým průběhem je v tomto grafu zobrazena ideální charakteristika zkušebního stendu, která prakticky odpovídá ose souměrnosti kvadrantu tohoto grafu. Červeným průběhem je zobrazena skutečná závislost dosažených rychlostí během zkoušky, přičemž je patrné, že v určitém bodě dochází k saturaci a další pokračování zkoušky již nemá smysl. Samotná rychlost, při které dochází k této saturaci, je ovlivněna jednak skladbou vyšetřovaného ventilu, přičemž můžeme konstatovat, že čím tvrdší sestavu vzhledem k seškracení měříme tím dříve bude saturace dosaženo. Kromě toho je hodnota rychlostní saturace ovlivněna i limitními parametry hydraulických prvků samotného zkušebního zařízení, které mají během řízení zajistit požadovanou hodnotu objemového průtoku do válce hydromotoru.

tlak i množství
co se mění
ne ryje ale průtok
co je saturace
rychlost
s.

Tento způsob měření tlakové charakteristiky vyhovuje požadavkům matematického modelu tlumiče s tlaky soustředěnými do tří pozic. V případě aplikace zpřesněného matematického modelu s tlaky soustředěnými do sedmi pozic, ve kterém je výsledná tlaková difference separována na úsek přívodních kanálů a samotné ventily, je takovéto měření statických charakteristik poněkud nevhodné. Důvodem toho je, že sice máme představu o tom, k jaké výsledné diferenci při dané hodnotě průtoku přes daný prvek dochází, ale nemáme údaj o jejím rozložení. Tedy nevíme kolik procent z hodnoty celkové tlakové difference je seškraceno na přívodních kanálech a kolik na samotném ventilu. Tento problém je v podstatě možné vyřešit dvěma způsoby, které byly popsány v kapitole 4. Pro další výklad tedy předpokládáme, že k dané hodnotě objemového průtoku máme informaci o velikosti tlakové ztráty vzniklé na přívodních kanálech a na samotném ventilu.

tlak i množství
co se mění
ne ryje ale průtok
co je saturace
rychlost
s.

Další mnohem závažnější nevýhodou této metodiky měření je, že ke všem bodům příslušné statické charakteristiky konkrétního vyšetřovaného ventilu nemáme informaci o aktuální hodnotě jeho zdvihu nad škrťací hranou. Znalost této veličiny je bezpodmínečně nutná ke stanovení hodnoty průtočného průřezu a tím pádem i k určení hodnoty samotného součinitele průtoku. Informací o zdvihu máme pouze v případě počátečního parabolického průběhu, kdy celkový objemový průtok prochází kalibrovaným otvorem, přičemž zdvih nabývá nulové hodnoty. Kromě toho, jak již bylo uvedeno, je celá situace měření komplikována navíc tím, že samotný odlehčovací ventil je tvořen svazkem deformovatelných planžet. — *deformují se*

tlak i množství
co se mění
ne ryje ale průtok
co je saturace
rychlost
s.

Z toho tedy plyne, že v průběhu vlastního experimentu není prakticky možné snímat aktuální hodnotu zdvihu ventilu nad škrťací hranou a tím pádem i změny jeho průtočného průřezu. Je to zapříčiněno tím, že zdvih svazku planžet je jednak závislý na poloměru a dále se nemůžeme spolehnout ani na to, že samotný průhyb tohoto svazku planžet je deformován v základním deštníkovém tvaru, což představuje různé hodnoty zdvihu po obvodu na konkrétní hodnotě poloměru svazku planžet. Kromě toho si musíme dále uvědomit, že zdvihy tohoto svazku planžet nad škrťací hranou v řádu setin milimetru již ovlivňují hodnotu samotného tlakového seškracení, z čehož plyne, že měření by muselo být prováděno s řádově větším rozlišením. To znamená s přesností na tisíce milimetru. Takováto přesnost měření je v daném případě za přítomnosti vysokých tlaků, drsných proudových poměrů a v poměrně zúženém prostoru, který je během vlastního experimentu z vnějšku nepřístupný, velice obtížně dosažitelná a to i s ohledem na vynaložení značné sumy finančních prostředků, které by si takovéto měření vyžádalo.

tlak i množství
co se mění
ne ryje ale průtok
co je saturace
rychlost
s.

Jednou z možností, jak samotnou hodnotu zdvihu lokalizovat, je instalace dorazu nad ventil s předem definovanou vůlí. Ve chvíli, kdy silové účinky proudícího

oleje zdeformují svazek planžet tak, že bude o tento doraz opřen, nebude již dále docházet k nárůstu průtočného průřezu. Toto místo by tedy mělo být lokalizovatelné v měřené závislosti průtočné charakteristiky. Ukázka řešení hodnoty zdvihu, založená na této myšlence, je uvedena v příloze na str. XII. Z průběhu uvedené statické charakteristiky odlehčovacího ventilu je patrná oblast, ve které došlo k dosednutí ventilu na instalovaný doraz, umístěný 0.03mm nad svazkem planžet v pozici škrťací hrany. Z tohoto grafu lze tedy odečíst rovnovážnou trojici hodnot (objemový průtok, tlakoví spád a zdvih ventilu) pouze pro jediný bod, což je opět úskalí této metody. Vzhledem k tomu, že během samotného měření nemáme možnost z vnějšku měnit hodnotu zdvihu dorazu, ale pouze před instalací sestavy pístnice do zkušební komory, představuje tento způsob zjišťování zdvihu ventilu pro každý bod dané charakteristiky velice pracnou a tím pádem i časově náročnou proceduru. Z tohoto důvodu bude nutné, při měření průtočných charakteristik těchto typů ventilů, poněkud pozměnit přístup a nalézt kompromisní řešení z hlediska přesnosti získaných výsledků a nákladů na ně vynaložených.

Před vlastním vypracováním nového postupu si musíme nejprve položit otázku: Co chceme měřením získat a o co nám jde především? Když v této chvíli opomeneme to, že prvotním cílem měření je stanovit neznámé hodnoty průtokových součinitelů, vystupujících v rovnicích matematického modelu, můžeme konstatovat, že prioritní snahou je nalézt takový způsob měření, spojený s vlastní matematickou formulací popisu systému jednotlivých prvků tlumiče, který nám umožní během matematického modelování činnosti systému tlumiče dosáhnout takových výsledků, které by v co největší míře odpovídaly skutečným odezvám tlumiče pro jeho konkrétní nastavení a stejný průběh pracovního cyklu.

To znamená, že v tomto případě je pro samotnou matematickou parametrizaci důležité, abychom při modelování ventilu redukovaného do podoby tuhé desky, jehož zdvih je idealizovaně redukován do jednoho směru, obdrželi z hlediska totožných proudových poměrů ekvivalentní hodnotu tlakové ztráty, ke které dochází u ventilu skutečného, který je v tomto případě tvořen svazkem deformovatelných planžet. Priorita dodržení shodné hodnoty tlakového seškrčení, pro danou hodnotu objemového průtoku, vystupuje z toho, že získané výsledky tlakových poměrů mezi jednotlivými komorami tlumiče nejvíce ovlivňují hodnotu výsledné silové odezvy tlumiče, kterou se snažíme tímto způsobem modelovat. Se zřetelem k respektování výše uvedených požadavků byla vytvořena metodika měření, s jejíž pomocí lze tento problém poměrně uspokojivě řešit, přičemž samotný postup vlastního měření bude vysvětlen dále.

K samotnému měření bylo nejprve použito speciálně vyrobeného přípravku matice, jejíž výrobní výkres je uveden v příloze na str. II. Účelem tohoto přípravku je v podstatě náhrada skutečného ventilu tvořeného svazkem deformovatelných planžet za ventil v podobě tuhé desky. Ze spodní strany této matice je z původní sestavy planžet odlehčovacího ventilu přilepena planžeta obsahující výseky kalibrovaných otvorů. Ukázka instalace této planžety je uvedena v příloze na obr. P13 viz. str. V. Samotným důvodem instalace této planžety je snaha dosáhnout toho, aby byla v co největší míře zachována geometrická podobnost mezi ventilem skutečným a touto jeho náhradou. Kromě samotného přípravku matice byla dále zhotovena sada vymezovacích podložek, stupňovitě broušená s diferencí zhruba 0.02mm. Ukázka jedné z použitých podložek sady je opět uvedena v příloze na str. V.

Prostřednictvím těchto podložek je během samotného měření zajištěna konstantní hodnota zdvihu ventilu v podobě tuhé desky nad škrťací hranou. Tedy pro každou hodnotu nastaveného zdvihu ventilu v podobě tuhé desky je proměřena

Některé mezi přístěm or
vzájem se neurovějí

statická průtoková charakteristika závislosti tlakového seškrčení na hodnotě objemového průtoku. Toto je uskutečněno odděleně, pro přívodní kanály, což představuje tlakovou diferenci mezi pozicemi 1 – 2 a dále pro samotný odlehčovací ventil, což představuje tlakovou diferenci mezi pozicemi 2 – 3, viz. obr. 5.1. Vlastní měření bylo prováděno v rozsahu zdvihů 0 – 0.2 mm, což bylo dosaženo záměnou vymezovacích podložek pro jednotlivá měření. K vlastnímu zpracování měřených dat bylo použito obdobné techniky jako v případě vyšetřování průběhů statických charakteristik skutečných ventilů, jak již bylo zmíněno výše. Díky tomuto způsobu měření jsme dosáhli toho, že ke každému bodu konkrétní měřené charakteristiky máme v této chvíli i informaci o skutečné hodnotě zdvihu ventilu nad škrťací hranou.

Takto byla získána celková statická charakteristika odlehčovacího ventilu, jakožto tuhé desky a přívodních kanálů včetně složité geometrie vtoku do těchto kanálů, která je tvořena pracovním vedením zpětného ventilu. Obě charakteristiky včetně naměřených dat jsou uvedeny v grafech P17 a P18 v příloze na str. XIV a XV.

V případě statické charakteristiky odlehčovacího ventilu je grafem soustava parabol rovnoběžných s rovinou „tlaková ztráta – objemový průtok“. Tyto paraboly mají svůj vrchol na hodnotě nulového objemového průtoku, ve kterém na ventilu přirozeně nevzniká žádná tlaková diference. Z grafu je dále zřejmé, že průběhy jednotlivých parabol jsou významně ovlivněny hodnotou zdvihu ventilu nad škrťací hranou. Průběh paraboly tlakové ztráty v závislosti na průtoku při nulové hodnotě zdvihu ventilu v podstatě odpovídá průtokové charakteristice kalibrovaného otvoru odlehčovacího ventilu.

Grafem statické charakteristiky přívodních kanálů odlehčovacího ventilu je rovněž soustava parabol rovnoběžných s rovinou „tlaková ztráta – objemový průtok“. Tyto paraboly mají opět svůj vrchol na hodnotě nulového průtoku. Z uvedeného grafu je zřejmé, že průběhy těchto parabol jsou, více méně, nezávislé na hodnotě zdvihu ventilu. Tento výsledek je zřejmý i z toho, že při průtoku kanály nedochází ke změnám jejich průtočných průřezů, přičemž změny průtočného průřezu samotného ventilu, který za těmito kanály bezprostředně následuje, nijak zvlášť vlastní tlakovou ztrátu těchto kanálů, jak již bylo řečeno, neovlivňují. Z toho tedy plyne, že tlakovou ztrátu na těchto přívodních kanálech, lze vyjádřit prostřednictvím tlakové charakteristiky, tvořené pouze jedinou parabolou, přičemž ostatní průběhy, odpovídající jednotlivým zdvihům ventilu, můžeme s výhodou využít k přesnější aproximaci výsledného průběhu tlakové ztráty na přívodních kanálech.

5.2.2 Stanovení součinitelů průtoku odlehčovacího ventilu a jeho přívodních kanálů

Hlavní vzhled.

Na základě znalosti statické charakteristiky odlehčovacího ventilu, uvedené v grafu P17, byly s užitím Bernoulliho energetické rovnice

$$p_2 + \frac{\rho}{2} \frac{Q_v^2}{n_{kan1}^2 S_{kan1}^2} = p_3 + \frac{\rho}{2} \frac{Q_v^2}{S_{komory}^2} + \frac{\rho}{2} \frac{Q_v^2}{(\pi D_{v1} x_{v1} + S_{kal1})^2} \left(\frac{1}{\alpha_{v1}^2} - 1 \right), \quad (5.1)$$

která popisuje stacionární průtok nestlačitelné kapaliny přes vyšetřovaný ventil, umístěný ve zkušební komoře, stanovení hodnoty součinitelů průtoku odlehčovacího ventilu prostřednictvím vztahu

Inde je S_{kal1} ?

neradilo by odvodit

je pro D_{v1} a S_{kal1} shodné a

$$\alpha_{v1} = \sqrt{\frac{\rho Q_v^2}{2(\pi D_{v1} x_{v1} + S_{kan1})^2 \left[p_2 - p_3 + \frac{\rho}{2} Q_v^2 \left(\frac{1}{n_{kan1}^2 S_{kan1}^2} - \frac{1}{S_{komory}^2} + \frac{1}{(\pi D_{v1} x_{v1} + S_{kan1})^2} \right) \right]}} \quad (5.2)$$

který vychází z (5.1).

Hodnoty těchto součinitelů průtoku jsou uvedeny v závislosti na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, daného v tomto případě vztahem

$$Re_{v1} = \frac{2Q_v}{\pi D_{v1} \nu} \quad (5.3)$$

a dále parametricky na aktuální hodnotě měřeného zdvihu ventilu nad škrťací hranou viz. příloha str. XVI, graf P19.

Z průběhů závislostí takto získaných hodnot součinitelů průtoku je patrna jejich výrazná závislost na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla v rozsahu 0 až 800. Pro vyšší hodnoty Reynoldsových čísel, již nejsou změny v jednotlivých charakteristikách tak významné. Toto je zřejmě zapříčiněno tím, že proudící olej, se již v plném rozsahu nachází v turbulizovaném stavu. Tím pádem se i další nárůst rychlosti proudu na samotných změnách hodnot součinitelů průtoku významně neprojeví. Z jednotlivých průběhů je dále zřejmé, že kromě hodnoty Reynoldsova podobnostního čísla je hodnota průtokového součinitele závislá i na hodnotě zdvihu samotného ventilu. Je patrné rozvětvení jednotlivých charakteristik vypočtených pro různé hodnoty zdvihu ventilu. Hodnota zdvihu ventilu tedy ovlivňuje tzv. asymptotickou hodnotu součinitele průtoku, k níž příslušná charakteristika konverguje. Nejdůležitějším výsledkem je zřejmá závislost této asymptotické hodnoty na zdvihu ventilu. Zajímavou skutečností je, že čím je hodnota zdvihu ventilu menší, tím daná charakteristika součinitele průtoku konverguje k vyšší hodnotě součinitele průtoku. V literatuře (viz [14]) lze nalézt právě opačnou závislost. Naproti tomu je možno v literatuře (viz [14]) nalézt závislosti součinitele průtoku, jež nejsou monotónní. Tento výsledek je zřejmě zapříčiněn zvýšením teploty přímo ve škrťací šterbině, který má za následek snížení viskozity proudícího oleje, což se projeví tím, že při daném tlakovém spádu a geometrické konfiguraci je hodnota objemového průtoku vyšší, což samozřejmě vede na vyšší hodnoty součinitelů průtoku. Rovněž z uvedeného výsledku se nabízí v řešení problém: Je hydraulický průměr šterbiny definovaný jako čtyřnásobná plocha šterbiny dělená omočeným obvodem dostatečně adekvátním popisem geometrie šterbiny? (Reynoldsovo číslo tak závisí na proudu a omočeném obvodu šterbiny – tedy na zdvihu ventilu až v druhém přiblížení).

V grafu P20 na str. XVII jsou dále uvedeny vypočtené závislosti součinitelů průtoku přívodních kanálů, které byly získány obdobným způsobem jako součinitele průtoku odlehčovacího ventilu prostřednictvím vztahu

$$\alpha_{k1} = \sqrt{\frac{\rho Q_v^2}{2S_{kan1}^2 n_{kan1}^2 \left[p_1 - p_2 + \frac{\rho}{2} Q_v^2 \left(\frac{1}{S_{komora}^2} \right) \right]}} \quad (5.4)$$

který opět vychází z Bernoulliho energetické rovnice popisující stacionární průtok kapaliny přes přívodní kanály pístu, instalovaného ve zkušební komoře. Při určování hodnot těchto součinitelů se již projevila větší chyba měření difference tlaků na přívodních kanálech. Její hodnota se obecně zvyšuje tím více, čím menší tlakový rozdíl měříme.

Jednotlivé hodnoty součinitelů průtoku přívodních kanálů, které jsou uvedeny v grafu grafu P20 na str. XVII jsou vyneseny v závislosti na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, které je v tomto případě definováno prostřednictvím vztahu

$$Re_{k1} = \frac{4Q_v}{\pi d_{kan1} v_{kan1}} \quad (5.5)$$

a dále parametricky na zdvihu odlehčovacího ventilu. V rozsahu Re 0 -1000 jsou vyneseny pouze hodnoty součinitele průtoku, které byly získány z měření při zdvích ventilu 0.14 mm a 0.175mm. U těchto dvou měření nebyly chyby měření tak výrazné. Od hodnoty Re 1000 jsou dále zobrazeny průběhy součinitelů průtoku, získané měřeními i pro další zdvihy ventilu. Z těchto dalších průběhů je zřejmé, že jednotlivé průběhy součinitelů průtoku se již významně nemění. To lze opět přiřadit skutečnosti, že proudění v kanálech, nebo více méně na vstupu těchto kanálů, již dosáhlo svého konečného stupně turbulizace proudu, který již dále neovlivňuje ztráty v proudění a tím pádem i samotnou hodnotu součinitele průtoku. Z jednotlivých průběhů je dále patrné, že nastavený zdvih ventilu opět ovlivňuje asymptotickou hodnotu průtokového součinitele, ke které dané charakteristiky konvergují. V tomto případě však tato závislost není tak výrazná jako v případě průběhů součinitele průtoku u samotného ventilu. Přesto si můžeme povšimnout skutečnosti, že čím je hodnota zdvihu ventilu nad škrtkicí hranou menší, k tím menší hodnotě průtokového součinitele daná charakteristika konverguje. V tomto případě jsme získali přesně opačný výsledek, než kterého bylo dosaženo v případě charakteristik součinitele průtoku samotného odlehčovacího ventilu. Za povšimnutí dále stojí průběh součinitelů průtoku v oblasti hodnoty Re 1000. V této pozici zřejmě jednotlivé průběhy součinitelů průtoku nabývají svého lokálního maxima, což je patrné především z průběhu pro zdvih ventilu 0.14mm. Závislosti pro ostatní zdvihy tuto skutečnost tak výrazně nezobrazují. V tomto případě zřejmě průběh součinitele průtoku přívodních kanálů vykazuje nemonotónní průběh, který bude vhodné respektovat. Největší odchylky od jednotlivých průběhů uvedených v grafu vykazuje průběh pro hodnotu zdvihu 0.175mm. V tomto případě zřejmě půjde o anomálii způsobenou chybou během měření případně zpracování dat.

Na základě rozboru uvedeném v předchozích odstavcích můžeme pro vlastní aplikaci získaných hodnot součinitelů průtoku odlehčovacího ventilu a jeho přívodních kanálů přijmout následující závěry:

1. Pro explicitní vyjádření závislosti součinitele průtoku odlehčovacího ventilu bude nutné respektovat nejen závislost na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, ale i na aktuální hodnotě zdvihu ventilu během matematické simulace.

2. V případě explicitního vyjádření závislosti součinitelů průtoku přívodních kanálů tohoto ventilu zřejmě postačí (aniž bychom se při simulaci dopustili výrazné nepřesnosti) respektovat závislost pouze na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla. Toto můžeme provést s ohledem na to, že samotný zdvih ventilu výrazně neovlivňuje konečnou hodnotu součinitele průtoku, ke které dané charakteristiky konvergují. Příslušný rozptyl naměřených dat můžeme s výhodou použít k přesnější aproximaci výsledného průběhu hledané závislosti součinitele průtoku přívodních

kanálů. Dalším důvodem k přijetí tohoto zjednodušení je, že zvýšený rozptyl v grafu P20 viz. str. XVII, je zřejmě způsoben účinkem proudu na tlakový snímač umístěný v pozici 2 na konci přívodního kanálu. Rovněž nutno konstatovat, že energetická ztráta na kanálech nedosahuje takových hodnot, které by významně ovlivnily teplotu proudícího oleje a tím pádem i jeho viskozitu, ovlivňující samotné ztráty při proudění tímto úsekem.

5.2.3 Explicitní vyjádření závislostí součinitelů průtoku odlehčovacího ventilu a jeho přívodních kanálů

Ve stávajícím matematickém modelu hydraulického tlumiče, jehož úkolem je simulace silových účinků, se hodnoty součinitelů průtoku stanoví na základě tvaru rovnice (3.54) uvedené v kapitole 3.6.3. Jak je v této kapitole rovněž uvedeno, je v tomto případě samotná závislost součinitele průtoku vyjádřena jako funkce Reynoldsova podobnostního čísla, charakterizujícího režim průtoku z hlediska poměru setrvačných a třecích sil. Na základě provedených experimentů bylo zjištěno, že v případě součinitele průtoku samotného odlehčovacího ventilu bude nutné, kromě závislosti na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, respektovat i závislost na hodnotě samotného zdvihu ventilu nad škrťací hranou. Jednou z možností, jak nalézt vztah, který by respektoval závislost součinitele průtoku tohoto ventilu na obou hodnotách těchto nezávislých veličin, je samotnou úlohu separovat na dvě části. V podstatě to lze provést shodným způsobem, jakým byla měřena statická charakteristika odlehčovacího ventilu, přičemž samotný postup bude popsán dále.

Tedy nejprve předpokládejme, že hodnota zdvihu ventilu je neměnná a nachází se na konkrétní zvolené hodnotě. Za tohoto předpokladu můžeme hledat závislost součinitele průtoku pouze na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla. Nalezení této závislosti v podstatě představuje stanovení hodnot koeficientů $\alpha_{00}, \alpha_0, \alpha_1$, které se vyskytují v rovnici (3.54) a to takovým způsobem, aby daná experimentálně zjištěná závislost, byla co nejlépe aproximována tvarem příslušné funkce (3.54). Jako jedno z nejvhodnějších kritérií se v tomto případě nabízí nalézt hledané hodnoty koeficientů tak, aby bylo dosaženo minima sumy čtverců rozdílů mezi experimentálně zjištěnými hodnotami součinitelů průtoku, a vypočtenými na základě tvaru rovnice (3.54), pro shodné hodnoty nezávislého parametru Reynoldsova podobnostního čísla. Tento požadavek v podstatě představuje nalezení minima následující funkce

$$\Xi = \sum_{i=1}^n \left[\alpha_{vi} - \alpha_{00} - \alpha_0 \left(1 - e^{-\alpha_1 Re_i} \right) \right]^2 = \min \quad (5.6)$$

, pro trojici hledaných parametrů $\alpha_{00}, \alpha_0, \alpha_1$.

To znamená, že pro každý měřený průběh součinitelů průtoku by byla tímto způsobem zjištěna trojice koeficientů ve vztahu (3.54), která by příslušela konkrétní hodnotě zdvihu. Je zřejmé, že pro různé zdvihy ventilu, budou jednotlivé navzájem odpovídající si množiny hledaných koeficientů vztahu (3.54) nabývat různé hodnoty. Pokud se tyto závislosti podaří rovněž dostatečně vhodně aproximovat matematickou funkcí, která by reprezentovala jejich závislost pouze na aktuální hodnotě zdvihu ventilu, tak se nám podařilo získat závislost hodnoty součinitelů průtoku, jak na

hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, tak na hodnotě samotného zdvihu ventilu, přičemž formální zápis této funkce by nabýval následujícího tvaru

$$\alpha_v(\text{Re}, z) = \alpha_{oo}(z) + \alpha_o(z) \left(1 - e^{-\alpha_1(z)\text{Re}_i}\right). \quad (5.7)$$

Z tvaru předchozí funkce je zřejmé, že její tvar zůstává prakticky shodný s funkcí (3.54), přičemž závislost na zdvihu ventilu je do této funkce vnesena funkční závislostí jednotlivých parametrů $\alpha_{oo}, \alpha_o, \alpha_1$ na zdvihu ventilu. Abychom tedy mohli tyto závislosti získat, musíme nejprve provést řešení rovnice (5.6) s hodnotami získanými pro konkrétní zdvih ventilu. To v podstatě představuje nalézt řešení následující soustavy rovnic

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Xi}{\partial \alpha_{oo}} &= 0 \\ \frac{\partial \Xi}{\partial \alpha_o} &= 0 \\ \frac{\partial \Xi}{\partial \alpha_1} &= 0 \end{aligned} \quad (5.8)$$

pro nezávislé parametry součinitelů $\alpha_{oo}, \alpha_o, \alpha_1$. Tato soustava rovnic vede, v našem případě, vzhledem k tvaru rovnice (5.6), na soustavu nelineárních algebraických rovnic vzhledem k hledaným hodnotám $\alpha_{oo}, \alpha_o, \alpha_1$. Tuto soustavu lze řešit například prostřednictvím zobecněné Newtonovy iterační metody pro počáteční odhad hodnot parametrů $\alpha_{oo}, \alpha_o, \alpha_1$.

V našem případě bylo pro stanovení jednotlivých koeficientů $\alpha_{oo}, \alpha_o, \alpha_1$ odpovídajících konkrétní hodnotě zdvihu ventilu použito jednodušší metody numerického řešení s užitím počítače. Pro toto samotné řešení byl přijat předpoklad, že hodnota součinitele α_{oo} nabývá ve všech případech shodné konstantní hodnoty 0.2. - na základě následujících poznatků a tvrzení:

- Z jednotlivých experimentálně zjištěných průběhů závislostí součinitelů průtoku na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla (viz. graf 19, str. XVI) je patrné, že tečny počátků jednotlivých průběhů směřují právě do hodnoty 0.2.
- Samotným experimentálním měřením nelze přímo zjistit hodnotu součinitele průtoku pro nulovou hodnotu Reynoldsova podobnostního čísla.
- Z hlediska stability samotného numerického řešení vlastních diferenciálních rovnic, popisujících chování hydraulického tlumiče, je nevhodná volba nulové hodnoty součinitele průtoku, při nulové hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla.

Za výše uvedeného předpokladu se daná úloha nalezení minima funkce (5.6) zjednodušila na nalezení hodnot pouze dvou parametrů α_o, α_1 . Řešení v tomto případě představuje pouze nalezení minimální hodnoty z prvků matice obsahující

hodnoty sumy čtverců dané vztahem (5.6) pro zvolenou uspořádanou dvojici hodnot α_0, α_1 z intervalu, na kterém dané řešení očekáváme. V příloze na str. XVIII je uvedena trojrozměrná plocha představující závislost sumy čtverců, která je dána vztahem (5.6), pro zvolenou oblast hodnot α_0, α_1 a konstantní hodnotu zdvihu ventilu 0.116mm. Dvojice hodnot α_0, α_1 odpovídající minimální hodnotě průběhu této plochy v podstatě představují námi hledané řešení.

Jednotlivé součinitele α_0, α_1 příslušné dalším zdvihům ventilu byly rovněž zjištěny obdobným způsobem a jejich hodnoty jsou v závislosti na zdvihu ventilu uvedeny v grafu P23 a P24 v příloze na str. XIX. V těchto grafech jsou rovněž uvedeny jejich matematické aproximace, které byly rovněž získány metodou nejmenších čtverců. V případě závislosti součinitele α_0 , bylo použito aproximace lineární funkcí a v případě součinitele α_1 , bylo použito parabolické závislosti.

Na základě znalosti těchto průběhů, již lze stanovit hodnotu součinitele průtoku odlehčovacího ventilu nejen na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, ale rovněž na hodnotě zdvihu samotného ventilu a to prostřednictvím vztahu (5.7), přičemž závislosti jednotlivých koeficientů na hodnotě zdvihu jsou v tomto případě představeny následujícími vztahy

$$\alpha_{00} = 0.2, \quad (5.9)$$

$$\alpha_0(z) = -0.1819z + 0.4308, \quad (5.10)$$

$$\alpha_1(z) = 0.4784z^2 - 0.1322z + 0.0149. \quad (5.11)$$

Na tomto místě je nutné poznamenat, že za hodnoty zdvihu vyskytující se ve vztahu (5.10) a (5.11) je nutné dosadit v jednotkách **mm**. Plocha závislosti součinitele průtoku odlehčovacího ventilu, reprezentovaná vztahy (5.7), (5.9) až (5.11), je uvedena v grafu P25 v příloze na str. PXX. Ve stejném grafu jsou rovněž, pro srovnání, uvedeny hodnoty skutečně zjištěných součinitelů průtoku.

Ze vzájemného porovnání jednotlivých hodnot uvedených v grafu P25 plyne, že námi vytvořená aproximace závislosti součinitele průtoku dané průběhy vyhovujícím způsobem aproximuje pouze v určité oblasti. Z hlediska hodnoty zdvihu ventilu je poměrně slušně aproximována oblast v intervalu zdvihů 0.75mm až 0.16mm. Ale například v případě zdvihu 0.2mm tato závislost úplně nevyhovuje. Z hlediska závislosti na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla byla zjištěna následující skutečnost: Daný tvar funkce (5.7) je buď schopen přesně aproximovat tvar ohybu závislosti součinitele průtoku, ale v tom případě již není přesně schopen aproximovat hodnoty součinitelů průtoku, ke kterým příslušná charakteristika, odpovídající konkrétní hodnotě zdvihu, konverguje a naopak. Z toho tedy plyne, že tento tvar charakteristiky lze použít za předpokladu jisté hodnoty nepřesnosti, do hodnot Reynoldsových čísel 1300 a dále do zdvihu ventilu 0.16mm. V opačném případě průběh součinitele průtoku, jak z hlediska ohybu závislosti, tak z hlediska asymptotické hodnoty, ke kterému příslušná charakteristika konverguje. Matematický vztah, který by tyto naše požadavky mohl splnit, má následující tvar

$$\alpha = C \frac{X/\gamma}{1 + X/\gamma} \quad (5.12)$$

a byl získán z [12]. V této práci bylo tohoto vztahu užito k vyjádření závislosti součinitele průtoku přímo na zdvihu samotného ventilu. V našem případě by bylo opět výhodné tuto závislost vyjádřit jako funkci v závislosti na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, přičemž hodnoty neznámých parametrů této funkce by byly hledány v závislosti na aktuální hodnotě zdvihu samotného ventilu. Za tohoto předpokladu si vztah (5.12) formálně přepíšeme do tvaru

$$\alpha(\text{Re}, z) = \alpha_{oo}(z) + \alpha_o(z) \frac{\text{Re}/\gamma(z)}{1 + \text{Re}/\gamma(z)} \quad (5.13)$$

Naším cílem je opět nalézt hodnoty parametrů $\alpha_{oo}, \alpha_o, \gamma$ tak, aby příslušná funkce (5.13), pro konkrétní hodnotu zdvihu, co nejlépe postihla skutečný průběh závislosti součinitele průtoku. Tento požadavek opět představuje nalezení minima následující funkce

$$\Xi = \sum_{i=1}^n \left[\alpha_{vi} - \alpha_{oo} + \alpha_o \frac{\text{Re}_i/\gamma}{1 + \text{Re}_i/\gamma} \right]^2 = \min \quad (5.14)$$

Z výše uvedených důvodů opět zvolíme za součinitel α_{oo} hodnotu 0.2. Tím pádem je úloha nalezení minima funkce (5.14) opět zjednodušena na nalezení dvojice hodnot α_o, γ . V příloze na str. XXI je v prostorovém grafu uvedena plocha zobrazující závislost sumy rozdílů čtverců (5.14) v závislosti na hodnotách α_o, γ a to na intervalu, na kterém předpokládáme hledané řešení. Na základě určení minima této plochy opět určíme dvojici hodnot α_o, γ a jim příslušný zdvih ventilu, pro které funkce (5.14) nabývá minimální hodnoty. Takto získané součinitele jsou uvedeny v grafu P27 a P28 na str. PXXII v závislosti na hodnotě zdvihu ventilu. V těchto grafech jsou rovněž uvedeny matematické aproximace těchto závislostí, přičemž v případě součinitele α_o bylo použito lineární a v případě součinitele γ bylo použito kvadratické závislosti i přes to, že tato aproximace není v tomto případě dostatečně vyhovující.

Na základě znalosti těchto průběhů, již lze s pomocí (5.13) stanovit závislost součinitele průtoku na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla a na samotném zdvihu ventilu, přičemž závislosti jednotlivých koeficientů jsou dány následujícími předpisy

$$\alpha_{oo} = 0.2, \quad (5.15)$$

$$\alpha_o(z) = -0.1915z + 0.4801, \quad (5.16)$$

$$\gamma(z) = -5130.2z^2 + 1253.5z + 38.448. \quad (5.17)$$

Je nutné opět poznamenat, že za hodnoty zdvihů vyskytujících se ve vztahu (5.16) a (5.17) je nutné dosadit v jednotkách mm. Plocha závislosti součinitele průtoku odlehčovacího ventilu, reprezentována vztahy (5.13), (5.15) až (5.17), je uvedena v grafu P29 v příloze na str. XXIII. Ve stejném grafu jsou rovněž, pro srovnání, uvedeny hodnoty skutečně zjištěných součinitelů průtoku. Na základě porovnání průběhů jednotlivých hodnot v tomto grafu můžeme konstatovat, že bylo dosaženo lepší shody, než v případě aproximace funkcí (5.7) a to i přes to, že jsme nedostatečně vhodným způsobem vyjádřili závislost součinitele γ . Aproximace tvarem funkce (5.13) je vyhovující, jak z hlediska respektování tvaru ohybu, tak z pohledu dodržení asymptotické hodnoty, ke které daná charakteristika konverguje. Jediné oblasti, které i v tomto případě zůstávají problematické, jsou okraje této závislosti a to především v oblasti ohybu funkce. Skutečné průběhy součinitelů průtoku v těchto místech nabývají nižší hodnoty. Tento problém můžeme vyřešit několika způsoby. Lze například použít polynomu vyššího řádu, který by dostatečně výstižně respektoval závislost součinitele γ , jehož průběh byl zjednodušeně aproximován kvadratickou funkcí. Další možností je pro stanovení a výpočet jednotlivých součinitelů α_0, γ použít funkční předpis s požadavkem jiné normy. Z tohoto pohledu byl proveden pokus, zda by lépe nevyhovovaly koeficienty, které by byly získány ne na základě požadavku rozdílů minima čtverců, ale na základě rozdílů absolutních hodnot, což lze prezentovat následujícím předpisem

$$\Xi = \sum_{i=1}^n \text{abs} \left[\alpha_{vi} - \alpha_{oo} + \alpha_o \frac{\text{Re}_i / \gamma}{1 + \text{Re}_i / \gamma} \right] = \min. \quad (5.18)$$

Na základě předpisu (5.18) tak byly získány nové hodnoty součinitelů α_0, γ , které jsou vyneseny v grafu P30 a P31 v příloze na str. XXIV. V případě součinitele γ byla opět provedena aproximace kvadratickou funkcí a v případě aproximace součinitele α_0 byla lineární závislost nahrazena kvadratickou. Závislosti těchto součinitelů jsou v tomto případě dány následujícími předpisy

$$\alpha_o(z) = -1.5605z^2 - 0.1102z + 0.4745, \quad (5.19)$$

$$\gamma(z) = -5596.3z^2 + 1347.7z + 39.084. \quad (5.20)$$

V příloze na str. XXV je uvedena závislost součinitelů průtoku získaná s užitím předchozích vztahů. V totéž grafu jsou rovněž uvedeny průběhy experimentálně zjištěných součinitelů průtoku. Z porovnání hodnot uvedených v tomto grafu je zcela lepší aproximace, než v případě normy minima rozdílů absolutních hodnot bylo dosaženo mnohem zdá daná aproximace dostatečně vyhovující, přičemž rezerva dalšího zpřesnění, jak již bylo uvedeno, je v možnosti použití polynomu vyššího řádu v případě aproximace průběhu součinitele γ .

Kromě závislosti součinitele průtoku samotného odlehčovacího ventilu je dále nutné vyjádřit vztah, respektující závislost součinitele průtoku přívodních kanálů tohoto ventilu. Na základě rozboru uvedeném v kap. 5.2.2 bylo rozhodnuto, že k vyjádření jeho závislosti bude použito pouze jednoho parametru a to Reynoldsova podobnostního čísla. Samotný průběh v tomto případě můžeme matematicky aproximovat buď prostřednictvím vztahu (3.54) nebo (5.13). Vzhledem k tomu, že bylo dosaženo lepší aproximace (z hlediska ohybu funkce a dosažení asymptotické hodnoty) s užitím vztahu (5.13), proto bude použito tohoto. Jak bylo uvedeno v kap. 5.2.2, tak v okolí hodnoty Reynoldsova čísla 700 nabývá závislost součinitele průtoku svého lokálního extrému, přičemž asymptotická hodnota je o něco nižší. Tento extrém by bylo vhodné rovněž respektovat. Lze to provést například tak, že matematická závislost (5.13) bude celá přenásobena funkcí, která by tento skok byla schopna respektovat. V našem případě bylo použito matematické funkce $\arctg$, přičemž celková závislost respektující závislost součinitele průtoku přívodních kanálů odlehčovacího ventilu má následující tvar

$$\alpha_{kan1} = \left[\alpha_{ookan1} + \alpha_{okan1} \frac{Re/\gamma_{kan1}}{1 + Re/\gamma_{kan1}} \right] \left[c_{kan1} \cdot \arctg(Re \cdot d_{kan1} + e_{kan1}) + f_{kan1} \right]. \quad (5.21)$$

Konstanty v tomto vztahu jsou uvedeny v tab. 5.1. Ve zjednodušeném případě lze, pro aproximaci součinitele průtoku přívodních kanálů, použít jednoduššího vztahu (5.13), přičemž jednotlivé koeficienty v tomto případě již nebudou funkční závislosti zdvihu, ale konstanty, které jsou pro tento případ uvedeny v tab. 5.2.

Konstanty vztahu (5.21), k určení závislosti součinitele průtoku přívodních kanálů odlehčovacího ventilu

α_{ookan1}	0.1
α_{okan1}	0.432
γ_{kan1}	93
c_{kan1}	-0.06366
d_{kan1}	0.004
e_{kan1}	-3
f_{kan1}	1.1

Tab. 5.1

Konstanty vztahu (5.13), k určení závislosti součinitele průtoku přívodních kanálů odlehčovacího ventilu

α_{ookan1}	0.1
α_{okan1}	0.432
γ_{kan1}	93

Tab.5.2

V příloze na str. XXVI jsou v grafech P33 a P34 ukázkově uvedeny oba typy aproximace průběhů součinitelů průtoku přivodních kanálů odlehčovacího ventilu a to včetně experimentálně zjištěných dat.

5.2.4 Stanovení tuhosti přitlačné pružiny odlehčovacího ventilu

V kapitole 5.2.1. bylo uvedeno, že samotný matematický model odlehčovacího ventilu je parametrický soustředěn do podoby tuhé desky s přitlačnou pružinou (o proměnné tuhosti), jejíž funkci zastává svazek deformovatelných planžet, kterým je odlehčovací ventil ve skutečnosti tvořen. V této kapitole bylo dále uvedeno, že prioritní snahou je se samotným matematickým modelem tlumiče dosáhnout takových výsledků, které by v co největší míře odpovídaly skutečným odezvám tlumiče pro jeho konkrétní nastavení a stejný průběh pracovního cyklu. Tento požadavek znamená, že v tomto případě je pro samotnou matematickou parametrizaci důležité, abychom při modelování ventilu redukovaného do podoby tuhé desky, jehož zdvih je idealizovaně redukován do jednoho směru, obdrželi z hlediska totožných proudových poměrů ekvivalentní hodnotu tlakové ztráty, ke které dochází u ventilu skutečného, tak i u jeho idealizované náhrady. Dosažení této ekvivalence, která spočívá v dodržení shodné hodnoty tlakového seškrčení, pro konkrétní hodnotu objemového průtoku v podstatě představuje dodržení totožných geometrických poměrů mezi ventilem skutečným a jeho matematickou parametrizací. Toho ovšem, vzhledem ke zjednodušení samotné úlohy, nelze nikdy zcela přesně dosáhnout. Tento problém musí být tedy vyřešen poněkud odlišným způsobem, který bude vysvětlen dále.

K samotnému řešení bude použito změřené závislosti statické charakteristiky odlehčovacího ventilu, jejíž graf je uveden v příloze na str. XIV. Kromě této charakteristiky byly dále změřeny průtočné charakteristiky se skutečným odlehčovacím ventilem a to pro dvě různé skladby. Ventil byl v těchto případech sestaven z planžety, která obsahovala výseky kalibrovaného otvoru stálého průtoku kapaliny shodného tvaru, jež byl použit při měření statické charakteristiky ventilu v podobě tuhé desky. Odlišnosti ve skladbě měřených konfigurací skutečného odlehčovacího ventilu se týkaly tloušťky další planžety tvořící skladbu odlehčovacího ventilu. Samotné měření těchto závislostí bylo uskutečněno způsobem, který byl popsán v kap. 5.2.1. Jak již bylo v této kapitole rovněž uvedeno, velkou nevýhodou těchto charakteristik je, že ke konkrétní uspořádané dvojici hodnot (objemový průtok – tlakové seškrčení) nemáme informaci o aktuální hodnotě zdvihu ventilu, případně o hodnotě průtočného průřezu samotným ventilem, jehož hodnota je závislá na aktuální hodnotě objemového průtoku. Prostřednictvím celkové statické charakteristiky ventilu, která byla změřena s pomocí speciálně zhotoveného přípravku nahrazujícího skutečný ventil tuhou deskou, je však možné tento problém s určitou přesností vyřešit. Vlastní stanovení hodnoty zdvihu ventilu, odpovídající konkrétní hodnotě objemového průtoku a tlakové ztrátě lze získat jako průnik plochy celkové statické charakteristiky s plochou, která vznikne kolmým průmětem statické charakteristiky skutečného ventilu na rovinu objemový průtok – tlaková ztráta. Ukázky průníků těchto charakteristik jsou pro dvě různé skladby ventilu uvedeny v příloze na str. XXVII a XXVIII. Dále v příloze na str. XXIX jsou uvedeny výsledky těchto dvou průníků v jednom grafu, přičemž z charakteru jejich průběhu můžeme vyčíst některé základní skutečnosti.

Řešení průniku pro obě dvě skladby ventilů nejprve putuje po charakteristice odpovídající nulovému zdvihu ventilu. Z toho plyne, že celkový objemový průtok je soustředěn do průřezu kalibrovaných otvorů. Pro vyšší hodnoty tlakového spádu průnik opustí průběh paraboly odpovídající nulové hodnotě zdvihu ventilu a pokračuje dále do oblasti charakteristiky s rostoucí hodnotou zdvihu ventilu. Samotná poloha bodu, ve kterém charakteristika průniku opustí průběh odpovídající nulové hodnotě zdvihu ventilu, je závislá na skladbě planžet samotného ventilu, což je patrné i ze samotného grafu P37. V případě tužší skladby je nutné dosáhnout většího tlakového spádu, který způsobí zdvih ventilu nad škrťací hranu. Samotná skladba rovněž ovlivňuje i směr a strmost řešení na ploše celkové statické charakteristiky odlehčovacího ventilu.

Takto získané posloupnosti bodů řešení průniku, odpovídajících konkrétní skladbě ventilu, můžeme použít ke stanovení silové charakteristiky pružiny použité v matematickém modelu. Silová charakteristika této pružiny v podstatě odráží skladbu skutečného ventilu a proto její matematická aproximace významně ovlivňuje výsledné chování samotného matematického modelu tlumiče během simulace v korespondenci s odpovídající skladbou a nastavením ventilu reálného tlumiče. Průběh silové charakteristiky stanovíme na základě zjednodušeného tvaru pohybové rovnice odlehčovacího ventilu, jejíž tvar je

$$m_1 \ddot{x}_1 + B_{p1} \dot{x}_1 + F_{pru}(x_1, x_{prpl}) + S_{outpl} p_3 = S_{inpl} p_2 + \frac{Q_v^2 \rho}{A_{kanl} n_{kanl}} C_F. \quad (5.22)$$

V této rovnici zanedbáme první a druhý člen na levé straně, protože samotné měření bylo prováděno v režimu ustáleného proudění, kdy nepředpokládáme, že by docházelo k pohybu samotného ventilu. Třetím členem na levé straně rovnice symbolicky naznačujeme, že síla přítlačné pružiny je obecně funkcí hodnoty deformace svazku planžet, který je dán součtem počáteční deformace ve smontované poloze a zdvihu ventilu od této polohy v místě škrťací hrany. Pro vlastní stanovení průběhu síly přítlačné pružiny budeme předpokládat, že hodnoty průřezů S_{outpl}, S_{inpl} nabývají shodné hodnoty, která je uvedena v tab. P6. Z hlediska zachování maximální míry podobnosti mezi modelem tlumiče a jeho reálnou předlohou je důležité, aby hodnoty průřezů S_{outpl}, S_{inpl} byly shodně dosazeny i do souboru definičních dat samotného matematického modelu tlumiče. Posledním členem v rovnici (5.22) zjednodušeně respektujeme dynamický účinek proudu kapaliny, který vytéká z přívodních kanálů na ventil. Za výše uvedených předpokladů si pohybovou rovnici (5.22) upravíme do tvaru

$$F_{pru}(x_1, x_{1st}) = S_{inpl}(p_2 - p_3) + \frac{Q_v^2 \rho}{A_{kan} n_{kan}} C_F, \quad (5.23)$$

ze kterého můžeme odpovídající hodnotě objemového průtoku a zdvihu ventilu, jejichž konfigurace určuje i příslušný tlakový spád, stanovit odpovídající hodnotu síly přítlačné pružiny, jejíž hodnota by v daném režimu stacionárního průtoku zajistila podobnost mezi modelem ventilu a jeho reálnou předlohou. Součinitelem C_F

snižujeme velikost ideální hydrodynamické síly na těleso ventilu, přičemž v našem případě jsme použili hodnoty 0.8.

V příloze na str. XXX jsou v grafu P38 vyneseny hodnoty potřebné síly pružiny, které byly získány prostřednictvím vztahu (5.23). Tyto hodnoty jsou vyneseny v závislosti na hodnotě zdvihu ventilu nad škrťací hranou a to pro dvě různé skladby ventilu. Kromě toho jsou v tomto grafu rovněž zobrazeny funkční závislosti, prostřednictvím kterých byly tyto průběhy aproximovány. K samotné matematické aproximaci bylo použito funkce, která je součástí vztahu (3.43) a jejíž tvar je následující

$$F = C_{1p1}(x_1 + x_{prp1}) + C_{2p1}(x_1 + x_{prp1})^2 + C_{3p1}(x_1 + x_{prp1})^3. \quad (5.24)$$

Hodnota x_{prp1} představuje počáteční deformaci svazku planžet v místě škrťací hrany, jehož hodnota byla získána z výrobní dokumentace pístu a je uvedena v příloze na str. XLVI v tab. P6. Samotné vyjádření konkrétní závislosti silové odezvy pružiny představené rovnicí (5.24) a odpovídající konkrétní skladbě v podstatě představuje nalezení neznámých hodnot součinitelů $C_{1p1}, C_{2p1}, C_{3p1}$. Tyto můžeme stanovit např. prostřednictvím metody nejmenší hodnoty sumy rozdílů čtverců mezi skutečnou silou a její aproximací v daném bodě. To v tomto případě představuje nalezení minima následující funkce

$$\sum_{i=1}^n (F_i - C_{3p1}(x_i + x_{prp1})^3 - C_{2p1}(x_i + x_{prp1})^2 - C_{1p1}(x_i + x_{prp1}))^2 = \min \quad (5.25)$$

pro hledané hodnoty součinitelů $C_{1p1}, C_{2p1}, C_{3p1}$. Vzhledem k tomu, že hodnoty těchto součinitelů se uvnitř závorky nachází v první mocnině, řešení tohoto problému vede na jednoduchou soustavu tří lineárních rovnic, jejichž tvar je v maticové podobě následující

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n (x_i + x_{prp1})^2 & \sum_{i=1}^n (x_i + x_{prp1})^3 & \sum_{i=1}^n (x_i + x_{prp1})^4 \\ \sum_{i=1}^n (x_i + x_{prp1})^3 & \sum_{i=1}^n (x_i + x_{prp1})^4 & \sum_{i=1}^n (x_i + x_{prp1})^5 \\ \sum_{i=1}^n (x_i + x_{prp1})^4 & \sum_{i=1}^n (x_i + x_{prp1})^5 & \sum_{i=1}^n (x_i + x_{prp1})^6 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} C_{1p1} \\ C_{2p1} \\ C_{3p1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum_{i=1}^n F_i (x_i + x_{prp1}) \\ \sum_{i=1}^n F_i (x_i + x_{prp1})^2 \\ \sum_{i=1}^n F_i (x_i + x_{prp1})^3 \end{Bmatrix}. \quad (5.26)$$

Hodnoty takto získaných koeficientů jsou pro dvě různé skladby ventilu uvedeny v tab. 5.3.

Tabulka koeficientů tuhosti přitlačné pružiny odlehčovacího ventilu tlumiče pro dvě různé skladby tohoto ventilu

Koeficient	Ventil 0.1mm	Ventil 0.2mm	Jednotky
C_{1pl}	3.69e6	2.1e10	N / m
C_{2pl}	-3.667e10	2.417e9	N / m^2
C_{3pl}	4.2712e14	-4.117e14	N / m^3

Tab. 5.3

5.2.5 Stanovení hmotnosti parametrizovaného ventilu

Další veličinou, kterou je nutné pro vlastní simulaci stanovit je hmotnost parametrizovaného ventilu. Její zjištění je obecně komplikovanou záležitostí, protože neznáme funkci deformace jednotlivých planžet příslušného ventilu. Lze ji určit alespoň přibližně, pokud přijmeme předpoklad, že k deformaci ventilu dochází v základním deštníkovém tvaru, přičemž tvar průhybu ventilu je aproximován funkcí kosinus. Tuto funkci můžeme vyjádřit následující rovnicí

$$y(r, t) = A \sin(\omega t) \left[1 - \cos\left(\frac{\pi(R_1 - r)}{2(R_1 - R_2)}\right) \right]. \quad (5.27)$$

První derivací dle času předešlé rovnice získáme závislost průběhu rychlosti jednotlivých souřadnic kmitající desky ventilu. Z rovnosti hodnoty kinetické energie harmonicky kmitajícího ventilu redukováného do podoby tuhé desky a kinetické energie svazku planžet tloušťky h , jehož pohyb je popsán rovnicí (5.27) získáme vztah pro přibližné určení hodnoty redukované hmotnosti ventilu, který je dán následujícím vztahem

$$m_{red} = 2\pi\rho h \int_{R_1}^{R_2} r \left[1 - \cos\left(\frac{\pi(R_1 - r)}{2(R_1 - R_2)}\right) \right]^2 dr. \quad (5.28)$$

Pro náš případ sestavy odlehčovacího ventilu byly tímto způsobem vypočteny následující hodnoty redukováných hmotností,

Planžeta	m_{red}
Ventil 0.1mm	0.3 g
Ventil 0.2mm	0.4 g

Tab. 5.4

které je nutné dosadit do souboru definičních dat odpovídajících konkrétní skladbě ventilu.

5.2.6 Experimentální proměření teploty proudícího oleje

Při průtoku kapaliny daným pracovním prvkem tlumiče, jehož funkcí je škrtit průtok, je tlaková energie kapaliny na vstupu z větší části transformována na vnitřní energii vystupující kapaliny. Nárůst vnitřní energie se navenek projeví vzrůstem termodynamické teploty. Mechanismus, prostřednictvím kterého je mechanická energie proudící kapaliny nevratně transformována do podoby tepelné, byl podrobněji popsán v kapitole 2.3. Je nutné mít na paměti, že změna teploty přímo ovlivňuje reologické vlastnosti proudící kapaliny (např. viskozitu a rozpustnost plyných složek), a proto bylo účelné ji během vlastního experimentu sledovat. Dále je zjištěno, že za provozu skutečného tlumiče dochází v určité míře i ke karbonizaci oleje, což je zřejmě zapříčiněno spalovacími procesy. Tento jev byl pozorován i u oleje použitého pro vlastní experimenty a projevoval se postupnou změnou jeho optické průhlednosti (zákal).

Samotné měření teploty proudícího oleje během vlastního experimentu bylo nutné z následujících důvodů. Definiční vztah Reynoldsova podobnostního čísla obsahuje kinematickou viskozitu použitého oleje, jejíž hodnota souvisí s jeho teplotou. Dále bylo účelné částečně zmapovat teplotní změny, kterým je olej během průtoku přes sestavu pístu s odlehčovacím ventilem vystaven. Tím by bylo možné lokalizovat nebezpečnou oblast s největším tepelným namáháním, které je zřejmě příčinou spalovacích procesů a tím pádem i znehodnocení a degradace pracovního média tlumiče. Kromě toho nárůst teploty na daném úseku nám dává představu o tom, jaké množství tlakové energie bylo zmařeno za předpokladu, že nedošlo k razantnímu odvodu tepla do okolních prvků tlumičové sestavy. Na obr. 5.2 jsou chronologicky ve směru proudění naznačena místa, ve kterých byly instalovány snímače teploty proudícího oleje. Jde o umístění do následujících pozic:

- 1 - oblast na vstupu pístu
- 2 - předkomůrka před samotným odlehčovacím ventilem
- 3 - škrťací štěrbina (dosedací plocha ventilu)
- 4 - oblast vystupujícího proudu
- 5 - úplav za pístem

V příloze na str. IV a V jsou uvedeny fotografie skutečné instalace těchto snímačů, které byly jednorázově zalepeny do sestavy pístu s pístnicí. V grafu P39 v příloze na str. XXXI jsou dále ukázkově uvedeny průběhy teplot v těchto vybraných pozicích a to pro zdvih ventilu 0.052mm a objemový průtok 0.468 l/s. Pro stejné nastavení jsou v tabulce 5.5 uvedeny hodnoty tlakových ztrát na jednotlivých prvcích a jim příslušné hodnoty mařených výkonů, které byly získány jako součin tlakové ztráty na daném prvku a objemového průtoku v základních jednotkách. V tomto případě je zhruba 15% celkové energie mařeno na přívodních kanálech a zbytek na jednotlivými pozicemi, které byly získány z výše zmíněného grafu P39. K těmto nárůstům teploty jsou v tabulce 5.6 dále uvedeny příslušné hodnoty mařených výkonů na daném úseku získané na základě předpokladu, že daný měřený nárůst teploty na daném úseku je středním nárůstem teploty proudícího oleje.

Hodnota výkonové ztráty získaná z rozdílu teplot mezi pozicí 5 a 1 nám dává zhruba o 35 W menší hodnotu mařeného výkonu, než je hodnota mařeného výkonu

✓

daná součtem hodnot uvedených v tabulce 5.5. Tento výsledek poměrně přesně vystihuje základní tepelnou bilanci, udávající rovnováhu mezi hodnotou mařené energie proudící tekutiny a její transformací na vnitřní. To, že jsme v tomto případě výpočtem mařeného výkonu přes změřené teploty v pozicích 5 a 1 získali menší hodnotu odpovídá tomu, že část tepla byla při proudění úsekem 1 – 5 kapalině odebrána okolním prostředím (tělesem pístu). Tuto rovnováhu na první pohled nedostáváme z hodnoty mařeného výkonu stanoveného z teplotní difference mezi pozicemi 3 a 1. Tento výsledek se jeví jako zcela nesmyslný, protože nárůst teploty by neměl překročit takovou hodnotu, která by vedla k vyšší výkonové ztrátě, jež je dána součtem hodnot uvedených v tab. 5.5. Pokud tedy nedošlo k chybě během vlastního měření teploty v pozici 3, což je málo pravděpodobné, tak pro stanovení výkonu na základě takto změřené teploty v tomto případě byl zřejmě učiněn chybný předpoklad, že v dané pozici měříme střední nárůst teploty proudící kapaliny. Vzhledem k tomu, že snímač teploty v pozici 3 je prakticky součástí stěny škrťací hrany, přibližujeme se tímto k měření teploty v tenkých smykových vrstvách s velkými příčnými gradienty rychlosti, které samy o sobě hrají významnou roli v procesu škrcezení a disipace mechanické energie proudící kapaliny. V příloze na str. XXXIV je uvedena ukázka možného tvaru teplotní mezní vrstvy, která byla získána prostřednictvím numerické simulace ve 2D modelu s užitím software FLUENT. Z jejího průběhu je zřejmé, že proces disipace mechanické energie proudu se uskutečňuje pouze v úzké oblasti a v těsné blízkosti stěn, na kterých jsou vysoké hodnoty příčných gradientů nárůstu rychlosti. Ze samotné simulace je rovněž zřejmé, že v samotném jádru vlastního proudu prakticky k žádnému ohřevu nedochází. V příloze na str. XXXII je uveden graf průběhu teploty oleje v pozici 3 v závislosti na čase a parametricky na objemovém průtoku pro konstantní hodnotu zdvihu ventilu 0.032mm. Je zřejmé, že nárůst teploty v této pozici je přirozeně přímo úměrný samotné hodnotě objemového průtoku, s nímž roste i rychlostní gradient v blízkosti stěny. Nejvyšší nárůst teploty, který byl pro tento zdvih ventilu zaznamenán, nabývá hodnoty 3 °C. Dále v příloze na str. XXXV je uveden třírozměrný graf, zobrazující průběh experimentálně změřených nárůstů teploty v pozici 3 v závislosti na aktuální hodnotě zdvihu a objemovém průtoku. Největší nárůst, který byl na vyšetřované oblasti zaznamenán, v podstatě nepřekračuje hodnotu 6.5 °C.

To znamená, že jak v případě numerické simulace, tak v případě experimentálního měření nebyly zjištěny takové nárůsty teploty, které by mohly být příčinou spalovacích procesů. Tím je tedy potvrzeno, že smykové vrstvy s vysokým příčným gradientem rychlosti zřejmě nejsou, samy o sobě, příčinou degradace oleje a to díky poměrně vysoké tepelné kapacitě pracovního média, které je schopné disipovanou energii poměrně dobře akumulovat s nevýznamným nárůstem střední hodnoty vlastní termodynamické teploty pro jeden pracovní cyklus. Dalšímu nárůstu teploty ve vlastní smykové vrstvě brání i skutečnost, že značná část tepla může být odebrána i materiálem stěny, v jejíž těsné blízkosti vlastní smyková vrstva vzniká.

Na druhé straně, jak již bylo uvedeno, jsou samotné spalovací procesy v oleji pozorovány a jejich příčina musí být proto nějakým způsobem vysvětlena. K vlastnímu objasnění může přispět i ukázka kavitačního porušení povrchu planžety odlehčovacího ventilu, jejíž fotografie je uvedena v příloze na str. XXXVI. Na této planžetě jsou poměrně dobře lokalizovatelné oblasti, ve kterých byla umístěna planžeta obsahující výseky kalibrovaných otvorů, ve kterých je kavitační porušení nejvíce patrné. Za zmínku dále stojí, že v samotné oblasti porušení existují tři význačná maxima a to na okraji a ve střední oblasti. Tato umístění nejsou zřejmě náhodná, protože se nachází u všech kalibrovaných otvorů této planžety prakticky

v totožných pozicích. Dále je nutné poznamenat, že ke kavitačnímu poškození prakticky došlo pouze v případě prvního experimentu, přičemž u ostatních tento jev již nebyl pozorován. Příčinou tohoto bylo, že při prvním měření nebyla ještě dostatečně zvládnuta a propracována metodika dokonalého odvzdušnění systému generátoru a vlastní zkušební komory, která je podrobně popsána v [19]. Během této první ověřovací zkoušky byl ve vlastní zkušební komoře, kromě samotného tlumičového oleje v určitém množství přítomen i nerozpuštěný vzduch. Příčinou toho zřejmě došlo k tomu, že byla snížena hodnota tlakového prahu, při kterém dochází ke vzniku kavitačních jevů, které v tomto případě byly, s největší pravděpodobností, příčinou porušení povrchu planžety odlehčovacího ventilu. Jak je obecně známo, tak samotný kavitační proces kolapsu kavitačních bublinek je poměrně časově rychlý děj, který je v malých lokalitách doprovázen vysokými teplotami v řádu tisíců °C. Z toho tedy plyne, že na spalovacích procesech a tím pádem i na samotné degradaci oleje se s největší pravděpodobností podílí právě kavitační jevy, jejichž vznik může být, sám o sobě, ovlivněn celou řadou dalších faktorů a skutečností (např. množství nerozpuštěného vzduchu, geometrická konstrukce kanálů a štěrbin, průběh teplotní mezní vrstvy, atd.).

Kromě zjednodušené simulace ve 2D řezu byl uskutečněn i pokus simulovat průtok odlehčovacím ventilem v prostorovém uspořádání, které ve skutečnosti nemůže zjednodušený model ve 2D zcela přesně nahradit. Úloha simulace ve 3D byla v tomto případě zjednodušena a to s užitím následujících předpokladů:

- Proudění ventilem bylo uvažováno jako stacionární
- Byl použit šestinový výřez pístu obsahující jeden přívodní kanál, přičemž na okrajích tohoto výřezu byla použita okrajová podmínka symetrie.
- Planžeta odlehčovacího ventilu byla tvořena tuhous deskou o konstantní hodnotě zdvihu v celém rozsahu a to 0.2mm nad škrtkovou hranou.
- Pro výpočet byly použity dva matematické modely a to laminární a turbulentní $k-\varepsilon$ obsahující rovnice transportu turbulentní kinetické energie a disipační funkci.
- Pro modelování proudění v blízkosti stěn bylo použito principu přímé numerické simulace (nebyly použity aproximační stěnové funkce).
- Jako proudícího média bylo použito nestlačitelné kapaliny o viskozitě a hustotě odpovídající tlumičovému oleji.
- Nebyl uvažován odvod teplota do okolního prostředí.
- K systému bilančních rovnic zákona zachování hmoty a hybnosti byla přidána i rovnice zákona zachování energie.

V příloze na str. XXXVII až XL jsou demonstrativně uvedeny ukázky získaných výsledků. Nejprve si můžeme všimnout vývinu teplotní mezní vrstvy na planžetě odlehčovacího ventilu, jehož výsledek je uveden na obr. P19. Oproti simulaci

provedené pro 2D případ je zajímavé, že k většímu teplenému namáhání dochází zřejmě na planžetě ventilu, kde je tvorba teplotní mezní vrstvy více patrná a největší nárůst teploty proudícího oleje zde dosahuje takřka 20°C . Naproti tomu v pozici stěny škrtkové hrany, která je součástí tělesa pístu a kde byla i teplota snímána, není vývin teplotní mezní vrstvy tak výrazný a maximální teplotní nárůst zde dosahuje hodnoty zhruba 4°C . Tento výsledek poměrně přesně koresponduje s měřením teploty, které bylo prováděno při vlastním experimentálním výzkumu součinitelů průtoku tohoto typu ventilu.

V příloze na str. XXXVII až XXXIX jsou uvedeny průběhy teplotního pole ve škrtkové šterbině a to v řezech vzdálených 0.2mm, 0.19mm a 0.18mm od škrtkové hrany. Zde je opět patrné, že čím blíže se nacházíme povrchu planžety odlehčovacího ventilu, tím většímu nárůstu teploty je kapalina vystavena. Kromě toho si můžeme všimnout další zajímavé skutečnosti: V oblasti škrtkové šterbiny jsou v radiálním směru patrné směry, ve kterých je nárůst teploty větší a naopak směry, ve kterých je nárůst teploty menší, přičemž tyto se navzájem střídají a vytváří pole proužků ve škrtkové šterbině. Toto pole proužků je výrazně patrné především pro zdvih 0.18mm. Na obrázcích P24 až P26 jsou dále pro zajímavost uvedeny průběhy rychlostního pole ve škrtkové šterbině a to v řezech vzdálených 0.19mm, 0.15mm a 0.1mm od škrtkové hrany. Z těchto průběhů je rovněž patrné, že v tomto případě tekutina nevytéká v radiálním směru na daném poloměru shodnou rychlostí, ale opět je zde patrné střídání oblastí v radiálním směru s pomalejší a rychlejší výtokovou rychlostí, které zjevně vytváří pole radiálních proužků. Za zmínku stojí a jistě zajímavou skutečností je i to, že podobný obraz proužkové struktury byl zaznamenán i během kavitačního porušení, jehož ukázka je uvedena na obrázcích P17 a P18. K získaným numerickým výsledkům dále nutno poznamenat, že v příloze jsou uvedeny pouze ty, které byly získány s užitím laminárního matematického modelu. Výsledky získané s užitím turbulentního modelu $k-\varepsilon$ rovněž vykazovaly tvorbu proužkové struktury, ale průběhy teplotních polí se jevily jako nereálné a proto zde nejsou uvedeny.

V této chvíli nejsem schopen zodpovědně stanovit, zda průtok škrtkové šterbinou je za všech okolností doprovázen takovýmto proužkovým jevem neboli sekundárními smykovými vrstvami. Ty by ve svém důsledku znamenaly razantnější disipaci mechanické energie proudící kapaliny, protože kromě smykových vrstev vznikajících v blízkosti stěn zde zřejmě vznikají i smykové vrstvy mezi radiálně vytékajícími paprsky, které se vůči sobě pohybují navzájem různými rychlostmi. Je možné i to, že získané výsledky nemusí být pravdivé a vzniklá proužková struktura je způsobena například nedokonalou konvergencí samotné matematické úlohy, případně nevhodnou skladbou sítě konečných objemů. Nelze ovšem opomenout skutečnost, že velice podobnou proužkovou strukturu zanechalo již zmíněné kavitace poškození.

Z těchto důvodů by bylo v budoucnu vhodné tento jev o něco podrobněji numericky případně experimentálně prozkoumat a to s cílem zjistit, zda tento typ proudění škrtkové šterbinou může vůbec fyzicky existovat a pokud ano, tak za jakých okolností a podmínek. Dále, zda tento typ proudění není doprovázen některými zvláštnostmi, např. účinnějším disipačním účinkem, větší náchylností k tvorbě kavitace projevů, vzniku hydrodynamické hlučnosti a případně jiných fenoménů doprovázejících vlastní proudění tohoto typu.

Tabulka vzniklé tlakové ztráty při průtoku přes odlehčovací ventil a jeho přívodní kanály pro zdvih ventilu 0.052mm a objemový průtok 0.468 l/s

Prvek	Tlaková ztráta [MPa]	Mařený výkon [W]
Odlehčovací ventil	1.23	575
Přívodní kanály	0.196	90

Tab. 5.5

Tabulka zjištěných měřených nárůstů teplot na jednotlivých úsecích a jim příslušné výkonové ztráty pro zdvih ventilu 0.052mm a objemový průtok 0.468 l/s

Pozice	ΔT	Odpovídající výkon [W]
$t_5 - t_1$	0.9	630
$t_4 - t_1$	1	700
$t_3 - t_1$	2.6	1820
$t_2 - t_1$	0.3	210
$t_4 - t_2$	0.7	490

Tab. 5.6

5.2.7 Olej použitý pro experimenty

Ve všech experimentech, které byly prováděny, byl použit tlumičový olej PARAMO MOGUL SILENCE 15. Pro tento tlumičový olej byla experimentálně změřena závislost kinematické viskozity na teplotě, jejíž graf je včetně analytického popisu této závislosti v měřeném rozsahu uveden v příloze na str. XXXIII.

5.3 Měření statické charakteristiky zpětného ventilu

V této kapitole se zaměříme na problematiku získání součinitelů průtoku zpětného ventilu. Tato se ve své podstatě naprosto shoduje s metodikou měření, která byla představena pro odlehčovací ventil a proto bude popsána ve zjednodušené podobě, přičemž cílem samotného popisu bude především upozornit na významné odlišnosti oproti ventilu odlehčovacímu.

Samotný zpětný ventil je stejně jako ventil odlehčovací součástí sestavy pístnice. Jeho dominantní funkcí je, pro náš typ tlumiče, zajištění jednosměrného průtoku mezi komorou pod pístem a nad pístem a to ve stlačovací fázi tlumiče. Na druhou stranu existují i provedení tohoto typu ventilu, účelně konstruované pro definované seškrvení proudu kapaliny, ale to není náš případ. Z konstrukčního hlediska se tento námi prošetřovaný ventil liší oproti odlehčovacímu především tím, že není tvořen sestavou deformovatelných planžet, ale tuhou deskou. Tato je ke škrtící hraně přitlačována přidavnou pružinou. Další odlišnost spočívá v tom, že tento typ ventilu neobsahuje kalibrováný otvor, z čehož plyne, že při nulovém zdvihu je tímto ventilem prakticky znemožněn průtok.

Podobně jako v případě vyšetřování závislosti součinitelů průtoku odlehčovacího ventilu bylo nejprve nutné proměřit celkovou statickou charakteristiku, zobrazující závislost tlakového spádu na hodnotě objemového průtoku a aktuálním zdvihu ventilu, musíme tímto způsobem postupovat i při vyšetřování součinitelů průtoku ventilu zpětného. Z experimentálního hlediska máme tuto úlohu zjednodušenu tím, že nemusíme vyrábět složitý přípravek matice nahrazující svazek deformovatelných planžet, ale můžeme přímo použít tuhé desky ventilu. Ta byla ve čtyřech místech provrtána a lze ji prostřednictvím sady přesně broušených podložek upevnit v definované vzdálenosti nad škrťací hranou. Ukázka konstrukce upevnění tohoto ventilu během vlastního měření a instalace miniaturního snímače tlaku do oblasti před samotný ventil je uvedena v příloze na str. VI.

S pomocí tohoto jednoduchého přípravku byla získána závislost tlakového spádu vzniklého v důsledku průtoku přes tento ventil a to na hodnotě objemového průtoku a aktuálním zdvihu ventilu. Její průběh je uveden v příloze na str. XLI. K samotnému měření tlakového spádu tohoto ventilu je nutné poznamenat, že se musíme smířit s poněkud nižší přesností měření, která je obecně tím menší, čím menší tlakovou diferencí měříme.

Grafem statické charakteristiky zpětného ventilu je podobně jako v případě ventilu odlehčovacího soustava parabol rovnoběžných s rovinou „tlaková ztráta – objemový průtok“. Tyto paraboly mají svůj vrchol na hodnotě nulového objemového průtoku, kdy na ventilu přirozeně nevzniká žádná tlaková diference. Průběh parabol je opět významně ovlivněn hodnotou zdvihu ventilu nad škrťací hranou. Tato závislost nebyla doměřena až do hodnoty nulového zdvihu, jako v případě odlehčovacího ventilu, protože tento, jak již bylo řečeno, neobsahuje kalibrovaný otvor.

Dále si můžeme všimnout další zajímavé skutečnosti, že charakteristiky, které jsou měřeny pro menší hodnoty zdvihu desky zpětného ventilu nad škrťací hranou nabývají degresivního průběhu. Toto je v rozporu s teorií, ale vysvětlení je poměrně jednoduché.

Při zavírání ventilu dochází na jeho vstupní straně k většímu nárůstu tlaku, čímž je tento pochopitelně více mechanicky namáhán. Větší mechanické namáhání se samozřejmě projeví větší deformací zdánlivě tuhé desky ventilu, což vede v určité míře k nárůstu průtočného průřezu v oblasti škrťací hrany. Nárůst průtočného průřezu nám ovšem ihned zmenší hodnotu tlakového seškrčení, čímž daná charakteristika nabývá degresivní charakter, protože zobrazené výsledky nejsou ve skutečnosti získány pro konstantní hodnotu zdvihu ventilu po celém svém obvodu. V případě měření charakteristiky ventilu odlehčovacího jsme se s tímto fenoménem nesetkali a je to způsobeno především tím, že pro měření bylo použito speciálně zhotoveného přípravku s daleko tužší konstrukcí. Tím pádem nedocházelo k významným deformacím, které by způsobily znatelné zkreslení získaných výsledků.

V příloze na str. XLIII je dále uvedena i závislost tlakového spádu přívodních kanálů tohoto typu ventilu a to opět v závislosti na hodnotě objemového průtoku a aktuálním zdvihu zpětného ventilu, který bezprostředně za těmito kanály následuje.

Grafem statické charakteristiky přívodních kanálů zpětného ventilu je rovněž soustava parabol rovnoběžných s rovinou „tlaková ztráta – objemový průtok“. Tyto paraboly mají opět svůj vrchol na hodnotě nulového průtoku. Z uvedeného grafu je zřejmé, že průběhy těchto parabol jsou v tomto případě rovněž ovlivněny aktuální hodnotou zdvihu ventilu nad škrťací hranou. Tato skutečnost je opět v rozporu s průběhem statické charakteristiky změřené pro přívodní kanály ventilu odlehčovacího. U této nebyl zaznamenán významný vliv aktuální hodnoty zdvihu

ventilu na hodnotu tlakové ztráty. Tento zdánlivý rozpor můžeme vysvětlit následujícími faktory.

V případě odlehčovacího ventilu je jeho zdvih poměrně malý a byl měřen v rozsahu 0 – 0.2mm. U ventilu zpětného je zdvih řádově větší a to zhruba v rozsahu 0 – 1.5mm. Je nutné si uvědomit, že se zavíráním zpětného ventilu se tím pádem významněji mění geometrické poměry v oblasti předkomůrky, ve které je instalován i miniaturní snímač tlaku. Tato skutečnost způsobuje, že v důsledku zavírání ventilu je tímto snímačem intenzivněji snímána i dynamická složka tlaku proudícího oleje, který vytéká z přírodních kanálů a ihned se odráží od plochy samotného ventilu. Tímto způsobem, zřejmě s největší pravděpodobností, dochází ke zkreslení získaných výsledků. Celou situaci navíc komplikuje i o to, že přírodní kanály zpětného ventilu mají oproti kanálům odlehčovacího ventilu menší hydraulický odpor a proto se dynamický účinek proudícího oleje projeví na získaných výsledcích významněji.

Na základě znalosti statické charakteristiky zpětného ventilu, uvedené v grafu P43, byly opět s užitím Bernoulliho energetické rovnice

$$p_2 + \frac{\rho}{2} \frac{Q_v^2}{n_{kan2}^2 S_{kan2}^2} = p_3 + \frac{\rho}{2} \frac{Q_v^2}{S_{komory}^2} + \frac{\rho}{2} \frac{Q_v^2}{(\pi(D_{v21} + D_{v22})x_{v2})^2} \left(\frac{1}{\alpha_{v2}^2} - 1 \right), \quad (5.29)$$

popisující stacionární průtok nestlačitelné kapaliny přes vyšetřovaný ventil instalovaný ve zkušební komoře, stanoveny hodnoty součinitelů průtoku zpětného ventilu prostřednictvím vztahu

$$\alpha_{v2} = \sqrt{\frac{\rho Q_v^2}{2\pi^2 x_{v2}^2 (D_{v11} + D_{v22})^2 \left[p_2 - p_3 + \frac{\rho}{2} Q_v^2 \left(\frac{1}{n_{kan2}^2 S_{kan2}^2} - \frac{1}{S_{komory}^2} + \frac{1}{\pi^2 x_{v2}^2 (D_{v11} + D_{v22})^2} \right) \right]}}, \quad (5.30)$$

který vychází z (5.29). Pro výpočet hodnot těchto součinitelů bylo nutné respektovat i vliv nárůstu průtočného průřezu pro menší zdvihy ventilu.

Hodnoty jednotlivých součinitelů jsou opět závislé na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, které je v tomto případě dáno vztahem

$$Re_{v2} = \frac{2Q_v}{\pi(D_{v21} + D_{v22})\nu} \quad (5.31)$$

a dále parametricky na aktuální hodnotě měřeného zdvihu ventilu nad škrťací hranou.

Závislosti součinitelů průtoku přírodních kanálů byly získány obdobným způsobem jako součinitele průtoku ventilu zpětného a to prostřednictvím vztahu

$$\alpha_{k2} = \sqrt{\frac{\rho Q_v^2}{2S_{kan2}^2 n_{kan2}^2 \left[p_1 - p_2 + \frac{\rho}{2} Q_v^2 \left(\frac{1}{S_{komora}^2} \right) \right]}}, \quad (5.32)$$

jež opět vychází z Bernoulliho energetické rovnice, popisující stacionární průtok nestlačitelné kapaliny přivodními kanály zpětného ventilu. Jednotlivé hodnoty součinitelů průtoku přivodních kanálů jsou vyneseny v závislosti na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, definovaného vztahem

$$Re_{k2} = \frac{4Q_v}{\pi d_{kan2} v n_{kan2}} \quad (5.33)$$

Pro stanovení závislosti součinitele průtoku přivodních kanálů byl opět přijat předpoklad, že jeho průběh je nezávislý na hodnotě zdvihu ventilu, přičemž bylo použito pouze jediné statické charakteristiky změřené pro zdvih ventilu 0.53mm.

Ze získaných výsledků plynou prakticky shodné závěry, ke kterým jsme došli u ventilu odlehčovacího.

Nyní zbývá pouze nalézt explicitní vyjádření daných průběhů, kterými budou získané závislosti popsány. Užili jsme proto vztahu (5.13), se kterým bylo dosaženo lepších výsledků. Na základě normy minima rozdílů absolutních hodnot byly pro zpětný ventil získány následující závislosti

$$\alpha_{oo} = 0.05, \quad (5.34)$$

$$\alpha_o(z) = -0.3743z + 0.7051, \quad (5.35)$$

$$\gamma(z) = 44.204z^2 - 79.163z + 132.28. \quad (5.36)$$

které po doplnění do vztahu (5.13) popisují závislost součinitele průtoku v závislosti na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla a parametricky na aktuální hodnotě zdvihu zpětného ventilu nad škrťací hranou. Grafické znázornění této závislosti je uvedeno v příloze na str. XLII.

V případě aproximace součinitelů průtoku přivodních kanálů tohoto typu ventilu jsme opět použili vztahu (5.13), přičemž hodnoty jednotlivých koeficientů jsou zjednodušeně považovány za konstanty, které jsou nezávislé na aktuální hodnotě zdvihu ventilu bezprostředně následujícím za těmito kanály. Hodnoty získaných koeficientů jsou uvedeny v tab. 5.7 a v příloze na str. XLIV je uvedena grafická závislost součinitele průtoku přivodních kanálů zpětného ventilu na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla daného vztahem (5.33).

Konstanty vztahu (5.13), k určení závislosti součinitele průtoku přivodních kanálů zpětného ventilu

α_{ookan2}	0.05
α_{okan2}	0.64
γ_{kan2}	61

Tab.5.7

Pozn.

U tohoto měření se nepodařilo vyšetřit průnik skutečné charakteristiky obsahující ventil v činnosti s charakteristikou změřenou s fixovaným ventilem. Z toho plyne, že nebylo možné stanovit tuhost velmi měkké přitlačné pružiny, kterou je nutné vlastní matematický model tlumiče doplnit. Tuto veličinu získáme na základě aproximace zatěžovací charakteristiky skutečně použité pružiny.

5.4 Měření průtokových charakteristik v nestacionárním režimu

5.4.1 Úvod

Při vlastním matematickém modelování, jehož cílem je stanovit hodnoty objemových průtoků mezi jednotlivými komorami tlumiče, které vznikají v důsledku tlakových diferencí mezi těmito komorami se obvykle předpokládá, že se systém v daném časovém intervalu řešení nachází v rovnováze. To znamená, že proudění jednotlivými hydraulickými prvky tlumiče je v každém časovém intervalu v drtivé většině případů považováno za stacionární vzhledem k aktuálním hodnotám ostatních veličin, které samotný průtok bezprostředně ovlivňují. V těchto případech je pro popis této problematiky obvykle užito Bernoulliho rovnice pro stacionární proudění.

Pro samotný systém tlumiče je typické, že vzhledem k charakteru vnějšího kinematického buzení (např. na nápravě automobilu), které má charakter náhodné veličiny je proudění kapaliny jednotlivými hydraulickými prvky typický nestacionární. Tím pádem se při aplikaci Bernoulliho rovnice pro stacionární průtok dopouštíme určité chyby, jejíž vliv se snažíme eliminovat. Toho docílujeme např. tím, že volíme kratší hodnotu časového intervalu v průběhu numerické simulace vyšetřované soustavy případně použitím vyspělejšího numerického nástroje schopného lépe zmapovat okolí následujícího numerického kroku.

Tímto způsobem ovšem dochází ke zvýšení nároků na výpočetní čas pro analýzu konkrétní dynamické soustavy, ve které by byl samotný model tlumiče použit. Jakost numerické simulace lze do jisté míry zlepšit respektováním vlivů nestacionárního proudění, což by mohlo vést ke zvětšení časového kroku při shodné přesnosti získaných výsledků.

Jednou z možností jak tuto problematiku řešit je pro popis proudění jednotlivými hydraulickými prvky tvořících systém tlumiče použít tvar Bernoulliho rovnice pro nestacionární proudění nestlačitelné kapaliny, jejíž tvar viz [28] je

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_{zt}}{\rho} + \sum_{k=0}^n a_k l_k \quad (5.37)$$

Levá strana této rovnice představuje součet tlakové a kinetické energie vstupujícího proudu kapaliny. Pravá strana této rovnice představuje součet tlakové a kinetické energie kapaliny vystupujícího proudu, ke které je dále přičtena energetická ztráta vzniklá při proudění úsekem 1 – 2 a dále energie potřebná ke zrychlení sloupců kapaliny vyplňujících úsek 1 – 2. Předpokládejme, že hodnota kinetické energie kapaliny na vstupu je zanedbatelná a na základě tohoto předpokladu vyjádříme rychlost v pozici 2. Tedy

$$w_2 = \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho} - \frac{p_{zt}}{\rho} - \frac{\rho a_2 l_r}{\rho}} \quad (5.38)$$

Suma představující součet energií potřebný ke zrychlení sloupců kapaliny byla v předchozím vztahu nahrazena hodnotou zrychlení sloupce kapaliny v pozici 2, která je násobena redukovanou délkou nahrazující jednotlivé úseky mezi pozicemi 1-2. Vztahu (5.38) dále použijeme k vyjádření objemového průtoku v pozici 2, který lze vyjádřit následujícím způsobem

$$Q_{v2} = \psi S_2 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho} - \frac{p_{zt}}{\rho} - \frac{\rho a_2 l_r}{\rho}} \quad (5.39)$$

Hodnota ψ v předchozím vztahu představuje součinitel kontrakce průtočného průřezu v pozici 2. Ze vztahu (5.38) je zřejmé, že vlastní hodnota objemového průtoku je zmenšena buď vlivem tlakové ztráty p_{zt} nebo vlivem energie potřebné ke zrychlení příslušného sloupce kapaliny. Vztah (5.39) si dále vyjádříme následujícím způsobem

$$Q_{v2} = \mu \psi S_2 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (5.40)$$

ve kterém jsme hodnoty pod odmocninou nahradili hodnotou ztrátového součinitele μ , který má reprezentovat zmenšení hodnoty ideálního průtoku na skutečný. Ten je zmenšen vlivem tlakové ztráty a o energii potřebnou ke zrychlení sloupců kapaliny. Hodnotu součinu ztrátového součinitele se součinitelem kontrakce nahradíme jediným koeficientem

$$\alpha = \mu \psi \quad (5.41)$$

který nazýváme průtokový součinitel.

Celá problematika je tedy přenesena do oblasti nalezení závislosti průtokového součinitele α jednak na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, které je charakterizováno poměrem setrvačných a třecích sil v proudící kapalině a dále na hodnotě podobnostního čísla, které by charakterizovalo rychlostní změny proudu na daném úseku, který se tímto způsobem snažíme modelovat.

Tato formulace dané problematiky poměrně dobře vyhovuje případu, kdy do hodnoty součinitele průtoku zahrneme ztrátu vzniklou v důsledku disipace energie a vlivem místních hydraulických ztrát na daném úseku, což je reprezentováno hodnotou p_{zt} . V případě, že se pokoušíme do součinitele průtoku zahrnout i ztrátu, která je způsobena vlivem setrvačností sloupců kapaliny, dopouštíme se do jisté míry nepřesnosti, kterou se pokusím objasnit dále.

Je nutné si uvědomit, že pro daný smysl proudění je hodnota tlakové ztráty vždy kladné číslo, což se ve finále projeví takovým způsobem, že vždy dochází ke zmenšení hodnoty tlaku Δp , který je příčinou objemového toku daným směrem. Naproti tomu zrychlení sloupců kapaliny na daném úseku může obecně nabývat

kladné hodnoty (sloupec kapaliny je urychlován), nulové (stacionární proudění) nebo záporné hodnoty (sloupec kapaliny je brzděn). Tato skutečnost vede k tomu, že například pokud je daná tlaková difference mezi oběma komorami nulová a zároveň na daném hydraulickém prvku dochází k brzdění sloupce kapaliny, tak stále průtok fyzicky existuje, což je zřejmé i ze vztahu (5.39). Naproti tomu s užitím vztahu (5.40), který představuje jakousi zjednodušenou formulaci, je za těchto okolností průtok nulový, což ve skutečnosti není pravda.

I s vědomím této nepřesnosti se dále pokusím vlastní řešení situovat směrem k variantě dané vztahem (5.40), která problematiku nestacionarit průtoku řeší zahrnutím těchto vlivů do hodnoty součinitele průtoku. Z toho dále plyne, že pokud chceme do součinitele průtoku zahrnout i vliv zrychlení sloupců kapaliny, musíme nejprve nalézt podobnostní číslo, které by tuto skutečnost reprezentovalo. V práci [14] je pro popis nestacionárního proudění použito podobnostního čísla

$$\frac{aL}{v^2}, \quad (5.42)$$

jehož funkcí je charakterizovat podobnost z hlediska lokálních rychlostních změn proudící kapaliny. Z hlediska poměru toto číslo představuje podíl energie potřebné ke zrychlení a kinetické energie vlastního proudu. Nevýhodou tohoto rychlostního podobnostního čísla je fakt, že pokud je rychlost nulová a současně zrychlení nenulové (např. v úvratích harmonického pohybu), ztrácíme informaci o skutečných proudových poměrech z hlediska zrychlení, protože v tomto bodě (5.42) limituje k nekonečnu.

Hodnota tohoto podobnostního čísla byla získána prostřednictvím dimenzionální analýzy na základě π -teorému pro konkrétní zvolenou kombinaci nezávislých proměnných. Nabízí se tedy možnost získat podobné podobnostní číslo, které by rovněž charakterizovalo proudové poměry z hlediska zrychlení, ale s odlišnou kombinací nezávislých veličin.

5.4.2 π - teorém (Vaschy-Buckingham teorém)

Matematické rovnice, prostřednictvím kterých jsou popsány fyzikální jevy, jsou charakteristické tím, že veličiny, které popisují zkoumaný jev se v nich vyskytují v seskupeních tak, že každý člen téže rovnice má stejný fyzikální rozměr. To je patrné i z úprav rovnic do bezrozměrných tvarů (rozměr každého členu rovnice je 1). Tedy každá rovnice, která exaktně odpovídá fyzikálnímu jevu je rozměrově homogenní.

Uvažujme fyzikální jev (např. proudění tekutiny), který je popsán funkcí ve tvaru

$$f(g_1, g_2, \dots, g_n) = 0, \quad (5.43)$$

ve kterém hodnoty $g_1, g_2, \dots, g_n$ představují n nezávislých parametrů prostřednictvím kterých je daný fyzikální jev popsán. Pokud k představuje minimální počet základních jednotek nezbytných pro definování rozměrů jednotlivých nezávislých

parametrů $g_1, g_2, \dots, g_n$, tak dle π -teorému, který formuloval Vashy-Buckingham lze seskupit n parametrů do $n - k$ bezrozměrných součinů.

Je tedy možné psát funkční vztahy ve tvaru

$$\varphi(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-k}) = 0, \quad (5.44)$$

kde π jsou bezrozměrné součiny definované za základě $g_1, g_2, \dots, g_n$. V mechanice tekutin je $k = 3$ pokud v dané problematice nevystupuje teplota a $k = 4$ pokud je s teplotou nutné počítat.

Určení bezrozměrných čísel

Určení bezrozměrných čísel π je možné v každém případě provést takto:

Lze začít výběrem mezi parametry $g_1, g_2, \dots, g_n$. k - proměnných např. k prvních proměnných $g_1, g_2, \dots, g_k$. Formulujeme potom $n - k$ skupin

$$\begin{aligned} \pi_1 &= g_1^{\alpha_1} g_2^{\alpha_2} \dots g_k^{\alpha_k} g_{k+1} \\ \pi_2 &= g_1^{\beta_1} g_2^{\beta_2} \dots g_k^{\beta_k} g_{k+2} \\ &\vdots \\ \pi_{n-k} &= g_1^{\chi_1} g_2^{\chi_2} \dots g_k^{\chi_k} g_n \end{aligned} \quad (5.45)$$

Zůstává ještě určit kombinaci exponentů, které transformují tyto součiny do bezrozměrných skupin. K tomu vyjádříme každou veličinu jako funkci základních jednotek a řešíme systém k lineárních rovnic pro každý soubor exponentů $\{\alpha_1, \dots, \alpha_k\}, \dots, \{\chi_1, \dots, \chi_k\}$.

Samotný postup využití π -teorému bude dále aplikován na nalezení bezrozměrné veličiny, jejíž hodnotu by bylo možné aplikovat jako podobnostní kritérium při nestacionárním průtoku kapaliny zvoleným hydraulickým prvkem např. kanálem, ve kterém dochází ke zrychlování případně brzdění sloupce kapaliny.

Předpokládejme, že tlaková difference Δp_a , která je na daném hydraulickém prvku vyvolána vlivem zrychlení sloupce kapaliny je závislá na hodnotách následujících nezávislých veličin.

- a - zrychlení
- ρ - hustota
- η - dynamická viskozita kapaliny
- l - charakteristický rozměr, např. délka kanálu

Formálně tedy můžeme zapsat

$$\Delta p_a = f(a, \rho, \eta, l). \quad (5.46)$$

Všechny veličiny uvedené ve vztahu (5.46) vyjádříme jako funkce základních jednotek M, L, T (hmota, délka, čas). K dispozici máme tedy čtyři proměnné $n = 4$, přičemž počet základních jednotek, prostřednictvím kterých lze nezávislé veličiny uvedené ve vztahu (5.46) vyjádřit je $k = 3$. Na základě π -teorému tedy

$$n - k = 4 - 3 = 1, \quad (5.47)$$

čímž indikujeme, že k popisu tlakové difference Δp_a vyvolané zrychlením sloupce kapaliny existuje pouze jedno bezrozměrné číslo. Z daných čtyř proměnných vybereme například skupinu prvních čtyř nezávislých veličin a, ρ, η , prostřednictvím kterých formulujeme skupinu

$$\pi_1 = a^{\alpha_1} \rho^{\alpha_2} \eta^{\alpha_3} l. \quad (5.48)$$

Tuto skupinu vyjádříme jako funkci základních jednotek M, L, T , čímž obdržíme

$$\pi_1 = (LT^{-2})^{\alpha_1} (ML^{-3})^{\alpha_2} (ML^{-1}T^{-1})^{\alpha_3} L. \quad (5.49)$$

Naším cílem je, aby tato skupina byla bezrozměrná. To znamená, že jednotlivé exponenty pro konkrétní základní jednotky M, L, T musí nabývat nulové hodnoty. Na základě tohoto předpokladu sestavíme následující soustavu rovnic

$$M: \alpha_2 + \alpha_3 = 0 \quad (5.50)$$

$$L: \alpha_1 - 3\alpha_2 - \alpha_3 + 1 = 0 \quad (5.51)$$

$$T: -\alpha_3 = 0 \quad (5.52)$$

Z řešení předchozích rovnic plynou následující výsledky $\alpha_1 = -1, \alpha_2 = 0, \alpha_3 = 0$. Po dosazení těchto hodnot do rovnice (5.48) obdržíme následující vztah pro součinitel

$$\pi_1 = \frac{l}{a}, \quad (5.53)$$

který by měl být bezrozměrný. V tomto případě ovšem hodnota π_1 bezrozměrné číslo netvoří. Z toho tedy plyne, že byla nevhodným způsobem formulována základní sestava jednotlivých nezávislých veličin, jejichž počet se snažíme zredukovat do podoby bezrozměrného výrazu.

Dále bude celý cyklus opakován pro jiné seskupení nezávislých veličin např. v podobě

$$\pi_1 = l^{\beta_1} \rho^{\beta_2} \eta^{\beta_3} a. \quad (5.54)$$

Tuto skupinu opět vyjádříme jako funkci základních jednotek M, L, T , čímž obdržíme

$$\pi_1 = (L)^{\beta_1} (ML^{-3})^{\beta_2} (ML^{-1}T^{-1})^{\beta_3} LT^{-2}. \quad (5.55)$$

Na základě tvaru rovnice (5.55) opět sestavíme soustavu lineárních rovnic pro hledané koeficienty β_i . Tedy.

$$M: \beta_2 + \beta_3 = 0 \quad (5.56)$$

$$L: \beta_1 - 3\beta_2 - \beta_3 + 1 = 0 \quad (5.57)$$

$$T: -\beta_3 - 2 = 0 \quad (5.58)$$

Řešením předchozí soustavy rovnic obdržíme následující výsledky $\beta_1 = 3, \beta_2 = 2, \beta_3 = -2$. Po dosazení do rovnice (5.54) obdržíme následující vyjádření bezrozměrného parametru

$$\pi_1 = \frac{l^3 \rho^2}{\eta^2} a. \quad (5.59)$$

Dimenzionálním rozbořem vztahu (5.59) zjistíme, že v tomto případě námi hledaná hodnota bezrozměrného koeficientu π_1 je skutečně bezrozměrným podobnostním číslem. Je tedy možné, že jsme vzhledem ke zvolené kombinaci nezávislých parametrů daných vztahem (5.54) skutečně našli bezrozměrný parametr, který by bylo možné aplikovat pro vyjádření součinitele průtoku na příslušném hydraulickém prvku nejen z hlediska poměru třecích a setrvačných sil, což je reprezentováno Reynoldsovým podobnostním číslem, ale i z hlediska zrychlení sloupce kapaliny uvnitř hydraulického prvku.

Vztah (5.59) si můžeme opět upravit do následujícího tvaru

$$R_a = \pi_1 = \frac{la}{\left(\frac{\eta}{l\rho}\right)^2}, \quad (5.60)$$

který představuje energetický poměr. V tomto případě ovšem vzhledem k podobnostnímu číslu (5.42) není ve jmenovateli kinetická energie proudící kapaliny, ale zlomek, který rozměrově představuje rychlost, vyjádřenou prostřednictvím materiálových konstant proudící kapaliny. Toto podobnostní číslo je tedy ekvivalentní podobnostnímu číslu, které je dané vztahem (5.42), přičemž rychlost ve jmenovateli je nahrazena konstantou. To znamená, že jde o jakousi zjednodušenou formu, jejíž

výhodou je, že není ovlivněna vlastní rychlostí proudu. Na druhé straně se můžeme právem domnívat, že v tomto případě došlo v určité míře ke znehodnocení informace, protože vlastní odpor, vzniklý v důsledku zrychlení, může být v případě proudění kapalin závislý i na tom, z jaké počáteční rychlosti proudu je zrychlení uskutečněno.

Na druhé straně je naší snahou výpočtový postup směřovat tak, aby při stanovení hodnoty průtokového součinitele byl separován vliv odporu, vzniklý v důsledku disipace energie proudu, což vyjadřujeme v závislosti na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla od odporu, vyvolaného vlivem zrychlení či zpomalení sloupce kapaliny, což by mělo být reprezentováno zrychlujícím podobnostním číslem. Z tohoto úhlu pohledu se použití zrychlujícího čísla daného vztahem (5.60) jeví jako vhodnější aproximace dané problematiky. Na druhou stranu bude nutné experimentálně ověřit zda je tento přístup prakticky použitelný.

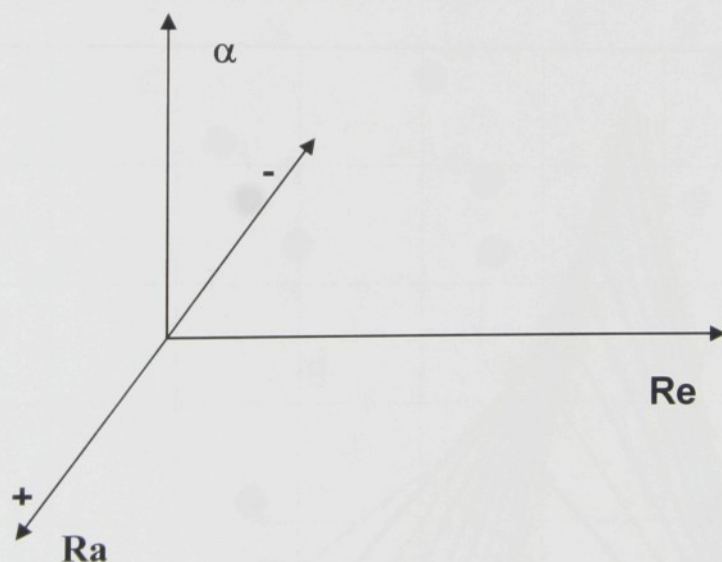
5.4.3 Problematika měření a vyhodnocování součinitelů průtoku v závislosti na zrychlení sloupců kapaliny

Na základě měření součinitelů průtoku ve stacionárním režimu bylo zjištěno, že kromě hodnoty Reynoldsova podobnostního čísla je součinitel průtoku významně závislý i na velikosti průtočného průřezu v případě, že dochází k jeho změnám v souvislosti s hodnotou objemového průtoku (např. u ventilů). Z toho plyne, že samotná hodnota součinitele průtoku je již ovlivněna dvěma parametry. Pokud chceme vyšetřovat součinitel průtoku v závislosti na zrychlení sloupců kapaliny, tak se nám tato úloha komplikuje nutností použít další parametr, jehož hodnota by charakterizovala nestacionární charakter proudění. Přidáním dalšího parametru ovšem vzrůstá počet možných kombinací mezi nezávislými veličinami: objemový průtok, zdvih ventilu a zrychlení sloupců kapaliny, na nichž je aktuální hodnota součinitele průtoku obecně závislá. Tím pádem vzrůstají i nároky na množství provedených experimentů. Z toho důvodu bude nejprve nutné vypracovat postup měření, který by nám umožnil zpracování a vyhodnocení měřených dat s cílem obdržet závislosti hledaného součinitele objemového průtoku na aktuální kombinaci výše uvedených nezávislých parametrů.

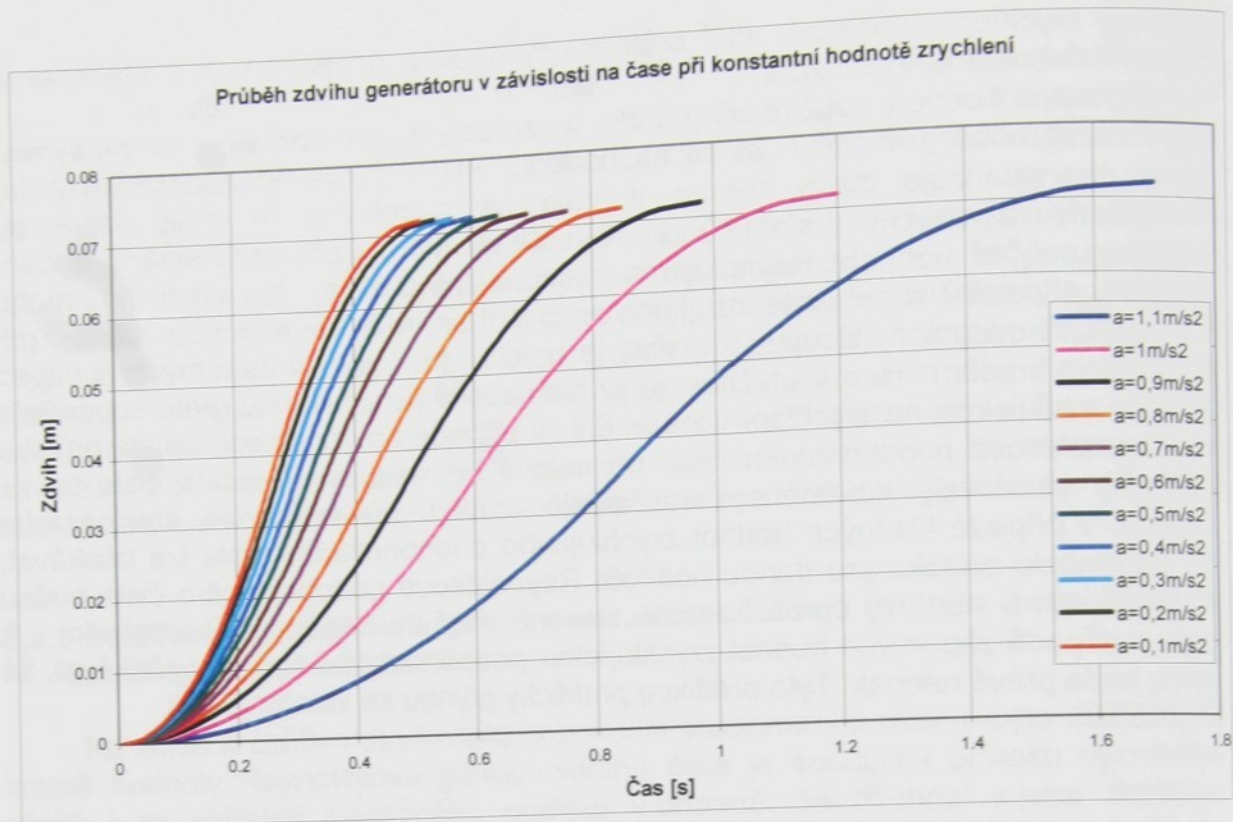
Jednou z možností, jak tento problém řešit je, že během vlastního měření zajistíme konstantní hodnotu dvou nezávislých veličin, přičemž zbylá bude proměnnou, na jejíž hodnotě budeme součinitele průtoku zjišťovat. Z tohoto úhlu pohledu se jako výhodná dvojice hodnot, které by pro konkrétní sadu měření nabývaly konstantní hodnoty jeví zdvih ventilu a zrychlení. V případě zdvihu je to z toho důvodu, že pro konkrétní sadu měření je vždy ventil nastaven na konstantní hodnotu průtočného průřezu, jehož hodnotu po vlastní instalaci do zkušební komory nelze ovlivnit. V případě volby konstantní hodnoty zrychlení sloupců kapaliny můžeme využít parabolického zdvihu pístu generátoru střídavého toku kapaliny, jehož zdvihové průběhy v závislosti na čase a parametricky na zrychlení jsou uvedeny v grafu 5.1. Jednou z výhod použití tohoto časového průběhu je, že pro jeden pracovní zdvih je změřena závislost jak pro zrychlování sloupců kapaliny, tak pro jejich zpomalování. Na druhé straně velkou nevýhodou tohoto časového průběhu je, že jsme omezení v dosažené hodnotě rychlosti a tím pádem i průtoku. To je způsobeno tím, že píst generátoru, z hlediska své vlastní konstrukce, pracuje s omezenou hodnotou zdvihu, což je zřejmé i z grafu 5.1. To tedy znamená, že pro konkrétní hodnotu zadaného zrychlení při konstantní hodnotě zdvihu je pro větší

hodnoty zrychlení dosaženo větší průtočné rychlosti a naopak. Tato skutečnost je názorně zobrazena v grafu 5.2.

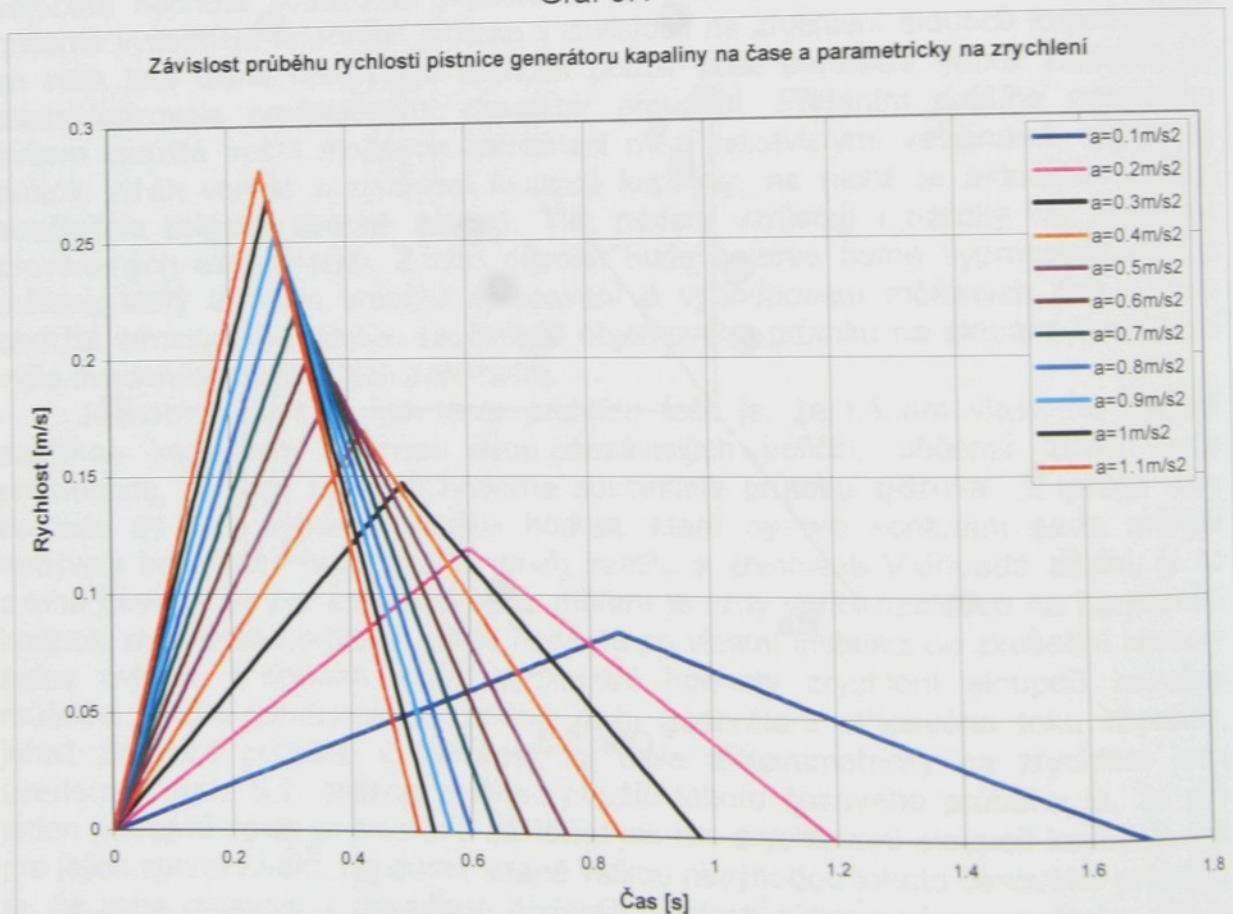
Získané hodnoty součinitelů průtoku by se daly parametricky na zdvihu vynést do třírozměrného grafu v závislosti na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, které charakterizuje ztráty třením a dále na podobnostním čísle, které by charakterizovalo zrychlení sloupců kapaliny. Je zřejmé, že pro daný směr proudění kapaliny nabývá hodnota Reynoldsova podobnostního čísla vždy kladné hodnoty, kdežto v případě čísla charakterizujícího zrychlení se můžeme obecně nacházet jak v kladných hodnotách (sloupec kapaliny je urychlován), tak i v záporných (sloupec kapaliny je brzděn). Tato skutečnost je již naznačena ve schématu grafu součinitele průtoku v závislosti na zrychlení viz obr. 5.3. V případě závislosti součinitele průtoku na Reynoldsově podobnostním čísle při nulové hodnotě zrychlujícího čísla by se výsledky shodovaly s průběhem součinitelů průtoku získaných ve stacionárním režimu. V případě kladných hodnot zrychlujícího podobnostního čísla lze očekávat, že součinitele průtoku pro danou hodnotu Reynoldsova podobnostního čísla budou nabývat menší hodnoty oproti hodnotě získané v režimu stacionárního průtoku. A dále v případě záporných hodnot zrychlujícího podobnostního čísla lze očekávat, že tomu bude právě naopak. Tyto predikce prakticky plynou ze vztahu (5.39).



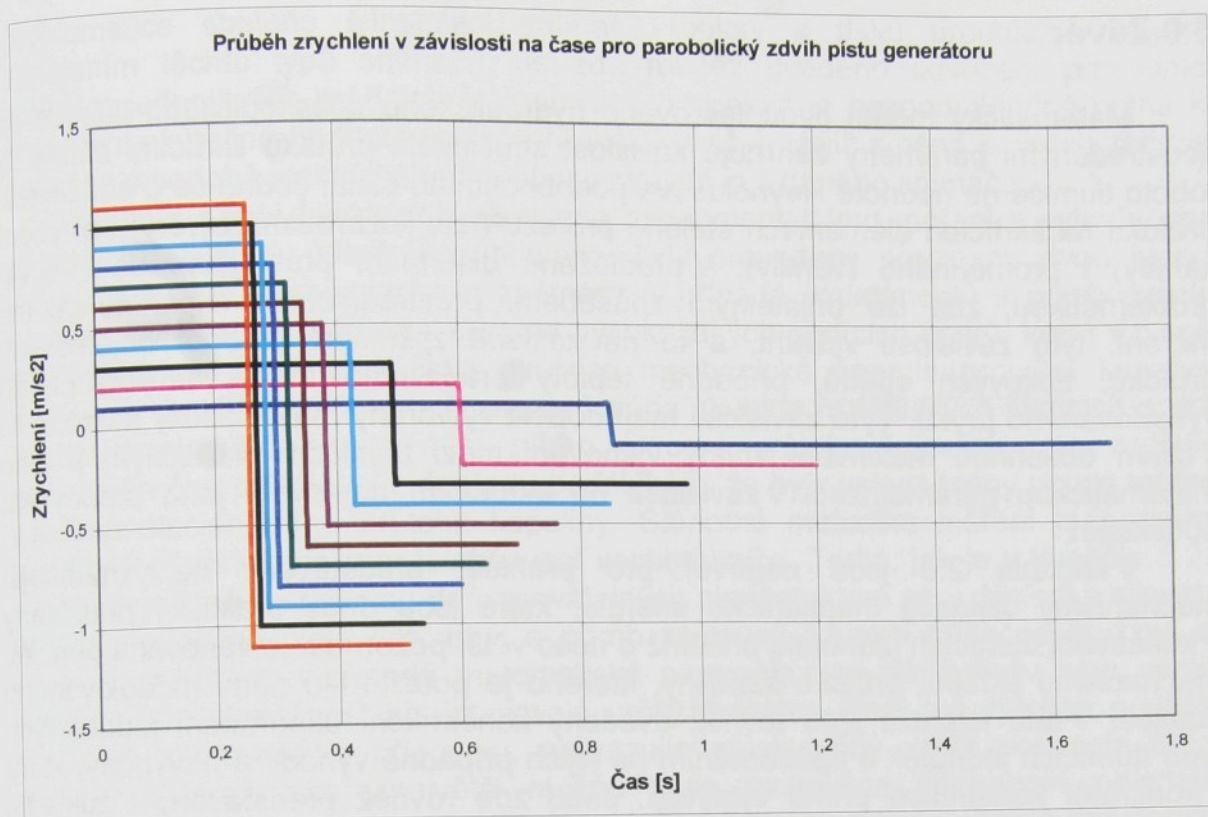
Obr. 5.3



Graf 5.1



Graf 5.2



Graf 5.3

6.0 Závěr

Matematický model dvouplášťového hydraulického teleskopického tlumiče se soustředěnými parametry zahrnuje závislost součinitelů průtoku škrtícími elementy tohoto tlumiče na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla. Jedná se o součinitele tohoto tlumiče na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla. Jedná se o součinitele průtoku na škrtících elementech stálého průřezu (tzv. kalibrované otvory a přívodní kanály) i proměnného (ventily). V předložené disertační práci jsem se zabýval problematikou, zda lze přijatelným způsobem, prostřednictvím experimentálního měření, tyto závislosti vyšetřit, a to na základě zjištěných hodnot objemových průtoků, tlakových spádů, případně teploty pracovního média u konkrétního vyšetřovaného prvku. Tyto závislosti mají doplnit vytvořený matematický model a to s cílem dosáhnou maximální shody v chování mezi tlumičem skutečným a jeho matematickou parametrizací v závislosti na aktuálním nastavení jeho pracovních podskupin.

V kapitole 2.0 jsou nejprve, pro přehled, představeny nejvýznamnější mechanismy disipace mechanické energie, které jsou dnes prakticky používány v konstrukci tlumících jednotek, přičemž o něco větší pozornost je věnována principu mechanismu škrcení průtoku kapaliny, kterého je použito i u námi modelovaného tlumiče. V této kapitole jsou rovněž uvedeny konstrukční uspořádání jednotlivých typů tlumících jednotek s upozorněním na jejich případné výhody a nevýhody, které z konkrétní konstrukce přímo vyplývají. Jsou zde rovněž představeny i základní principy, prostřednictvím kterých lze realizovat tzv. semi-aktivní řízení tlumících jednotek např. s cílem zvýšit jízdní komfort. V závěrečném oddíle této části kapitoly je představena prakticky nová koncepce tlumiče nazývaná koloidní tlumič (colloidal damper). Objev této koncepce spadá do období posledních několika let a souvisí s rozvojem tzv. nano-technologií.

V kapitole 3.0 je nejprve představeno základní schéma a uspořádání dvouplášťového hydraulického teleskopického tlumiče. Jedná se především o seznámení s jeho základními funkčními prvky a popisem možných pracovních režimů v ustáleném stavu. V daném popise je kladen důraz na vysvětlení vzájemných tlakových poměrů mezi jednotlivými částmi tlumiče, z čehož vyplývají i proudové poměry uvnitř samotného systému tlumiče. V této kapitole je dále čtenáři představena kompletní sestava rovnic matematického modelu tlumiče, které jeho systém parametrizují do jednotlivých funkčních podskupin. V případě tohoto matematického modelu je tlak soustředěn do tří oblastí. Jedná se jednak o systém rovnic popisující hydraulickou část tlumiče, což zahrnuje soustavu diferenciálních rovnic popisujících časovou změnu tlaku v jednotlivých komorách tlumiče a soustavu rovnic popisujících objemové průtoky mezi těmito komorami. Dále je zde představena mechanická část tlumiče, která je reprezentována systémem diferenciálních rovnic nutných k popisu činnosti jednotlivých ventilů. V závěrečné části tohoto oddílu disertační práce je uvedeno jedno z možných explicitních vyjádření závislosti součinitele průtoku na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, jehož znalost je nutná ke stanovení hodnoty skutečného objemového průtoku daným pracovním parametrem tohoto exaktního vyjádření dané závislosti, případně navrhnout jiný tvar funkce, který by zjištěnou závislost lépe postihl.

Kapitola 4.0 je věnována popisu zařízení, prostřednictvím kterého byly na vybraných prvcích tlumičové sestavy dané experimenty uskutečněny. Jedná se o základní popis a uspořádání vlastního zkušebního stendu a jeho funkčních podskupin, nezbytných pro jeho vlastní činnost. Další část této kapitoly je věnována

problematicke spojené s instalací snímačů teploty a tlaku proudícího oleje a zapojením těchto typů snímačů. Je zde rovněž uvedeno odvození převodních konstant jednotlivých měřících řetězců. Jejich znalost je bezpodmínečně nutná ke stanovení skutečné hodnoty měřené fyzikální veličiny, jejíž změna je ve skutečnosti snímána v podobě elektrického napětí vystupujícího z daného snímače.

Kapitola 5.0 je jako celek věnována experimentálnímu měření a vyhodnocení získaných výsledků. Vlastní experimenty byly provedeny pouze na dvou typech ventilů, a to na odlehčovacím a zpětném. V případě experimentů s odlehčovacím ventilem byla reprezentována skupina vysokotlakých škrťacích prvků, které v tlumiči hrají dominantní roli z hlediska disipace mechanické energie proudící kapaliny. V případě ventilu zpětného byla prezentována skupina nízkotlakých škrťacích prvků, jejichž dominantní funkcí není přímo škrcení průtoku kapaliny, ale zajištění jednosměrného průtoku. Již dopředu podotýkám, že byly uskutečněny pouze měření v režimu stacionárního průtoku kapaliny. Samotná metodika měření je poměrně podrobně představena pro odlehčovací ventil tlumiče. Tento, jak je v kapitole 5.2.1 uvedeno, je tvořen sestavou deformovatelných planžet, které se v důsledku silového účinku proudícího oleje deformují a přímo zastávají i funkci přitlačné pružiny, se kterou je počítáno v případě matematické parametrizace jakéhokoliv typu ventilu tlumiče. Tato skutečnost představovala určitý problém, který byl vyřešen použitím speciálně zhotoveného přípravku, nahrazujícího skutečný ventil dokonale tuhou deskou, přičemž byla v největší možné míře zachována podobnost z hlediska geometrických poměrů. Prostřednictvím tohoto přípravku a sady přesně broušených podložek, odstupňovaných po 0.02mm, byla změřena statická charakteristika zpětného ventilu, která vyjadřuje závislost tlakového spádu, vzniklého v důsledku průtoku přes tento ventil, na aktuální hodnotě objemového průtoku a zdvihu ventilu nad škrťací hranou. S pomocí takto vyšetřené charakteristiky byly užitím Bernoulliho energetické rovnice, popisující stacionární proudění oleje zkušební komorou, stanoveny průběhy součinitelů průtoku v závislosti na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla a rovněž parametricky na aktuální hodnotě zdvihu ventilu nad škrťací hranou.

Z průběhů závislostí takto získaných hodnot součinitelů průtoku byly vyčteny některé základní skutečnosti. Jedná se například o to, v jakém intervalu Reynoldsova podobnostního čísla je hodnota součinitele průtoku významně ovlivněna a dále byl vyšetřen i vliv zdvihu ventilu na tzv. asymptotickou hodnotu součinitele průtoku, ke které daná charakteristika konverguje. Podrobněji viz kapitola 5.2.2.

Zároveň s vyšetřováním součinitelů průtoků odlehčovacího ventilu tlumiče, byly souběžně vyšetřovány i závislosti součinitelů průtoku přívodních kanálů tohoto typu ventilu. Na základě získaných výsledků bylo například zjištěno, že samotný zdvih ventilu, který za těmito kanály bezprostředně následuje, nemá významný vliv na průběh statické charakteristiky těchto přívodních kanálů. Z toho plyne, že i průběh závislosti součinitele průtoku přívodních kanálů není vlastním zdvihem ventilu prakticky ovlivněn. V tomto případě tedy postačí respektovat pouze závislost na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla.

Navazující část kapitoly 5.0 je věnována problematice explicitního vyjádření získaných závislostí součinitelů průtoku. Metodika je názorně představena, jak pro tvar funkční závislosti uvedené v kapitole 3.6.3, tak pro funkční závislost obsahující součinitel γ (viz kap. 5.2.3). V případě hledání závislosti součinitele průtoku vlastního odlehčovacího ventilu byl v samotném vyjádření respektován i vliv aktuální hodnoty zdvihu ventilu nad škrťací hranou.

Další problém, se kterým bylo nutné se v případě odlehčovacího ventilu vypořádat, spočíval ve stanovení tuhosti přitlačné pružiny ventilu, kterou musí být vlastní matematický model doplněn. Jak již bylo naznačeno, funkci této pružiny ve skutečnosti zastává svazek deformovatelných planžet, kdežto samotná matematická parametrizace uvažuje ventil jako tuhou desku přitlačovanou k sedlu prostřednictvím přitlačné pružiny. K získání a stanovení jednotlivých koeficientů vyjadřujících závislost její tuhosti bylo použito hodnot zdvihů ventilu získaných na základě průniku statické charakteristiky změřené s tuhou deskou a charakteristiky skutečného ventilu o individuální skladbě planžet. Samotná problematika je názorně přestavena v kapitole 5.2.4.

Během vlastního vyšetřování průtokových charakteristik odlehčovacího ventilu a jeho přívodních kanálů byla v několika místech snímána i teplota proudícího oleje. Uskutečnění tohoto experimentálního měření bylo provedeno jednak s cílem vyšetřit teplotní změny, kterým je olej během průtoku tlumičovým prvkem vystaven a dále lokalizovat místo s nejvyšším nárůstem teploty. Snahou bylo i částečně objasnit příčinu spalování tlumičového oleje, ke kterému v reálném provozu, případně v průběhu životnostních zkoušek tlumičů dochází. Celková problematika tohoto měření je včetně získaných výsledků představena v kapitole 5.2.6. Experimentálně získané výsledky jsou v této kapitole rovněž srovnávány i s numerickými výsledky matematického modelování prostřednictvím metody konečných objemů uskutečněných na 2D a šestinovém 3D modelu. Za zmínku dále stojí i objev tzv. proužkové struktury proudění, který jsem nazval jako sekundární smykové vrstvy, na něž je rovněž upozorněno v této části disertační práce a to i přes to, že v současné chvíli nejsem schopen objektivně posoudit, zda tato forma proudění může ve skutečnosti fyzicky existovat.

Podobným způsobem, jakým je představena metodika vyšetřování součinitelů průtoku odlehčovacího ventilu, je popsána i problematika experimentálního měření na ventilu zpětném. Toto je učiněno v kapitole 5.3. Samotný popis je v tomto případě již zkrácený, přičemž je především poukázáno na významné odlišnosti.

Závěrečná kapitola pátého oddílu předložené disertační práce je věnována problematice vyšetřování závislostí součinitelů průtoku s respektováním vlivu nestacionárního proudění, které je pro vlastní systém tlumiče typické. Tato kapitola je zaměřená především na to, jakým způsobem lze nestacionární proudění do průtokového součinitele zahrnout a dále na odvození podobnostního kritéria s užitím dimenzionální analýzy, které by dané nestacionární proudění charakterizovalo. Kromě toho jsou zde zmíněny některé problémy spojené s vlastním měření a zobrazením získaných výsledků i přes to, že tyto experimenty nebyly uskutečněny.

Závěrem lze říci, že měření průtokových charakteristik, s cílem stanovit závislostí součinitelů průtoku, je realizovatelnou záležitostí, ale na druhou stranu jde o poměrně pracný proces, který by si zasloužil vytvoření metodiky vedoucí k zautomatizování vlastního měření. Pracnost spočívá především v přestavování zdvihu ventilu, což zahrnuje demontáž vyšetřovaného prvku mimo prostor zkušební komory a po následné montáži je nutné docílit dokonalého odvzdušnění celého systému. V opačném případě by mohlo dojít ke zkreslení získaných výsledků případně k chybnému stanovení hodnoty objemového průtoku procházejícím systémem vlastní zkušební komory. Je třeba poznamenat, že vlastní experimenty, v případě odlehčovacího ventilu, byly provedeny pouze s jedním typem kalibrovaného otvoru, který je zároveň součástí sestavy planžet samotného ventilu. Tato skutečnost tedy znamená, že pro jakýkoliv odlišný typ kalibrovaného otvoru, případně skladbu těchto otvorů, by muselo dojít k novému proměření celé statické

charakteristiky. Tímto způsobem by byla stanovena databáze součinitelů průtoku, příslušná danému typu ventilu a jemu odpovídající individuální skladbě planžet obsahujících příslušné výseky kalibrovaných otvorů.

Jako přínos vlastní disertační práce bych chtěl především vyzdvihnout: Vyřešení problematiky spojené se stanovením závislostí součinitelů průtoku u ventilu tvořeného skladbou deformovatelných planžet. Způsob, prostřednictvím kterého lze stanovit tuhost přitlačné pružiny, použité ve vlastním matematickém modelu, jejíž charakter přímo postihuje aktuální skladbu daného ventilu a tím pádem i jeho počáteční pracovní nastavení. Vyšetření vlivu zdvihu ventilu na tzv. asymptotickou hodnotu, ke které dané průběhy závislostí součinitelů průtoku konvergují. Provedení experimentálního měření teploty přímo ve škrťací štěrbíně s cílem objasnit, zda smykové vrstvy s velkým příčným gradientem rychlosti mohou být příčinou spalovacích procesů v průběhu vlastního škrcení průtoku.

Zajímavým zjištěním je i objev sekundárních smykových vrstev za předpokladu, že jsou schopny fyzicky existovat, protože jejich přítomnost by zřejmě znamená razantnější proces disipace mechanické energie proudící kapaliny.

1

2

3

4

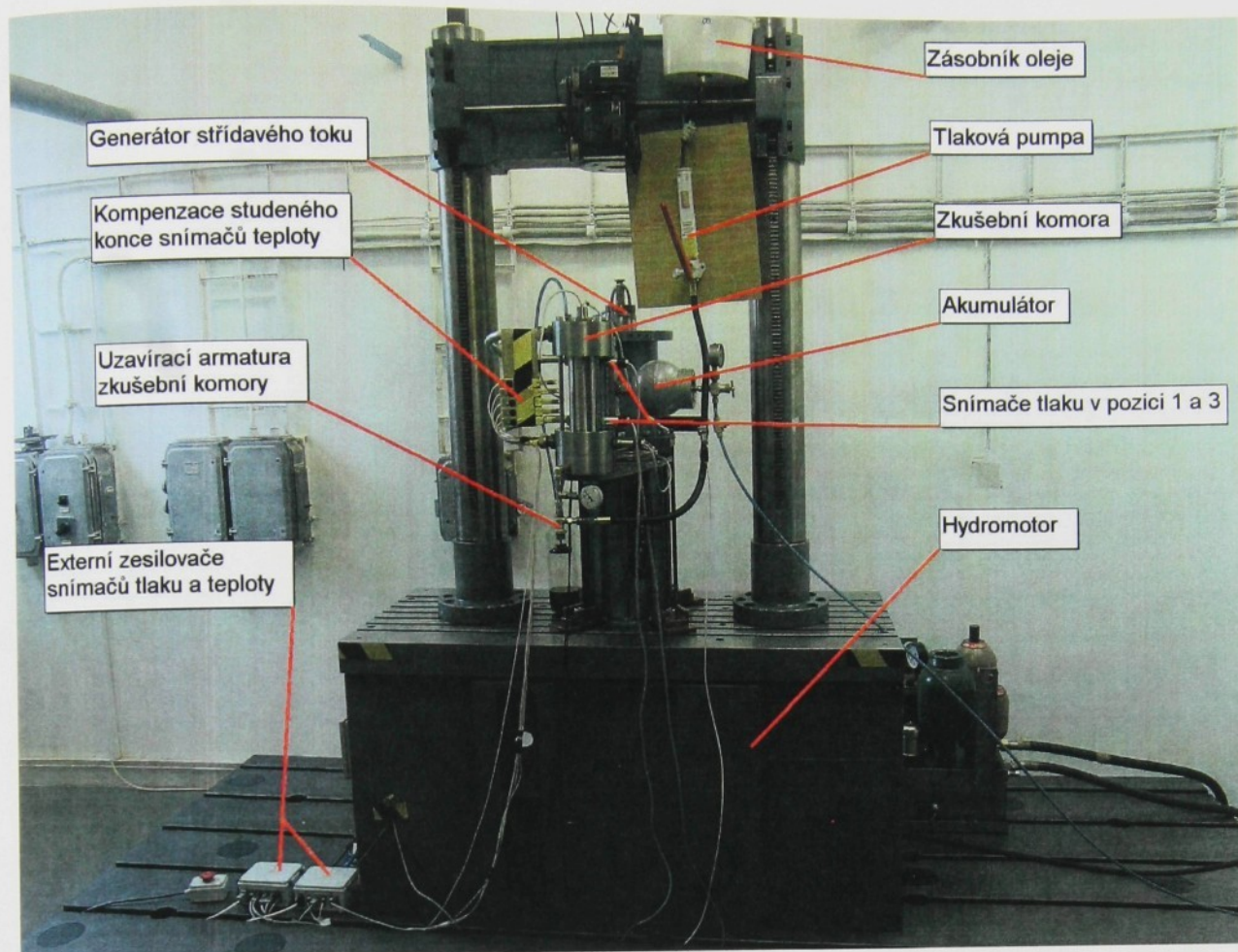
5

Literatura

- [1] Barbora J.: Studie o příčinách prodlevy charakteristik zdvih-síla u teleskopických tlumičů, Výzkumná zpráva, Autobrzdy Jablonec n. p., 1982
- [2] Brdička M., Samek L., Sopko B.: Mechanika kontinua, Akademika ISBN 80-200-0772-5, Praha, 2000
- [3] Carlson D., Catanzarite D.M., Clair K.A.St.: Commercial magneto-rheological fluid devices, Lord Corporation, Cary, NC 27511, USA, 2000
- [4] Černá R., Machlický M., Vogel J., Zlatník Č.: Základy numerické matematiky a programování, SNTL, Praha, 1987
- [5] Ericksen E. O., Gordaninejad F.: A magneto-rheological fluid shock absorber for an off-road motorcycle, Composite and Intelligent Material Laboratory, University of Nevada, Reno 89557, USA
- [6] Fischer D., Isermann R.: Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions, Control engineering practice, Elsevier, 2004
- [7] Fischer D., Isermann R.: Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions, Kontrol engineering praktice 10 (2004) 1353-1367, 2004
- [8] Giua A., Melas M., Seatzu C.: Design of a control law for a magneto - rheological suspension, Department of Electrical and Electronic Engineering, University of Cagliari, Italy, 2000
- [9] Gordon T. J., Sharp R.S.: On improving the performance of automotive semi-active suspension systems through road preview, Journal of Sound and Vibration 217(1), 163-182, 1998
- [10] Gorganinejad F., Kelso S. P.: Fail-safe magneto-rheological fluid dampers for off-highway, high-payload vehicles, Journal of Intelligent Materials System and Structures, Vol. 11, No. 5, pp. 395-406, 2000
- [11] Guglielmino E., Edge K.A.: A controlled friction damper for vehikle applications, Control engineering practice, Elsevier, 2004
- [12] Hayashi S., Halase T., Kurahashi T.: Chaos in a hydraulic control valve, Journal of Fluids and Structures, 1997
- [13] Choi S.B., Han S.S.: Control of electrorheological suspension system subjected to parameter uncertainties, Pergamon, 2002
- [14] Lang H.H.: A study of the characteristic of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies, Dissertation work, University of Michigan 1977
- [15] Liu Y., Waters T.P., Brennan M.J.: A comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances, Journal of Sound and Vibration, Elsevier, 2005
- [16] Leung J.C.: A theory on the discharge coefficient for safety relief valve, Elsever 17(2004)301-313, 2004
- [17] Matějec R., Votrubec R., Zubem T., Šklíba J.: Globální charakteristika magnetoreologického tlumiče, Interaction and feedbacks, 2002
- [18] Matějec R., Šklíba J., Barbora J., Zubek T.: Experimentální výzkum průtokových charakteristik škrtících elementů tlumiče, X-th National Seminar, Interaction and Feedbacks '2003, Prague 2003
- ✓ [19] Matějec R.: Experimentální výzkum průtokových charakteristik škrtících elementů tlumiče, Liberec, 2003
- ✓ [20] Matějec, R. :Experimentální výzkum součinitelů průtoku škrtících elementů tlumiče, MSM 242100001, z.č. VZ 1453/2003/6, Liberec 2003

- [21] Matějec R.: Experimentální výzkum součinitele průtoku odlehčovacího ventilu tlumiče včetně přírodních kanálů, MSM242100001/2004/1453-04, Liberec, 2004
- [22] Meged Y., Venner C.H., Napel W.E.: Classification of lubricants according to cavitation criteria, Elsevier, Wear 186-187(1995)444-453, 1995
- [23] Mistra A., Behdinan K., Cleghorn W.L.: Self-excited vibration of a control valve due to fluid-structure interaction, Journal of Fluid and Structures, 649-665, 2002
- [24] Miroslav B.: Úvod do matlabu, Plzeň, 1998 *M. Balda*
- [25] Moon B.Y., Showa K., Chung S.W.: Mechanical properties study and design of a suspension system by considering tension force, Elsevier, 2003
- [26] Morris S.D.: Liquid flow through safety valves: Diameter ratio effects on discharge coefficients, sizing and stability, Elsevier S0950-4230(96)00011-3, 1996
- [27] Muller, M., Matějec, R., Šklíba, J.: Numerické modelování kavitace v hydraulickém tlumiči, Interakce a zpětné vazby, Praha 2004
- [28] Noskievič J. a kol.: Mechanika tekutin, SNTL, 1987
- [29] Noskievič J. a kol.: Kavítace v hydraulických strojích a zařízeních, SNTL, 1988
- [30] Rao M.D., Gruenberg S.: Measurement of equivalent stiffness and damping of shock absorbers, Michigan Technological University, Houghton, MI 49931, USA, 2000
- [31] Rektorys K. a spol.: Přehled užití matematiky I, II, ISBN 80-77196-179-5, Praha, 2000
- [32] Skjeltorp A.T., Akselvoll J.: Self-assembly and dynamics of magnetic holes, Elsevier, 2001
- [33] Suciú C.V., Iwatsubo T., Deki S.: Investigation of a colloidal damper, Journal of Colloid and Interface Science, Elsevier, 2003
- [34] Suciú C.V., Iwatsubo T., Yaguchi K., Ikenaka M.: Novel and global approach of the complex interconnected phenomena related to the contact line movement past a solid surface from hydrophobized silica gel, Elsevier, 2004
- [35] Středa I.: Základy rovnovážné termodynamiky, ISBN 80-7083-287-8, Liberec, 1998
- [36] Šilov G. J.: Matematická analýza, Alfa, Bratislava, 1974
- [37] Šklíba, J.: Zur problematik der Modellierung einer hydraulischer Dampers, Sborník XVI. konference „Dynamika strojů“, Libnice 1983
- [38] Šklíba J., Barbora J., Štengl M.: Matematický model tlumiče s reálnou kapalinou, Výzkumná zpráva SVÚSS 85-03042, 1985
- [39] Šklíba J., Fidler M., Škoda J., Fuňák P.: Teoretická a experimentální analýza funkce řízeného tlumiče, Výzkumná zpráva SVÚSS 92-03004, 1992
- [40] Šklíba, J., Svoboda, R.: Some problems of Hydraulic Damper Modelling, Dynamic of Mechines, National Colloquium, Prague 2000
- [41] Šklíba, J., Svoboda, R.: Influence of time delay of hydraulic damper controller, International Conference „Vibrations and Diagnostic“, Vilnius, Lithuania 2001
- [42] Šklíba, J., Svoboda, R.: Mathematical model of hydraulic damper with active control of resulting force, International Conference „Advanced Problem in Mechanics“ APM-2002, St. Petersburg, Russia 2002

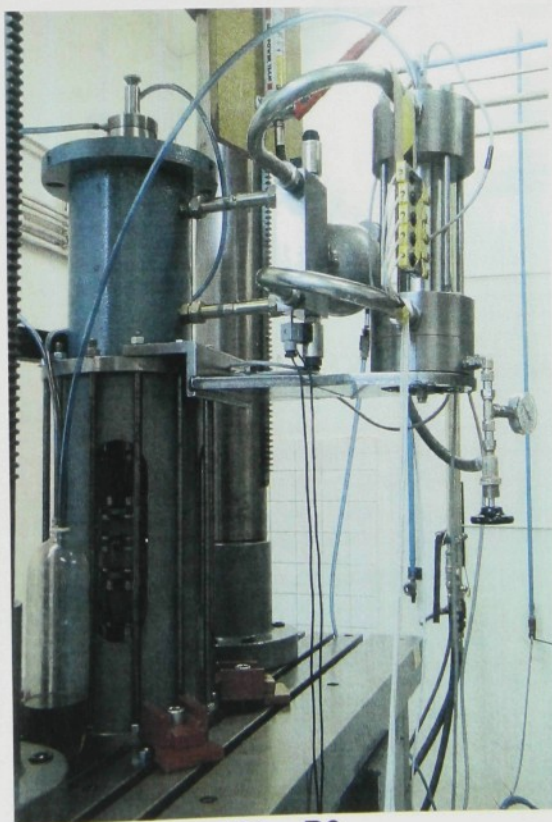
- [43] Šklíba J., Matějec R., Svoboda R.: On the necessity of hydraulic damper model specification, Ecole Polytechnique, Paris, 2004
- [44] Šklíba J., Svoboda R., Matějec R.: Specification of flow conditions in the mathematical model of hydraulic damper, The Seventh International Conference on Vibration Problem, Isik University, Turkey, 5-9 September 2005
- [45] Tallec P.L., Mouro J.: Fluid structure interaction with large structural displacements, Elsevier 190(2001)3039-3067, 2001
- [46] Unsal M., Niezrecki Ch., Crane C. D.: A new semi-active piezoelectric based friction damper, University of Florida, Department of Mechanical Engineering Gainesville, Florida, 32611, USA
- [47] Ursu F., Ursu I.: Active and semiactive neurocontrollers for suspension systems, National Institute for Aerospace Research, Bucharest, 1999
- [48] Weigel M., Mack W., Riepl A.: Nonparametric shock absorber modelling based on standard test data, Vehicle system dynamics, Vol. 38, No. 6, pp. 415-432, 2002
- [49] Yao G.Z., Yap F.F., Chen G. Li W.H. Yeo S.H.: MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspensin system, Mechatronics, Pergamon, 2002
- [50] Zymák V.: Dynamika polzujícího průtoku, ISBN 90-85895-00-5, Brno, 1995



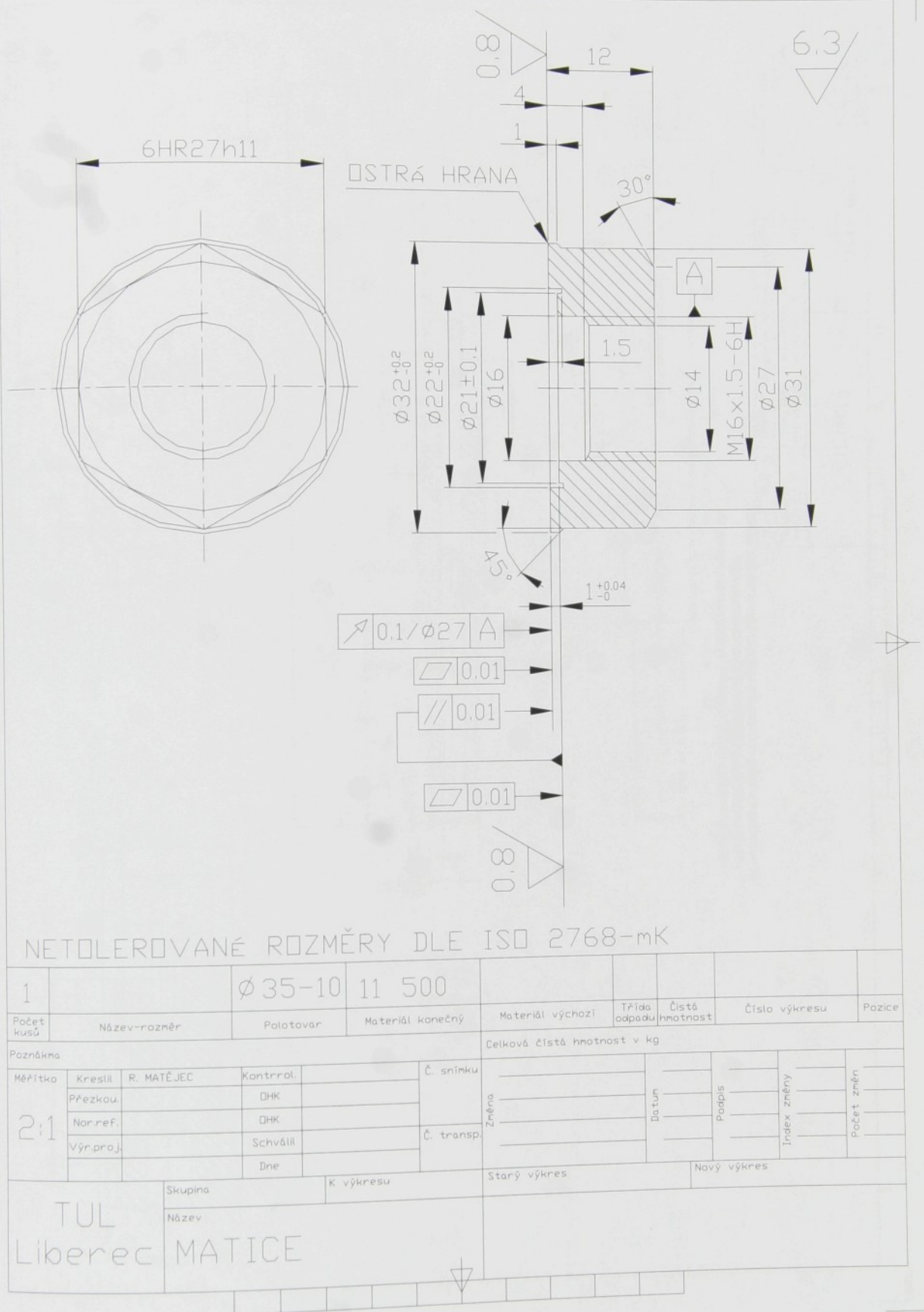
Obr. P1



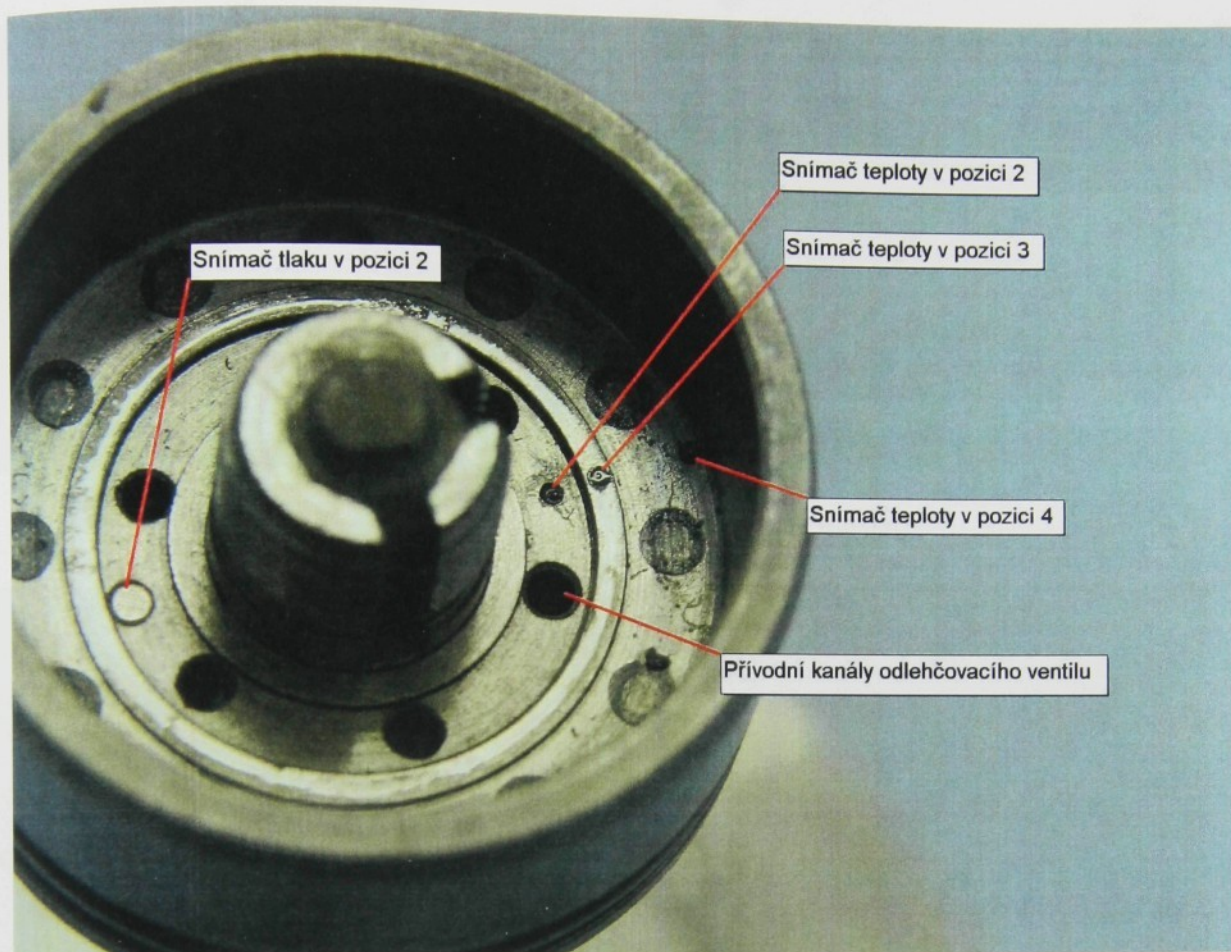
Obr. P2



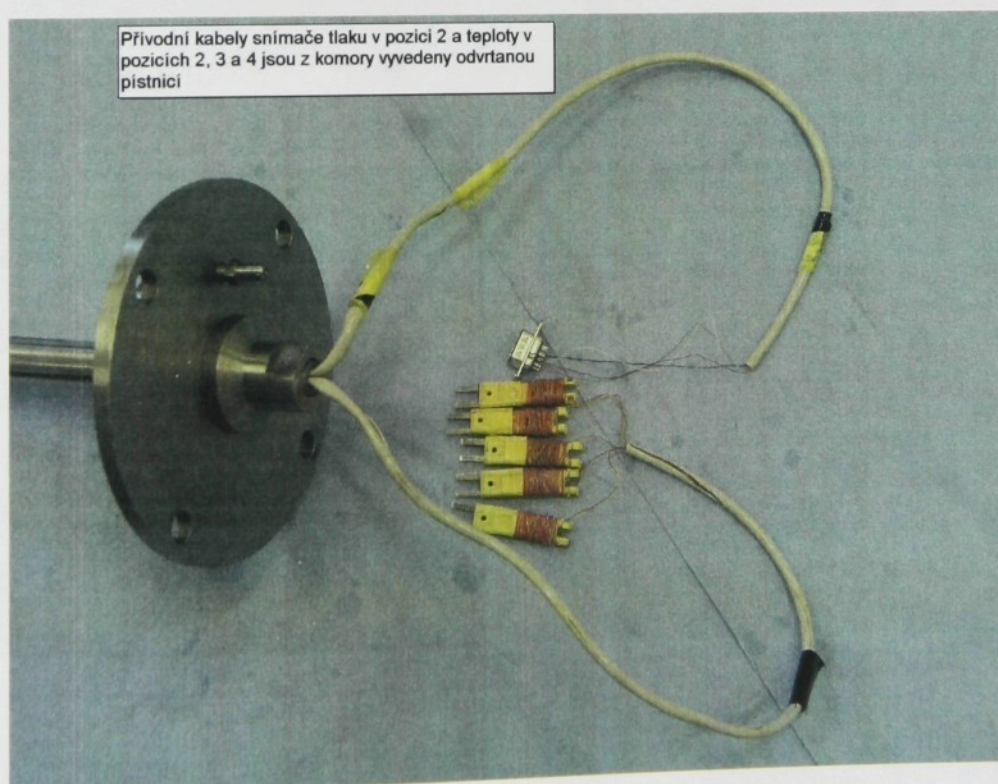
Obr. P3



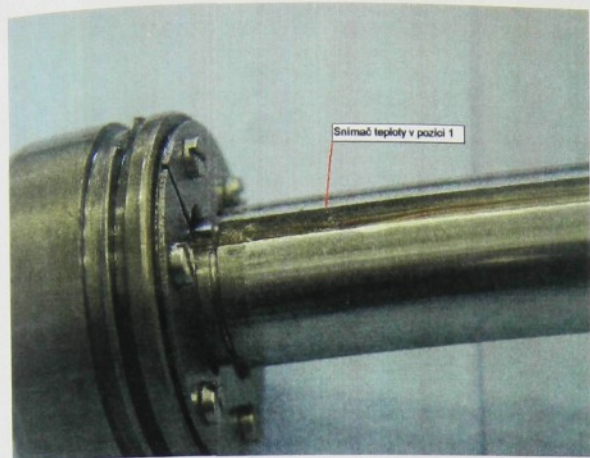
Obr. P4



Obr. P6



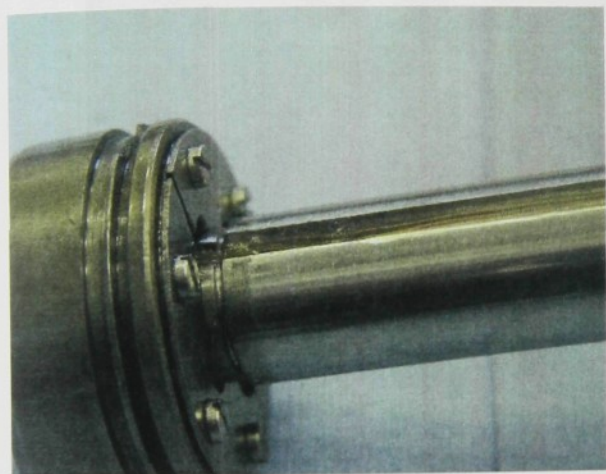
Obr.P7



Obr. P8



Obr. P9



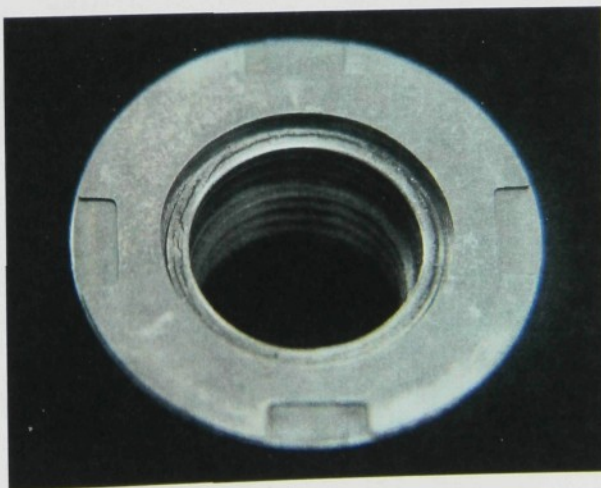
Obr. P10



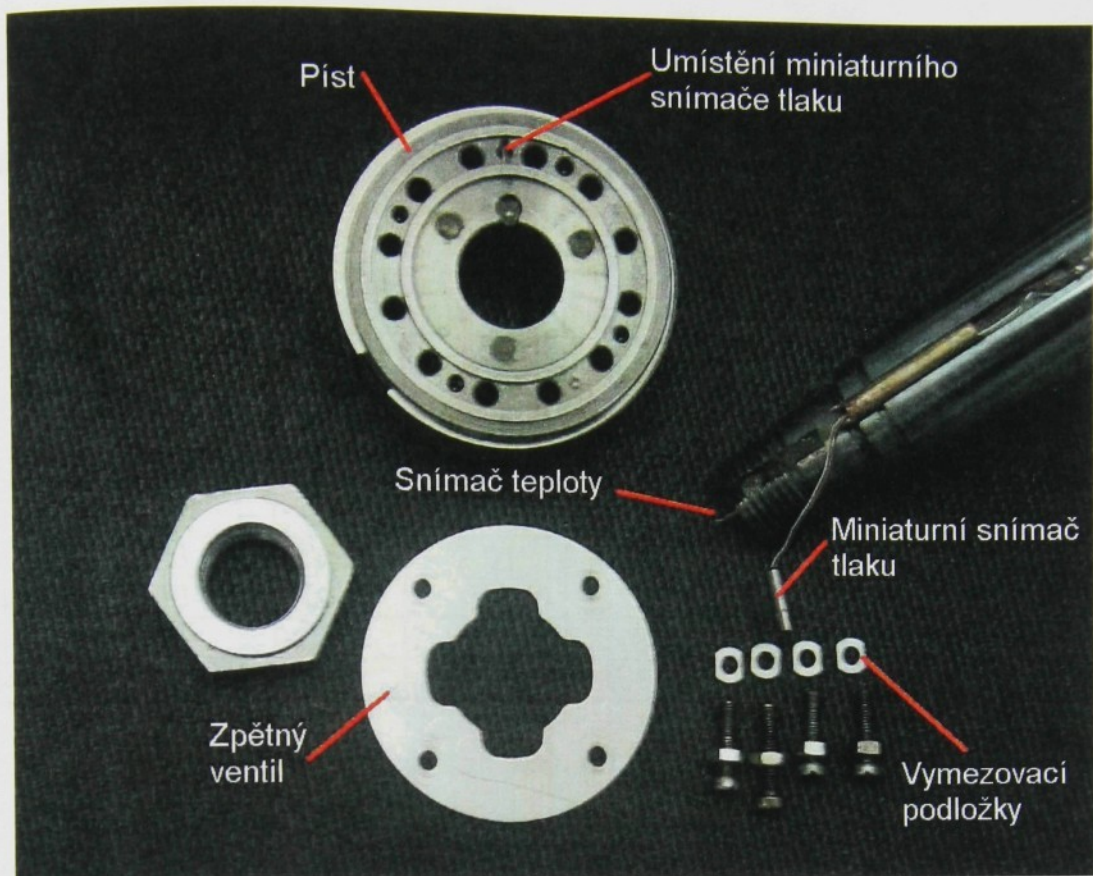
Obr. P11



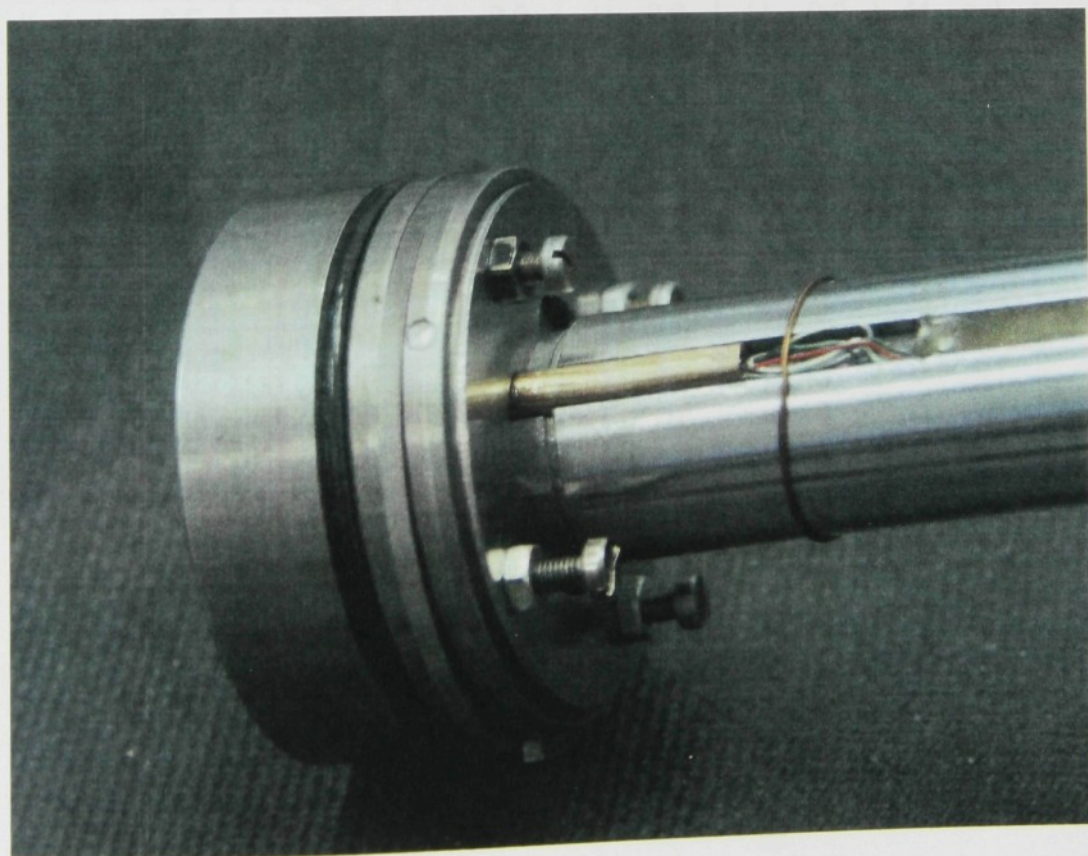
Obr. P12



Obr. P13



Obr. P14



Obr. P15

Tabulka hodnot napětí zesílených na zesilovači AL 3

1-3		2-3		3-3		4-3	
U_{t1i} [V]	U_{t1o} [V]	U_{p1i} [V]	U_{p1o} [V]	U_{p2i} [V]	U_{p2o} [V]	U_{p3i} [V]	U_{p3o} [V]
0.0284	-4.82	0.0516	-4.99	0.0279	-4.98	0.0618	-5.01
0.03	-4.04	0.0533	-4.18	0.0378	-4.05	0.0641	-3.85
0.0323	-2.91	0.0556	-3.06	0.0483	-3.06	0.0661	-2.9
0.0341	-2.01	0.058	-1.95	0.0595	-2.01	0.0678	-2.09
0.0363	-0.9	0.0598	-1.09	0.0705	-0.99	0.0699	-1.08
0.0381	-0.03	0.0622	0.07	0.0803	-0.06	0.0723	0.01
0.0405	1.15	0.0641	0.99	0.0912	0.96	0.0745	1.16
0.0423	2.06	0.0662	2.01	0.1028	2.04	0.0761	1.93
0.0442	2.98	0.0685	3.1	0.1124	2.94	0.0784	3.04
0.0461	3.95	0.0706	4.1	0.1235	3.95	0.0803	3.95
0.049	5.37	0.0724	4.95	0.135	5.03	0.0826	5.06

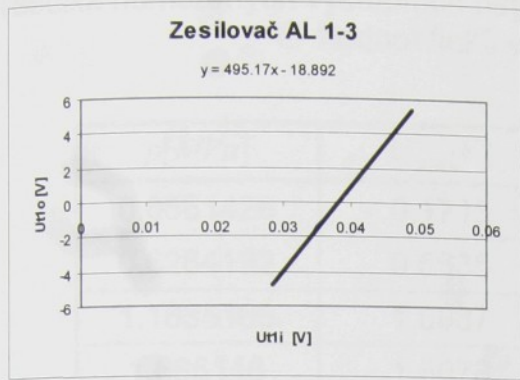
Tab. P1.

Tabulka hodnot napětí zesílených na zesilovači AL 4

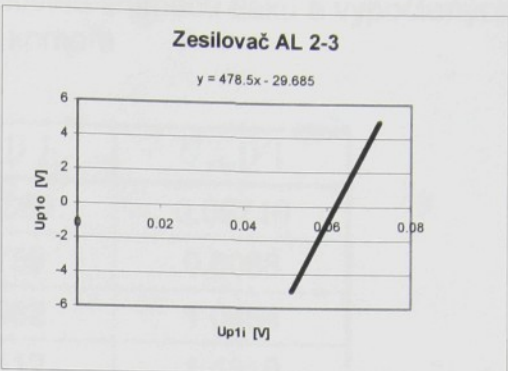
1-4		2-4		3-4		4-4	
U_{t2i} [V]	U_{t2o} [V]	U_{t3i} [V]	U_{t3o} [V]	U_{t4i} [V]	U_{t4o} [V]	U_{t5i} [V]	U_{t5o} [V]
0.2804	-4.97	0.0189	-5.07	0.0011	-5.22	0.0221	-4.91
0.2825	-4.06	0.0209	-4.08	0.0037	-3.96	0.024	-4.05
0.2848	-3.02	0.0232	-2.97	0.0056	-2.99	0.0265	-2.86
0.2873	-1.93	0.0255	-1.9	0.0078	-1.92	0.0284	-2.01
0.2898	-0.9	0.0272	-1.09	0.0095	-1.1	0.0299	-1.28
0.2919	0.07	0.0296	0.08	0.01165	-0.07	0.0325	-0.04
0.2942	0.98	0.0319	1.2	0.0137	0.94	0.0353	1.21
0.2965	2.02	0.0337	2.05	0.0159	2	0.0371	2.03
0.2988	3	0.0358	3.04	0.0179	2.95	0.0391	2.94
0.301	4	0.0376	3.95	0.0204	4.19	0.0415	4.06
0.3032	4.97	0.0398	4.98	0.022	4.98	0.0436	5.02

Tab. P2.

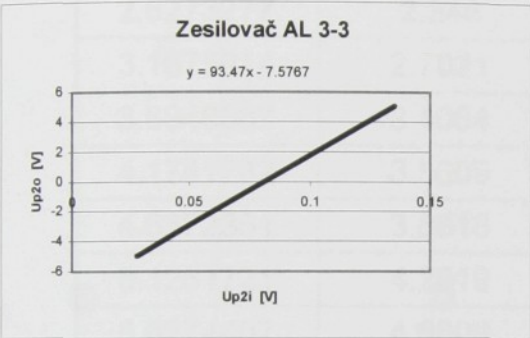
Grafy závislostí výstupních napětí na vstupních jednotlivých zesilovačů včetně A/D převodníku



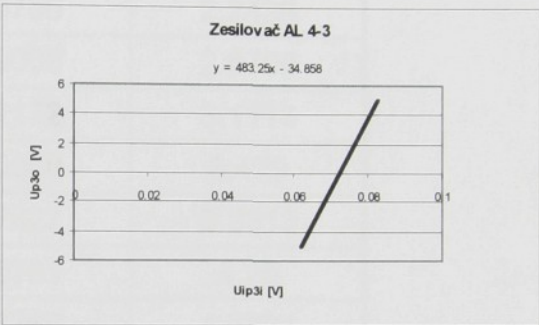
Graf P1



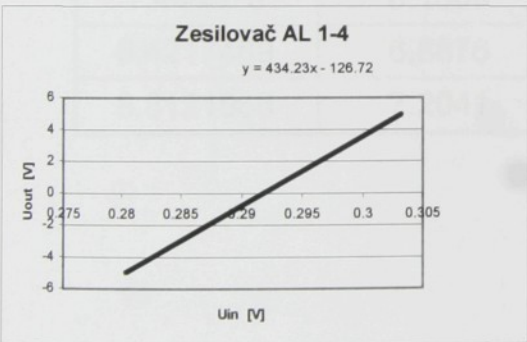
Graf P2



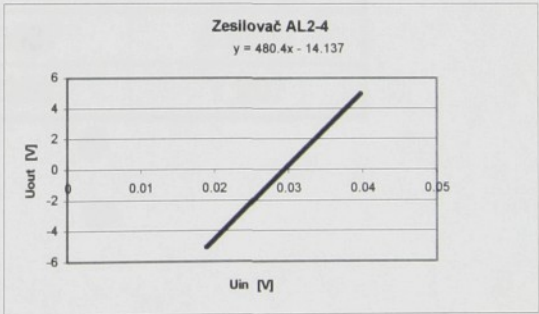
Graf P3



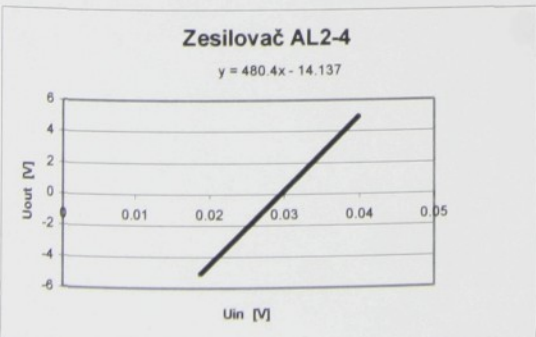
Graf P4



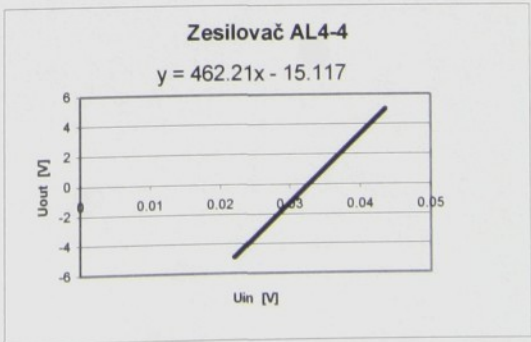
Graf P5



Graf P6



Graf P7



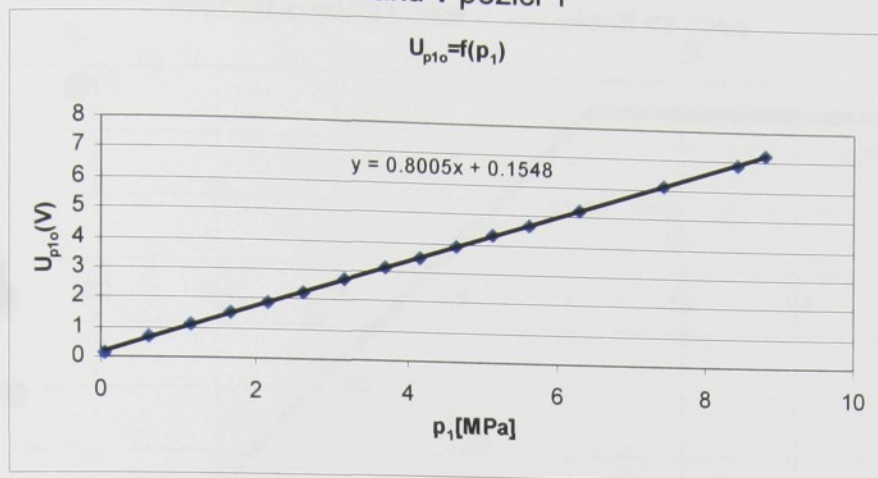
Graf P8

Tabulka naměřených výstupních napětí při cejchování snímačů tlaku a vypočtených hodnot tlaků ve zkušební komoře

$p[\text{MPa}]$	$U_{p1o}[\text{V}]$	$U_{p2o}[\text{V}]$	$U_{p3o}[\text{V}]$
0.0561428	0.1713	0.03369	0.09716
0.6264192	0.6635	0.3759	0.6088
1.1635166	1.0937	0.6982	1.0454
1.685116	1.5078	1.0112	1.4819
2.1593881	1.8872	1.2958	1.853
2.6273277	2.248	1.5766	2.2436
3.1675914	2.7021	1.9008	2.6708
3.6948567	3.1064	2.2172	3.1113
4.1741282	3.5009	2.5048	3.479
4.6372351	3.8618	2.7827	3.8813
5.1261721	4.2919	3.0761	4.25
5.6274407	4.6606	3.3769	4.6821
6.3060199	5.2001	3.7841	5.2006
7.444373	6.1069	4.4672	6.1269
8.4217469	6.8876	5.0537	6.8837
8.8121966	7.2041	5.288	7.207

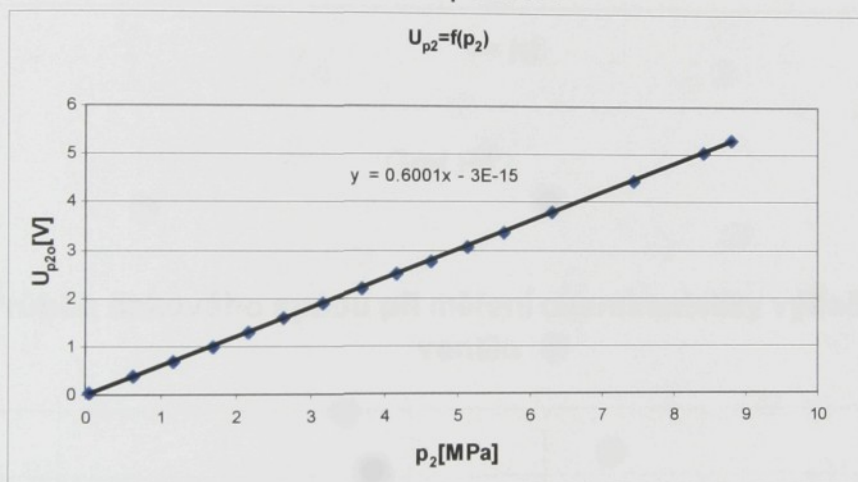
Tab. P3

Závislost výstupního napětí na hodnotě tlaku měřicího řetězce snímače tlaku v pozici 1



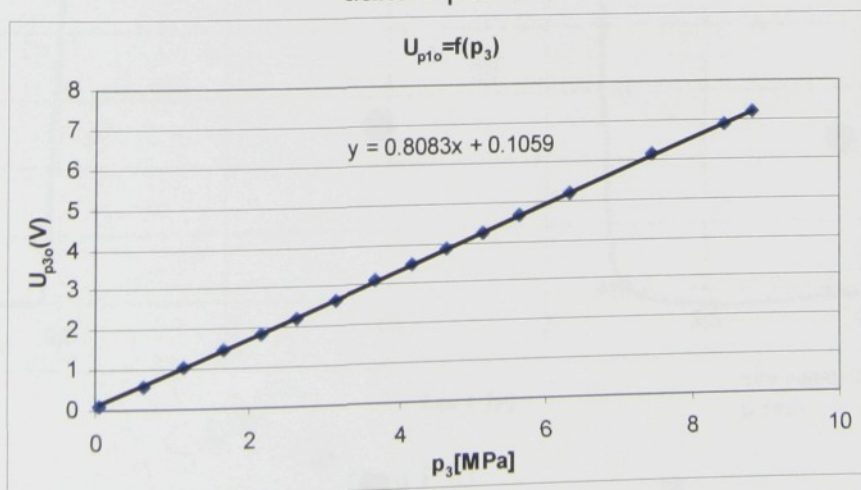
Graf P9

Závislost výstupního napětí na hodnotě tlaku měřicího řetězce snímače tlaku v pozici 2



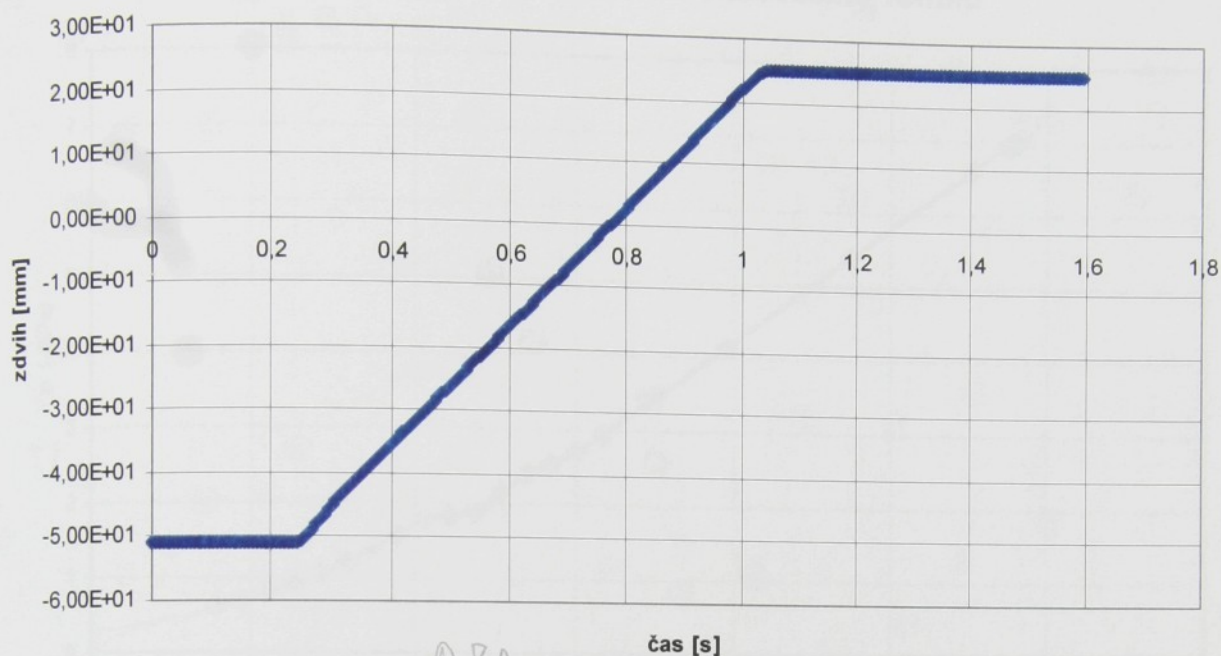
Graf P10

Závislost výstupního napětí na hodnotě tlaku měřicího řetězce snímače tlaku v pozici 3



Graf P11

Průběh zdvihu válce v závislosti na čase



0,82

Graf P12

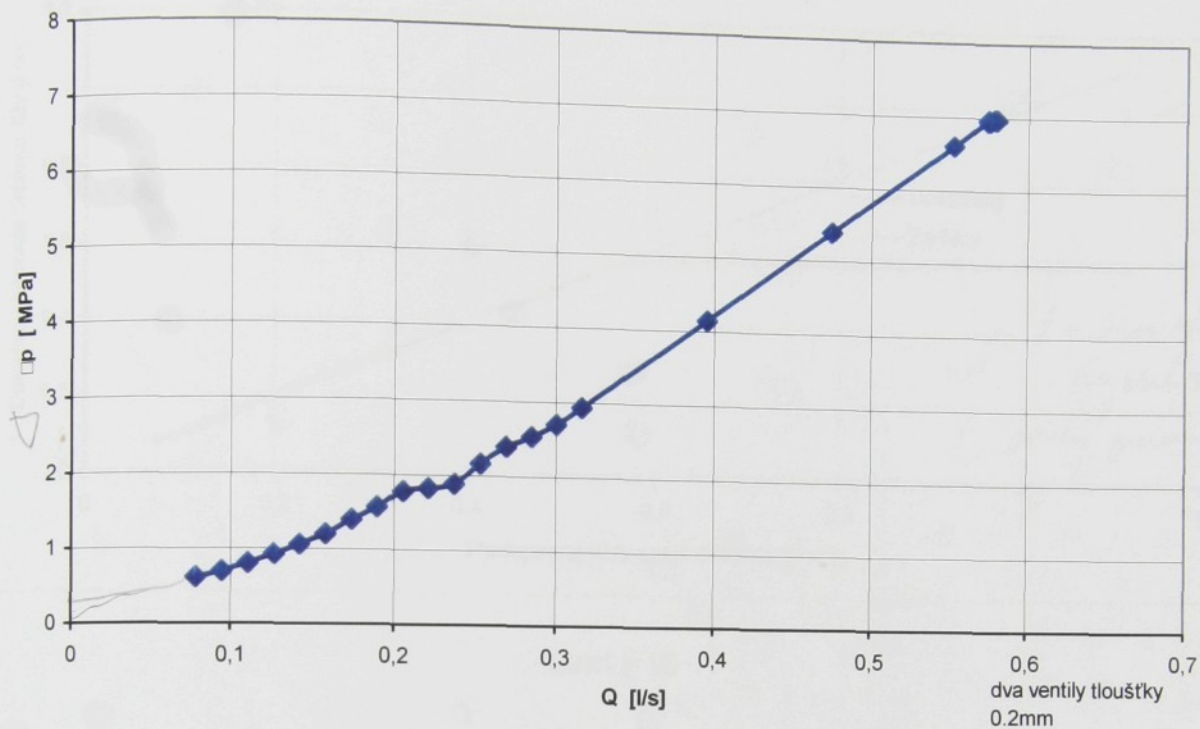
Průběh tlakového spádu při měření charakteristiky výtlačného ventilu



2,50

Graf P13

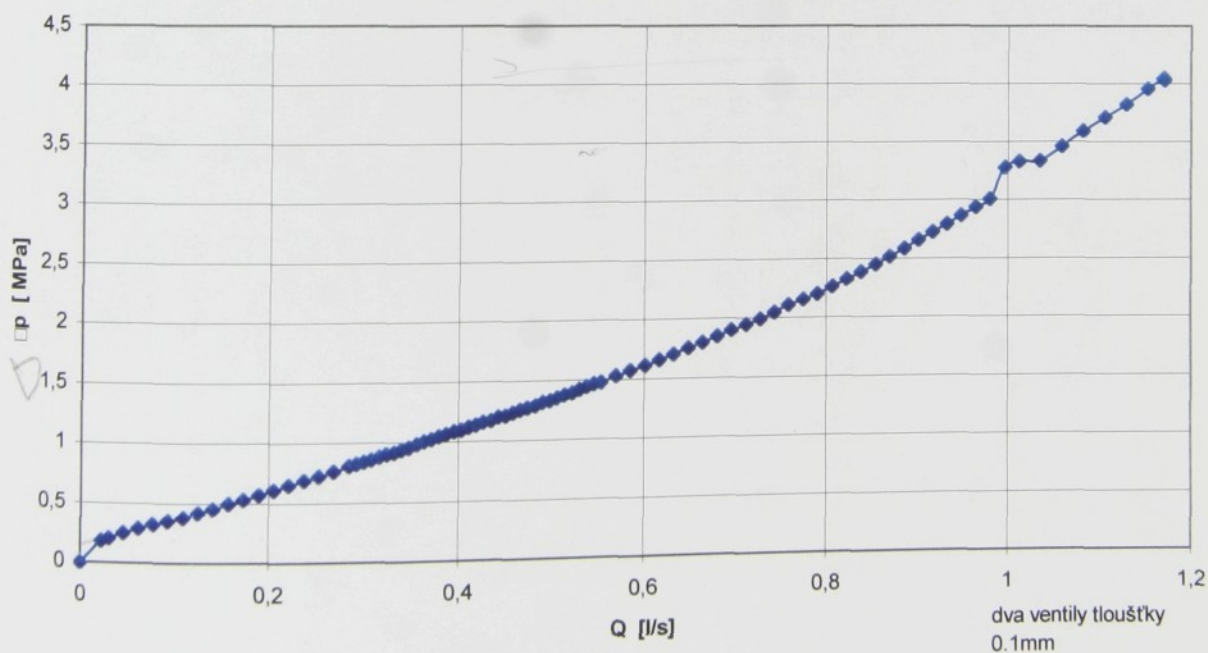
Statická charakteristika odlehčovacího ventilu



Graf P14

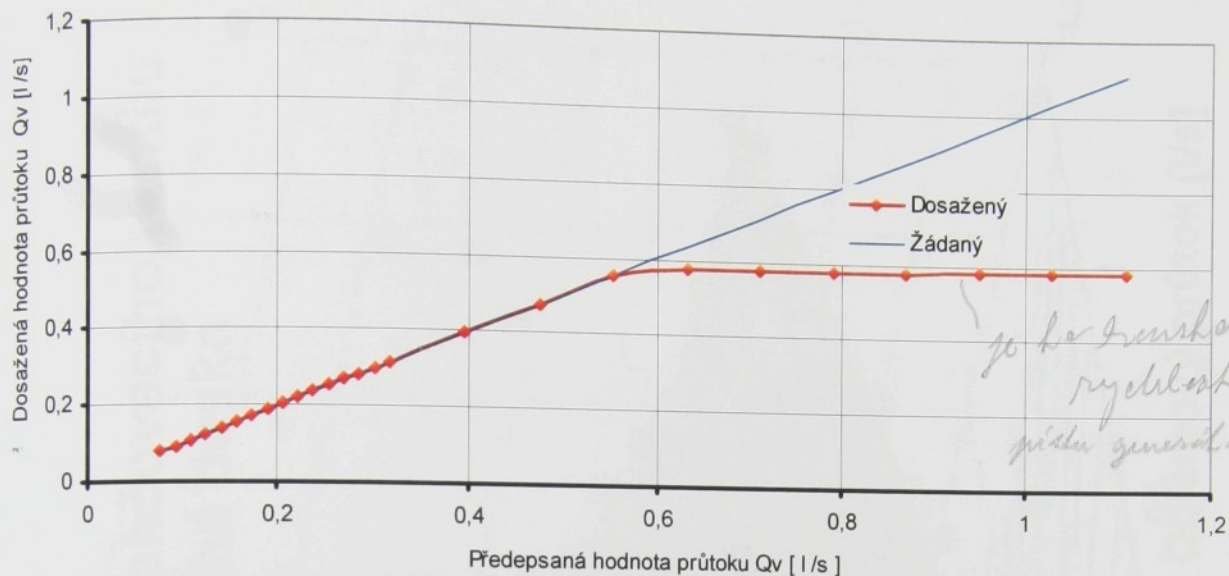
*co posunuli mimo 0
ztráta rychlosti? proudění? směrní třemi? vedlejší obtok? Δ ?*

Statická charakteristika odlehčovacího ventilu



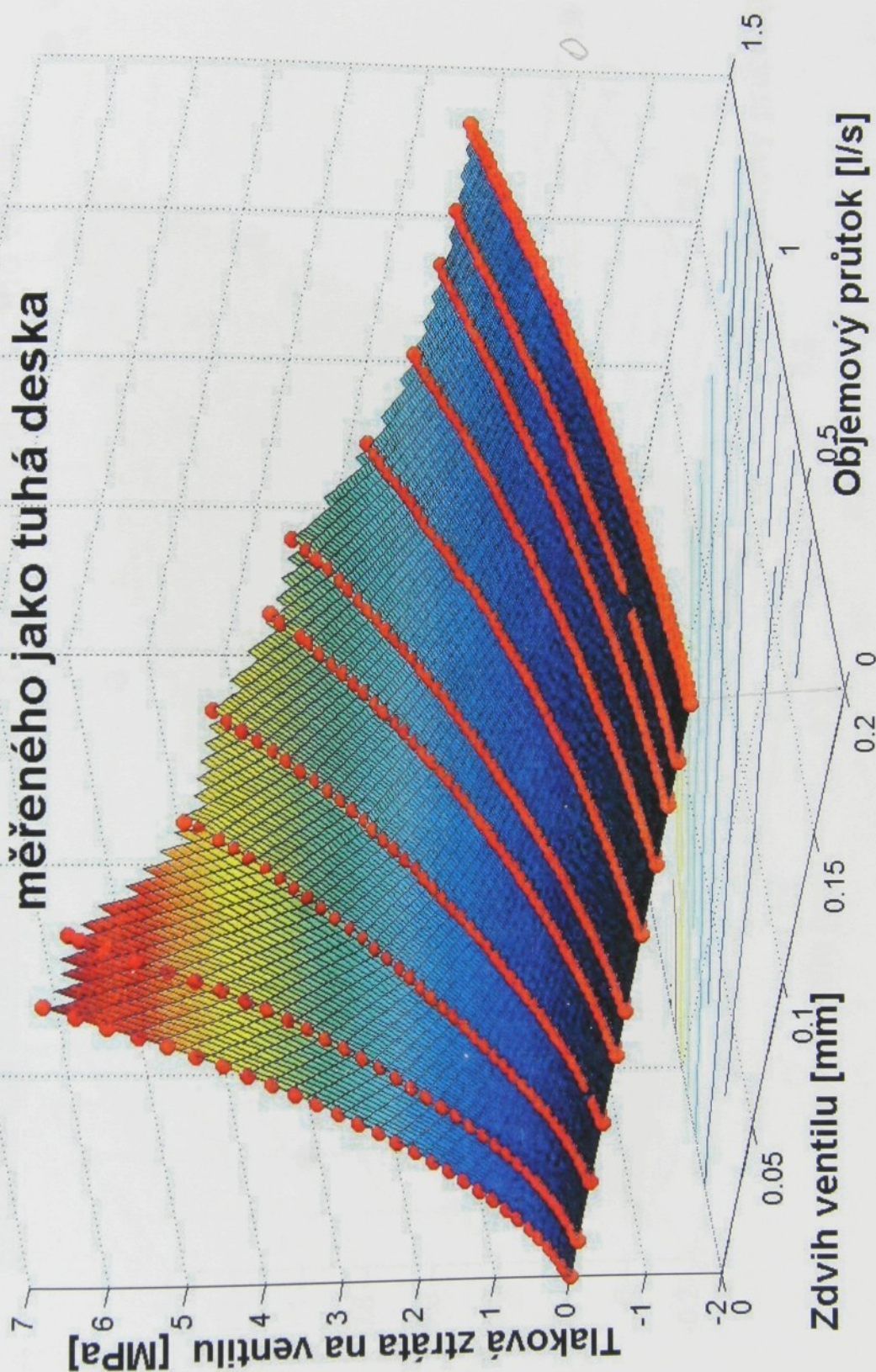
Graf P15

Průběh dosažené hodnoty objemového průtoku v závislosti na předepsané hodnotě pro odlehčovací ventil



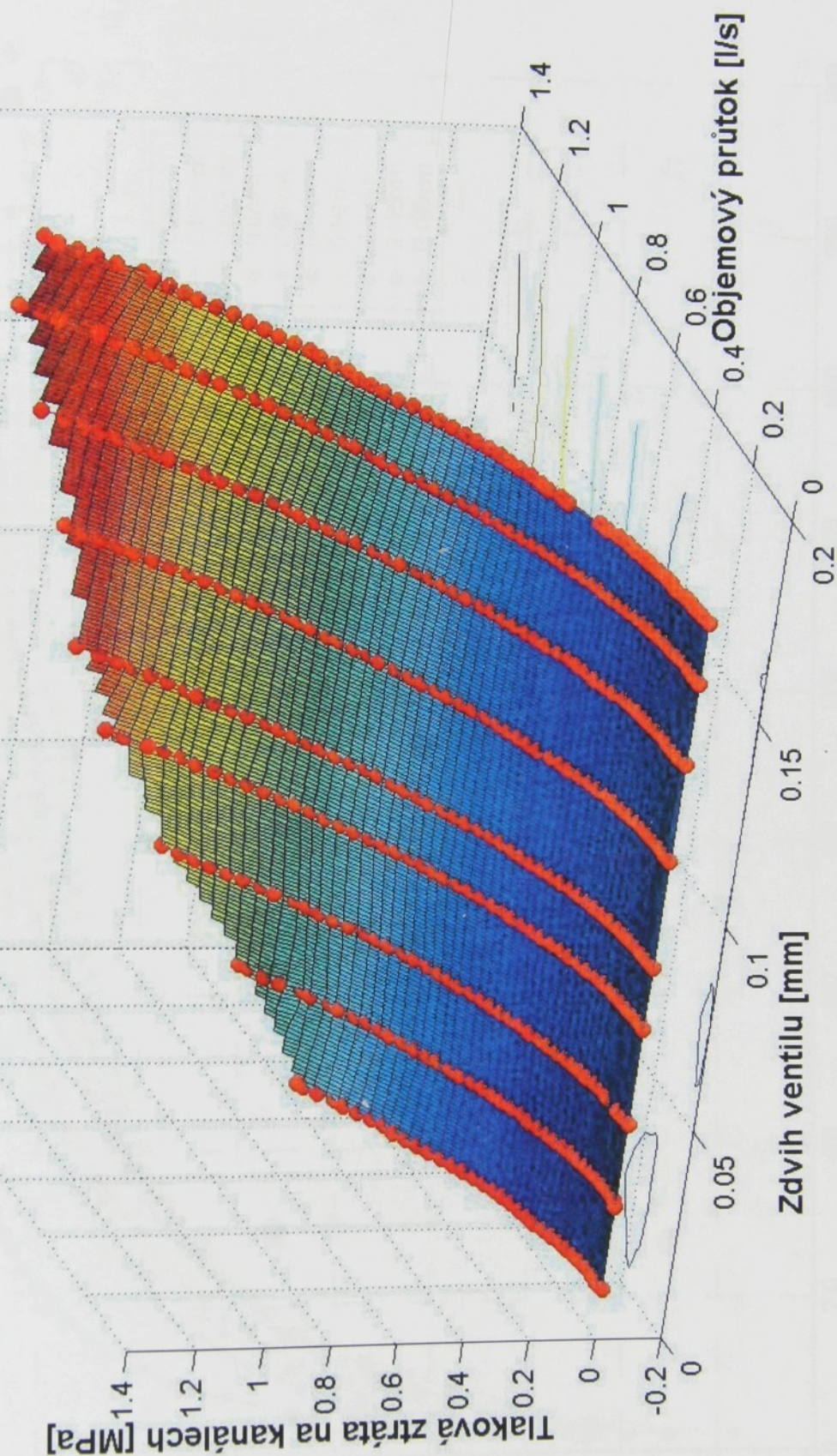
Graf P16

Statická charakteristika odlehčovacího ventilu měřeného jako tuhá deska



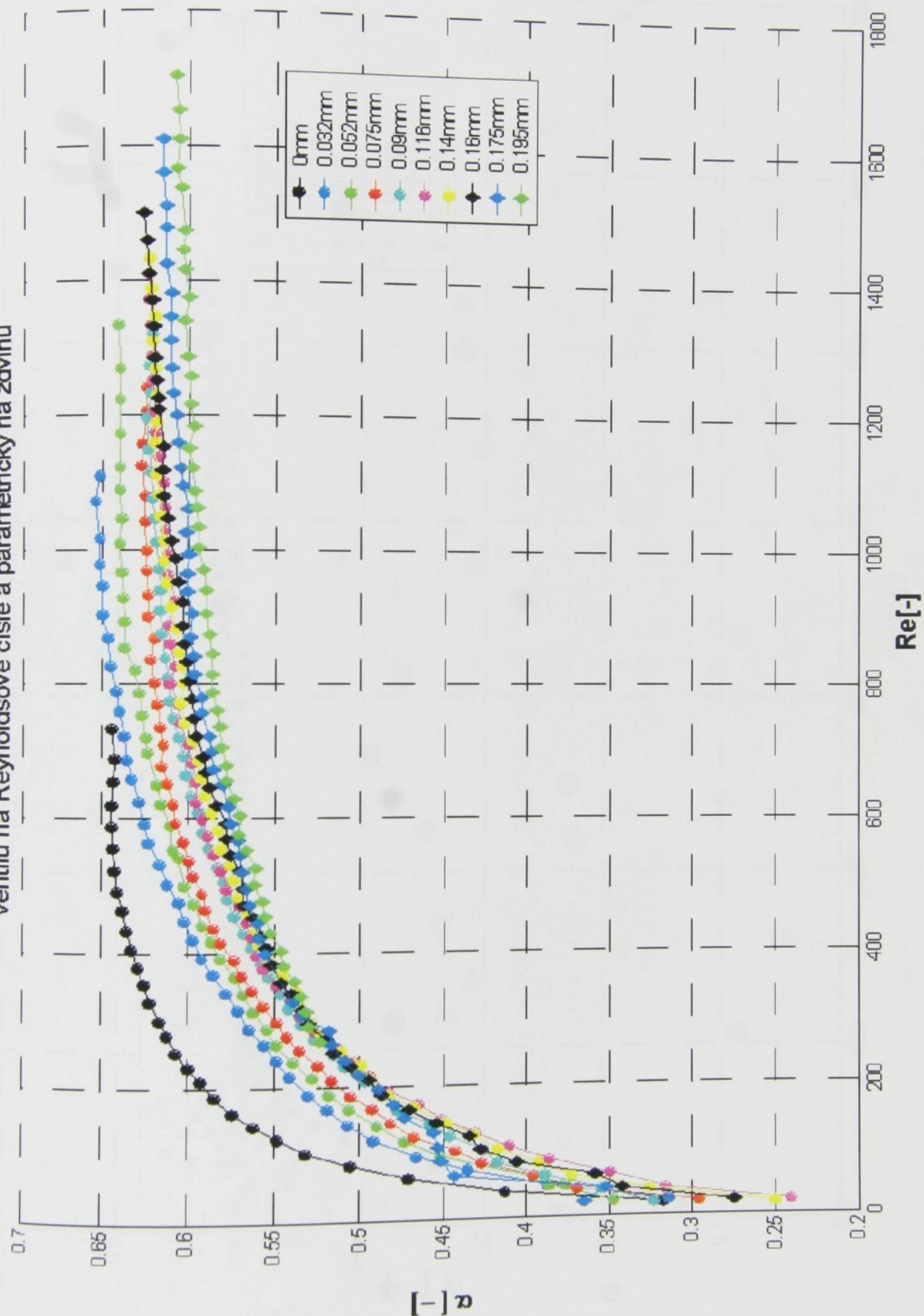
Graf P17

Statická charakteristika přívodních kanálů odlehčovacího ventilu



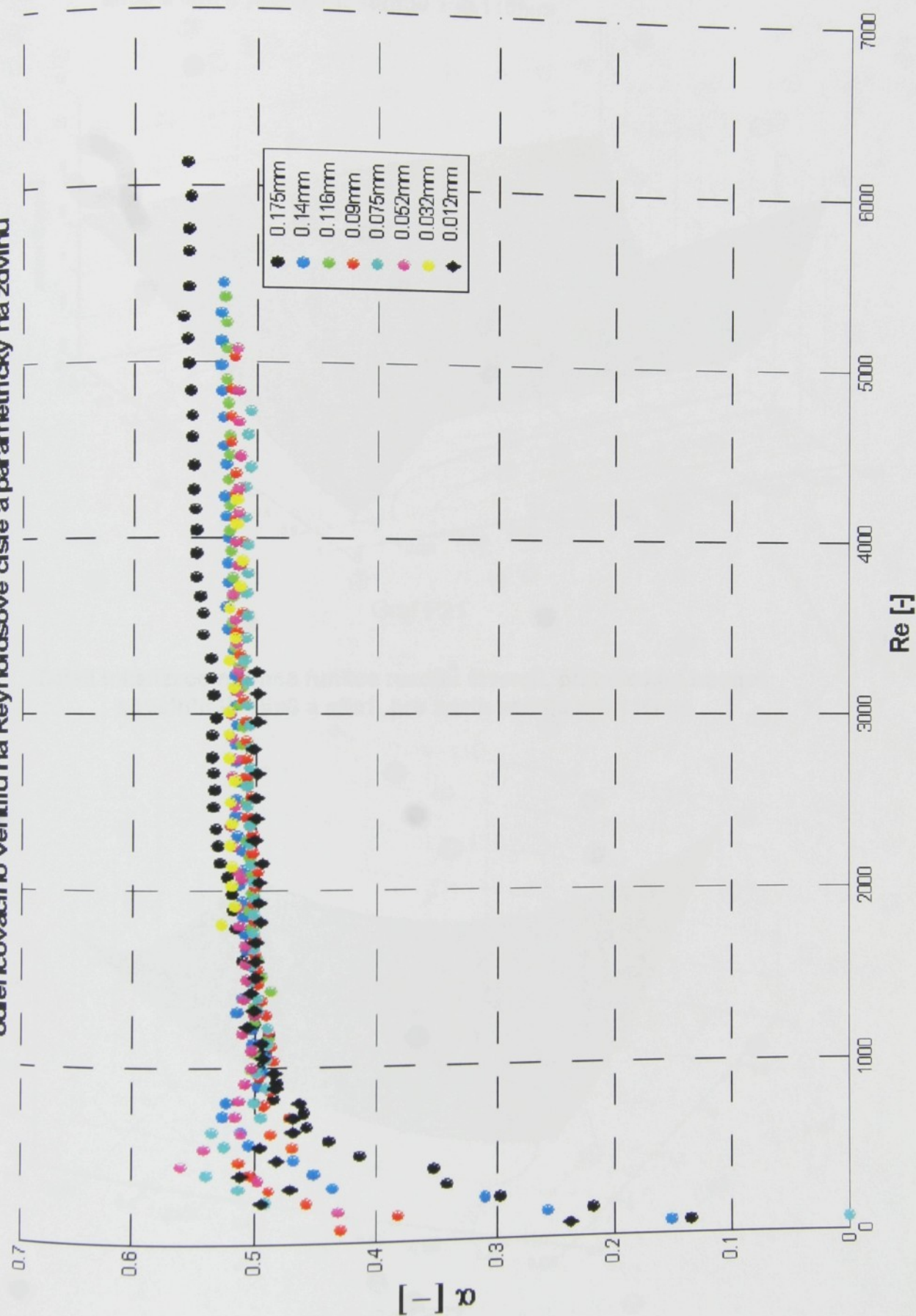
Graf P18

Závislost hodnoty průtokového součinitele odlehčovacího ventilu na Reynoldsově čísle a parametricky na zdvíhu



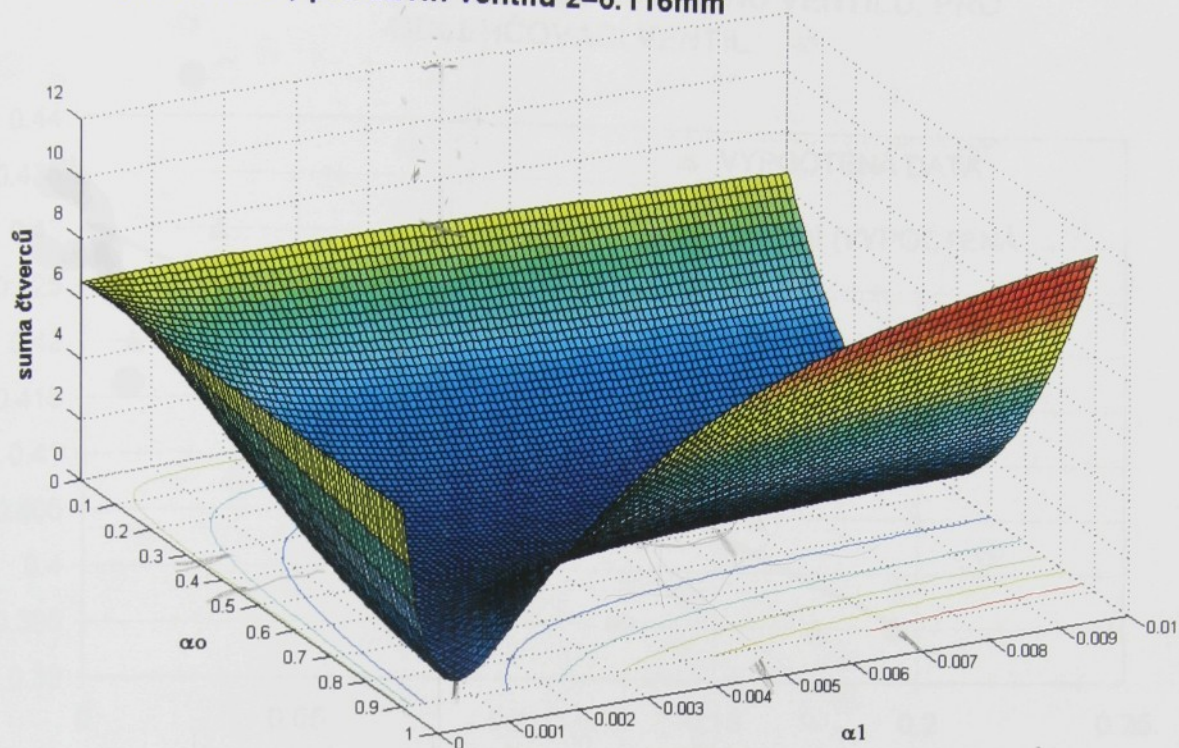
Graf P19

Závislost hodnoty průřekového součinitele přívodních kanálů
odlehčovacího ventilu na Reynoldsově čísla a parametricky na zdvih



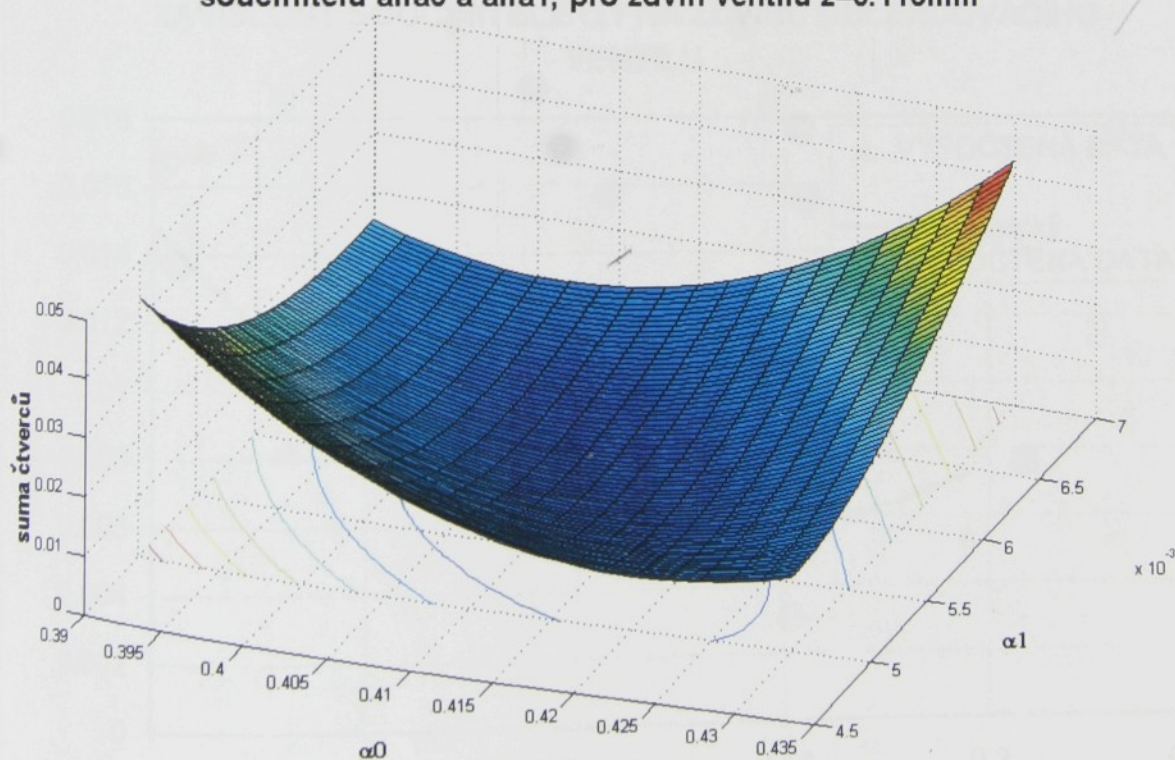
Graf P20

Graf funkce rozdílů čtverců k lokalizaci hodnot α_0 a α_1 , pro zdvih ventilu $z=0.116\text{mm}$



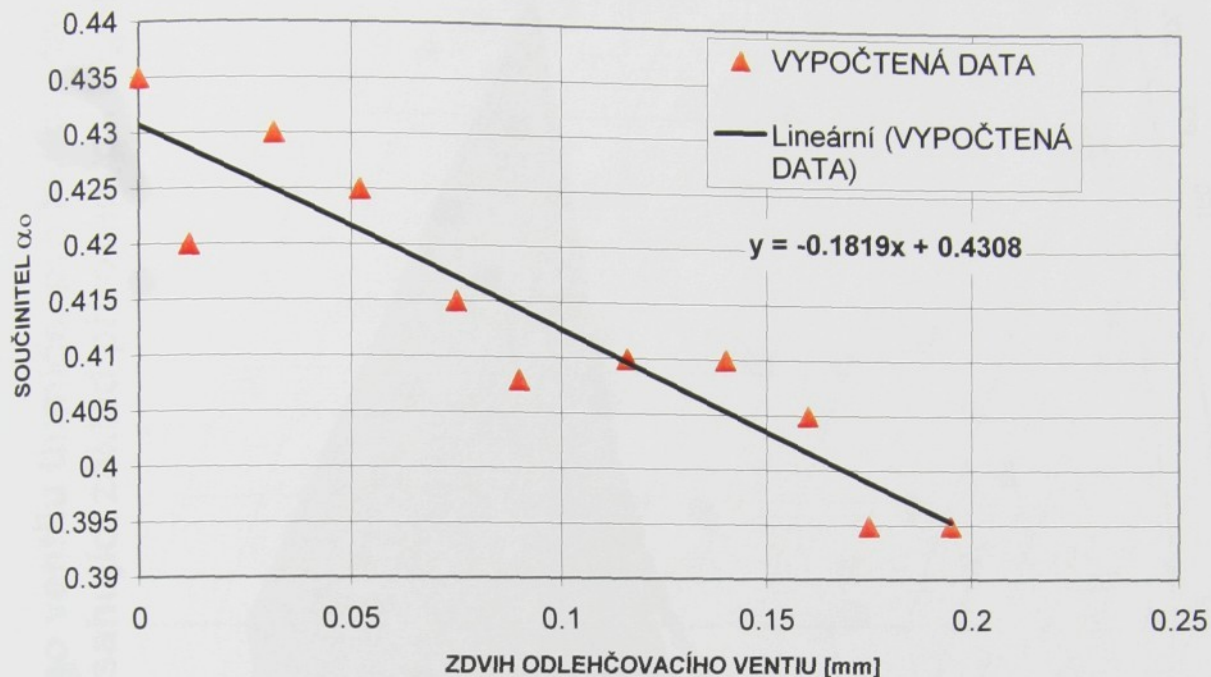
Graf P21

Detail lokalizace minima funkce rozdílů čtverců, při určování hodnot součinitelů α_0 a α_1 , pro zdvih ventilu $z=0.116\text{mm}$



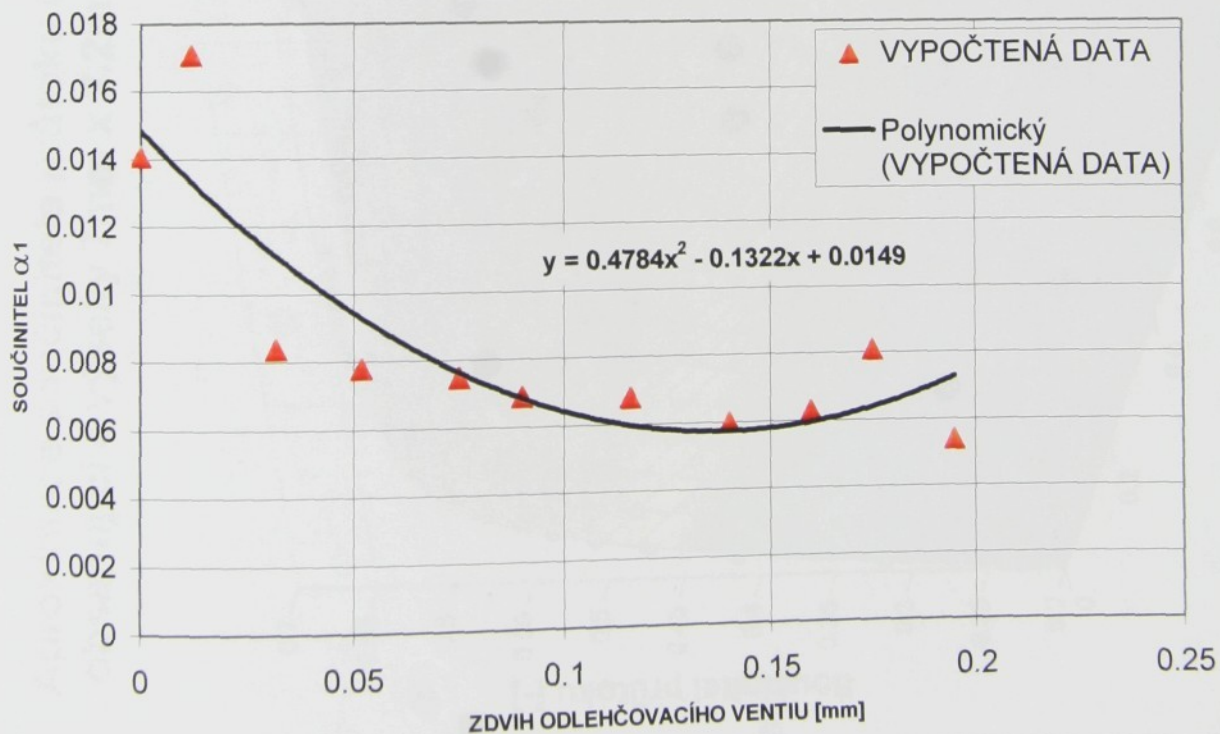
Graf P22

ZÁVISLOST SOUČiniteLE α_0 NA ZDVIHU VENTILU, PRO ODLEHČOVACÍ VENTIL



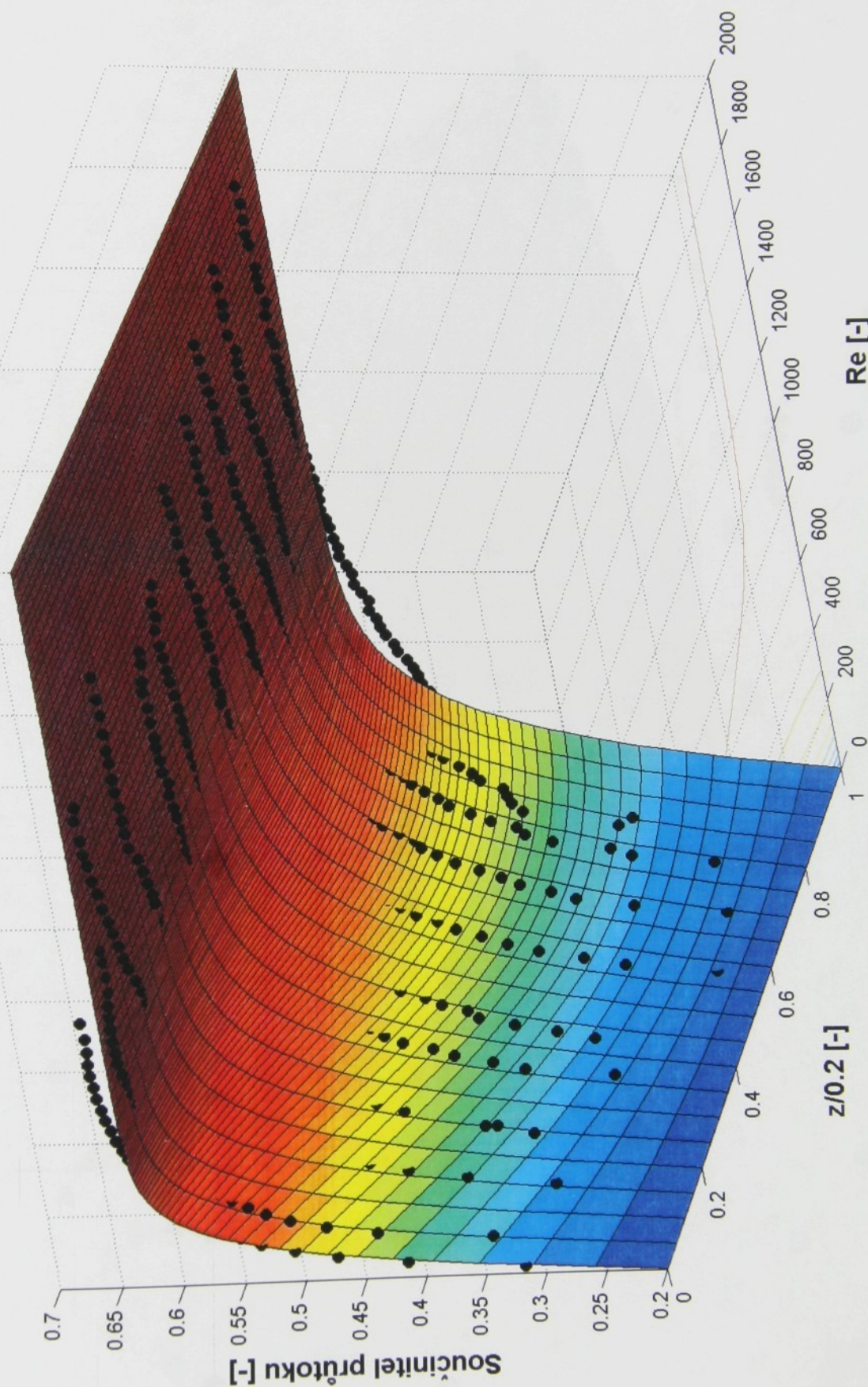
Graf P23

ZÁVISLOST SOUČiniteLE α_1 NA ZDVIHU ODLEHČOVACÍHO VENTILU



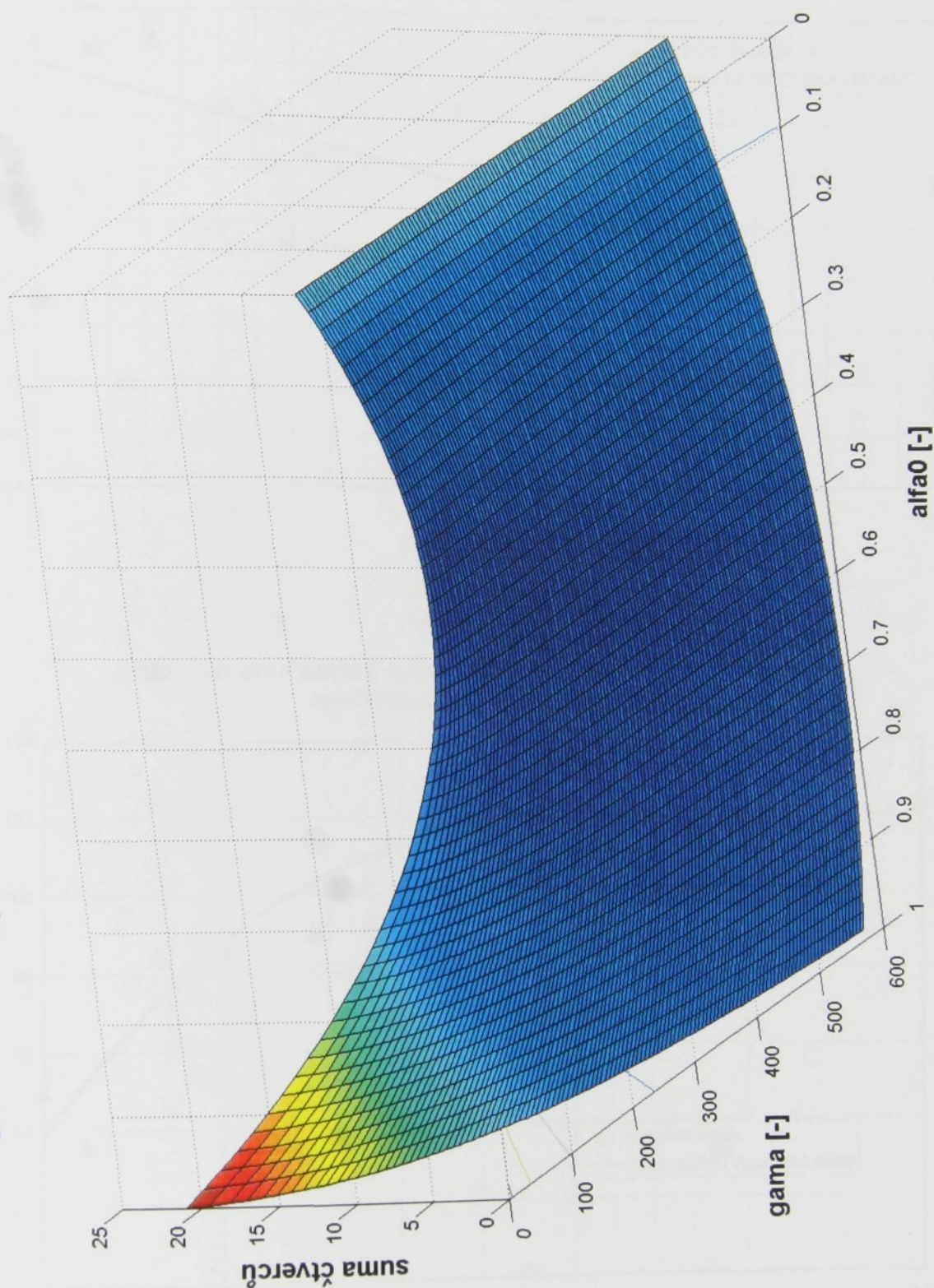
Graf P24

Aproximace součinitele průtoku odlehčovacího ventilu tlumiče, pro kalibrační otvor obsahující 4 výseky 7mm x 2.2mm, funkcí obsahující základ přirozených logaritmů



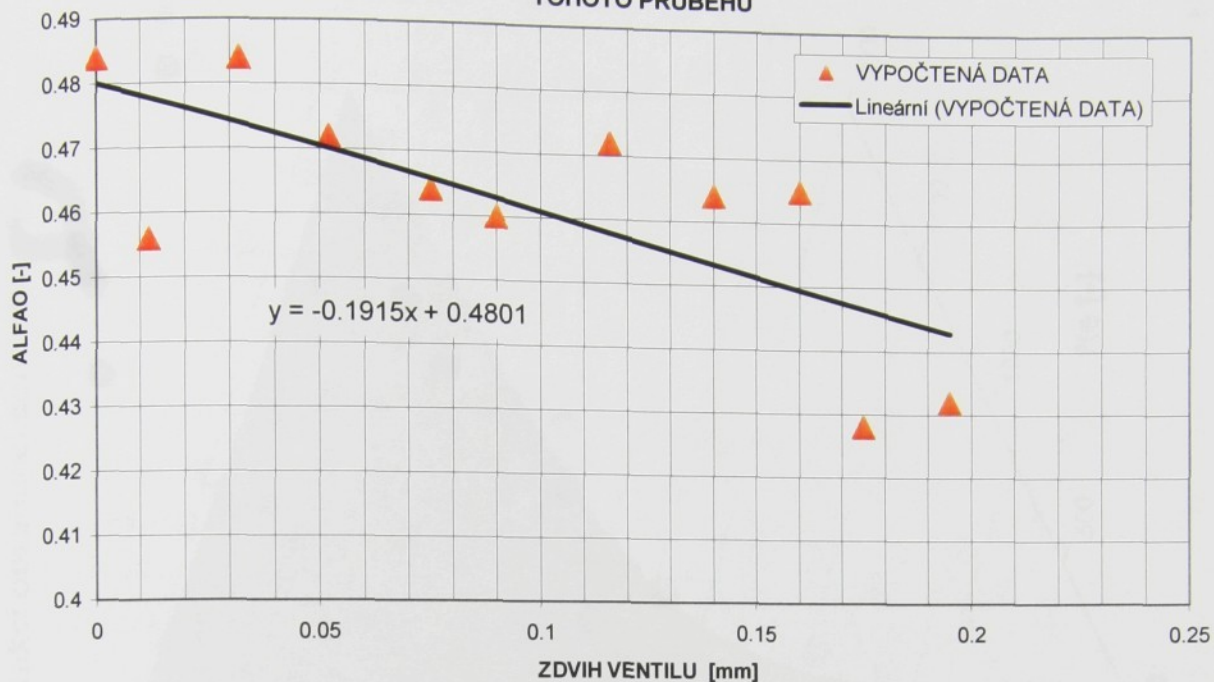
Graf P25

Lokalizace minima funkce rozdílů čverců k určení hodnot součinitelů γ a α_0 , pro zdvih odlehčovacího ventilu $z=0.116\text{mm}$



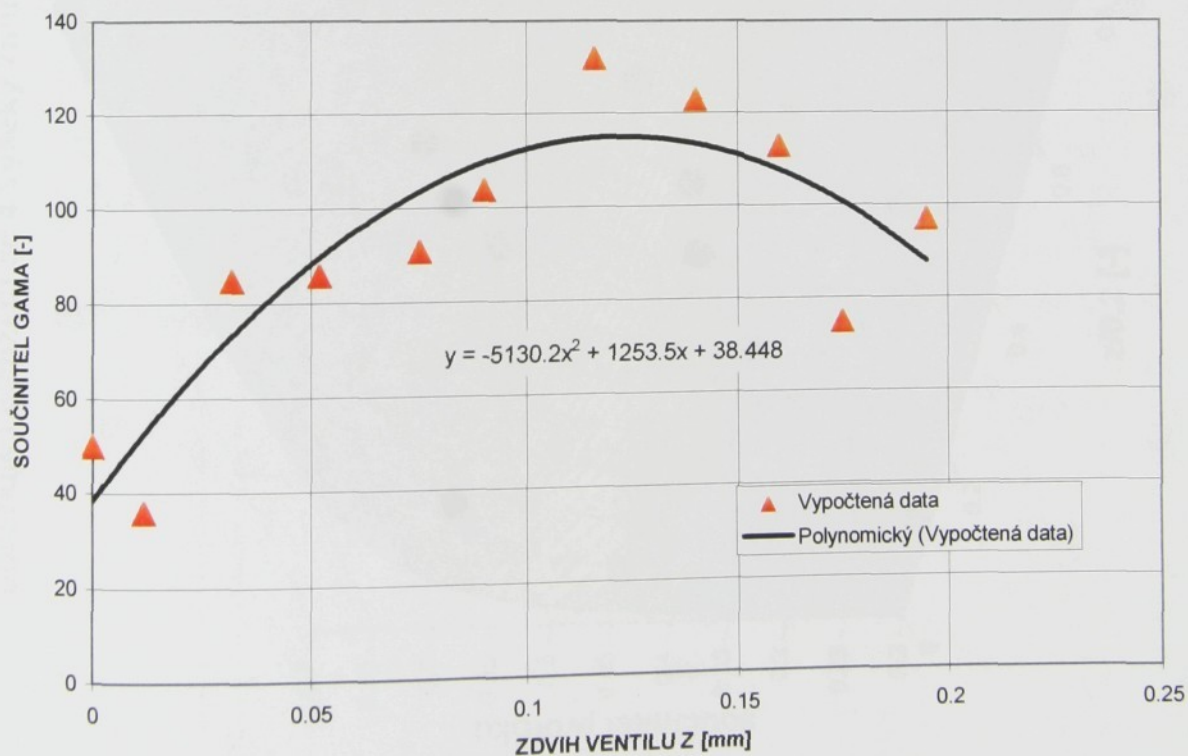
Graf P26

ZÁVISLOST SOUČiniteLE ALFAO NA ZDVIHU VENTILE VČETNĚ LINEÁRNÍ APROXIMACE
TOHOTO PRŮBĚHU



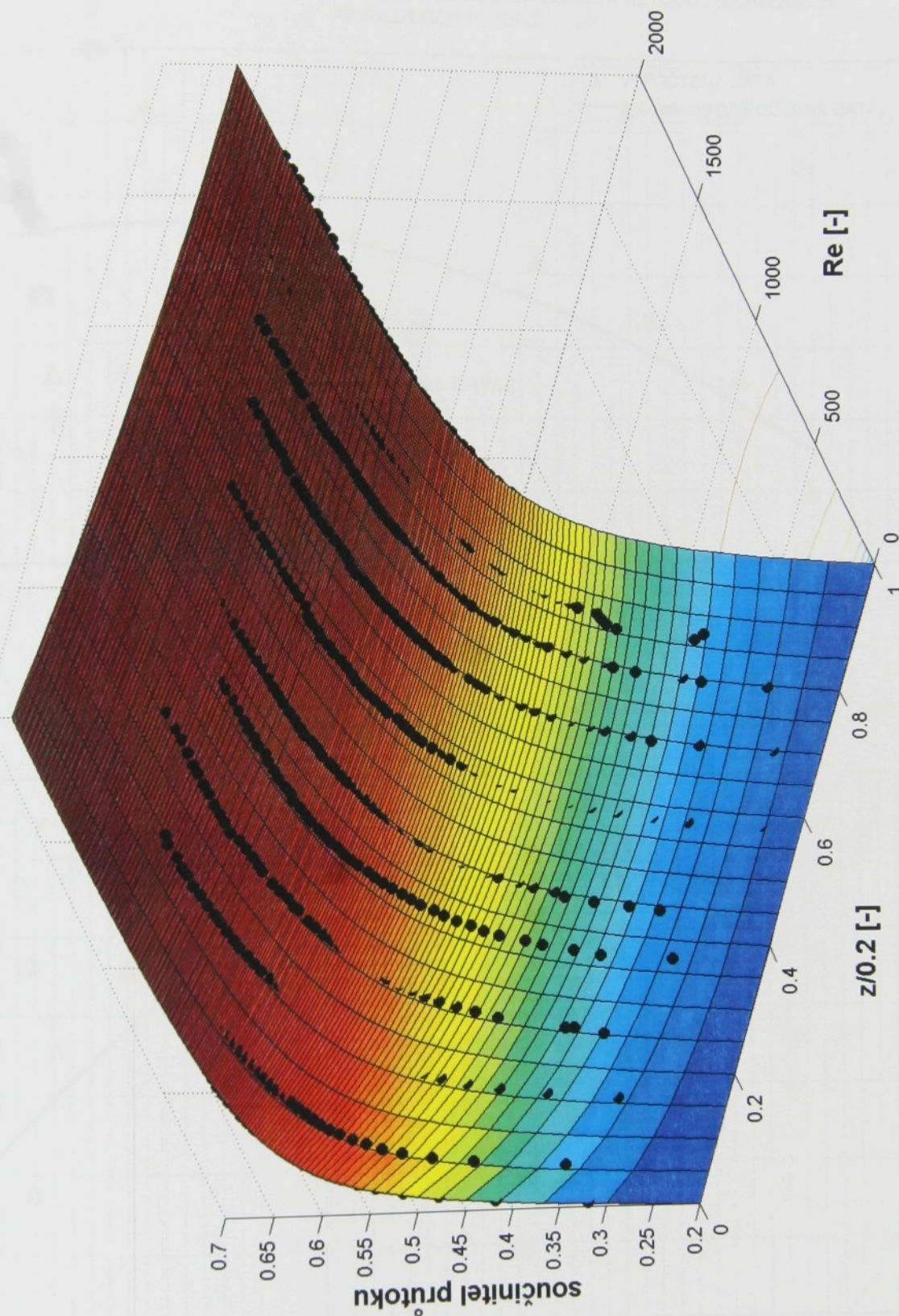
Graf P27

ZÁVISLOST SOUČiniteLE GAMA NA ZDVIHU VENTILU A MATEMATICKÁ
APROXIMACE TOHOTO PRŮBĚHU



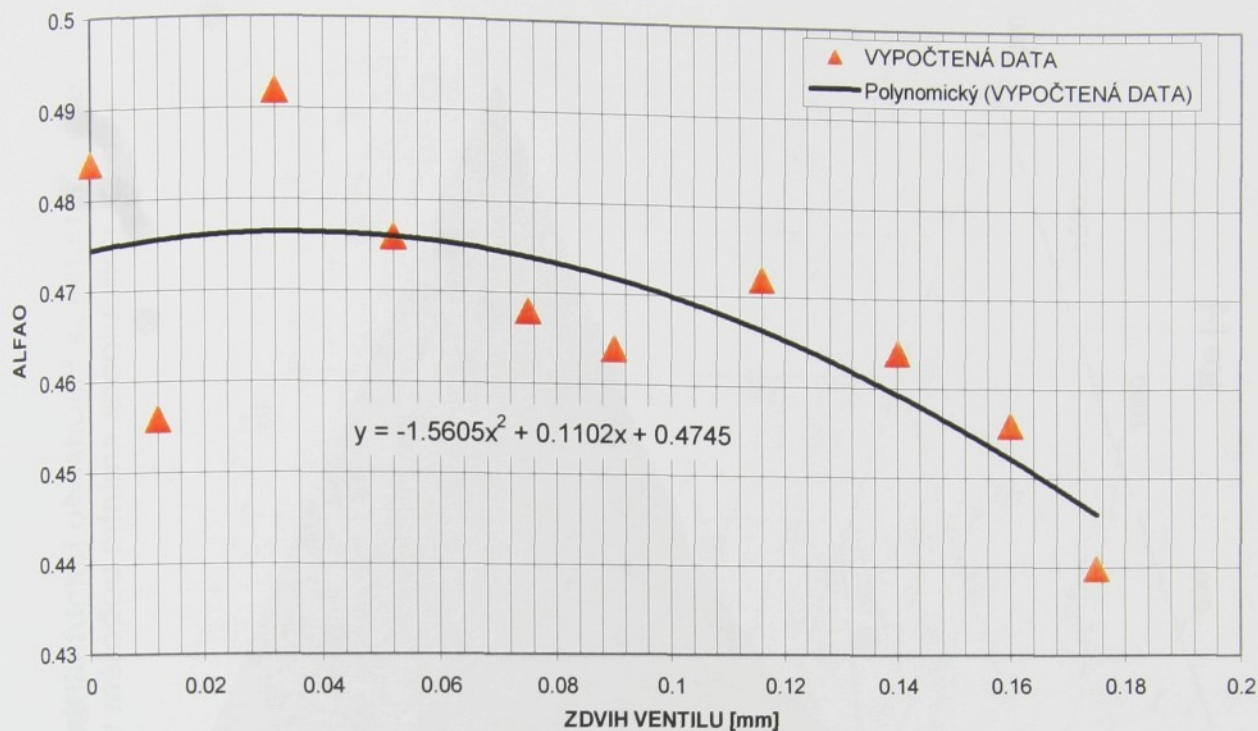
Graf P28

Aproximace součinitele průtoku odlehčovacího ventilu tlumiče, pro kalibrační otvor obsahující planžetu se 4 výseky 7 mm x 2,2 mm, funkcí obsahující součinitel gama



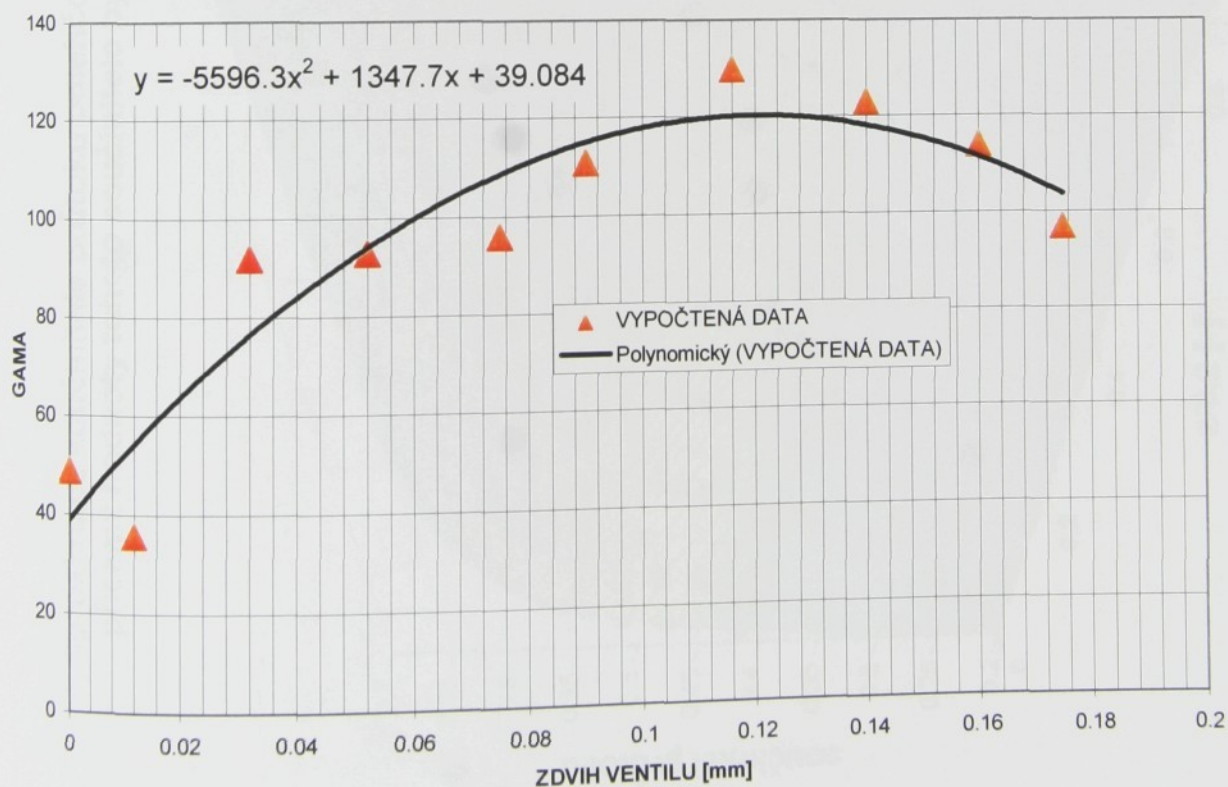
Graf P29

ZÁVISLOST SOUČiniteLE ALFAO NA HODNOTĚ ZDVIHU VENTILU PRO FUNKCI GAMA A
 MATEMATICKÁ APROXIMACE TĚTO FUNKCE, DATA BYLA ZÍSKÁNA METODOU NEJMENŠÍCH
 ABSOLUTNÍCH ROZDÍLŮ



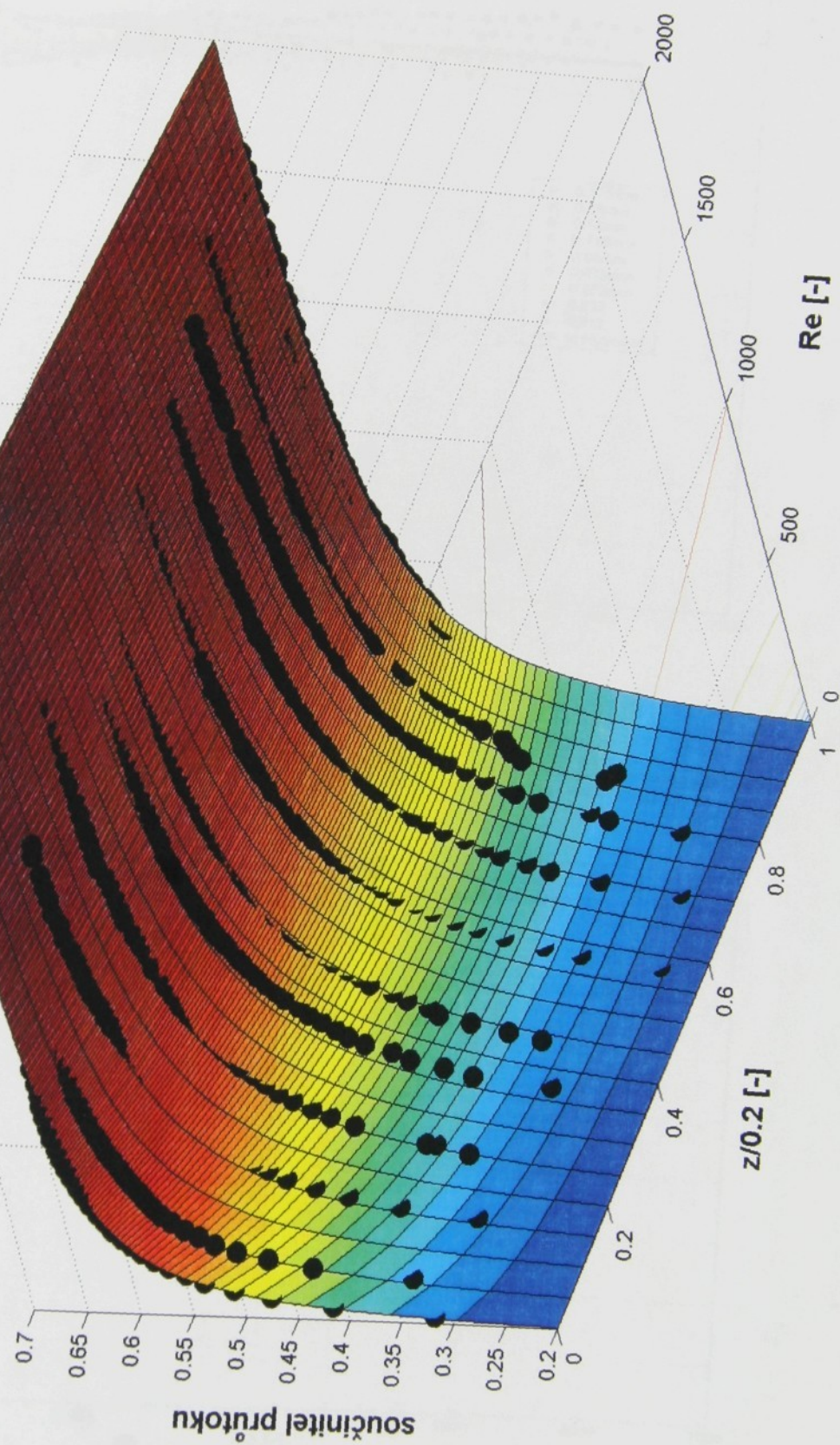
Graf P30

ZÁVISLOST SOUČiniteLE GAMA NA ZDVIHU VENTILU A JEHO MATEMATICKÁ APROXIMACE,
 DATA BYLA ZÍSKÁNA PROSTŘEDNICTVÍM METODY NEJMENŠÍCH ABSOLUTNÍCH ROZDÍLŮ

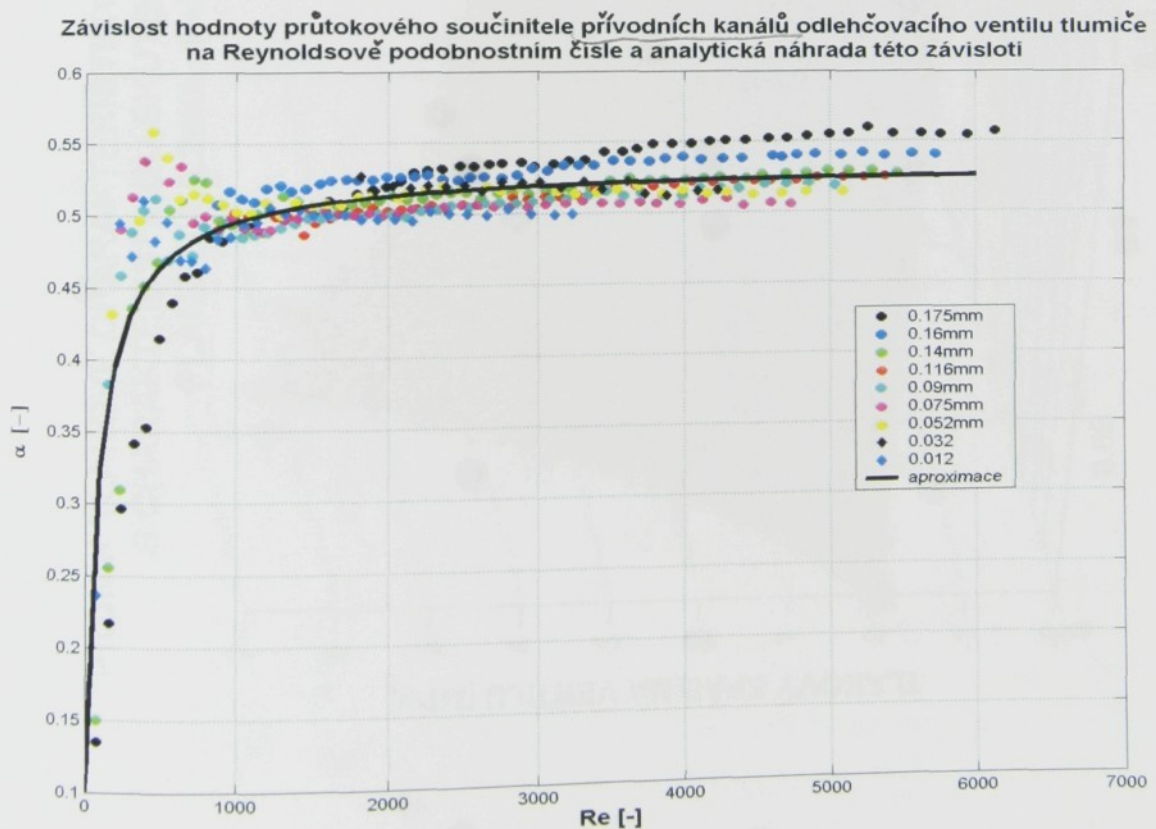
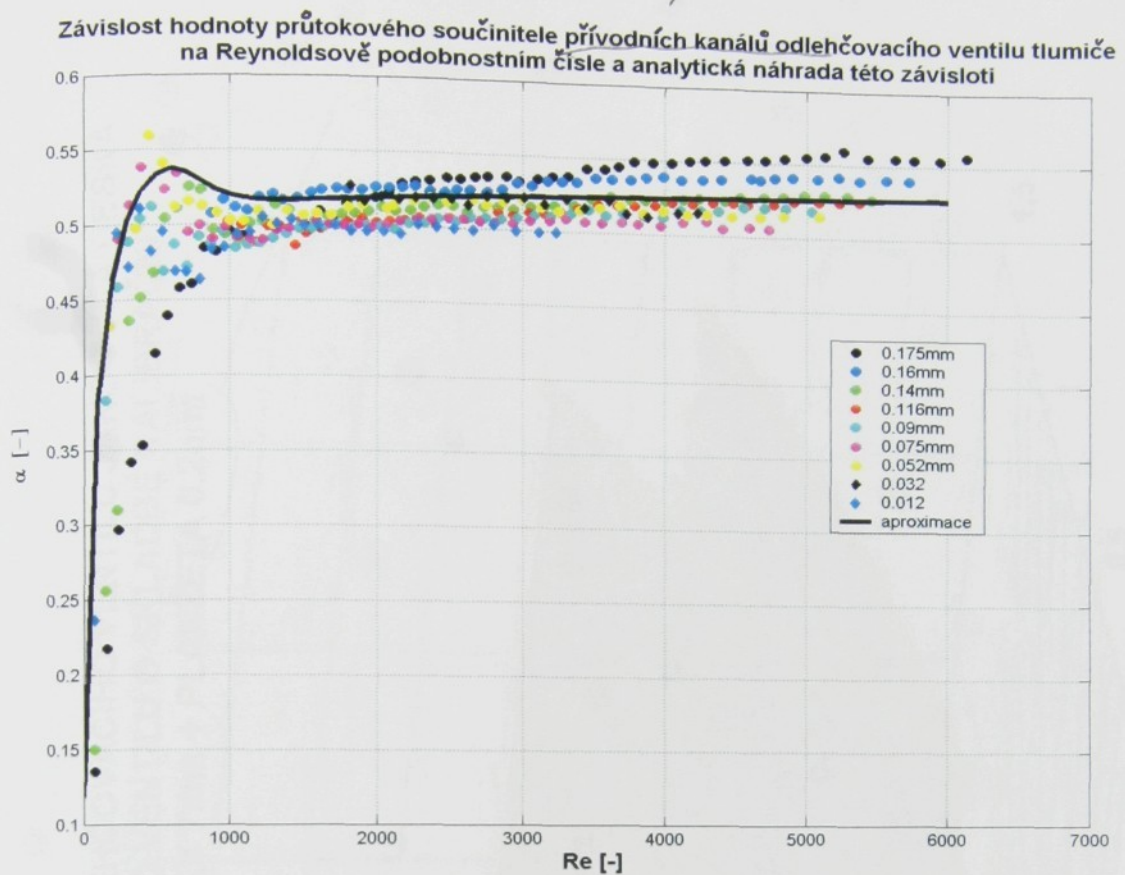


Graf P31

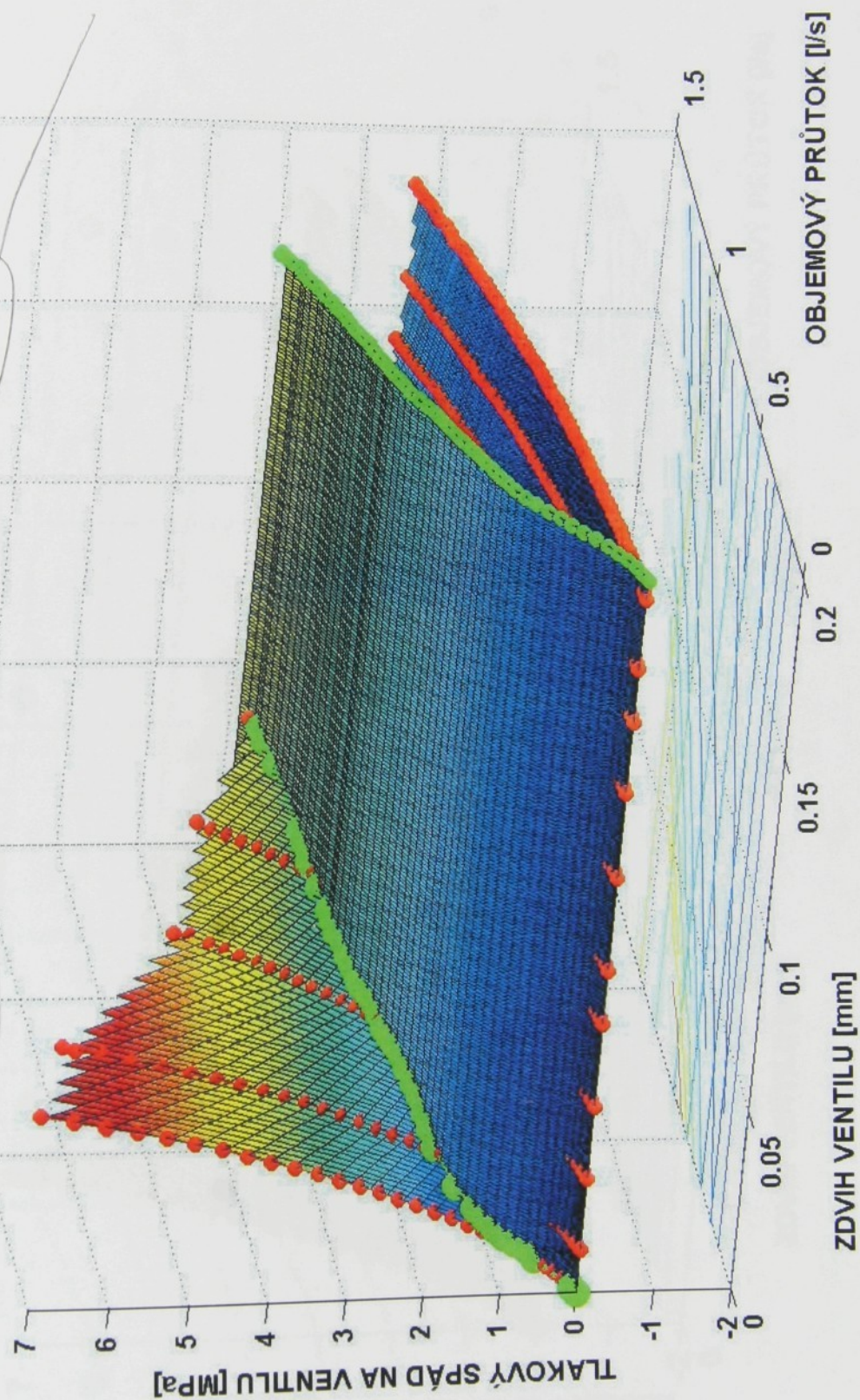
Aproximace součinitele průtoku odlehčovacího ventilu funkcí obsahující součinitel gama, přičemž hodnoty tohoto součinitele byly získány metodou minima absolutních rozdílů



Graf P32

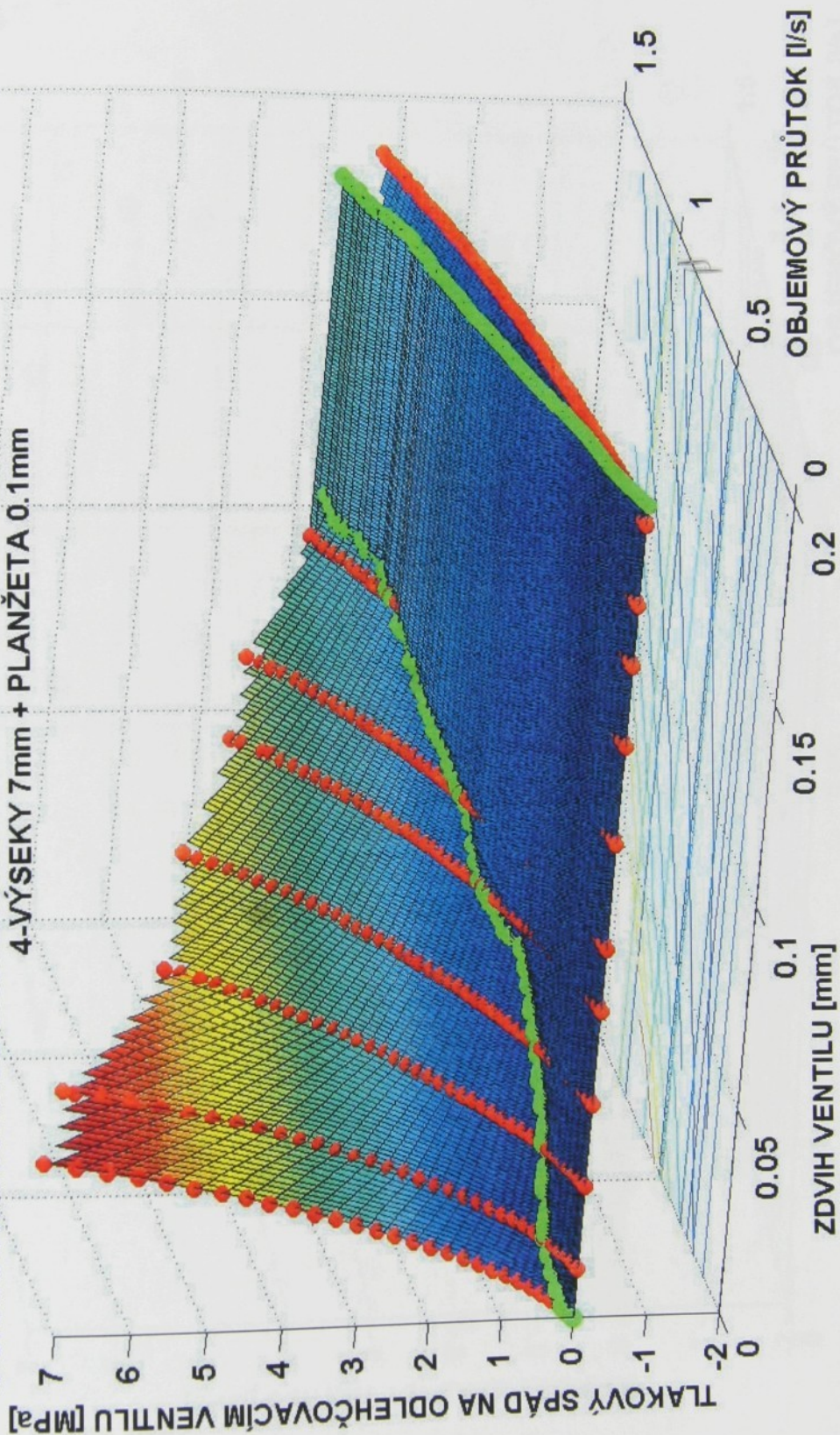


PRŮNIK TLAKOVÉ CHARAKTERISTIKY ODLEHČOVACÍHO VENTILU JAKO TUHÁ DESKA
S CHARAKTERISTIKOU SKUTEČNÉHO VENTILU O SKLADBĚ KALIBRAČNÍ
PLANŽETA 0.2mm, 4 - VÝŠEKY 7mm + PLANŽETA 0.2mm



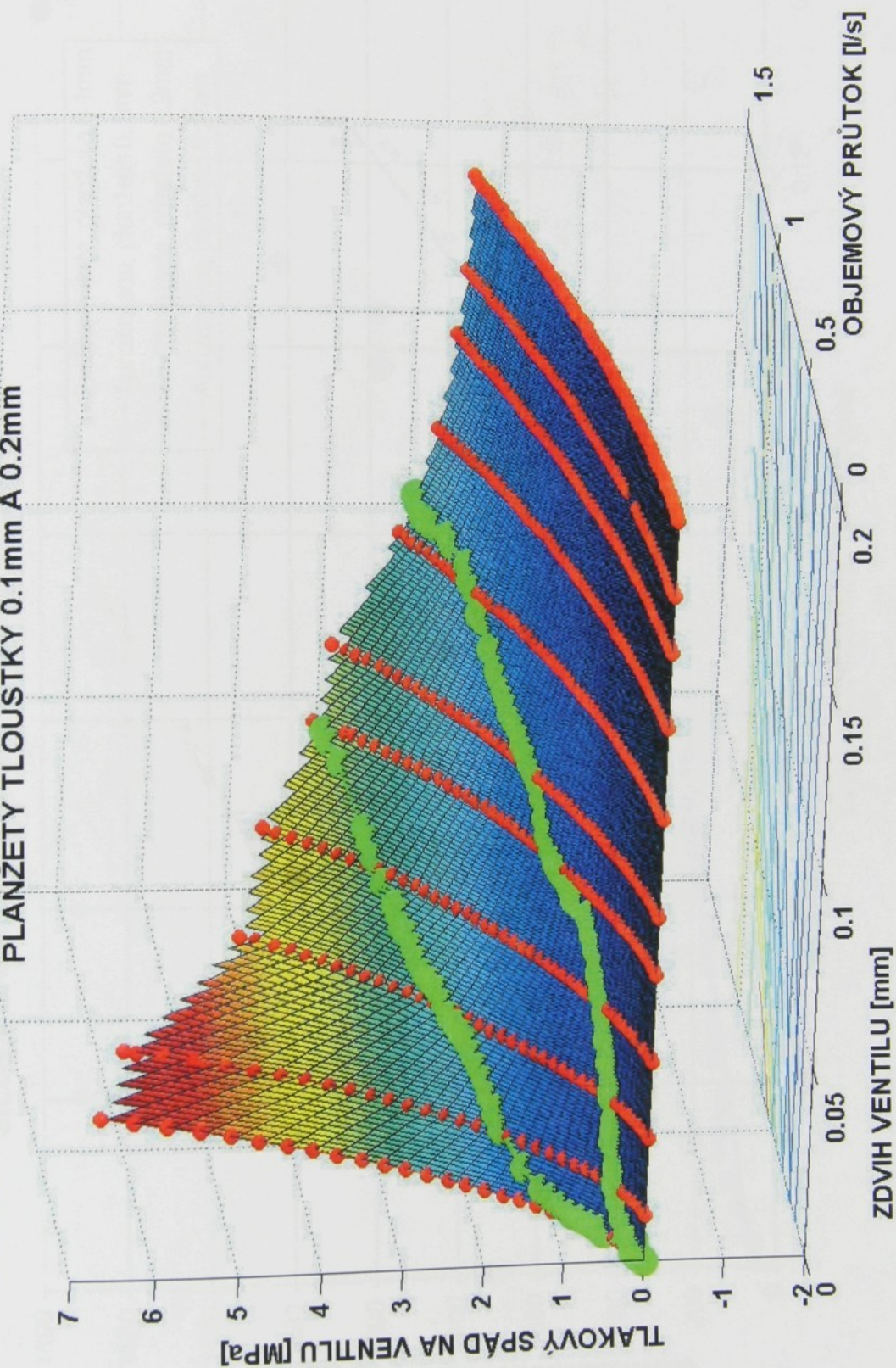
Graf P35

PRŮNIK TLAKOVÉ CHARAKTERISTIKY ODLEHČOVACÍHO VENTILU JAKO TUHÁ DESKA
S CHARAKTERISTIKOU SKUTEČNÉHO VENTILU O SKLADBĚ KALIBRAČNÍ PLANŽETA 0.2mm,
4-VÝSEKY 7mm + PLANŽETA 0.1mm



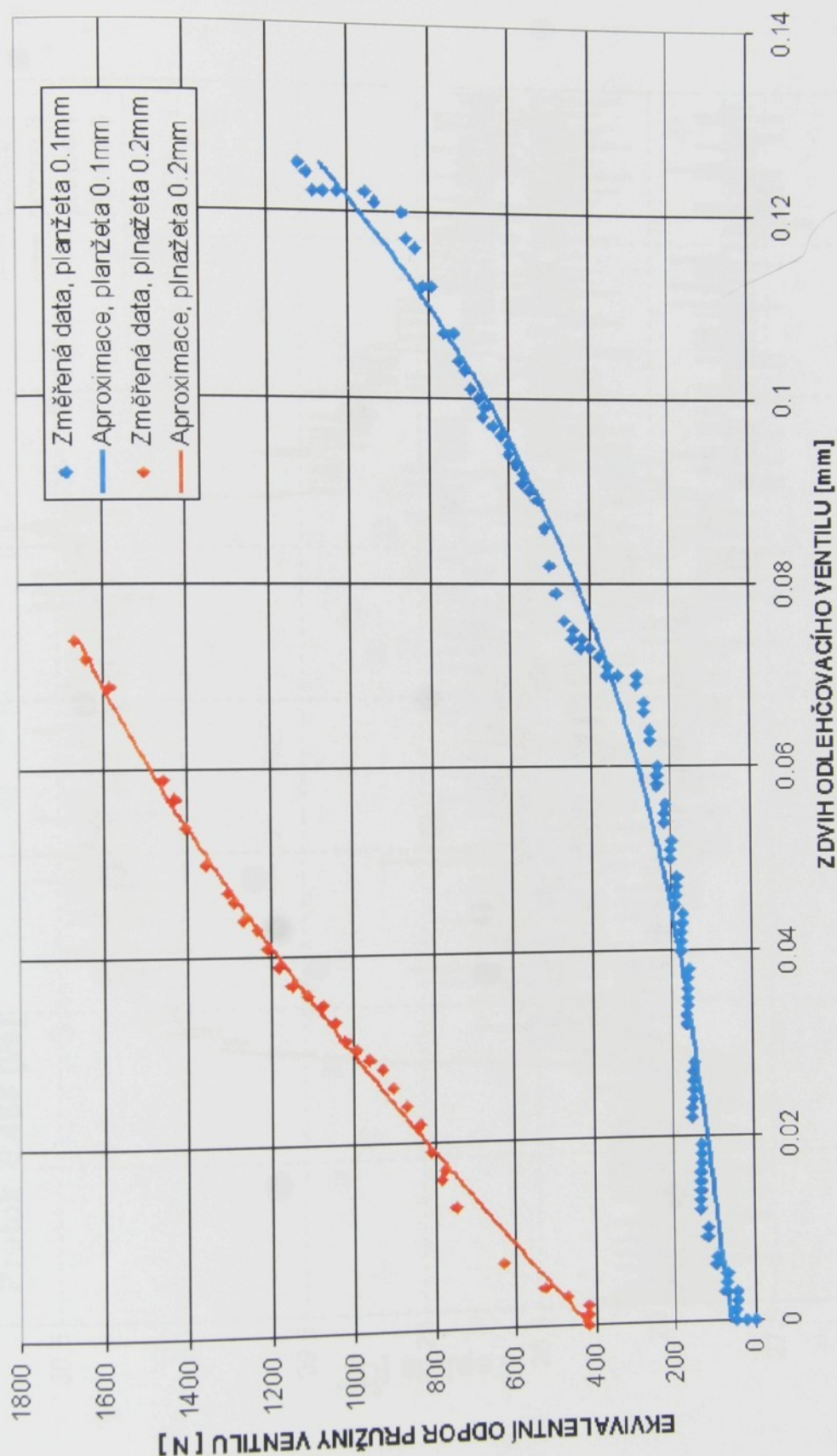
Graf P36

DVĚ STACIONÁRNÍ ŘEŠENÍ PRŮTOKOVÉ CHARAKTERISTIKY ODLEHČOVACÍHO VENTILU
S KALIBRAČNÍ PLANŽETOU TLOUŠTKY 0.2mm OBSAHUJÍCÍ 4 - VÝSEKY 7mm PRO
PLANŽETY TLOUŠTKY 0.1mm A 0.2mm



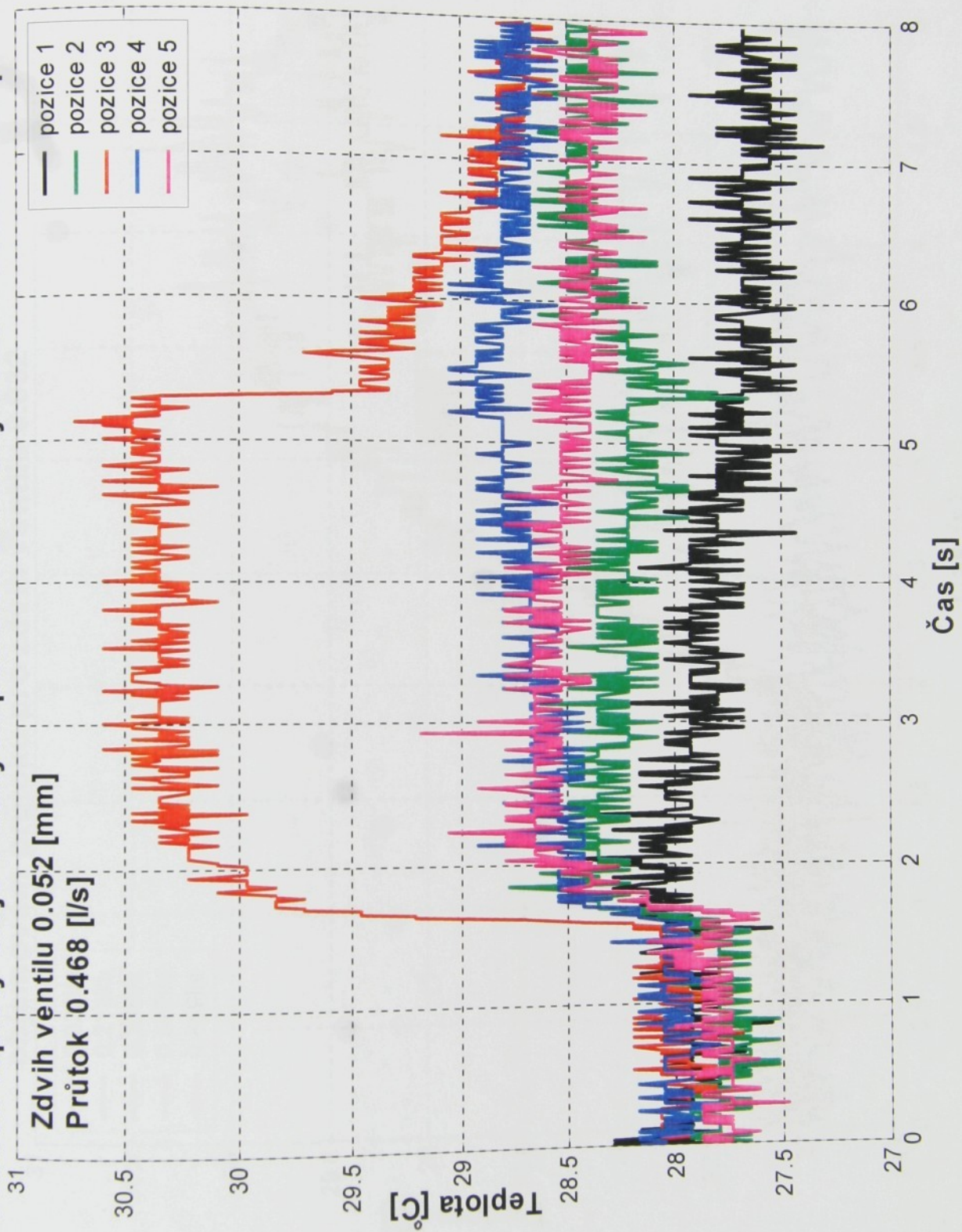
Graf P37

SILOVÁ CHARAKTERISTIKA PRUŽINY ODLEHČOVACÍHO VENTILU



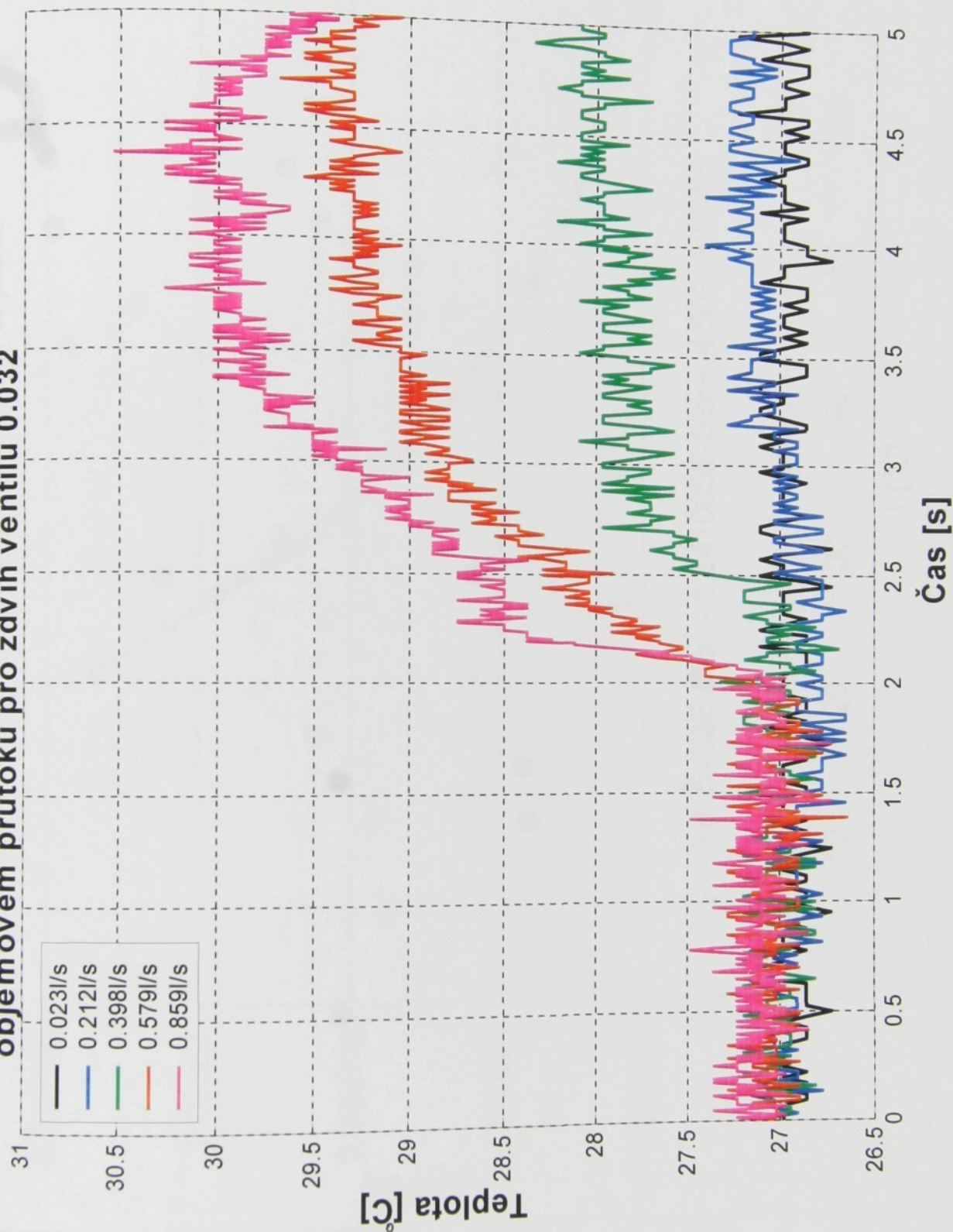
Graf P38

Průběh teploty oleje v daných pozicích snímáný během ustáleného průtoku



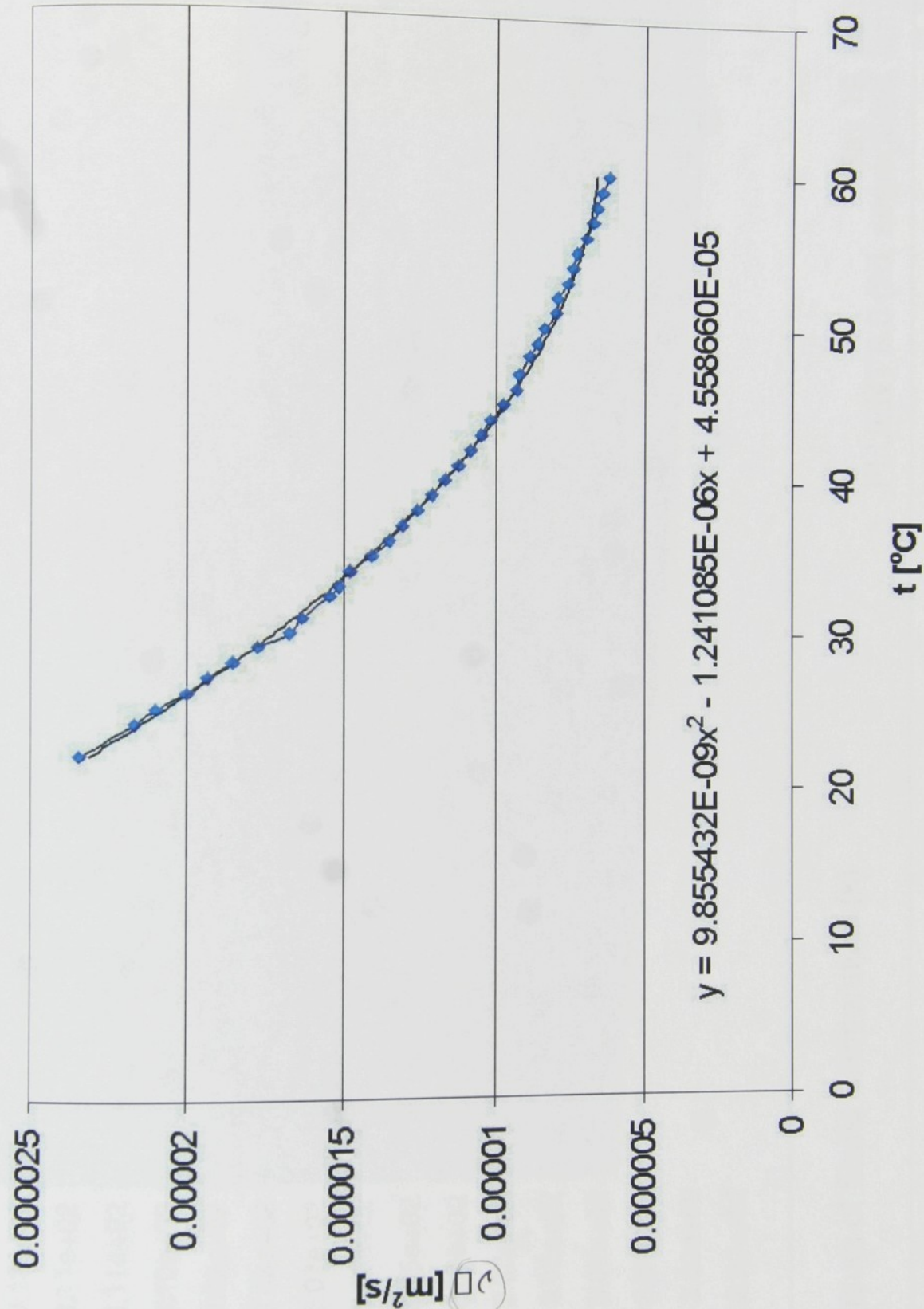
Graf P39

Průběh teploty oleje v pozici 3 v závislosti na čase a parametricky na
objemovém průtoku pro zdvih ventilu 0.032

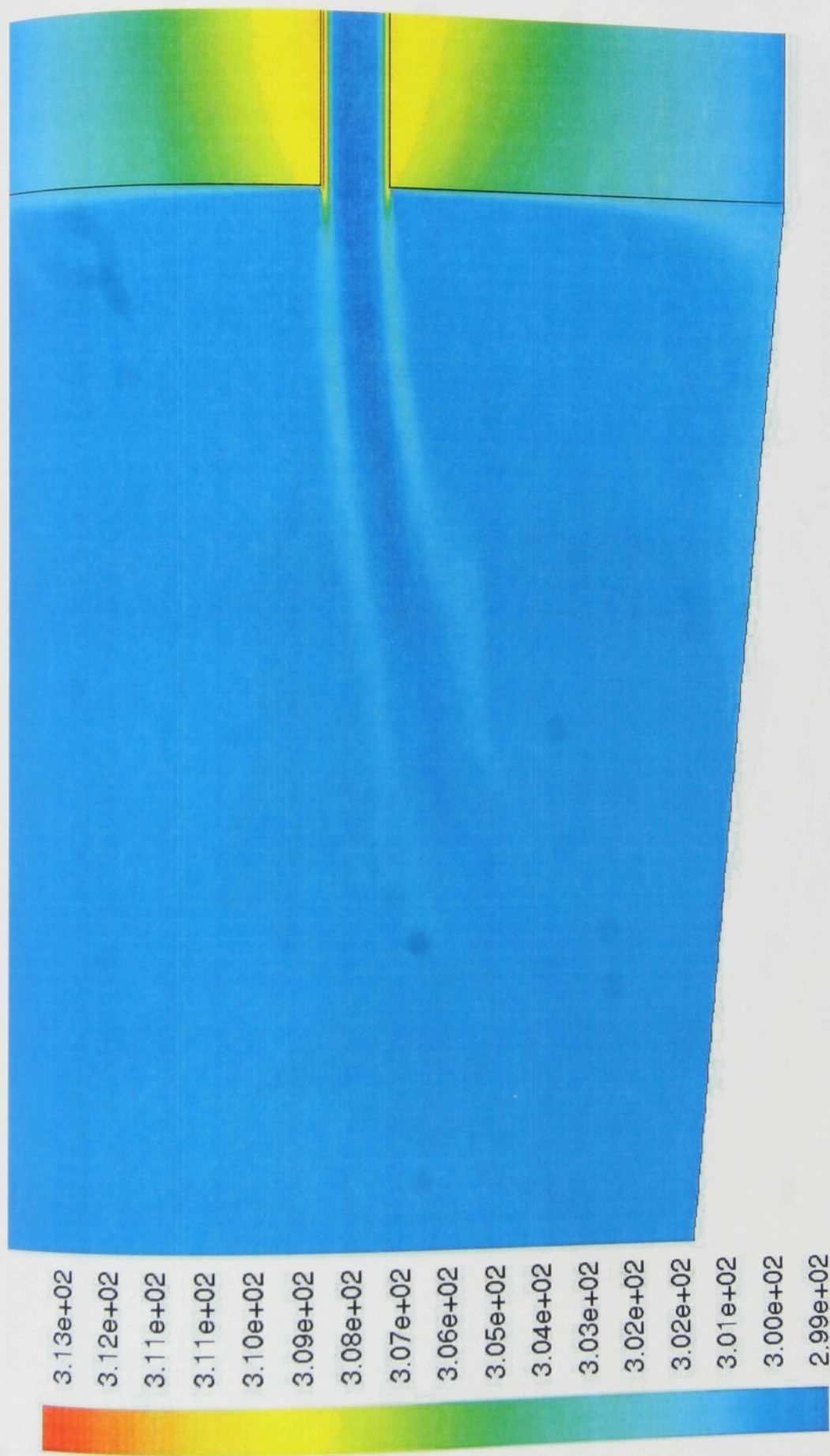


Graf P40

Závislost kinematické viskozity na teplotě



Graf P41

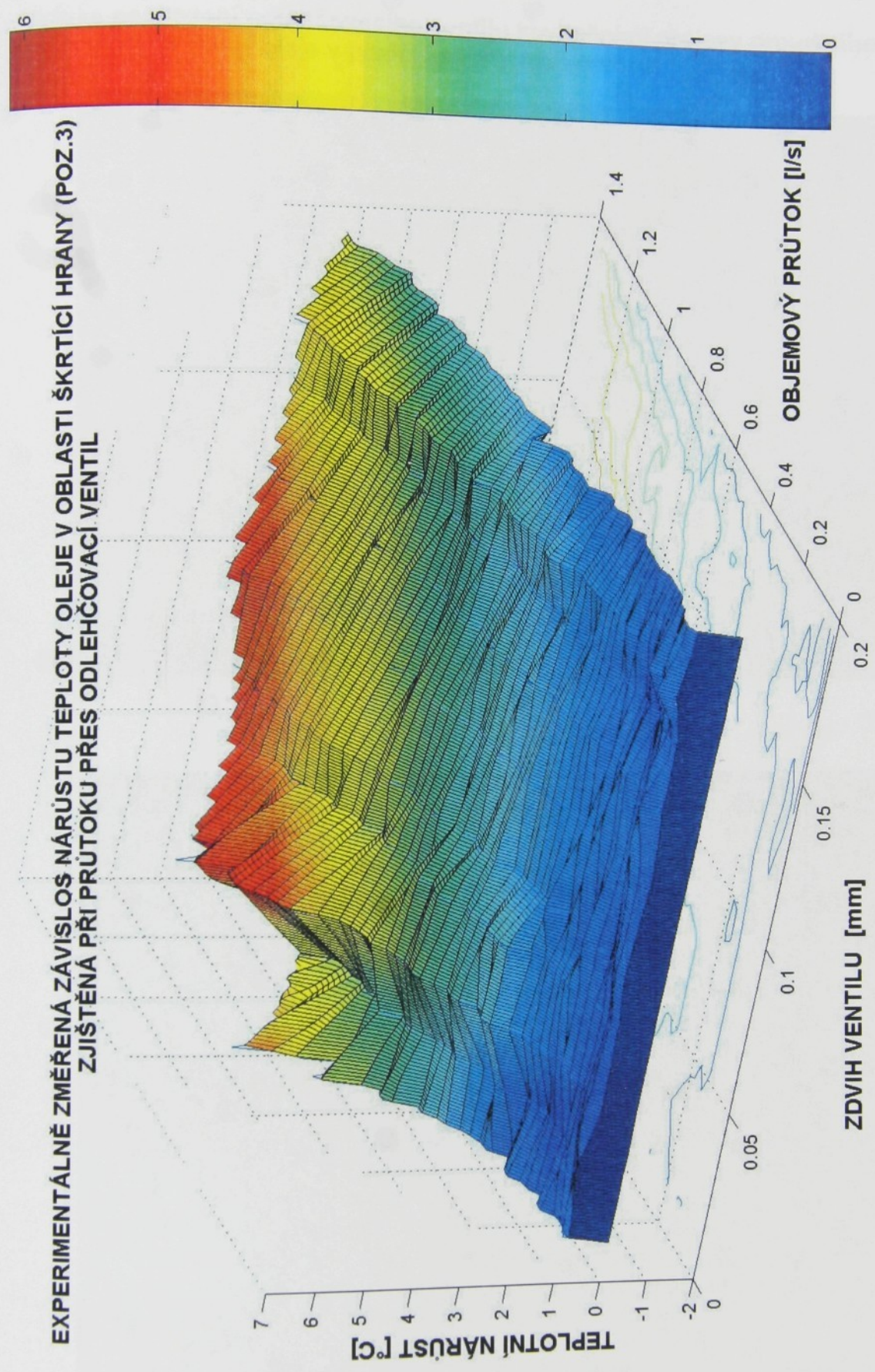


Obr. P16

Contours of Static Temperature (K)

FLUENT 6.0 (2d, segregated, lam)
May 19, 2004

EXPERIMENTÁLNĚ ZMĚŘENÁ ZÁVISLOŠ NÁRÚSTU TEPLOTY OLEJE V OBLASTI ŠKRTÍCÍ HRANY (POZ.3)
ZJIŠTĚNÁ PŘI PRŮTOKU PŘES ODLEHČOVACÍ VENTIL

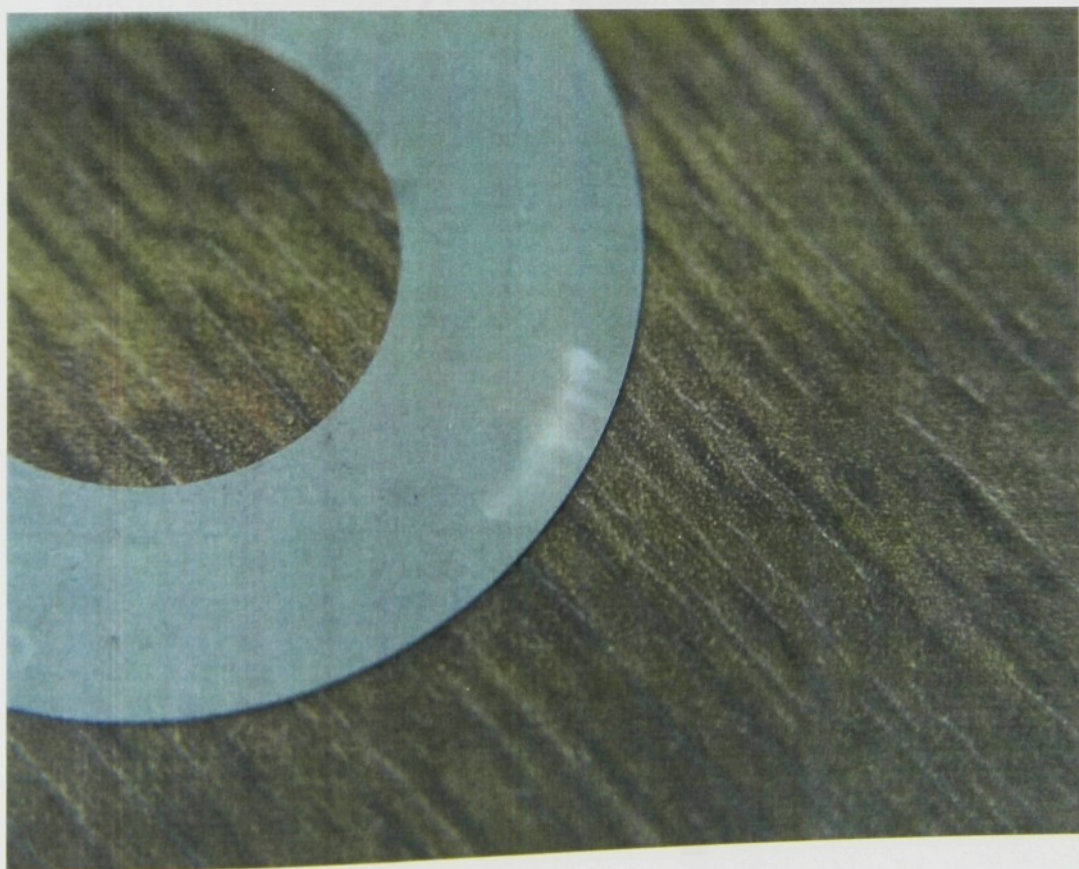


Graf P42

Ukázka poškození odlehčovacího ventilu kavitačními projevy proudícího oleje v pozici kalibračních otvorů

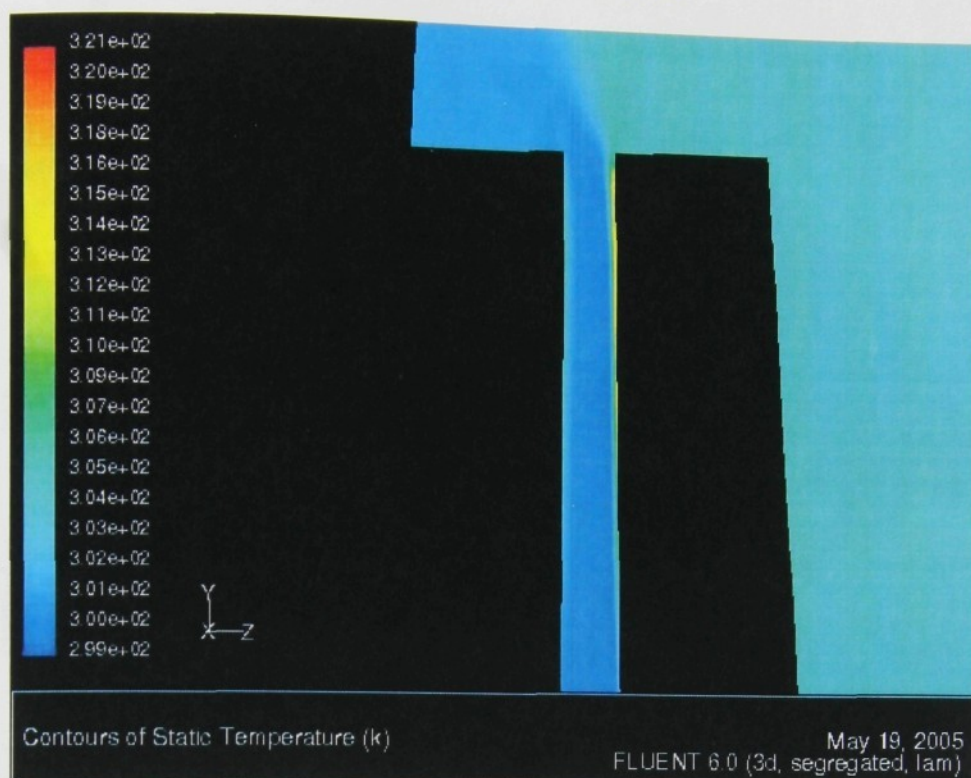


Obr. P17



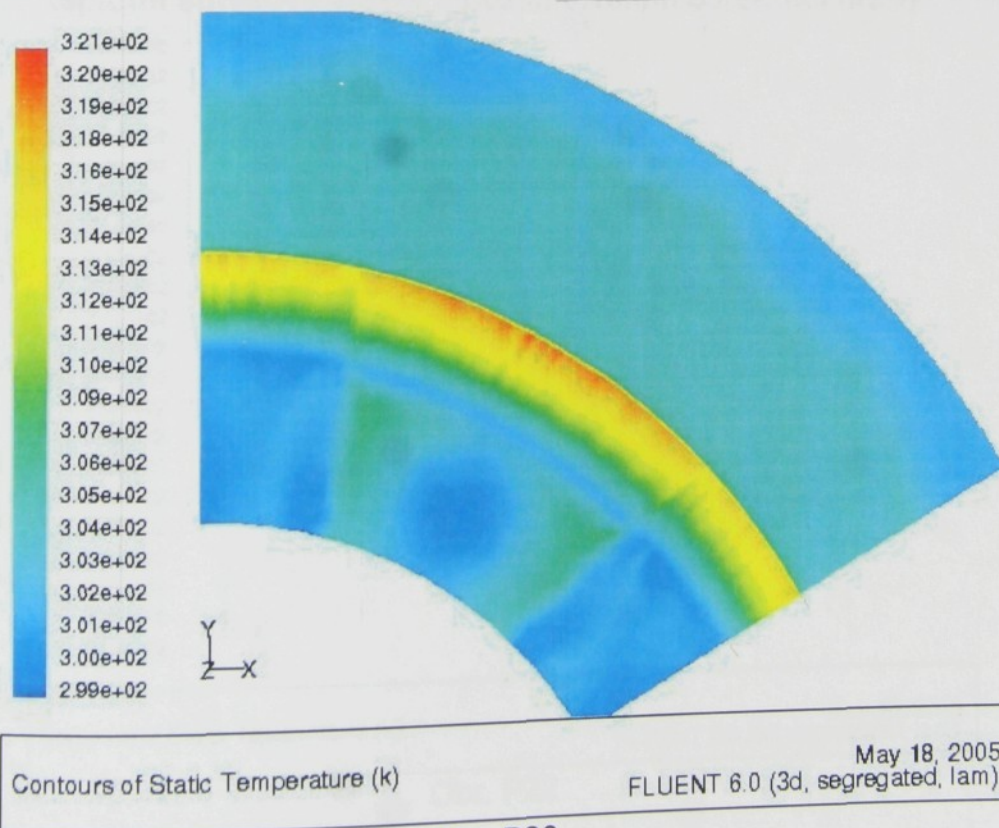
Obr. P18

Axiální řez škrťací štěrbinou z 3D simulace proudění demonstrující vývin teplotní smykové vrstvy



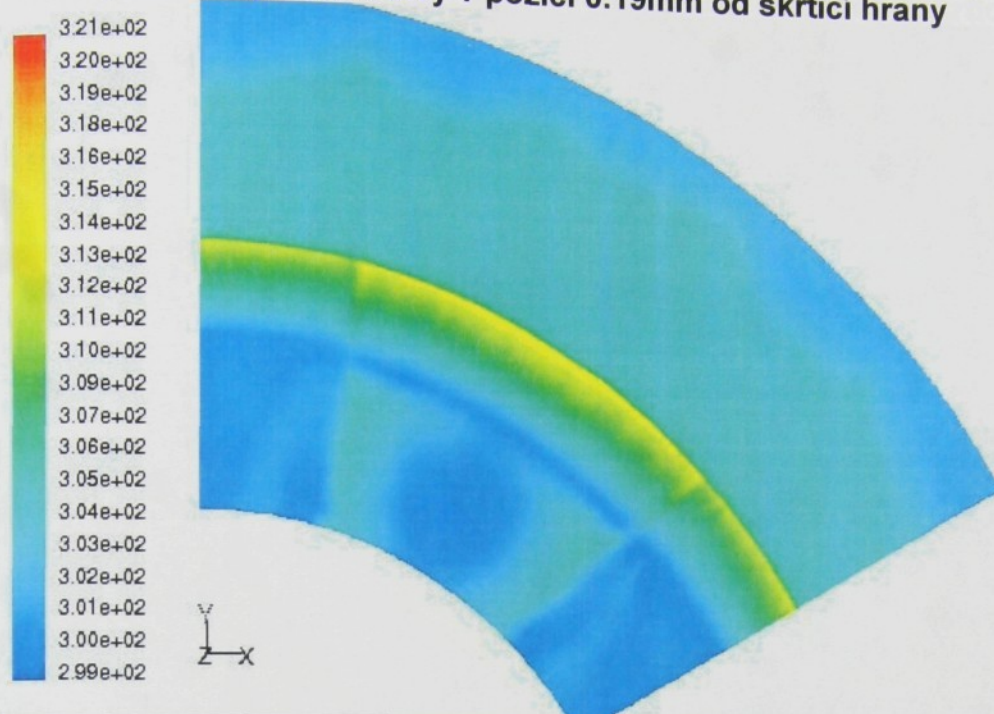
Obr. P19

Radiální řez škrťací štěrbinou z 3D simulace proudění demonstrující vývin teplotní smykové vrstvy v pozici 0.2mm od škrťací hrany



Obr. P20

**Radiální řez škrťací štěrbinou z 3D simulace proudění demonstrující vývin
teplotní smykové vrstvy v pozici 0.19mm od škrťací hrany**

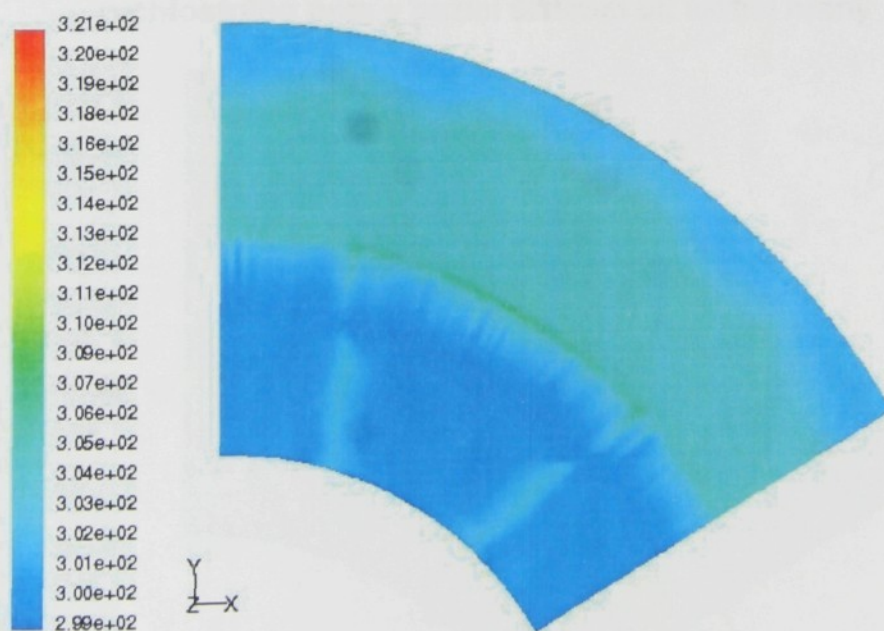


Contours of Static Temperature (k)

May 18, 2005
FLUENT 6.0 (3d, segregated, lam)

Obr. P21

**Radiální řez škrťací štěrbinou z 3D simulace proudění demonstrující vývin
teplotní smykové vrstvy v pozici 0.18mm od škrťací hrany**

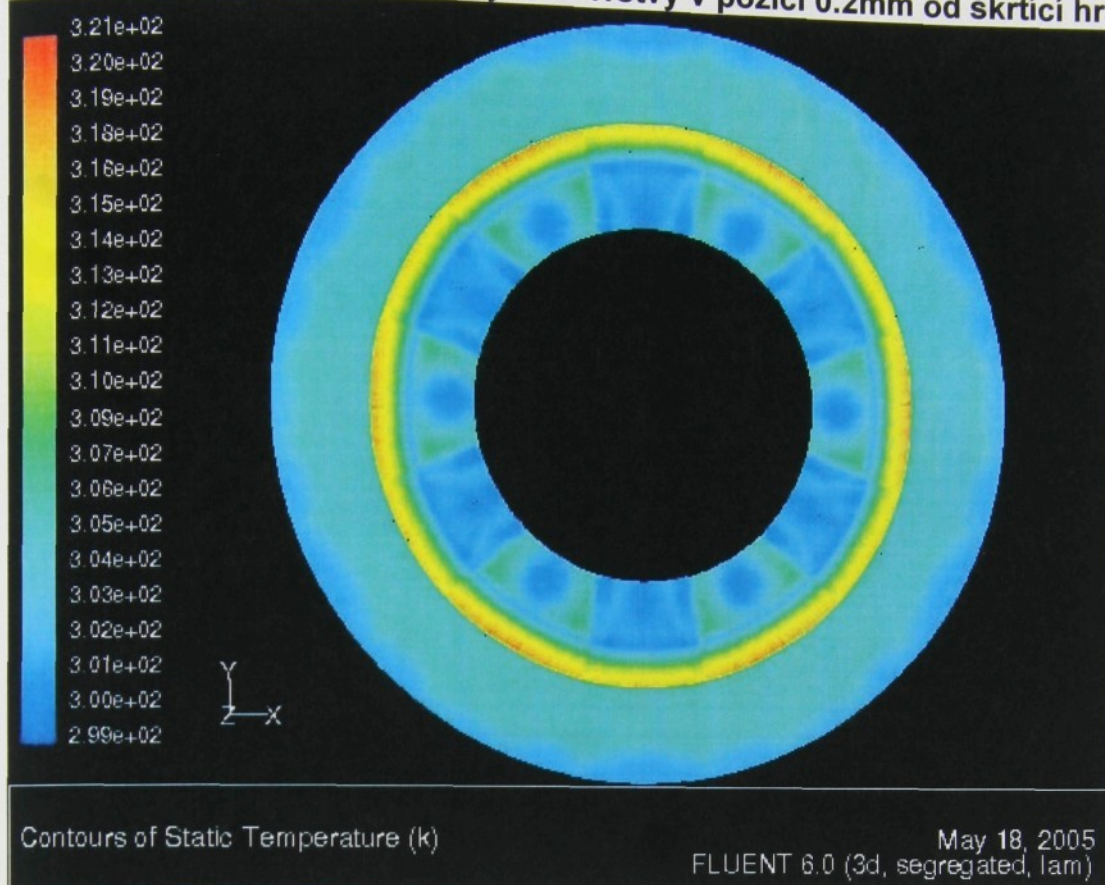


Contours of Static Temperature (k)

May 18, 2005
FLUENT 6.0 (3d, segregated, lam)

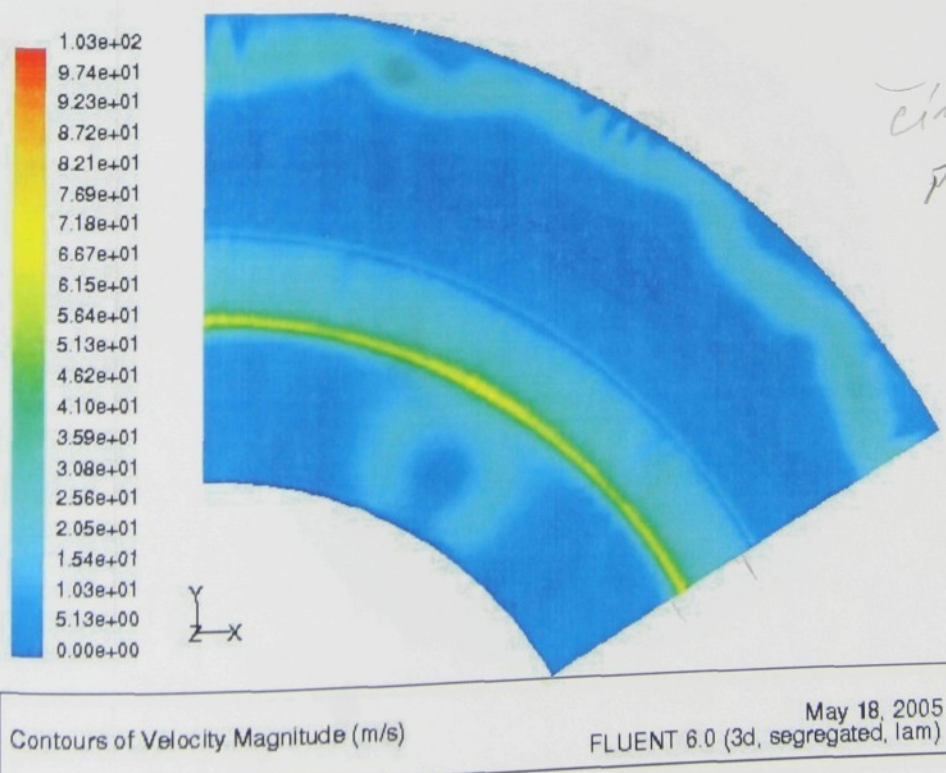
Obr. P22

Celkový pohled na radiální řez škrťací štěrbínou z 3D simulace proudění demonstrující vývin teplotní smykové vrstvy v pozici 0.2mm od škrťací hrany



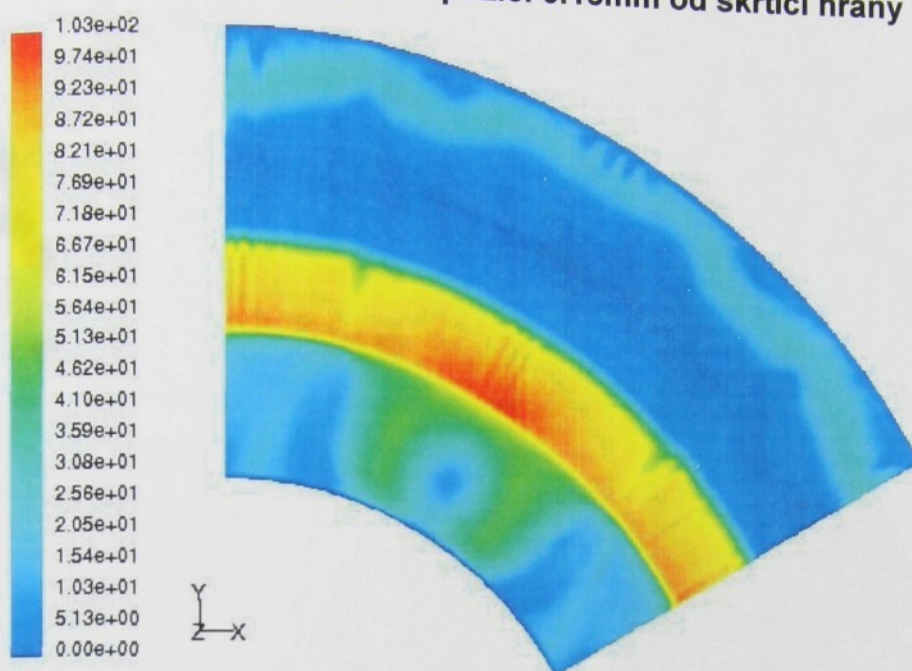
Obr. P23

Radiální řez škrťací štěrbínou z 3D simulace proudění demonstrující tvar rychlostního pole v pozici 0.19mm od škrťací hrany



Obr. P24

Radiální řez škrťací štěrbinou z 3D simulace proudění demonstrující tvar rychlostního pole v pozici 0.15mm od škrťací hrany

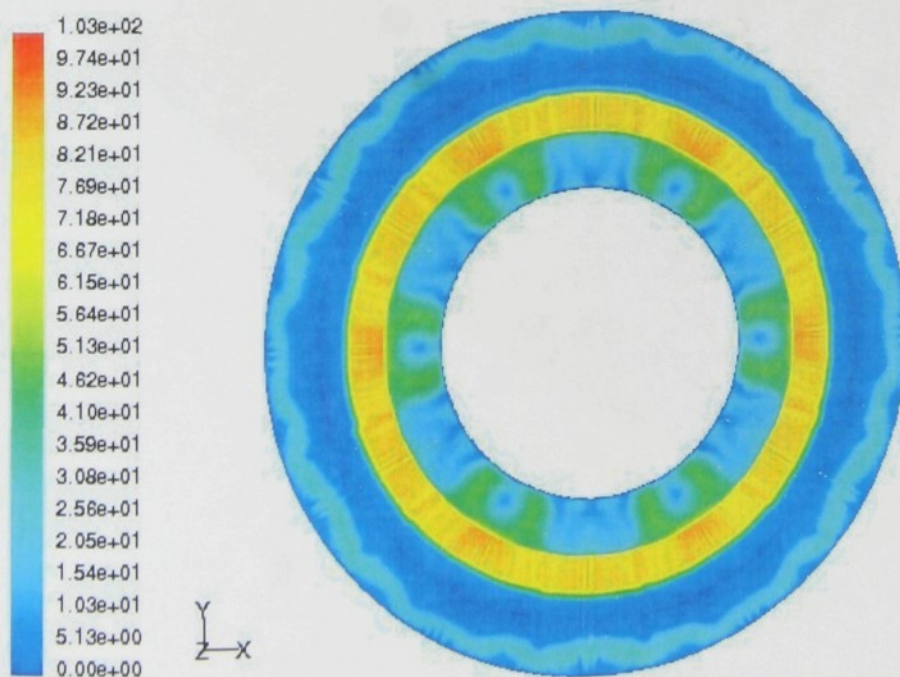


Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 18, 2005
FLUENT 6.0 (3d, segregated, lam)

Obr. P25

Celkový pohled na radiální řez škrťací štěrbinou z 3D simulace proudění demonstrující tvar rychlostního pole v pozici 0.1mm od škrťací hrany

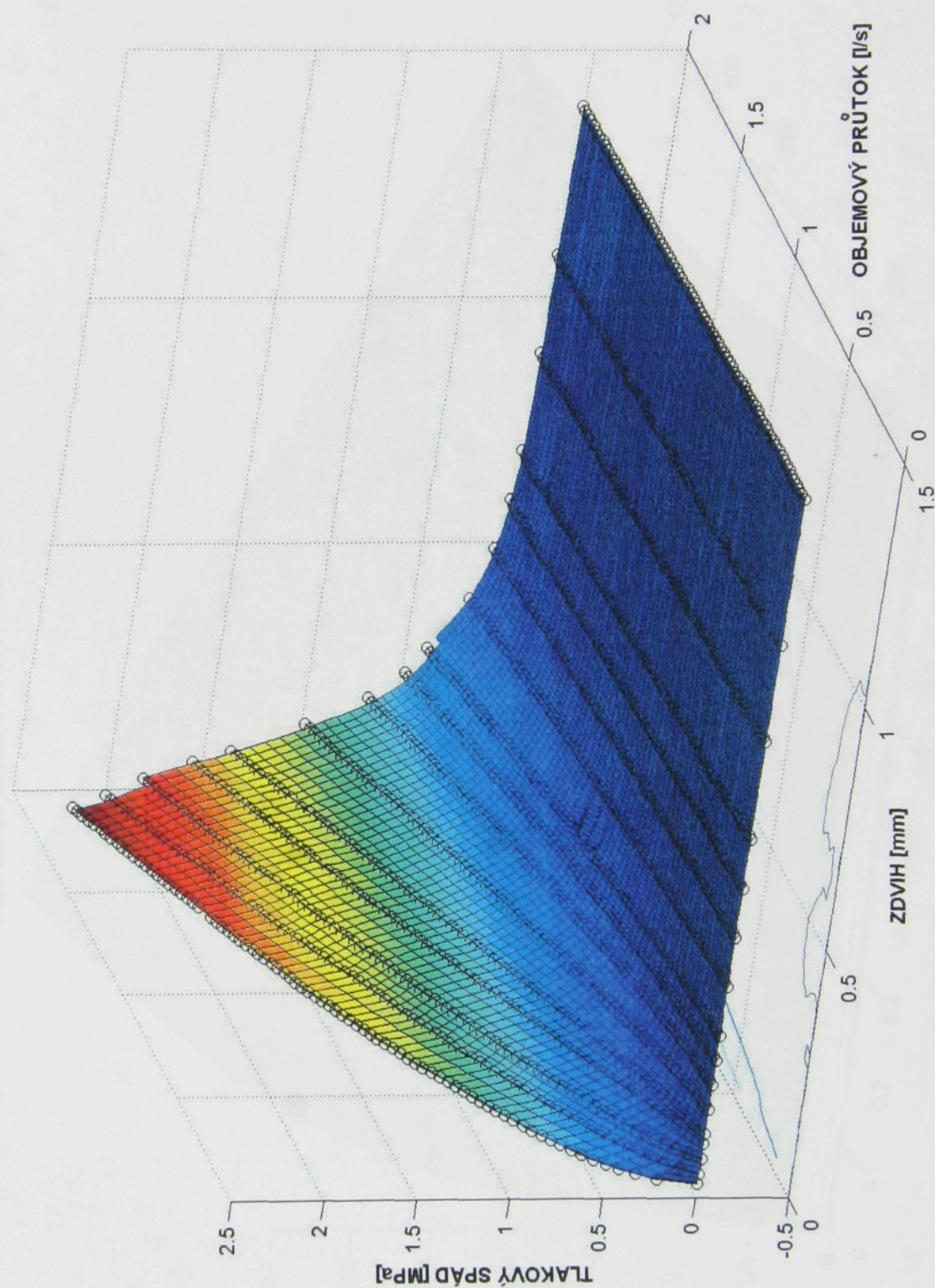


Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 18, 2005
FLUENT 6.0 (3d, segregated, lam)

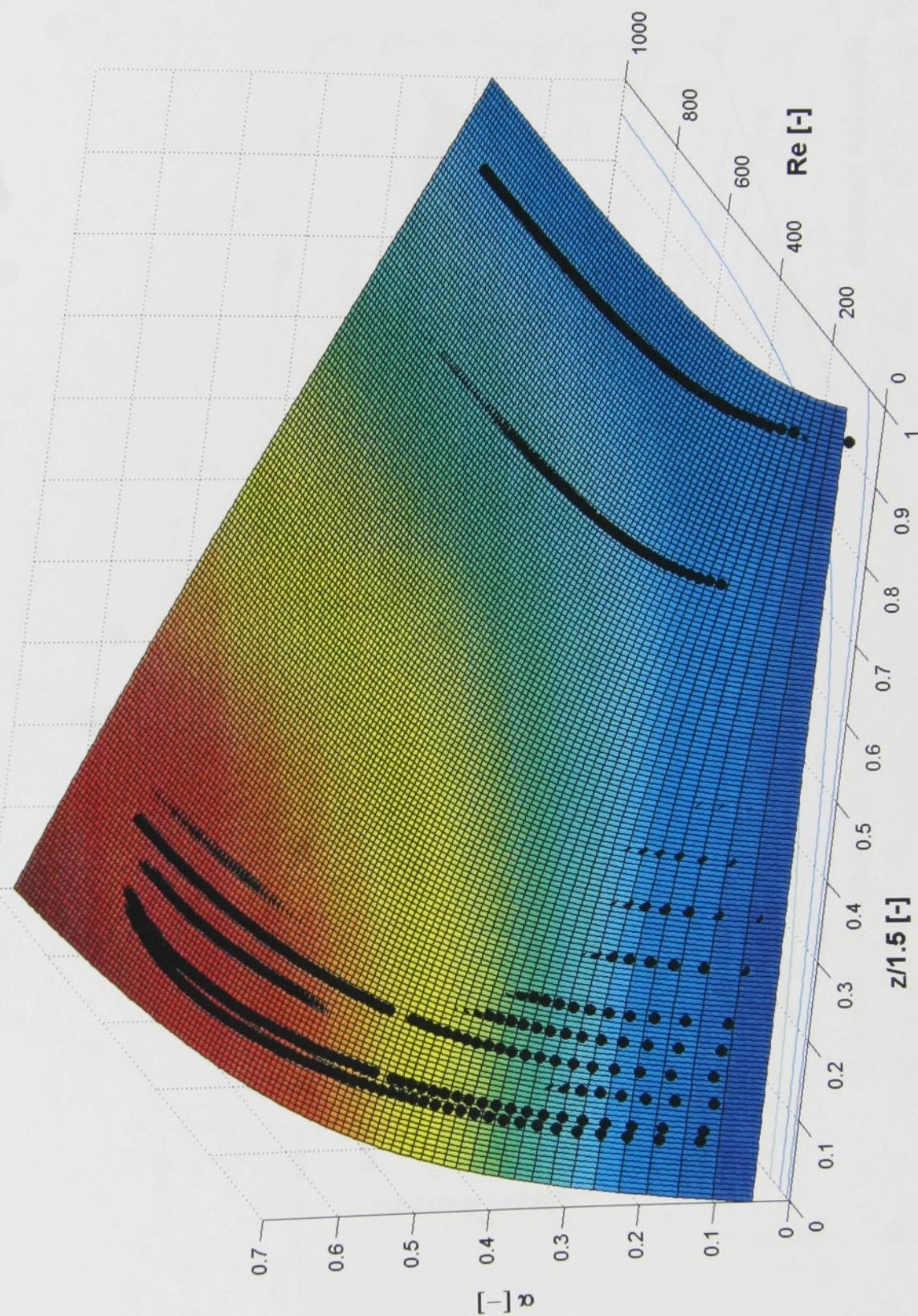
Obr. P26

STATICKÁ CHARAKTERISTIKA ZPĚTNÉHO VENTILU



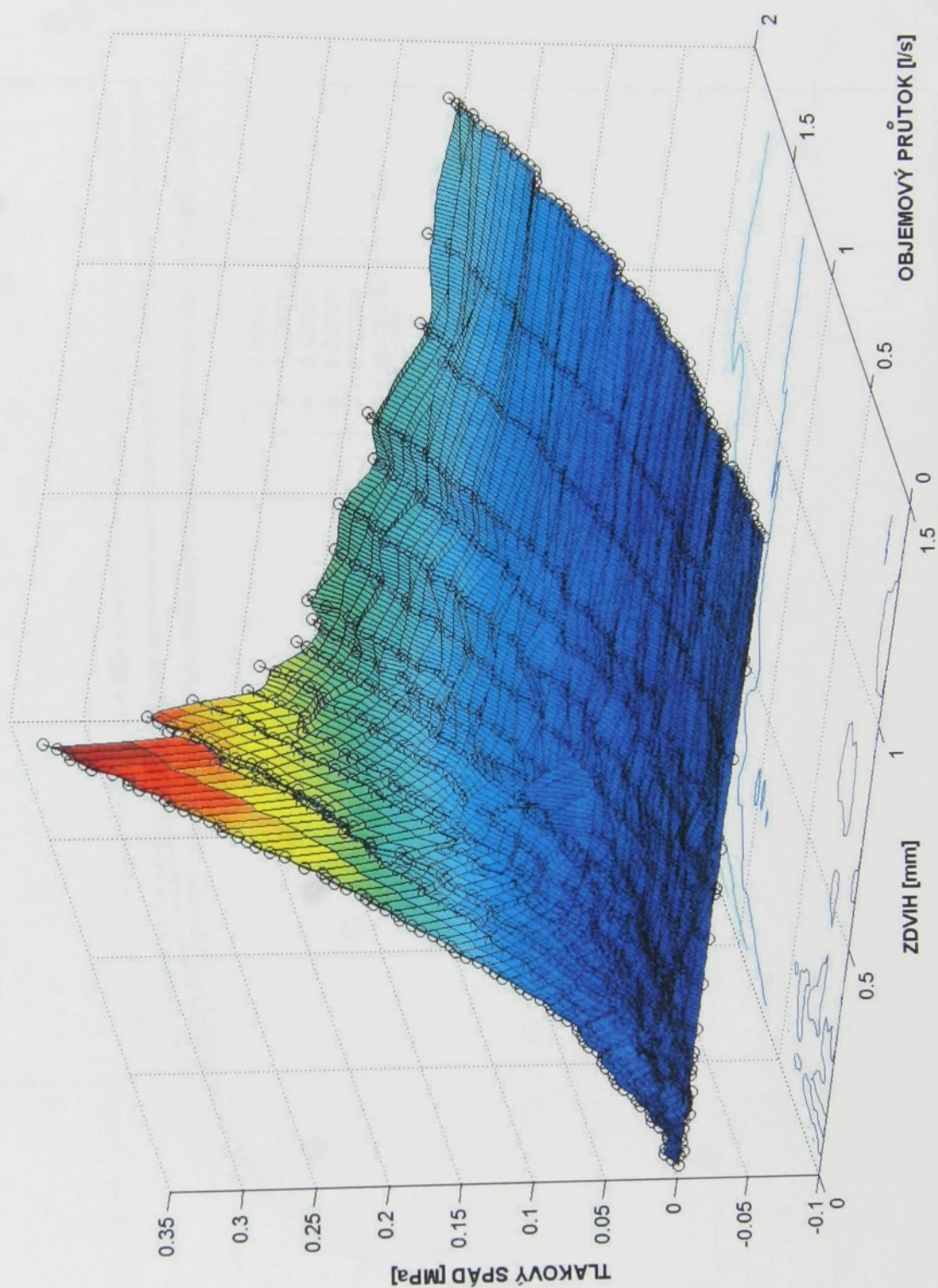
Graf P43

Aproximace součinitele průtoku zpětného ventilu funkcí obsahující součinitel gama



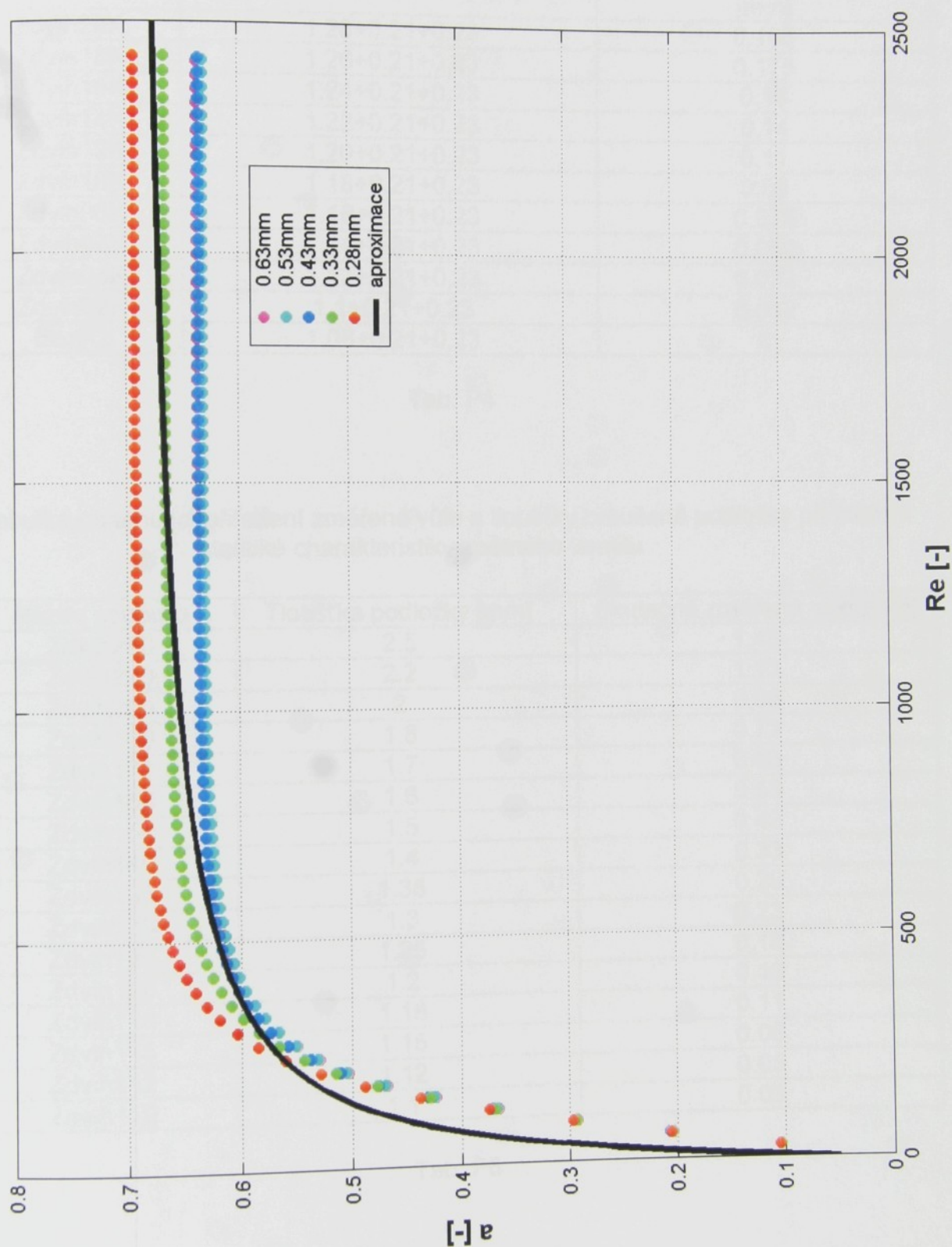
Graf P44

STATICKÁ CHARAKTERISTIKA PŘÍVODNÍCH KANÁLŮ ZPĚTNÉHO VENTILU



Graf P45

Závislost součinitele průtoku přívodních kanálů zpětného ventilu na Reynoldsově čísla
a parametricky na zdvihu ventilu + matematická aproximace těchto průběhů



Graf P46

Tabulka obsahující přiřazení změřené vůle a sestavy broušených podložek při měření statické charakteristiky odlehčovacího ventilu

Název souboru	Skladba podložek [mm]	Skutečně změřená vůle [mm]
Zdvih20K	1.28+0.21+0.23	0.195
Zdvih18K	1.26+0.21+0.23	0.175
Zdvih16K	1.24+0.21+0.23	0.16
Zdvih14K	1.22+0.21+0.23	0.14
Zdvih12K	1.20+0.21+0.23	0.11
Zdvih10K	1.18+0.21+0.23	0.09
Zdvih08K	1.16+0.21+0.23	0.075
Zdvih06K	1.14+0.21+0.23	0.052
Zdvih04K	1.12+0.21+0.23	0.032
Zdvih02K	1.1+0.21+0.23	0.012
BezP2	1.08+0.21+0.23	0

Tab. P4

Tabulka obsahující přiřazení změřené vůle a tloušťky broušené podložky při měření statické charakteristiky zpětného ventilu

Název souboru	Tloušťka podložky [mm]	Skutečně změřená vůle [mm]
Zdvih250	2.5	1.43
Zdvih220	2.2	1.13
Zdvih200	2	0.93
Zdvih180	1.8	0.73
Zdvih170	1.7	0.63
Zdvih160	1.6	0.53
Zdvih150	1.5	0.43
Zdvih140	1.4	0.33
Zdvih135	1.35	0.28
Zdvih130	1.3	0.23
Zdvih125	1.25	0.18
Zdvih120	1.2	0.13
Zdvih118	1.18	0.11
Zdvih115	1.15	0.08
Zdvih112	1.12	0.05
Zdvih110	1.1	0.03

Tab. P5

Tabulka numerických hodnot použitých při výpočtech

Označení	Hodnota	Jednotky
C_F	0.8	-
D_{v1}	32	mm
D_{v21}	32.2	mm
D_{v22}	41.7	mm
d_{kan1}	2.8	mm
d_{kan1}	3.4	mm
n_{kan1}	6	-
n_{kan2}	12	-
R_1	10	mm
R_2	16	mm
S_{imp1}	490	mm ²
S_{outp1}	490	mm ²
x_{prp1}	0.02	mm
ρ	880	kg / m ³

Tab. P6

U 446 G

U 446 S

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta Strojní



Experimentální výzkum součinitelů průtoku škrtících elementů
hydraulického tlumiče

(Teze disertační práce)

Radek Matěj

Liberec 2005

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta Strojní



Experimentální výzkum součinitelů průtoku škrtících elementů hydraulického tlumiče

(Teze disertační práce)

Autor:

Ing. Radek Matěj

Studijní Program:

P2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3901V003 Aplikovaná mechanika

Zaměření studia:

Inženýrská mechanika

Školící pracoviště:

KMP FS TUL

Školitel:

prof. RNDr. Jan Šklíba, CSc.

Recenzenti:

doc. Ing. Vladimír Čech, CSc.

prof. Ing. Ctirad Kratochvíl, CSc.

Ing. Ladislav Půst, DrSc.

Pavlovská 35, Brno

VUT – FS Brno

Ústav termomechaniky AV ČR

Termín obhajoby:

25. ledna 2006 od 10,30 hod.

Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti
budova P, Komenského ul., Liberec

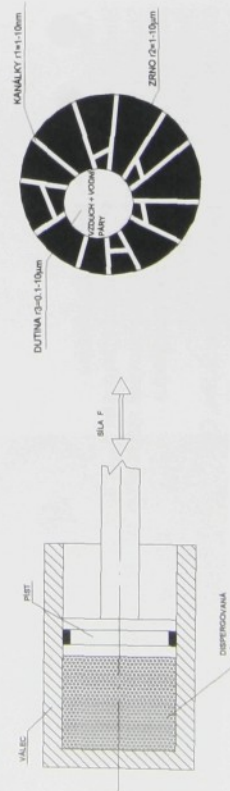
Disertace je k dispozici v Univerzitní knihovně TUL-Voronežská 13,461 17 Liberec

ISBN 8-7083-990-2

Liberec 2005

Matematický model dvouplášťového hydraulického teleskopického tlumiče se soustředěnými parametry (jak standardní – tlak soustředěn do tří pozic, tak zpřesněný – tlak je soustředěn do sedmi pozic) zahrnuje závislost součinitelů průtoku škrtícími prvky tohoto tlumiče na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla. Jedná se o součinitele průtoku na škrtících elementech stálého průřezu (tzv. kalibrovací otvory a přírodní kanály) i proměnného (ventily). V předložené disertační práci jsem se zabýval problematikou, zda lze přijatelným způsobem, prostřednictvím experimentálního měření, tyto závislosti vyšetřit, a to na základě zjištěných hodnot objemových průtoků, tlakových spádů, případně teploty pracovního média u konkrétního vyšetřovaného prvku. Tyto závislosti mají doplnit vytvořený matematický model a to s cílem dosáhnout maximální shody v chování mezi tlumičem skutečným a jeho matematickou parametrizací v závislosti na aktuálním nastavení jeho pracovních podskupin.

V kapitole 2.0 jsou nejprve, pro přehled, představeny nejvýznamnější mechanizmy disipace mechanické energie, které jsou dnes prakticky používány v konstrukci tlumících jednotek, přičemž o něco větší pozornost je věnována principu mechanizmu škrcení průtoku kapaliny, kterého je použito i u námi modelovaného tlumiče. V této kapitole jsou rovněž uvedeny konstrukční uspořádání jednotlivých typů tlumících jednotek s upozorněním na jejich případné výhody a nevýhody, které z konkrétní konstrukce přímo vyplývají. Jsou zde rovněž představeny i základní principy, prostřednictvím kterých lze realizovat tzv. semi-aktivní řízení tlumících jednotek např. s cílem zvýšit jízdní komfort. V závěrečném oddíle této části kapitoly je představena prakticky nová koncepce tlumiče nazývaná koloidní tlumič (colloidal damper). Objev této koncepce spadá do období posledních několika let a souvisí s rozvojem tzv. nano-technologií.

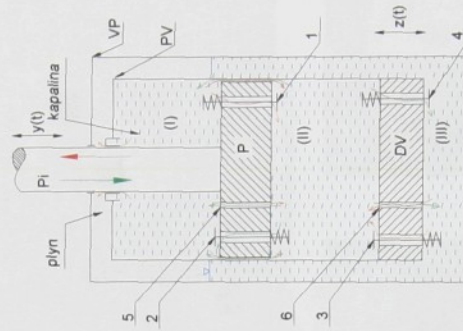


Funkční schéma koloidního tlumiče

Zrno dispergované fáze koloidního roztoku tlumiče

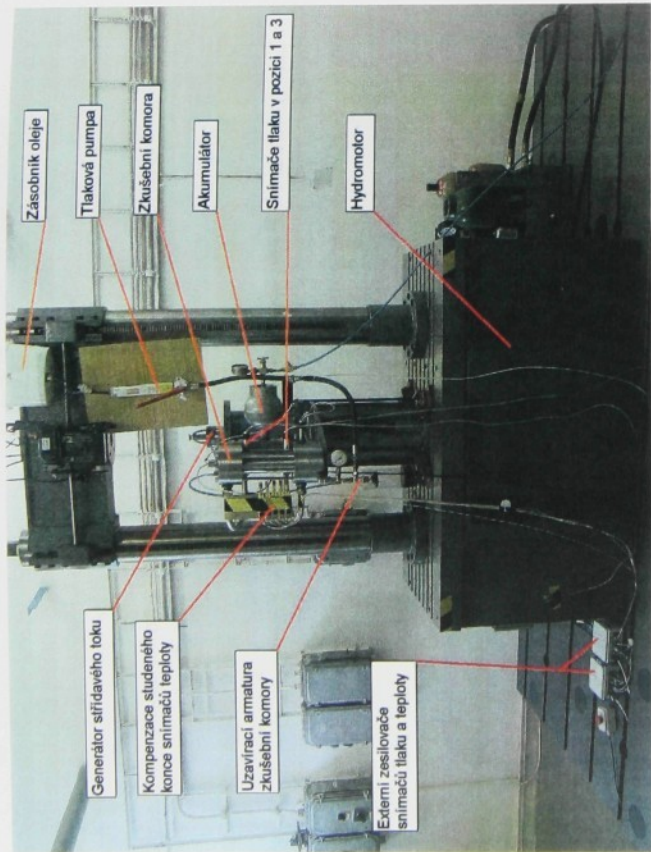
V kapitole 3.0 je nejprve představeno základní schéma a uspořádání dvouplášťového hydraulického teleskopického tlumiče. Jedná se především o seznámení s jeho základními funkčními prvky a popisem možných pracovních režimů v ustáleném stavu. V daném popisu je kladen důraz na vysvětlení vzájemných tlakových poměrů mezi jednotlivými částmi tlumiče, z čehož vyplývají i proudové poměry uvnitř samotného systému tlumiče. V této kapitole je dále čtenář představena kompletní sestava rovnic matematického modelu tlumiče, které jeho systém parametrizují do jednotlivých funkčních podskupin. V případě tohoto

matematického modelu je tlak soustředěn do tří oblastí. Jedná se jednak o systém rovnic popisující hydraulickou část tlumiče, což zahrnuje soustavu diferenciálních rovnic popisujících časovou změnu tlaku v jednotlivých komorách tlumiče a soustavu rovnic popisujících objemové průtoky mezi těmito komorami. Dále je zde představena mechanická část tlumiče, která je reprezentována systémem diferenciálních rovnic nutných k popisu činnosti jednotlivých ventilů. V závěrečné části tohoto oddílu disertační práce je uvedeno jedno z možných explicitních vyjádření závislosti součinitele průtoku na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla, jehož znalost je nutná ke stanovení hodnoty skutečného objemového průtoku daným pracovním prvkem. Cílem vlastního experimentálního výzkumu bylo právě vyšetření jednotlivých parametrů tohoto exaktního vyjádření dané závislosti, případně navrhnout jiný tvar funkce, který by zjištěnou závislost lépe postihl.

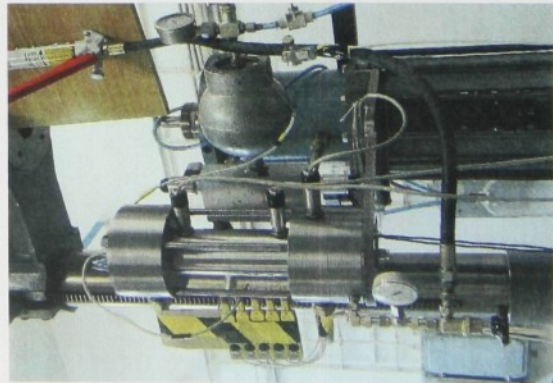


Funkční schéma dvouplášťového tlumiče

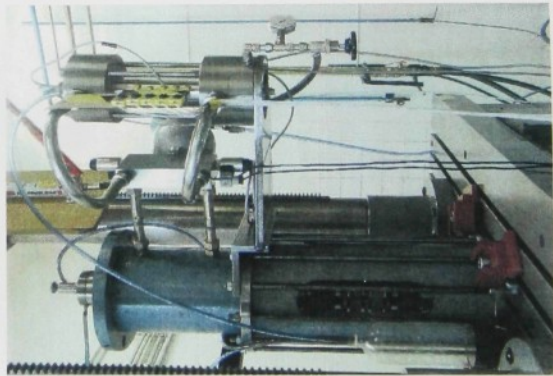
Kapitola 4.0 je věnována popisu zařízení, prostřednictvím kterého byly na vybraných prvcích tlumičové sestavy dané experimenty uskutečněny. Jedná se o základní popis a uspořádání zkušebního standu a jeho funkčních podskupin, nezbytných k jeho vlastní činnosti. Další část této kapitoly je věnována problematice spojené s instalací snímačů teploty a tlaku proudícího oleje a zapojením těchto typů snímačů. Je zde rovněž uvedeno odvození převodních konstant jednotlivých měřicích řetězců. Jejich znalost je bezpodmínečně nutná ke stanovení skutečné hodnoty měřené fyzikální veličiny, jejíž změna je ve skutečnosti snímána v podobě elektrického napětí vystupujícího z daného snímače.



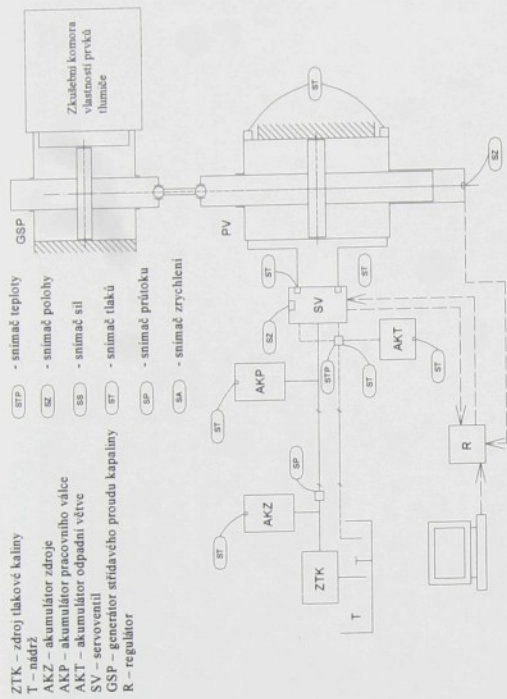
Fotografie zkušebního stendu



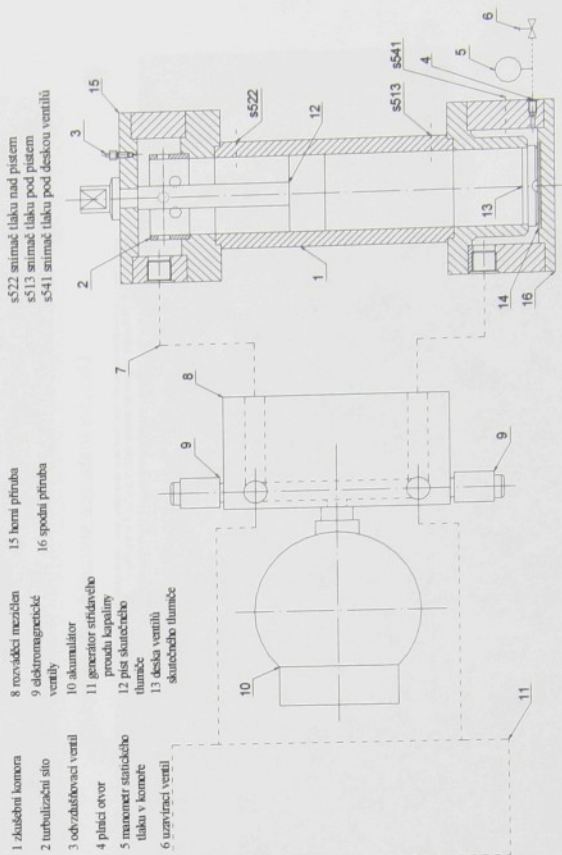
Zkušební komora



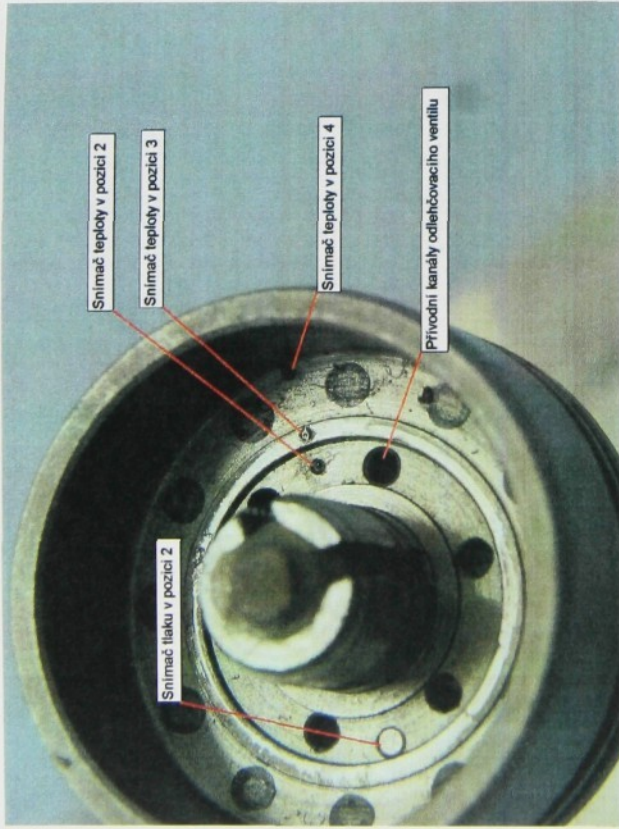
Generátor střídavého toku kapaliny



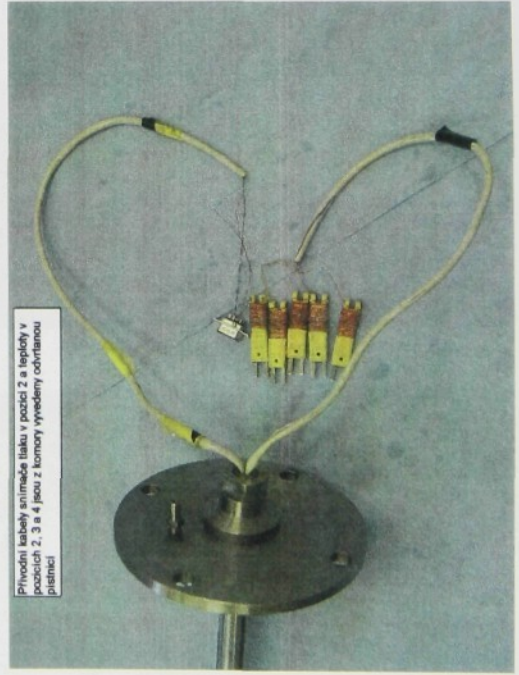
Blokové schéma experimentálního zařízení



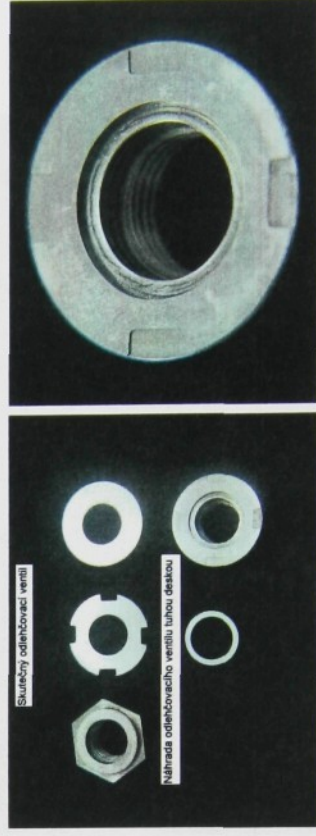
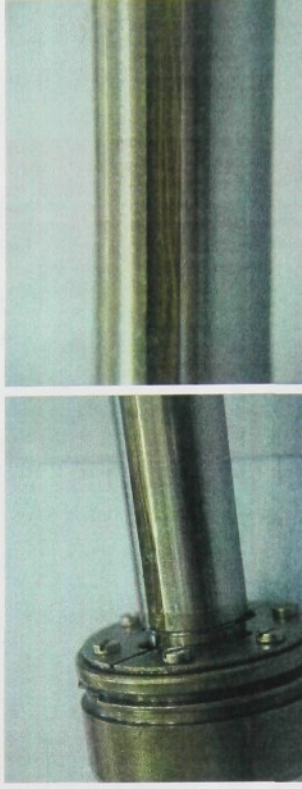
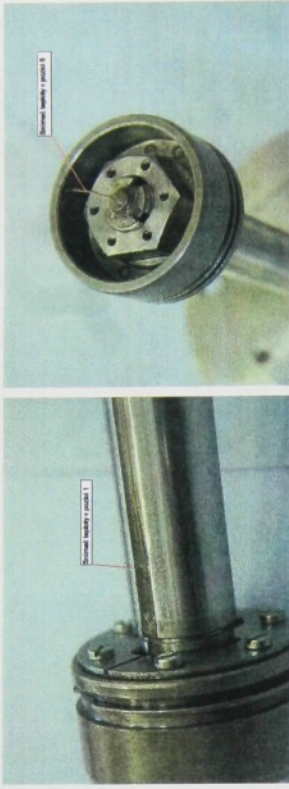
Řez zkušební komorou



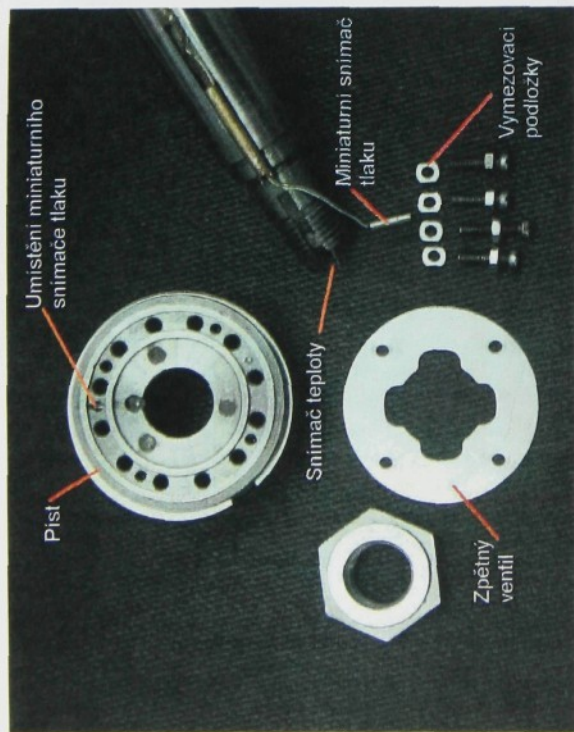
Ukázka instalace snímačů tlaku a teploty



Ukázka vyvedení přívodních kabelů jednotlivých snímačů mimo zkušební komoru



Skutečný odlehčovací ventil a jeho náhrada tuhou deskou, s jejíž pomocí byla změřena statická charakteristika



Sestava s jejíž pomocí byla změřena statická charakteristika zpětného ventilu

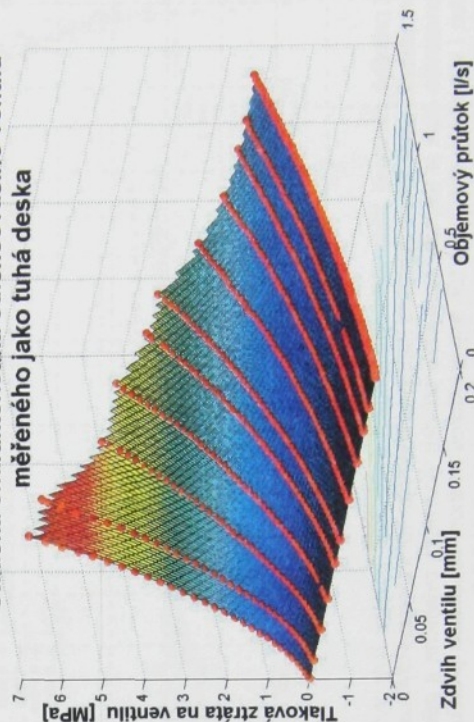


Sestava zpětného ventilu před instalací do zkušební komory

Kapitola 5.0 je jako celek věnována experimentálnímu měření a vyhodnocení získaných výsledků. Vlastní experimenty byly provedeny pouze na dvou typech ventilů, a to na odlehčovacím a zpětném. V případě experimentů s odlehčovacím ventilem byla reprezentována skupina vysokotlakých škrťacích prvků, které v tlumiči hrají dominantní roli z hlediska disipace mechanické energie proudící kapaliny. V případě ventilu zpětného byla prezentována skupina nízkotlakých škrťacích prvků, jejichž dominantní funkci není přímo škrťení průtoku kapaliny, ale zajištění jednosměrného průtoku. Již dopředu podožkám, že byly uskutečněny pouze měření v režimu stacionárního průtoku kapaliny.

Samotná metodika měření je poměrně podrobně představena pro odlehčovací ventil tlumiče. Tento, jak je v kapitole 5.2.1 uvedeno, je tvořen sestavou deformovatelných planžet, které se v důsledku silového účinku proudícího oleje deformují a přímo zastávají i funkci přítláčné pružiny, se kterou je počítáno v případě matematické parametrizace jakéhokoliv typu ventilu tlumiče. Tato skutečnost představovala určitý problém, který byl vyřešen použitím speciálně zhotoveného přípravku, nahrazujícího skutečný ventil dokonalou tuhou deskou, přičemž byla v největší možné míře zachována podobnost z hlediska geometrických poměrů. Prostřednictvím tohoto přípravku a sady přesně broušených podložek, odstupňovaných po 0.02mm, byla změřena statická charakteristika zpětného ventilu, která vyjadřuje závislost tlakového spádu, vzniklém v důsledku průtoku přes tento ventil, na aktuální hodnotě objemového průtoku a zdvihu ventilu nad škrťací hranou.

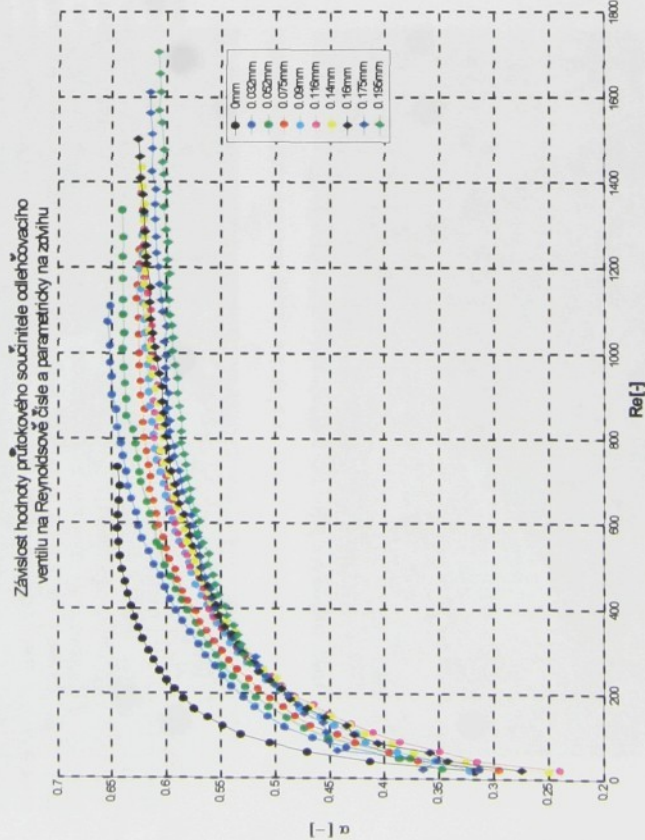
Statická charakteristika odlehčovacího ventilu měřeného jako tuhá deska



S pomocí takto vyšetřené charakteristiky byly užítím Bernoulliho energetické rovnice,

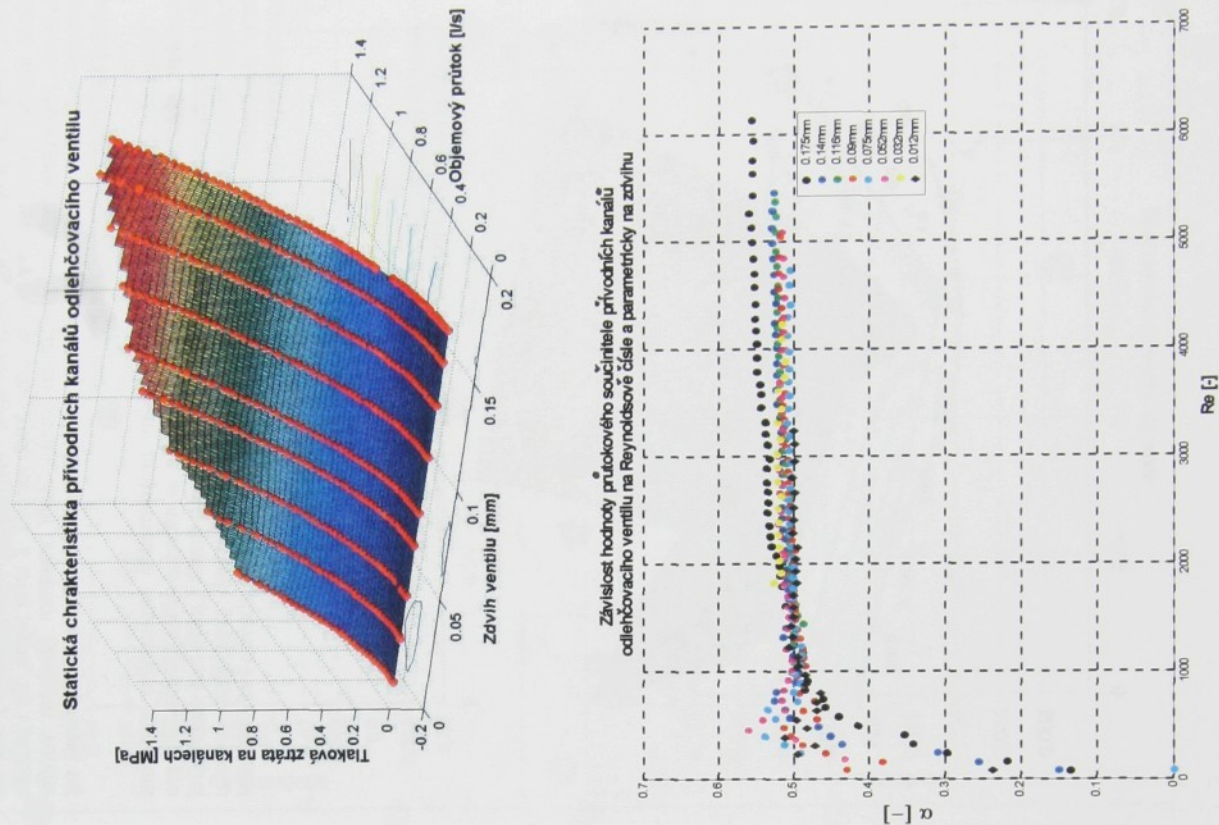
$$p_2 + \frac{\rho}{2} \frac{Q_v^2}{n_{kmi}^2 S_{kmi}^2} = p_3 + \frac{\rho}{2} \frac{Q_v^2}{S_{komory}^2} + \frac{\rho}{2} \frac{Q_v^2}{(\pi D_{v1} x_{v1} + S_{kmi})^2} \left(\frac{1}{\alpha_{v1}^2} - 1 \right)$$

popisující stacionární proudění oleje zkušební komorou, stanoveny průběhy součinitelů průtoku v závislosti na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla a rovněž parametricky na aktuální hodnotě zdvihu ventilu nad škrtkací hranou.



Z průběhů závislosti takto získaných hodnot součinitelů průtoku byly vyčteny některé základní skutečnosti. Jedná se například o to, v jakém intervalu Reynoldsova podobnostního čísla je hodnota součinitele průtoku významně ovlivněna a dále byl vyšetřen i vliv zdvihu ventilu na tzv. asymptotickou hodnotu součinitele průtoku, ke které daná charakteristika konverguje. Podrobněji viz kapitola 5.2.2.

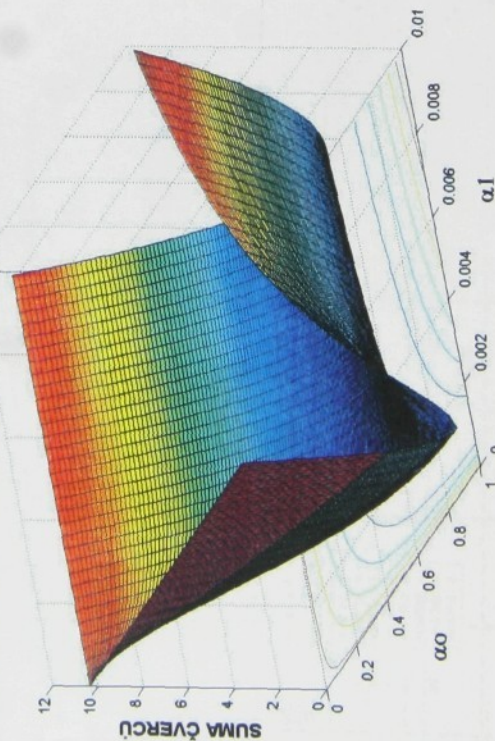
Zároven s vyšetřováním součinitelů průtoků odlehčovacího ventilu tlumiče, byly souběžně vyšetřovány i závislosti součinitelů průtoku přírodních kanálů tohoto typu ventilu.



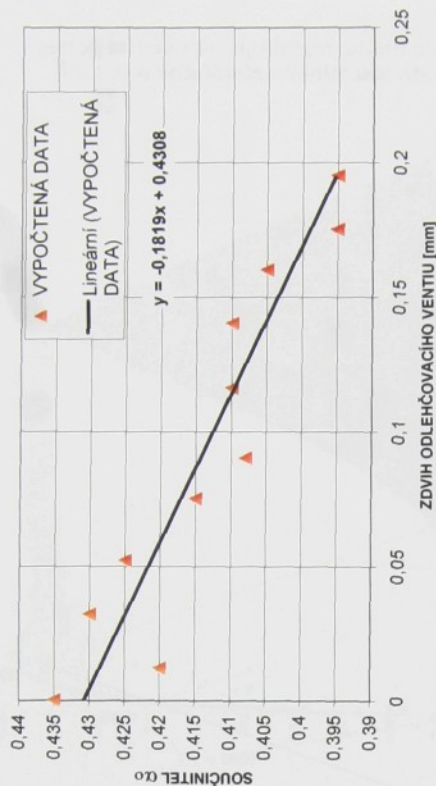
Na základě získaných výsledků bylo například zjištěno, že samotný zdvih ventilu, který za těmito kanály bezprostředně následuje, nemá významný vliv na průběh statické charakteristiky těchto přívodních kanálů. Z toho plyne, že i průběh závislosti součinitele průtoku přívodních kanálů není vlastním zdvihem ventilu prakticky ovlivněn. V tomto případě tedy postačí respektovat pouze závislost na hodnotě Reynoldsova podobnostního čísla.

Navazující část kapitoly 5.0 je věnována problematice explicitního vyjádření získaných závislostí součinitelů průtoku. Metodika je názorně představena, jak pro tvar funkční závislosti uvedené v kapitole 3.6.3, tak pro funkční závislost obsahující součinitel γ (viz kap. 5.2.3). V případě hledání závislosti součinitele průtoku vlastního odlehčovacího ventilu byl v samotném vyjádření respektován i vliv aktuální hodnoty zdvihu ventilu nad škrtkací hranou.

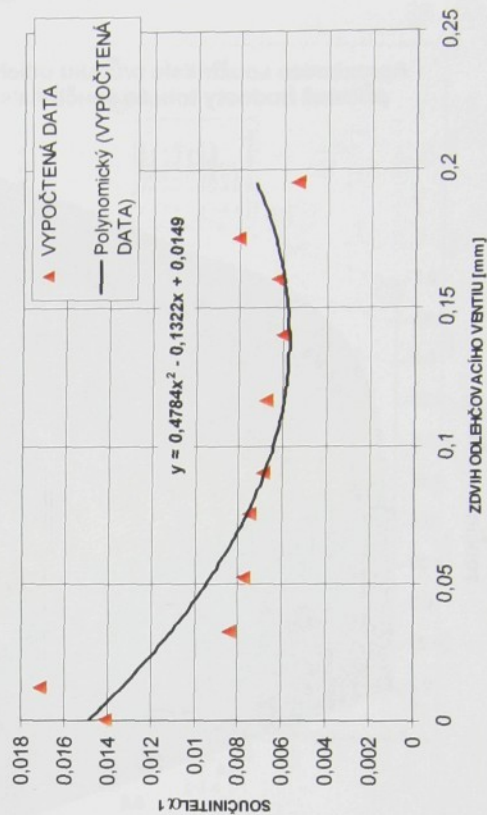
GRAF FUNKCE ROZDÍLŮ ČVERCŮ K LOKALIZACI HODNOT ALFA0 A ALFA1, PRO ZDVIH VENTILU $Z = 0.116 \text{ mm}$



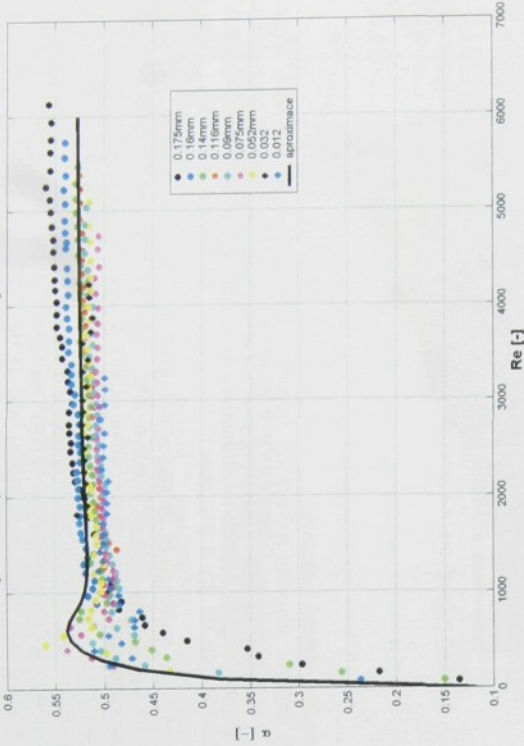
ZÁVISLOST SOUČINITELU α_0 NA ZDVIHU VENTILU, PRO ODLEHČOVACÍ VENTIL



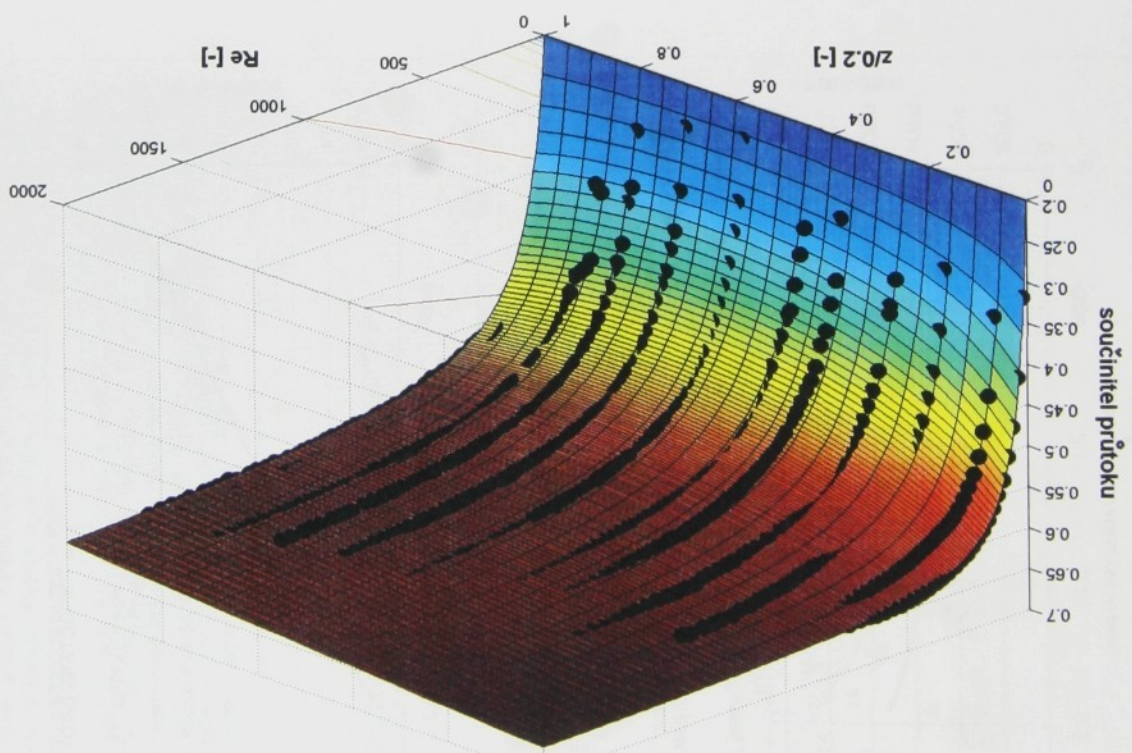
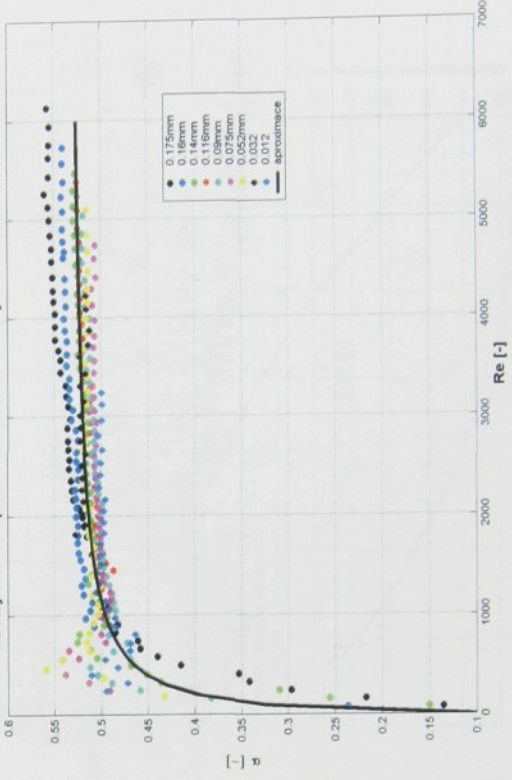
ZÁVISLOST SOUČINITELU α_1 NA ZDVIHU ODLEHČOVACÍHO VENTILU



Závislost hodnoty průtokového součinitele přírodních kanálů odlehčovacího ventilu tlumiče na Reynoldsově podobnostním čísle a analytická náhrada této závislosti



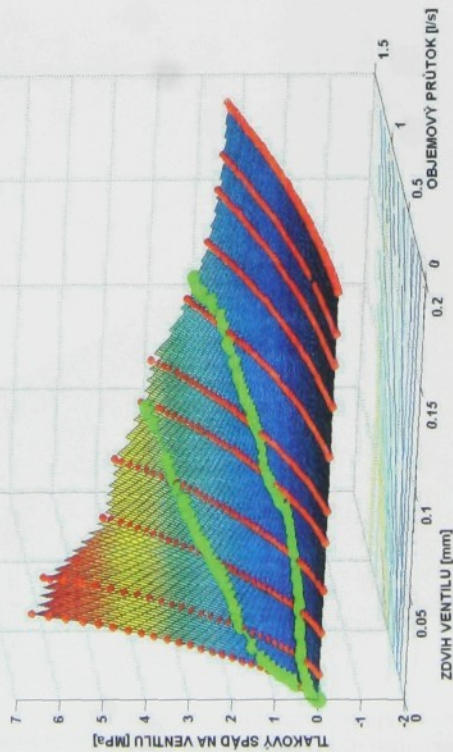
Závislost hodnoty průtokového součinitele přírodních kanálů odlehčovacího ventilu tlumiče na Reynoldsově podobnostním čísle a analytická náhrada této závislosti



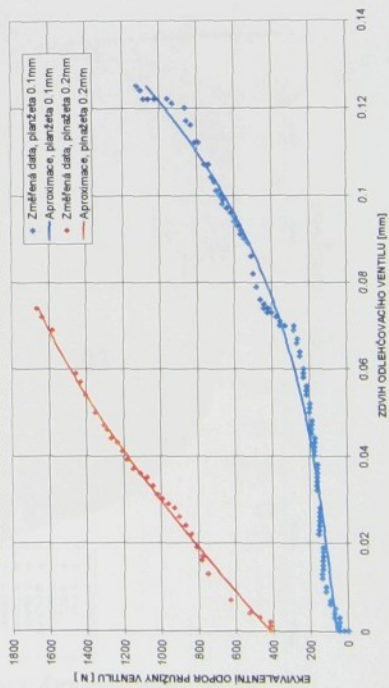
Aproximace součinitele průtoku odlehčovacího ventilu získány metodou minima absolutních rozdílů

Další problém, se kterým bylo nutné se v případě odlehčovacího ventilu vypořádat, spočíval ve stanovení tuhosti přítláčné pružiny ventilu, kterou musí být vlastní matematický model doplněn. Jak již bylo naznačeno, funkci této pružiny ve skutečnosti zastává svazek deformovatelných planžet, kdežto samotná matematická parametrizace uvažuje ventil jako tuhou desku přitlačovanou k sedlu prostřednictvím přítláčné pružiny. K získání a stanovení jednotlivých koeficientů vyjadřujících závislost její tuhosti bylo použito hodnot zdvihů ventilu získaných na základě průniku statické charakteristiky změněné s tuhou deskou a charakteristiky skutečného ventilu o individuální skladbě planžet. Samotná problematika je názorně přestavena v kapitole 5.2.4.

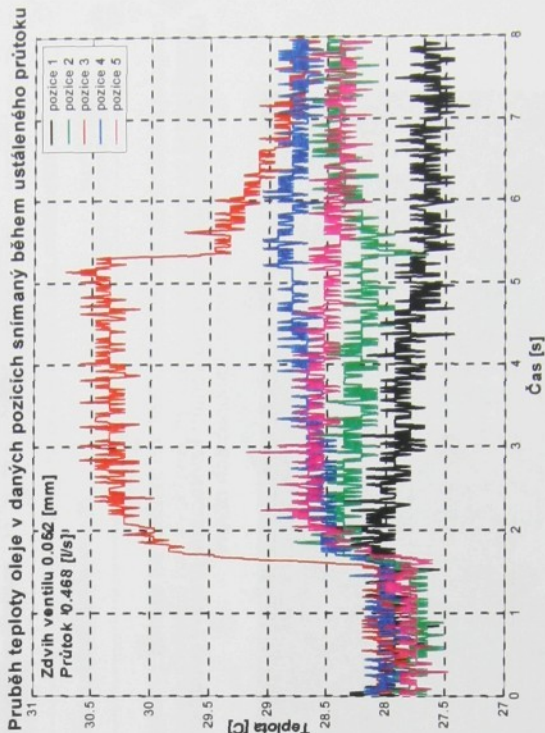
DVĚ STACIONÁRNÍ ŘEŠENÍ PRŮTOKOVÉ CHARAKTERISTIKY ODLEHČOVACÍHO VENTILU
S KALIBRAČNÍ PLANŽETOU TLOUŠŤKY 0.2mm OBSAHUJÍCÍ 4 - VÝSEKY 7mm PRO
PLANŽETY TLOUŠŤKY 0.1mm A 0.2mm

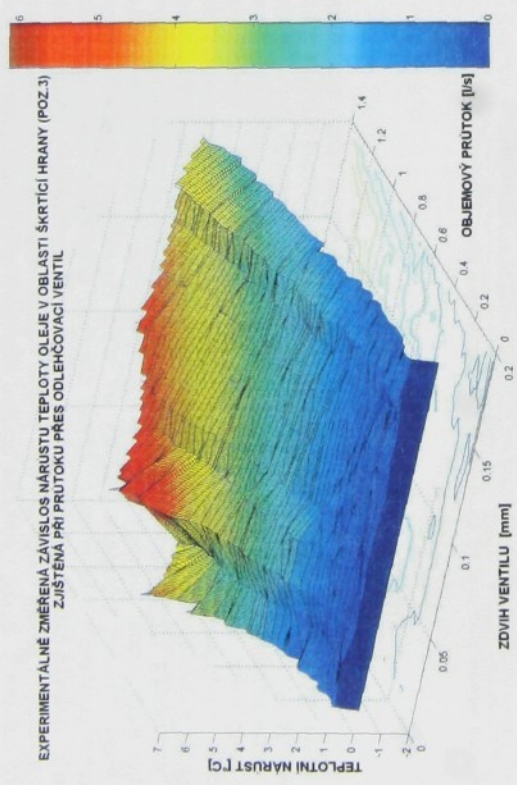


SILOVÁ CHARAKTERISTIKA PRUŽINY ODLEHČOVACÍHO VENTILU



Během vlastního vyšetřování průtokových charakteristik odlehčovacího ventilu a jeho přírodních kanálů byla v několika místech snímána i teplota proudícího oleje. Uskutečnění tohoto experimentálního měření bylo provedeno jednak s cílem vyšetřit teplotní změny, kterým je olej během průtoku tlumičovým prvkem vystaven a dále lokalizovat místo s nejvyšším nárůstem teploty. Snahou bylo i částečně objasnit příčinu spalování tlumičového oleje, ke kterému v reálném provozu, případně v průběhu životnostních zkoušek tlumičů dochází. Celková problematika tohoto měření je včetně získaných výsledků představena v kapitole 5.2.6. Experimentálně získané výsledky jsou v této kapitole rovněž srovnávány i s numerickými výsledky matematického modelování prostřednictvím metody konečných objemů uskutečněných na 2D a šestinovém 3D modelu. Za zmínku dále stojí i objev tzv. proudkové struktury proudění, který jsem nazval jako sekundární smykové vrstvy, na něž je rovněž upozorněno v této části disertační práce a to i přes to, že v současné chvíli nejsem schopen objektivně posoudit, zda tato forma proudění může ve skutečnosti fyzicky existovat.

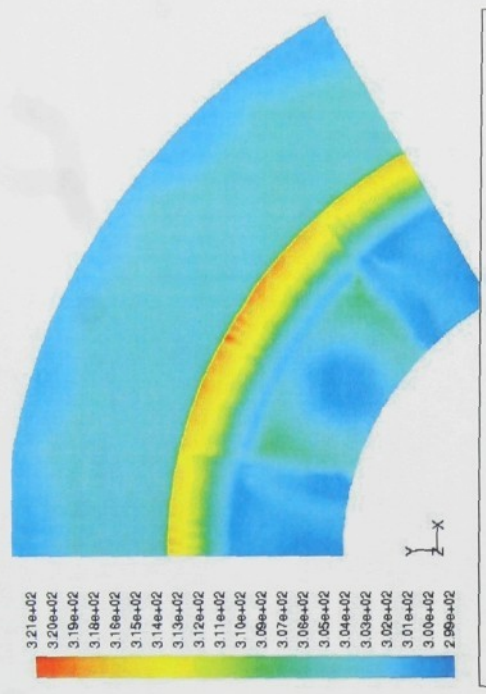




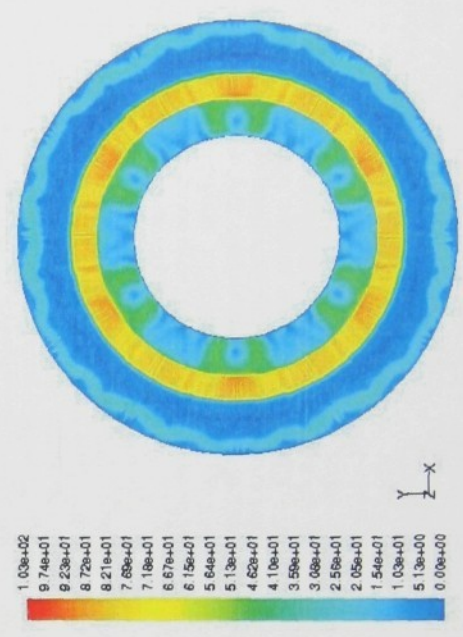
Ukázka poškození odlehčovacího ventilu kavitacími projevy proudícího oleje v pozici kalibračních otvorů



Radiální řez škrtkicí štěrbinou z 3D simulace proudění demonstrující vývin teplotní smykové vrstvy v pozici 0.2mm od škrtkicí hrany



Celkový pohled na radiální řez škrtkicí štěrbinou z 3D simulace proudění demonstrující tvar rychlostního pole v pozici 0.1mm od škrtkicí hrany



Podobným způsobem, jakým je představena metodika vyšetřování součinitelů průtoku odlehčovacího ventilu, je popsána i problematika experimentálního měření na ventilu zpětném. Toto je učiněno v kapitole 5.3. Samotný popis je v tomto případě již zkrácený, přičemž je především poukázáno na významné odlišnosti.

Závěrečná kapitola pátého oddílu předložené disertační práce je věnována problematice vyšetřování závislosti součinitelů průtoku s respektováním vlivu nestacionárního proudění, které je pro vlastní systém tlumiče typické. Tato kapitola je zaměřená především na to, jakým způsobem lze nestacionární proudění do průtokového součinitele zahrnout a dále na odvození podobnostního kritéria s užitím dimenzionální analýzy, které by dané nestacionární proudění charakterizovalo.

$$R_g = \pi_1 = \frac{la}{\left(\frac{\eta}{l\rho}\right)^2}$$

Kromě toho jsou zde zmíněny některé problémy spojené s vlastním měření a zobrazením získaných výsledků i přes to, že tyto experimenty nebyly uskutečněny.

Závěrem lze říci, že měření průtokových charakteristik, s cílem stanovit závislosti součinitelů průtoku, je realizovatelnou záležitostí, ale na druhou stranu jde o poměrně pracný proces, který by si zasloužil vytvoření metodiky vedoucí k automatizování vlastního měření. Pracnost spočívá především v přestavování zdvihu ventilu, což zahrnuje demontáž vyšetřovaného prvku mimo prostor zkušební komory a po následné montáži je nutné docílit dokonalého odvzdušnění celého systému. V opačném případě by mohlo dojít ke zkresení získaných výsledků případně k chybnému stanovení hodnoty objemového průtoku procházejícím systémem vlastní zkušební komory. Je třeba poznamenat, že vlastní experimenty, v případě odlehčovacího ventilu, byly provedeny pouze s jedním typem kalibrovaného otvoru, který je zároveň součástí sestavy planžet samotného ventilu. Tato skutečnost tedy znamená, že pro jakýkoliv odlišný typ kalibrovaného otvoru, případně skladbu těchto otvorů, by muselo dojít k novému proměření celé statické charakteristiky. Tímto způsobem by byla stanovena databáze součinitelů průtoku, příslušná danému typu ventilu a jemu odpovídající individuální skladbě planžet obsahující příslušné výšky kalibrovaných otvorů.

Jako přínos vlastní disertační práce bych chtěl především vyzdvihnout: Vyřešení problematiky spojené se stanovením závislosti součinitelů průtoku u ventilu tvořeného skladbou deformovatelných planžet. Způsob, prostřednictvím kterého lze stanovit tuhost přítláčné pružiny, použité ve vlastním matematickém modelu, jejíž charakter přímo postihuje aktuální skladbu daného ventilu a tím pádem i jeho počáteční pracovní nastavení. Vyšetření vlivu zdvihu ventilu na tzv. asymptotickou hodnotu, ke které dané průběhy závislosti součinitelů průtoku konvergují. Provedení experimentálního měření teploty přímo ve škrťci štěrbíně s cílem objasnit, zda smykové vrstvy s velkým příčným gradientem rychlosti mohou být příčinou objev sekundárních smykových vrstev za předpokladu, že jsou schopny fyzicky existovat, protože jejich přítomnost by zřejmě znamenala razantnější proces disipace mechanické energie proudící kapaliny.