

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Obor Konstrukční a procesní inženýrství

Disertační práce

**Větvené mazací systémy a jejich proudové poměry –
tribologicko – hydraulické aspekty**

Ing. Antonín Dvořák

Školitel: Doc. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

Oponenti:

Prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc., VŠB-TU Ostrava

Doc. Ing. Miroslav Malý, CSc., TU Liberec

Doc. Ing. Karel Třetina, CSc., FSI VUT Brno

V Brně 19. 07. 2006

Poděkování:

Chtěl bych poděkovat mému školiteli, Doc. RNDr. Ing. Josefu Nevrlému, CSc., za jeho aktivní zájem a odborné vedení během mého studia. V neposlední řadě jsem velmi vděčný všem členům Odboru fluidního inženýrství Victora Kaplana za přátelskou spolupráci a také bych chtěl poděkovat své manželce.

Obsah

Seznam nejdůležitějších značení	5
Seznam hlavního označení v datech pro program DYNAST.....	6
Anotace	8
Annotation	8
1. Úvod	9
2. Cíl a úkol disertační práce	9
3. Přehled současného stavu problematiky.....	10
3.1 Způsoby mazání strojních částí a zařízení.....	10
3.2 Základní reologické látky, jejich reologické modely a diagramy	13
3.3 Matematické reologické modely plastických maziv	14
3.3.1. Přenos tepla při proudění kapalin	16
3.4 Plastická maziva.....	19
3.5 Měření tokových křivek, typy reometrů.....	20
3.6 Metody výpočtu hydraulických mechanismů použitelné u mazacích soustav s plastickými mazivy	21
3.6.1 Matematické modelování pomocí elektrohydraulické analogie	21
3.6.2 Metoda konečných objemů	23
4. Zhodnocení současného stavu poznání	23
5. Analýza zkoumaného progresivního centrálního mazacího systému a experimentální měření	28
5.1 Měřicí systém	29
5.2 Měření hustoty plastického maziva.....	31
5.3 Měření reologických veličin plastických maziv.....	32
5.4 Měření parametrů mazacího přístroje ACF 02.....	32
5.5 Měření parametrů mazacího přístroje ANC 20 P2.....	36
5.6 Měření tlakových ztrát v potrubí	39
5.6.1 Měření tlakových ztrát v praxi.....	40
5.7 Stanovení objemového modulu pružnosti maziva včetně mazacího systému.....	41
5.7.1 Objemový modul pružnosti plastického maziva.....	41
5.7.2 Stanovení sdruženého modulu pružnosti mazacího systému	43

5.8 Odpory proti pohybu maziva v progresivním rozdělovači maziva	45
5.8.1 Popis funkce progresivního rozdělovače	45
5.8.2 Měření charakteristik progresivního rozdělovače maziva v laboratorním systému centrálního mazání	50
5.8.3 Různé způsoby zapojování progresivního rozdělovače v CMS.....	51
5.8.4 Měření proměnného odporu proti pohybu při toku plastického maziva rozdělovačem – porovnání s výsledky programu Fluent.....	53
5.8.5 Třecí síly pístků progresivního rozdělovače maziva	55
6. Matematické modelování experimentálního mazacího systému.....	56
6.1 Matematický model mazacího přístroje ACF 02	57
6.2 Matematický model mazacího přístroje ANC 02P2	59
6.3 Modelování toku plastického maziva.....	65
6.4 Kinematicko – dynamický model experimentálního mazacího systému s progresivním rozdělovačem maziva	66
6.5 Popis použitých příkazů v programu Dynast	73
7. Statistické vyhodnocení naměřených výsledků.....	74
7.1 Vyhodnocení nejistot z experimentálně naměřených dat v tribologické laboratoři	74
7.2 Vyhodnocení nejistot z reálného měření dat v praxi.....	77
8. Porovnání výsledků teoretické a experimentální analýzy	80
9. Přínos disertace pro projekční a konstrukční praxi	82
10. Závěr a doporučení dalšího postupu.....	85
Použité informační zdroje.....	86
Seznam příloh	92

Seznam nejdůležitějších značení

označení	jednotka	popis
D	[m]	průměr pístku, pružiny
C	[m ³ Pa ⁻¹]	kapacita
E, K	[Pa]	objemový modul pružnosti
F _t	[N]	smyková síla
	[N]	třecí síla
G	[Pa]	modul pružnosti ve smyku
H	[kg.m ⁻⁴]	odpor proti zrychlení
I	[A]	elektrický proud
K	[Pa.s ⁿ]	součinitel konzistence
L	[m], [H]	délka, indukčnost
Q	[m ³ .s ⁻¹]	průtok
R	[N.m ⁻⁵ .s]	odpor proti pohybu při laminárním proudění
	[m]	poloměr potrubí
R _z	[Pa]	tlaková ztráta
S	[m ²]	plocha
T	[K]	teplota
U	[V], [dle veličiny]	elektrické napětí, interval spolehlivosti
V	[m ³]	objem
a	[m.s ⁻²]	zrychlení
c _p	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita
d		průměr měřicí tyčinky
f	[s ⁻¹]	frekvence
l	[m]	délka potrubí
m	[kg]	hmotnost
n	[-]	exponent
	[-]	index toku
p	[Pa]	tlak
r ₀	[m]	poloměr pístového toku
s	[dle veličiny]	směrodatná odchylka aritmetického průměru
t		čas
u _{XA}	[dle veličiny]	míra nejistoty typu A
u _{XB}	[dle veličiny]	míra nejistoty typu B
v	[m.s ⁻¹]	rychlost

x	[m]	dráha
x_0	[m]	počáteční zdvih pístku
x_1	[m]	posunutí pístku
$\bar{x}_s$	[dle veličiny]	aritmetický průměr
β	[Pa ⁻¹]	součinitel stlačitelnosti
λ	[-]	bezrozměrná rychlost
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota
τ	[Pa]	smykové napětí
τ_0	[Pa]	počáteční smykové napětí
$\dot{\gamma}$	[s ⁻¹]	rychlost smykové deformace
ξ	[-]	součinitel místních ztrát
Δp	[Pa]	tlakový spád
ΔV	[m ³]	změna objemu

Indexy**popis**

a	pravá poloha
b	levá poloha
c	celkový
d	dynamický
g, k	hydrogenerátoru
l	laminární
m	místní
p	délkový (potrubní)
t	turbulentní
max.	maximální
str.	střední
z	ztrátový

Seznam hlavního označení v datech pro program DYNAST**označení****popis**

E_m	objemový modul pružnosti
F_t	třecí síla
K_{si}	součinitel místních ztrát
L_p	posuv pístku progresivního rozdělovače
R	tlaková ztráta
R_k	poloměr kanálku v rozdělovači
R_o	hustota
R_p	poloměr potrubí

S	plocha zápichu pístku
Sp	plocha pístku
Sz	plocha pístku měřicího přípravku
V	objem
a	zrychlení pístku
l	délka kanálku
mp	hmotnost pístku
mz	hmotnost zátěže
v1	skutečná rychlost pístku 1
v2	skutečná rychlost pístku 2
v3	skutečná rychlost pístku 3
x1	skutečná dráha pístku 1
x2	skutečná dráha pístku 2
x3	skutečná dráha pístku 3
x11	kumulativní dráha pístku 1
x22	kumulativní dráha pístku 2
x33	kumulativní dráha pístku 3
x111	logická hodnota stavu pístku 1
x222	logická hodnota stavu pístku 2
x333	logická hodnota stavu pístku 3

Podrobné značení všech veličin použitých v programu DYNAST je uvedeno v příloze 9.

Anotace

Disertační práce popisuje problematiku návrhu větvených centrálních mazacích systémů danou specifickými požadavky na jejich provoz pro příslušná mazaná zařízení, ale také se věnuje používaným mazivům, včetně jejich reologických vlastností, které začleňuje do matematické simulace zkoumaného centrálního mazacího obvodu. Disertační práce pomocí rešerše charakterizuje a hodnotí základní druhy centrálních mazacích systémů – jejich výhody, nevýhody a použití v praxi.

Tímto mezioborovým přístupem se snaží komplexně popsat problémy spojené s navrhováním centrálních mazacích systémů. Celá disertační práce je vypracována na základě reálných měření a poznatků z praxe, na kterou byl kladen největší důraz. Některá z měření byla prováděna na reálných centrálních mazacích systémech, ale jako vzorový příklad byl pro rychlejší operativnost vzat zkušební centrální mazací systém s progresivním rozdělovačem (Tribologická laboratoř EÚ Odboru fluidního inženýrství V. Kaplana, FSI), na kterém byla prováděna měření a ověřování jeho matematického modelu mazacího systému v programu Dynast.

Annotation

Doctoral thesis are describing the proposal branch of the central lubrication systems specific requirements and their operation for the relevant lubricated equipment. It is inscribed also the used lubricants including their reological characters and which are incorporated in the mathematical simulation of the researched central lubrication circuit. The doctoral thesis through the use of recherche devotes and values the fundamental type of the central lubrication systems – their advantages, disadvantages and application in practice.

Through this between branch accession are described complex in the way which are connected problems pair with design of the central lubrication systems. The all doctoral thesis is elaborated on basis of the real metering and practice pieces of knowledge, where was interposed the greatest accent. Some of the meterings were practised on the real central lubrication systems, but as the exemplary instance was tested the central lubrication system with the progressive divider for faster operational (Tribological laboratory, EU Victor Kaplan department of fluid engineering), where are the meterings and verification of his mathematical model of the lubrication system in program Dynast were practised.

1. Úvod

Mazání je častou a důležitou činností, které je součástí technické údržby od té doby, co se lidé začali zajímat o opotřebení a o snižování tření [1] a řadí se k tzv. proaktivní údržbě strojů a zařízení. Má přímý vliv na rychlost opotřebení funkčních povrchů součástí a tím na jejich délku technického života. V dnešní době, kdy u téměř každého mechanismu a zařízení je propočítávána nebo alespoň sledována jeho návratnost a jež je redukována na nejkratší možnou dobu [43], se nejvíce prostoje daného stroje či zařízení uvádějí jako „škodlivé“ po ekonomické stránce. V potaz přicházejí nejen prostoje při opravách a nutných údržbách, ale hlavně prostoje nutné pro namazání stroje. Každodenní údržba věnovaná mazání stroje má snad největší podíl na těchto prostojích. Nejenže je snaha tento čas eliminovat na nejmenší možnou dobu, ale je možné jej zcela vyloučit.

Při nasazení centrálních mazacích systémů (CMS) je možné dosáhnout jistých úspor, nejen tedy úspory času, ale také snížení nákladů z důvodů zvýšení životnosti stroje a snížením spotřebovaného množství maziva, které je rovnoměrně dávkováno přímo do mazaného místa v potřebném množství. V neposlední řadě jsou pozitivní dodávané malé a přesně odměřované objemy maziva mezi třecí dvojice, což je pozitivní pro ekologii prostředí, v němž stroj či zařízení pracuje.

2. Cíl a úkol disertační práce

Cílem disertační práce je pro praxi přijatelný matematický popis stendu centrálního mazacího systému s progresivním rozdělovačem maziva, na kterém probíhalo měření v laboratoři a to tak, aby bylo možné predikovat provozní stavy pomocí simulace, což by významně přispělo k předcházení a řešení krizových situací při provozu systémů v praxi. Samozřejmostí je tento matematický model ověřit pomocí experimentu. Stěžejním úkolem by měla být však analýza hlavního prvku centrálních mazacích systémů – progresivního rozdělovače maziva.

Dílčí cíle disertační práce:

- tlaková a průtoková charakteristika vzduchového mazacího přístroje ANC 20P2
- určení tlakové ztráty v kanálcích progresivního rozdělovače maziva,
- zjištění závislosti odporu proti pohybu maziva na míře otevření přepouštěcího kanálku v progresivním rozdělovači maziva,
- stanovení závislosti posunutí pístků na protitlaku v jednotlivých výstupech progresivního rozdělovače (na posuvu pístků je závislý objem dodaného maziva do mazaného uzlu),
- simulace kinematiky a dynamiky progresivního rozdělovače maziva pomocí programu Dynast,
- simulace tlakové ztráty ve vedení (potrubí) centrálních mazacích systémů pomocí programu Dynast,

- simulace proudění plastického maziva pomocí programu Fluent (ve spolupráci s VŠB Ostrava),
- sloučit do jednoho celku všechny jednotlivé simulované části centrálního mazacího obvodu tak, aby představovaly celý laboratorní systém centrálního mazání v dostatečné šíři pro použití při projekci obdobných dalších či jiných centrálních mazacích systémů s progresivním rozdělovačem a nejen s ním.

3. Přehled současného stavu problematiky

3.1 Způsoby mazání strojních částí a zařízení

Moderní stroje a jejich mechanismy jsou konstrukčně stále lépe propracovávány a výrobně precizněji provedeny. Tímto vývojem se postupně mění limitující faktory strojů. To má za následek také zvyšující se nároky na dodržování všech zásad správného používání a údržby strojů. Údržbu můžeme definovat jako udržování strojů a zařízení v takovém stavu, aby mohly vykonávat svou funkci. Počátkem těchto úkonů, a to především u nových konstrukčních celků, je mazání a kvalita mazání (tj. přesně stanovené dávky maziva, vhodný časový okamžik mazání) prvořadá a ta je zpravidla dosažena jen za pomoci CMS. Provozování CMS má za následek zlepšení mnoha parametrů provozovaného stroje.

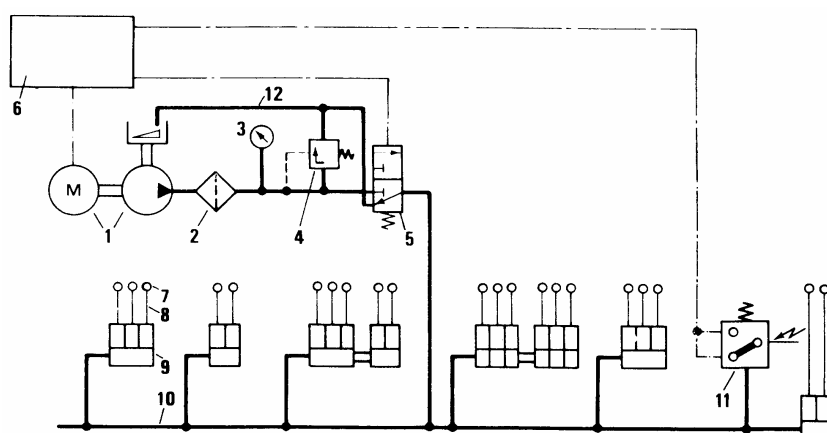
Dokladem je použití CMS pro mazání automobilových podvozků. Můžeme zmínit mazání podvozku nákladního automobilu TATRA, kde bylo pomocí centrálního mazání dosaženo přibližně 6-ti násobné životnosti daných dílů. Jiný případ při používání jednopotrubního CMS aplikovaného na řetězové dopravníky v dřevařském průmyslu. Následná měření hygieniků u řetězového dopravníku zjistila snížení hluchosti až o cca 50 % a zmenšení odběru elektrického proudu o cca 30 %.

Způsoby mazání [92]:

- mazání olejovou náplní,
- ruční mazání olejem nebo plastickými mazivy,
- mazání rozstřikováním oleje,
- mazání samomaznými kluznými ložisky,
- mazání pracovní kapalinou,
- speciální mazací systémy (viz např. [73], [74], [88], [90]) – projektované přímo na danou technologii (tvářecích či obráběcích operací, při montáži dílů) nebo stroj či zařízení, lze už zahrnovat do CMS (mazání řetězů, mazání ozubených kol, mazání jeřábových drah, mazání okolků kol, mazání olejovou mlhou),
- centrální mazací systémy (viz např. [73], [74], [87]) – jsou vhodné pro mobilní stroje, pro stacionární stroje i pro skupiny stacionárních strojů či strojní linky nebo různé technologie. CMS je tvořen zdrojem tlakového maziva, rozvodem maziva, zařízením pro dávkování a rozdělování maziva, zařízením pro případnou úpravu maziva (příp. vzduchu) a v poslední řadě také stále častěji nasazovaným kontrolním a řídicím

systemem. Jako mazivo může být použit olej nebo plastické látky (ekologické či neekologické) většinou do maximální konzistence třídy 3 dle NLGI. CMS může pracovat periodicky nebo kontinuálně, v automatickém nebo ručním režimu. Režim je volen podle charakteru a podmínek provozu. Hlavní předností je, že mazivo je přiváděno do mazacích míst při činnosti stroje a tím se bezpečně a rychle dopraví na třecí plochy. Samozřejmě i zde je vždy třeba dbát na úzkostlivou čistotu jak maziva, mazacích míst a jejich okolí, tak všech používaných pomůcek při obsluze (např. doplňování maziva).

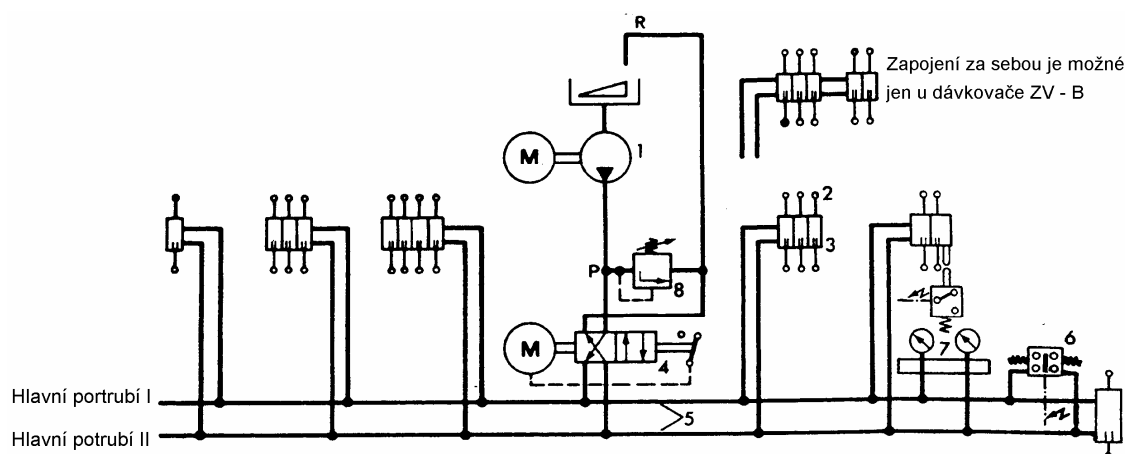
• jednopotrubní systém



Obr. 1 Schéma jednopotrubního CMS:

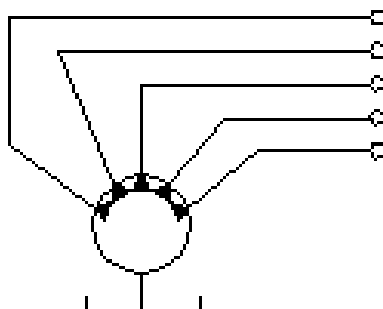
1. mazací přístroj
2. tukový filtr
3. manometr
4. pojistný ventil
5. 3/2 rozváděcí ventil
6. řídicí a kontrolní automatika
7. mazací místo
8. rozvodné potrubí
9. objemový dávkovač maziva
10. hlavní rozvodné potrubí
11. tlakový spínač
12. odlehčovací vedení

• dvoupotrubní systém



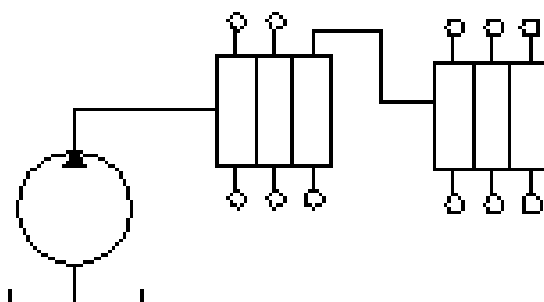
Obr. 2 Schéma dvoupotrubního CMS: 1 – zdroj tlakového maziva, 2 – vedlejší potrubí, 3 – dvoupotrubní dávkovač, 4 – 4/2 (nebo dva kusy 3/2) rozváděcí ventil, 5 – dvě hlavní rozvodná potrubí, 6 – tlakový spínač na konci hlavních potrubí, 7 – konzola s manometry nebo případná řídicí elektronika, 8 – pojistný ventil.

- vícepotrubní systém



Obr. 3 Schéma vícepotrubního CMS – tvoří jej hydrogenerátor s daným počtem výstupů a rozvodných potrubí

- progresivní systém



Obr. 4 Schéma progresivního CMS – tvoří jej hydrogenerátor, rozvodné potrubí a progresivní rozdělovač(-e)

Činnost každého dávkovače [14] nebo progresivního rozdělovače maziva může být signalizována, čímž může být zajištěno, že žádné mazací místo nezůstane nemazáno. Při tomto pravidelném domazávání během funkce (pohybu) mazaných ploch dochází k mnohem lepšímu pronikání maziva na tyto plochy. To významně zlepšuje kvalitu mazání a využití maziva. Je-li CMS vhodně navržen a seřízen, umožňuje výrazně snížit spotřebu maziva oproti spotřebě při periodickém mazání běžným způsobem, dokáže prodloužit životnost mazaných míst a zlepšit jejich spolehlivost, redukovat lidské chyby a selhání i lhostejnost.

Další samostatnou skupinou jsou **automatické dávkovače maziva** (např. viz [14], [74]), které se mohou uplatnit tam, kde jsou extrémní podmínky pro mazání, např. těžko přístupná mazací místa, prašné, nečisté či vlhké prostředí, sezónně pracující stroje, stroje odlehle dislokované nebo stroje pracující pouze s občasnou kontrolou.

Technickými inovacemi je možno zvyšovat účinnost a spolehlivost při současném snižování nepříznivých důsledků i u tak tradičních činností, jakými je mazání strojů. Ovšem i pro novinky platí, že nejsou automaticky univerzálně vhodné všude, ale že jejich přínos je nutno posuzovat komplexně – z pohledu technického a i z pohledů dalších.

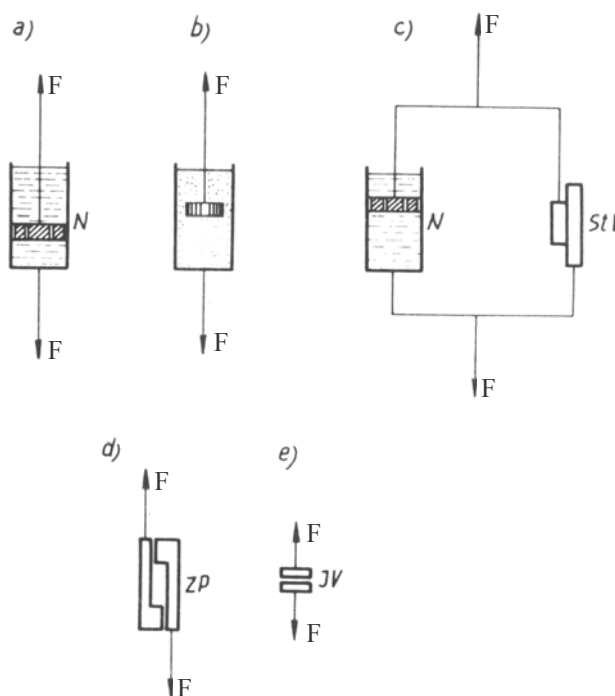
3.2 Základní reologické látky, jejich reologické modely a diagramy

Centrální mazací systémy jsou složeny z mechanických částí [14], které jsou sestaveny tak, aby tvořily daný mazací obvod. Nejen mechanické části obvodu, ale především mazivo dopravované a rozdělované CMS do mazaných míst je tou „proměnnou veličinou“, která mění určitým způsobem provozní vlastnosti celého obvodu.

K plnění žádaných funkcí (jako mazání třecích ploch, konzervace mazaných povrchů, odvádění třecího tepla, zlepšování účinnosti, bránění vnikání nečistot, vynášení otěrových částic atd.) musí mít mazivo vhodné vlastnosti. Avšak přínosy maziva by samy nestačily, kdyby mazivo nemělo dostatek schopností si tyto atributy podržet co nejdelší dobu za nejrůznějších vlivů, kterým může být v provozu vystaveno (jsou to hlavně vlivy kyslíku, teploty a tlaku, zejména pak za současného katalytického účinku kovů a prachu, vlhkosti, elektrického pole, světla a jiného záření) [55], [56], [80], [81], [82].

Plastická maziva se řadí mezi nenenewtonské kapaliny. Maziva jsou popisována pomocí určitých matematických reologických modelů [53], [65] a odpovídají charakteru základních reologických látek, viz obr. 5.

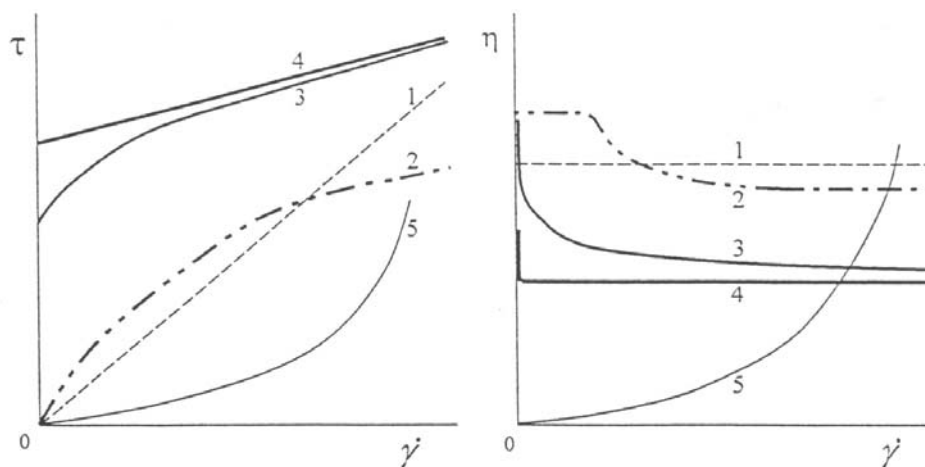
Základní reologické látky mají charakterizovat přesné chování reálných materiálů [53]. Při kombinování reologických modelů základních látek obdržíme celkový reologický model vyjadřující reologické chování skutečných materiálů v požadovaném stupni přesnosti.



Obr. 5 Některé reologické modely

- a) viskozni kapalina
- b) plastická látka
- c) plastické těleso
- d) deformačně zpevňující látka
- e) jednosměrné spojení

Kapaliny s nimiž pracují mazací systémy, jsou buď oleje nebo plastická maziva. Většinou se jedná o nenenewtonské kapaliny – viz obr. 6. Některé přístroje na měření vlastností těchto látek jsou popsány např. v literatuře [50], [60], [64], [65].



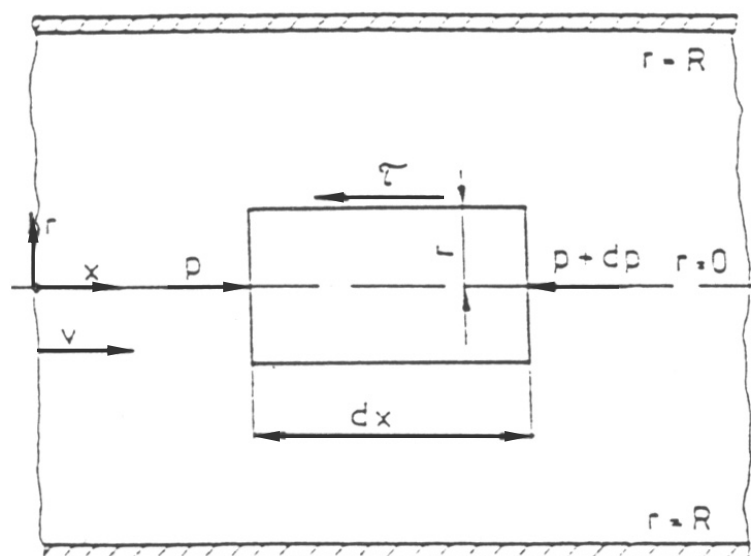
Obr. 6 Typy reogramů: 1 – newtonská kapalina, 2, 3, 4 – nenewtonské kapaliny, 2 – pseudoplastická kapalina, 3 – skutečná vazkoplastická kapalina, 4 – ideálně vazkoplastická, těž binghamská kapalina, 5 – dilatantní kapalina

3.3 Matematické reologické modely plastických maziv

Přechody a jevy u látek (maziv) mezi klidem a tokem (prouděním), a to od tuhého až po kapalné skupenství, se zabývá obor nazývajícím se reologie (viz literatura [20], [24], [34], [60], [64], [65]).

Laminární proudění nenewtonských kapalin

Pro případ ustáleného laminárního proudění kapalin v kruhovém potrubí za působení tlakového spádu existuje rovnováha sil – obr. 7.



Obr. 7 Rovnováha sil při proudění kapaliny v potrubí

Platí rovnice: $p \cdot \pi r^2 - (p + dp) \cdot \pi r^2 - \tau \cdot 2\pi r \cdot dx = 0$ (1)

odtud dále můžeme dostat:

Tab. 1 Matematické reologické modely

	Bingham	Herschel-Bulkley
vzorec	$\tau = \tau_o + \eta_B \cdot \dot{\gamma}$	$\tau = \tau_o + K \cdot \dot{\gamma}^n$
napětí na stěně	$\tau_{\max} = \frac{p_z \cdot R}{2l}$	$\tau_{\max} = \frac{p_z \cdot R}{2l}$
střední rychlost proudění	$v_s = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{p_z \cdot R^2}{8l \cdot \eta_B} \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{r_o}{R} \right) - \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{r_o}{R} \right)^4 \right]$	$v_s = \frac{1}{\eta_o} \cdot \left(\frac{p_z}{2l} \right)^m \cdot \frac{1}{m+1} \cdot \frac{1}{R^2} \cdot \left[(R-r_o)^{m+1} \cdot R^2 - \frac{(R-r_o)^{m+2} \cdot 2R}{m+2} + \frac{(R-r_o)^{m+3}}{(m+2) \cdot (m+3)} \right]$
poznámka	τ_o – počáteční smykové napětí [Pa] n – index toku [1]; $m = \frac{1}{n}$	η_B – Binghamova viskozita [Pa.s] K – součinitel konzistence [Pa.s ⁿ]

Tokové křivky – reogramy – se zjišťují experimentálně. Naměřená závislost

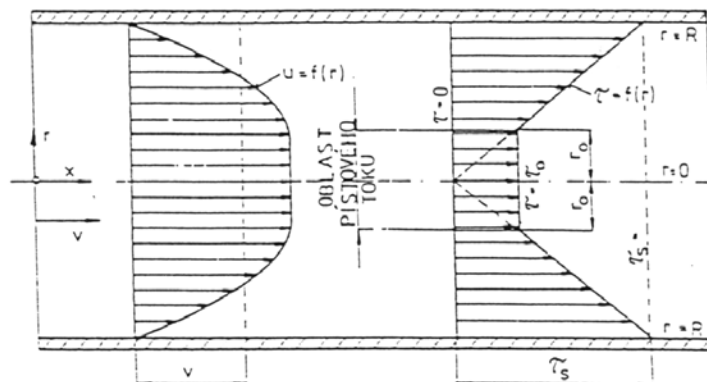
$\tau[Pa] - \dot{\gamma}[s^{-1}]$ se pro účely dalšího zpracování aproximuje analytickým vztahem, tzv. matematickým reologickým modelem (viz tabulka 1). Ten by měl být co nejjednodušší, avšak dostatečně přesný a vycházející z fyzikální podstaty popisovaného jevu.

Jako matematických reologických modelů se používá dvouparametrových nebo tříparametrových časově nezávislých rovnic.

Přehled některých známých modelů pseudoplastických a vazkoplastických látek uvádí následující literatura: [24], [34], [80], [81], [82].

Nejjednodušší modely, tj. model Ostwalda-de Waelea a model Binghamův, jsou zároveň nejpoužívanější, pokud vstupují jako stavové rovnice do vztahů popisujících proudění pseudoplastických nebo vazkoplastických kapalin [34].

Rychlostní profil proudění Binghamovy kapaliny je znázorněn na obr. 8 [34].



Obr. 8 Tvar rychlostního profilu a průběh smykového napětí pro binghamskou kapalinu

K přesnější náhradě skutečné (naměřené) tokové závislosti slouží pak další složitější vztahy. Pro vazkoplastické látky je patrně nepoužívanější Herschelův-Bulkleyův model [34].

3.3.1. Přenos tepla při proudění kapalin

V této kapitole je velmi stručně nastíněno, k jakému tepelnému procesu dochází při axiálním proudění maziva kruhovým potrubím resp. dopravování maziv potrubím a jak je touto dopravou ovlivněno samotné médium z hlediska termodynamiky. Sledované mazivo se ohřívá vlivem vnitřního tření a tření o stěny, což odpovídá velikosti ztrát energie přivedené z motoru do čerpací jednotky mazacího přístroje při dopravě maziva potrubím a dalšími prvky mazacího systému dále do mazacích míst. Při simulaci toku plastických maziv se uvažují parametry při dané výpočtové teplotě a na teplotě je závislá dynamická viskozita. Z toho důvodu nás např. při vlastním měření reometrických parametrů plastických maziv musí zajímat i tepelné výpočty.

Přenos tepla při proudění kapalin je popsán Fourierovou a Kirchhoffovou rovnicí [67], kterou můžeme pro případ konstantní tepelné vodivosti kapaliny uvést ve tvaru:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \lambda \nabla^2 T + \vec{\tau} : \vec{\dot{\Delta}} + \dot{Q}^{(g)} \quad (2)$$

Rozepíšeme-li levou stranu rovnice dostaneme

$$\rho c_p \left\{ \frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) T \right\} = \lambda \nabla^2 T + \vec{\tau} : \vec{\dot{\Delta}} + \dot{Q}^{(g)} \quad (3)$$

rychlost rychlost rychlost rychlost vydatnost
 akumulace entalpie konvektivního konduktivního disipace mech. objemového
 v pevném přenosu tepla přenosu tepla energie zdroje tepla

a kde $\vec{\tau} : \vec{\dot{\Delta}}$ - je skalární součin tenzoru dynamických napětí a tenzoru rychlosti deformace,

$\dot{Q}$ - vydatnost objemového zdroje tepla.

Na pravé straně rovnice vystupuje skalární součin tenzoru dynamických napětí a tenzoru rychlosti deformace, který vyjadřuje rychlosti disipace mechanické energie, respektive rozložení rychlosti disipace mechanické energie (disipovaný výkon) v objemu.

Použijeme-li, pro přiblížení nenewtonských kapalin a snadnější analytické vyjádření, jednoduchou konstitutivní rovnici newtonské kapaliny, můžeme tento součin vyjádřit jako

$$\vec{\tau} : \vec{\dot{\Delta}} = 2\eta \dot{\Delta} : \dot{\Delta} \quad (4)$$

Dále v tab.1 jsou vztahy pro napětí na stěně potrubí a střední rychlost proudění v potrubí, dosadíme do (4).

Vypočítejme nyní celkové množství disipované mechanické energie v trubce délky L , tj. integrál:

$$\int_V \vec{\tau} : \vec{\Delta} dV = \frac{1}{2\eta} \int_V \vec{\tau} : \vec{\tau} dV = \frac{1}{2\eta} \int_0^R \int_0^{2\pi} \int_0^L 2\tau_{\max}^2 r dr d\varphi dz = \frac{\Delta p^2}{4\eta L^2} 2\pi L \int_0^R r^3 dr = \frac{\pi \Delta p^2 R^4}{8\eta L} = \dot{V} \Delta p \quad (5)$$

Z výpočtu je tedy patrné, že při proudění v trubce se na teplo přeměňuje mechanická energie odpovídající výkonu daného součinem

$$\dot{V} \Delta p, \quad (6)$$

kde $\dot{V} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ je objemový průtok.

Tento tepelný výkon ohřívá mazivo v trubce za předpokladu, že trubka je adiabaticky izolovaná – vychází se z prvního termodynamického zákona.

Chceme-li „odhadnout“ oteplení maziva při jeho průtoku trubkou, musíme předpokládat, že trubka je dokonale tepelně izolovaná, tj. oteplení je způsobeno pouze disipací. Trubkou teče kapalina o hustotě ρ a měrné tepelné kapacitě c_p střední rychlostí proudění v_s .

Pozn.: Uvozovky jsou tam proto, protože se jedná o disert. práci, kde by se nemělo odhadovat, ale on je to opravdu odhad už z důvodu použité newtonské konstitutivní rovnice!

Platí entalpická bilance

$$0 = \dot{m} c_p T_1 - \dot{m} c_p T_2 + \dot{V} \Delta p. \quad (7)$$

Fourier-Kirchhoffova rovnice je

$$\int_V \rho c_p v_s \frac{\partial T}{\partial z} = \int_V \vec{\tau} : \vec{\Delta} dV, \quad (8)$$

zavedeme-li střední kalorimetrickou teplotu

$$\int_S \rho c_p v_s T dS = S \rho c_p v_s \bar{T}, \quad (9)$$

pak

$$\dot{m} c_p (T_1 - T_2) = \dot{V} \Delta p. \quad (10)$$

Pozn.: Z Fourier-Kirchhoffovy (2) rovnice vidíme, co všechno jsme zanedbali!

Pak můžeme psát z (6), že

$$T_1 - T_2 = \frac{\dot{V} \Delta p}{\dot{m} c_p} = \frac{\dot{V} \Delta p}{\rho \dot{V} c_p} = \frac{\Delta p}{\rho c_p} . \quad (11)$$

Použijeme-li naměřená data z tab. 31 v příloze, pak přibližné oteplení plastického maziva při daném průtoku a tlakovém spádu je:

pro měření 11123 (viz označování měření 1 v příloze 2), kde $\Delta p_{12}=0,6853$ MPa je tlaková ztráta na přívodu do progresivního rozdělovače

$$\Delta T = T_1 - T_2 = \frac{\Delta p}{\rho c_p} = \frac{0,6853 \cdot 10^6}{900 \cdot 2000} = 0,38 \text{ K} , \quad (12)$$

zde $\rho=900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ – hustota plastického maziva,
 $c_p=1,8$ až $2,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ – měrná tepelná kapacita minerálního oleje *).

*) Pro teplotu 20°C můžeme uvažovat hodnotu $2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Měrnou tepelnou kapacitu plastického maziva se nepodařilo z dostupných zdrojů nalézt.

Pozn.: Z dostupných zdrojů se mi nepodařilo zjistit ani z VUT chemické pan prof. Jančář neměl data k dispozici. Pravděpodobně se bude lišit jen minimálně od hodnoty oleje a nebude mít na stejně informativní výpočet vliv.

Ale např. pro měření 11725 z tab. 31, kde $\Delta p_{29}=1,1277$ MPa – tlaková ztráta mezi vstupem a výstupem progresivního rozdělovače, je

$$\Delta T = T_1 - T_2 = \frac{\Delta p}{\rho c_p} = \frac{1,1277 \cdot 10^6}{900 \cdot 2000} = 0,63 \text{ K} . \quad (13)$$

Ze vztahu (5) můžeme určit přibližnou velikost disipované mechanické energie např. na zápichu pístku progresivního rozdělovače

$$P_z = \dot{V} dp = 35,17974 \cdot 10^{-9} \cdot 0,2172 \cdot 10^6 = 0,008 \text{ W} . \quad (14)$$

Tento výkon odpovídá měření 11135 (tab. 55 v příloze),

kde $\Delta p_{12}=0,2172$ MPa – tlaková ztráta na proměnném odporu proti pohybu při toku plastického maziva přes zápich na pístku progresivního rozdělovače,

$\dot{V} = Q_g = 35,17974 \text{ mm}^3 \text{ s}^{-1}$ - dodávaný průtok mazacím přístrojem.

S větším průtokem a vyšším tlakovým spádem samozřejmě roste i ztrátová mechanická energie a tím se také zvyšuje teplota maziva. Nejvíce toto oteplení maziva ovlivňuje

měření při S větším průtokem a vyšším tlakovým spádem samozřejmě roste i ztrátová mechanická energie a tím se také zvyšuje teplota maziva.

Pozn.: Existují vztahy, z kterých lze určit oteplení maziva při stanovování reologických veličin plastického maziva. Právě při měření pomocí reometrů, kde je maziva jen malé množství, musíme dbát na to, abychom se vlivem zahřívání maziva nedostali příliš od počátečního teplotního stavu začátku měření.

Z výše uvedených vztahů je patrné, že při dopravě maziva do mazacích míst se celá tlaková ztráta na daném úseku mazacího obvodu resp. energie vložená na překonání tlakové difference dvou míst v obvodu při toku maziva přemění na teplo.

Dále při daném faktu, že na rozdíl od hydraulických systémů většina mazacích obvodů nevykonává skoro žádnou práci*, můžeme konstatovat, že téměř celý vložený příkon se přemění na teplo.

**Pozn.: Při daném malém dopravovaném množství maziva nelze uvažovat o ztrátách z uvádění maziva do pohybu. Také vezmeme-li v úvahu většinu mazaných míst, která jsou totiž povětšinou tvořena valivými ložisky nebo klznými ložisky, a která nevyžadují hydrostatické mazání, je také tlaková práce maziva zanedbatelná.*

Z toho vyplývá, že efekt resp. hodnota „práce“ mazacích systémů spočívá ve snížení opotřebení, úspora příkonu mazaného stroje při vykonávané činnosti, zvýšení ekologie provozu mazaného zařízení a snížení nákladovosti na obsluhu atd.

3.4 Plastická maziva

Vzhledem k tomu, že se ve stále větší míře používají ekologická plastická maziva, byla s nimi prováděna většina měření.

Ekologická plastická maziva - jedná se o netoxická, biologicky odbouratelná plastická maziva na bázi rafinovaných řepkových olejů. Tato maziva jsou určena pro široké použití v potravinářství a průmyslu. Jsou biologicky odbouratelná nad 90% za 21 dnů – podle testu CEC L-33-A-93 [70].

Použití ekologických plastických maziv:

- pro stroje a zařízení pracující ve venkovním prostředí,
- pro zařízení pracující v potravinářském průmyslu,
- především pro ztrátová mazání.

Podle velikosti penetrace (vniknutí měrného kužele [34]) se zařazují plastická maziva do několika konzistenčních tříd, od 000 do 7 dle NLGI, jak je patrné z tab. 2.

Tab. 2 Konzistenční stupně plastických maziv podle ČSN 656307

penetrace při 25 °C [10 ⁻¹ mm]	konzistenční stupeň	označení konzistence
nad 445	000	tekutá
395 - 430	00	polotekutá
350-390	0	velmi měkká
305-345	1	měkká
260-300	2	poloměkká
215-255	3	střední
170-210	4	polotuhá
125-165	5	tuhá
80-120	6	velmi tuhá
25-75	7	tvrdá

3.5 Měření tokových křivek, typy reometrů

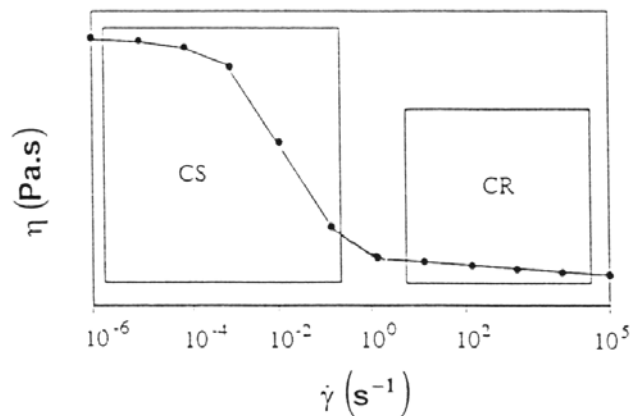
Před vlastním získáváním reologických veličin a jejich porovnáním v daných podmínkách při měření je vhodné znát také typy reometrů a jejich princip [34], [50], [64].

Podle konstrukce a fyzikálních principů dělíme geometry - viskozimetry na:

- rotační,
- kapilární,
- s padající kuličkou.

Rotační reometry dělíme na reometry typu CS – tj. reometry s řízeným smykovým napětím a reometry CR – tj. reometry s řízenou rychlostí smykové deformace.

Typ CR pak bývá konstruován s otáčivým vřetenem – typ Searle nebo s otáčivou nádobou – typ Coutte.



Obr. 9 Rozsah měření rychlosti smykové deformace $\dot{\gamma}$ reometry typu CR a CS

Zjišťování tokových křivek nenewtonských kapalin je úloha značně obtížná. Z mnoha známých a vyráběných přístrojů se pro nenewtonské kapaliny hodí pouze takové přístroje, u kterých je geometrie toku jednoznačně definována a u nichž můžeme určit hodnotu gradientu rychlosti $\frac{du}{dr}$ a jemu odpovídající hodnotu tečných napětí. Nejsou vhodné takové přístroje, kde není měřeno v oblasti laminárního proudění, kde není definována geometrie toku a kde není možno přímo odečítat hodnoty tečného napětí a jemu odpovídající rychlost smykové deformace [60].

Těmto podmínkám vyhovují pouze viskozimetry kapilární, kde se proudění kapaliny řídí Poiseuilleovým zákonem, viskozimetry rotační, pro které platí Couettovo proudění v mezikruží dvou souosých, navzájem se otáčejících válců a viskozimetry kuželové, pro které platí rovněž Couettovo proudění jako zvláštní případ proudění ve štěrbině mezi deskou a rotujícím kuželem [50].

Nejvíce používané viskozimetry pro nenewtonské kapaliny jsou viskozimetry rotační. Při měření vlastností plastických maziv, je vhodná konfigurace kužel-disk, lišící se od koaxiálních disků profilem rotujícího vřetene.

3.6 Metody výpočtu hydraulických mechanismů použitelné u mazacích soustav s plastickými mazivy

Pro výpočty hydraulických mechanismů je možno využít známé elektrohydraulické analogie ([36], [59]) nebo analytické vyjádření smykového napětí, příp. z něj odvozené rychlosti proudění v průřezu sledovaného potrubí (viz výše) – platí pro délkové ztráty. Pomocí těchto matematických vyjádření probíhaly simulace toku plastického maziva – viz kapitola 6.3 a naměřené výsledky viz příloha 4.3.

Další možností je výpočet toku maziva metodou konečných objemů. Také tento způsob byl v rámci této disertace prověřován. Šlo o doktorandskou spolupráci s VŠB Ostrava, jejíž cílem bylo ověření výsledků výpočtů toku plastického maziva z programu Fluent s výsledky experimentů.

Závěrem této spolupráce bylo srovnání výsledků programů Dynastu a Fluentu mezi sebou.

3.6.1 Matematické modelování pomocí elektrohydraulické analogie

Jedním z nejdůležitějších kroků v analýze dynamických vlastností hydraulických mechanismů a mechanických členů je stanovení vhodných matematických modelů základních hydraulických prvků CMS. Hydraulické prvky CMS mohou být zapojeny paralelně, sériově nebo kombinovaně a jejich propojení tvoří hydraulický obvod.

Skutečný systém se nahrazuje systémem se soustředěnými parametry a pro skutečný prvek se zavádí zjednodušený model. Matematický model může být jednodušší než sledovaný systém, ale musí mít hlavní vlastnosti, které charakterizují podstatu zkoumaných jevů (třecí plochy, těsnící mezery, pohybující se hmotnosti apod.). Soustava

všech rovnic tvořících pak matematický model zkoumaného prvku či hydraulického systému je proto odvozena za různých zjednodušujících předpokladů, které mohou zahrnovat vlastnosti pracovní kapaliny, zvláštnosti režimu atd.

K této kapitole existuje rozsáhlá řada literatury, která je méně či více kvalitně zpracována [22], [37], [41]) a z které se dá výhodně čerpat.

Vychází-li se z fyzikálně-technických zákonitostí, skládá se matematický popis při použití metody soustředěných parametrů i z algebraických a diferenciálních rovnic. Rovnice, popisující základní hydraulické prvky nebo systémy, tvoří vztahy zejména mezi silami, momenty, průtoky a dalšími veličinami.

Elektrohydraulická analogie

- *Hydraulický odpor proti pohybu*

$$R_H = \frac{d(\Delta p)}{dQ} \quad (\sim R = \frac{dU}{dI}), \quad (15)$$

$$\Delta p = R_H \cdot Q^n, \quad \text{kde } n = 1 \quad \text{pro laminární proudění,} \quad (16)$$

$$n = 2 \quad \text{pro turbulentní proudění.}$$

Odpor proti pohybu můžeme dále rozčlenit na odpor místní a třecí (podélná tlaková ztráta), viz tabulka 3.

Tab. 3 Hydraulické odpory místní a třecí (podélné)

	laminární proudění: $n = 1$	turbulentní proudění: $n = 2$
hydraulický odpor místní	$R_{LM} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot u}{2S}$	$R_{TM} = \xi \cdot \frac{\rho}{2S^2}$
hydraulický odpor třecí (podélný)	$R_{LP} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot u}{2S}$	$R_{TP} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2S^2}$

- *Hydraulický odpor proti zrychlení*

$$H = \frac{\Delta p}{\frac{dQ}{dt}} \quad (\sim L = \frac{\Delta U}{\frac{dI}{dt}}), \quad (17)$$

$$\Delta p = H \cdot \frac{dQ}{dt}. \quad (18)$$

Jelikož většinou v CMS dosahuje zrychlení průtoku malé hodnoty, tak tento odpor zanedbáváme.

- *Hydraulický odpor proti deformaci*

$$D_H = \frac{\frac{d(\Delta p)}{dt}}{Q}. \quad (19)$$

Pozn.: V hydraulických systémech s pryžovými hadicemi se používá tzv.

$$\text{sdrúžený modul pružnosti } K_S = \frac{K_K \cdot E_H}{K_K + E_H} \left(\text{tj. } \frac{1}{K_S} = \frac{1}{K_K} + \frac{1}{K_H} \right).$$

indexy: K – kapalina, H - hadice.

Častěji se uvádí převrácená hodnota hydraulického odporu proti pohybu, tzv. hydraulická kapacita:

$$C_H = \frac{Q}{\frac{d(\Delta p)}{dt}} \quad (\sim C = \frac{I}{\frac{dU}{dt}}), \quad (20)$$

$$\Delta p = \frac{1}{C_H} \cdot \int Q \cdot dt. \quad (21)$$

3.6.2 Metoda konečných objemů

FLUENT je moderní CFD (Computational Fluid Dynamics) program umožňující komplexní řešení úloh z oblasti proudění kapalin a plynů, chemických reakcí (spalování) mechanicky vyvolaného pohybu (míchání) a řadě dalších souvisejících jevů [68]. Řešit je možno vnitřní i vnější obtékání, v laminární i turbulentní oblasti, výpočty vícefázového proudění, proudění s volnou hladinou i chemickými reakcemi (hoření) spolu s přenosem tepla. Program FLUENT řeší stacionární i nestacionární Navier-Stokesovy rovnice metodou konečných objemů 2D i 3D problémů a umožňuje následnou kvalitní vizualizaci výsledků. FLUENT lze použít pro modelování složitých procesů v energetice, chemickém inženýrství a v technice životního prostředí. Je možné modelovat laminární i turbulentní proudění nestlačitelných i stlačitelných tekutin se zahrnutím přenosu tepla a chemických reakcí [69].

Porozumění dějům a vazbám v analyzovaném zařízení pomocí názorné animace má za následek zvýšení schopnosti předvídat a následně analyzovat změnu funkce v závislosti na změně okrajových a počátečních podmínek. Můžeme si vytvořit jasnou představu o tom, které vlivy jsou pro řešení dané úlohy dominantní a "ladit" je směrem k optimálnímu stavu.

4. Zhodnocení současného stavu poznání

Centrální mazací systémy jsou dnes již velmi propracovaná zařízení, ve kterých jsou implementovány poznatky z techniky, hydrauliky a elektroniky a které tak umožňují zcela automatické mazání. Samotné prvky CMS jsou technicky propracované jak z hlediska typu osazení na daný stroj či zařízení, tak z hlediska minimálních nákladů na výrobu tak i životnostního [92]. Obvody CMS jsou tak modulární, že je možno je uzpůsobit dle mazaného stroje, zařízení či mechanismu. Variabilnost CMS je taková, že můžeme zohlednit hledisko požadovaného druhu nebo dávky maziva do mazaného uzlu a

nastavit různou periodu mazání. Řízení a kontrolu chodu CMS lze zajistit pomocí samostatné automatiky nebo přímo začleněním do systému řízení mazaného stroje či zařízení. Tedy téměř vždy jsou CMS „šity na míru“ danému problému mazání, ale ve věku počítačů je zajímavé, že téměř nikdy neprobíhá výpočtová optimalizace tlaku nebo tlakové ztráty a průtoku nebo rychlosti proudění maziva (jak ji např. známe z pevnostních výpočtů konstrukcí) před samotnou realizací. Provedení tohoto výpočtu má vliv na parametry jednotlivých prvků CMS (pevnost potrubí, hadic a ostatních prvků, požadovaný výkon/příkon mazacího přístroje resp. celá energetická/ekonomická bilance CMS).

Proč *téměř* nikdy? – existují tabulky nebo grafy na stanovení tlakové ztráty na základě průtoku a typu maziva, teplotě okolí, potrubí (průměr/materiál) atd., ale ty jsou nepřesné/nekorektní a zastaralé (např. neustálá obměna/inovace maziv) a pro další nové parametry (typ maziv, prvků CMS) na vyhotovení pracné.

Médium v CMS, ať už se jedná o ztrátové nebo oběhové mazání je mazivo (většinou nenewtonská kapalina). Ve většině literárních pramenů se uvádějí samostatně **reologické modely** jednotlivých látek – jejich **charakteristiky** a případné kombinace [53], [65]. Stejně tak tomu je u matematických reologických modelů [24], [34], [64]. Použití toho kterého modelu záleží především na zkušenostech člověka zabývajícího se těmito záležitostmi a konkrétní oblasti, ve které se pohybuje. Značně se od sebe liší např. rychlé míchání kapaliny a doprava plastických maziv potrubími mazacích systémů, kde rychlost proudění je řádově odlišná. S rychlostí proudění totiž souvisí rychlost smykové deformace a tedy odpovídající pracovní poloha maziva v diagramu smykové napětí-rychlost smykové deformace. V důsledku toho může být totiž použit i **newtonský** model kapaliny resp. proložení diagramu nenewtonské kapaliny přímkou.

Není snadné nalézt literaturu zabývající se komplexně celou problematikou **centrálních mazacích systémů** včetně plastických (ekologických) maziv. Největší potíže nastávají v určování vlastností maziv, protože jejich charakter je neustále měněn vlivy okolí (teplota, tlak) a procesy (reopexie/tixotropie, dilatance, ...) [25], [34], [56], [57], probíhajícími při dopravě a rozdělování maziva mazacím systémem. Podobný problém je i neustálá inovace a široký výběr maziv nabízený projektantům a z toho tedy plyne neustálá změna kvalitativních vlastností používaných maziv (τ_0 , η , K , n) [50], [60], [64]. Proto při optimalizaci mazacích systémů a tedy začleňování aparátu reologických modelů do matematických simulací je nutné dbát na kvalitu zjišťovaných konstant maziv a přihlížet na podmínky při kterých zjišťované hodnoty byly měřeny (např. teplota).

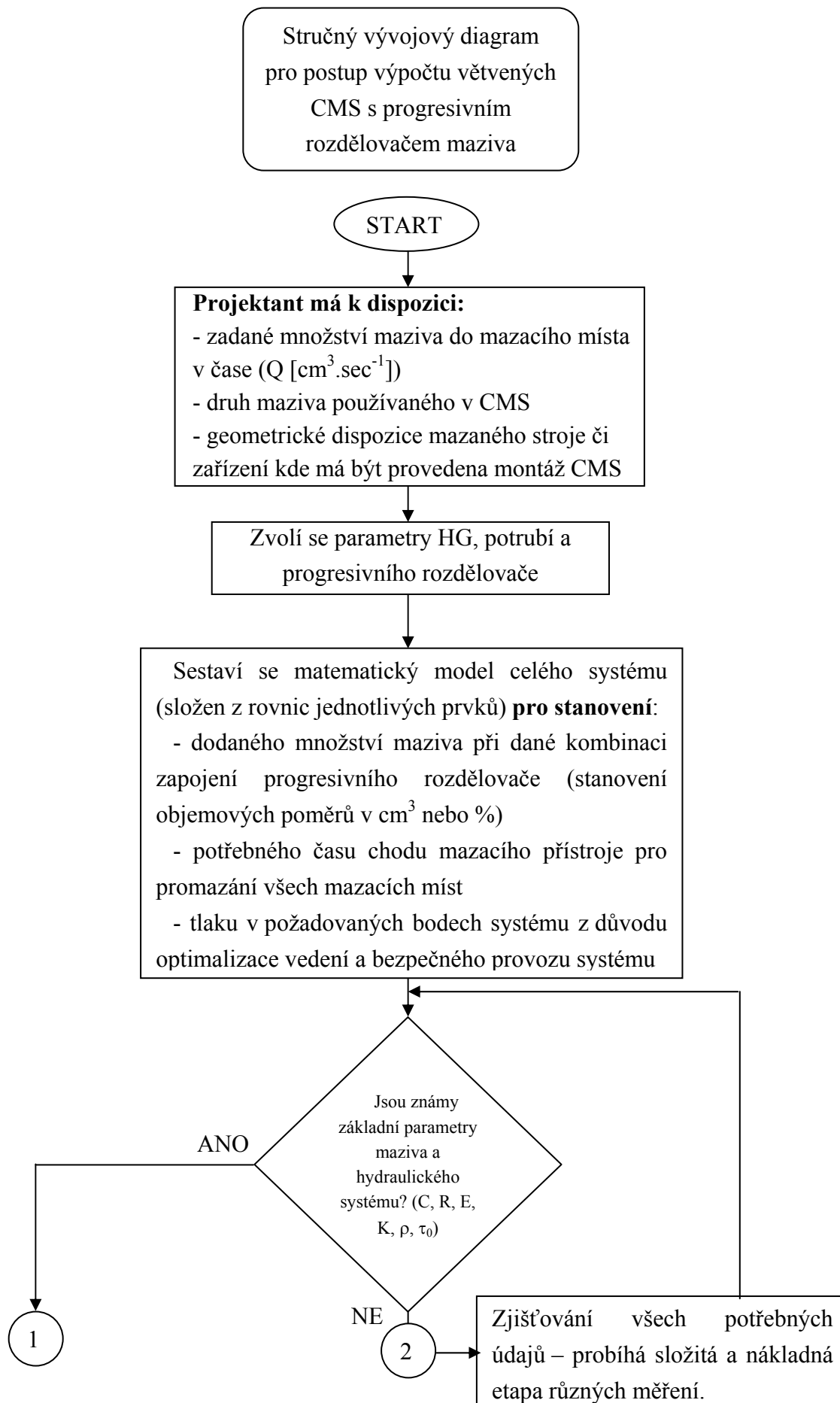
Při uvažování zjednodušených matematických vztahů mezi rychlostí deformace a napětím jsou vyvíjeny **reometry** k měření kapalin rozdílných parametrů. Kupř. u všech reometrů se předpokládá, že proměřované tekutiny smáčejí pracovní plochy, to znamená, že rychlost kapaliny u stěny měřícího elementu zařízení je stejná jako rychlost tohoto elementu. Snad nejvíce používané viskozimetry pro **nenewtonské kapaliny** jsou viskozimetry rotační [33], [50], [87]. Při měření vlastností plastických maziv, je nejvíce

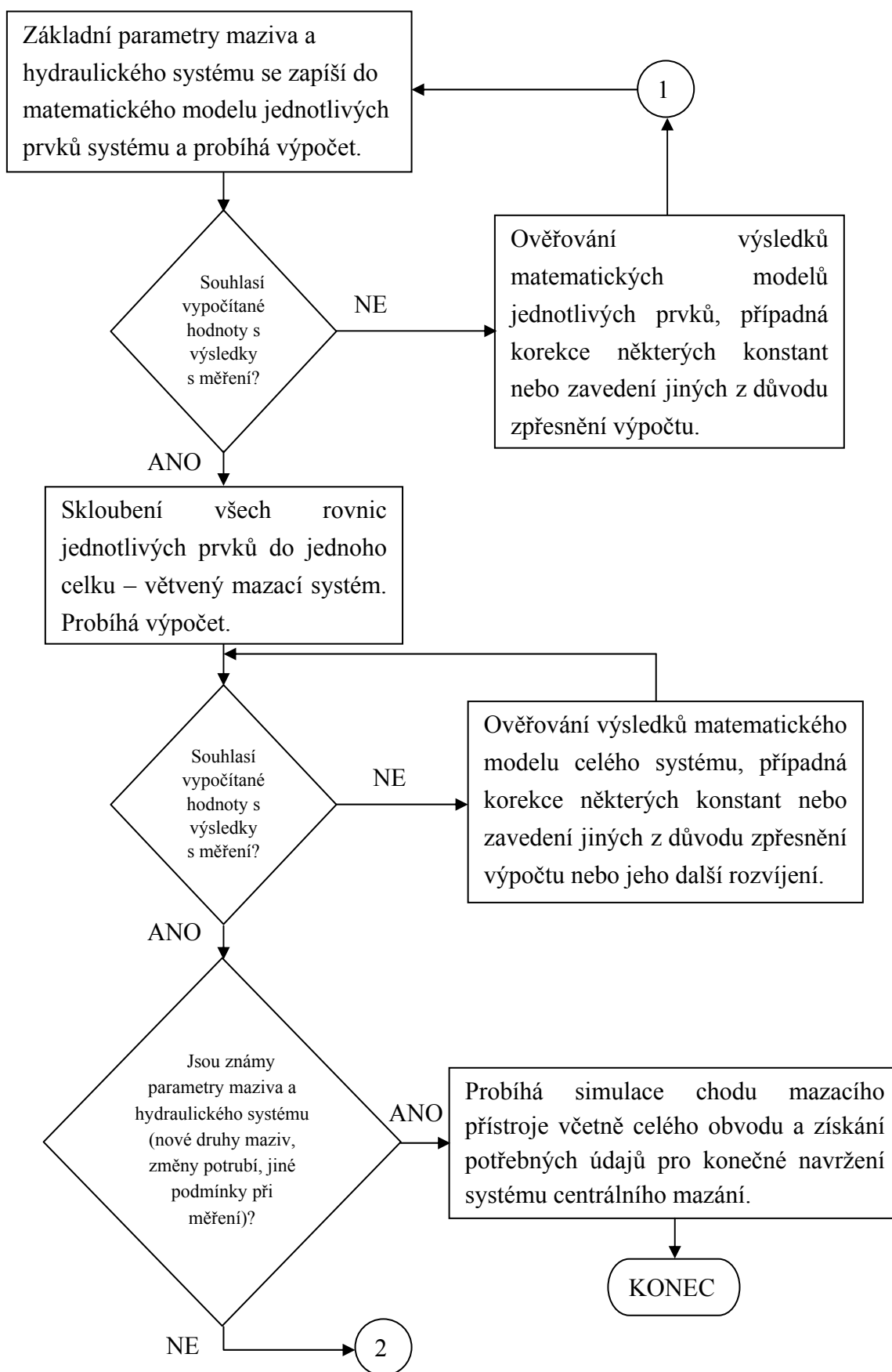
používaná konfigurace kužel-disk (to pro snadné určení rychlosti smykové deformace), lišící se od koaxiálních disků profilem rotujícího vřetene. Ale je nutné poznamenat, že konfigurace kužel-disk nebo rotující válec jsou stále hodně vzdáleny od charakteru pulzujícího proudění maziva v potrubí. Nejblíže způsobu provedení je uspořádání kapilárních viskozimetrů, co se týká tvaru toku maziva v potrubí.

Naměřené parametry maziv se poté musí začlenit do výpočtů, kde tvoří materiálové konstanty, se kterými se dále pracuje ve výpočtu. Centrální mazací systémy – hydraulické mechanismy se převážně uvažují jako systémy se **soustředěnými parametry** [22], [36], přičemž se aplikují poznatky z elektrických obvodů, i když již prováděné srovnávací výpočty tlakových ztrát ve vedení pomocí **elektrohydraulické analogie** [37], [41] s měřením plastických maziv, ne zcela souhlasí (konkrétně hydraulický odpor proti pohybu – ztráty třením „podélné“). V protějšku jsou složitější výpočty proudění kapalin, jako použité např. v programu FLUENT a využívající metod mechaniky kontinua [68], [69]. Pomocí tohoto programu je možné řešit výpočty i se stlačitelnými neneutonskými kapalinami, pro které má zabudován i matematický aparát. Jeho nevýhoda spočívá v náročnosti na odbornost uživatele – nejen znalosti z oboru, ale znalosti ovládání (nastavení, parametry) programu a v neposlední řadě také určitá praxe ve výpočtech pomocí tohoto programu.

Měření na **stendu centrálního mazacího systému**, ale i měření reologických vlastností plastických maziv na reometrech, nám poskytuje důležité vstupní a kontrolní údaje do nebo z výpočtů. Je možno konstatovat, že výsledky simulací budou tak přesné, jak spolehlivě dokážeme určit vlastnosti maziva a charakter zatížení systému centrálního mazání za daných okolních a provozních podmínek, což se potvrdilo při simulaci toku plastického maziva vedením mazacích systémů.

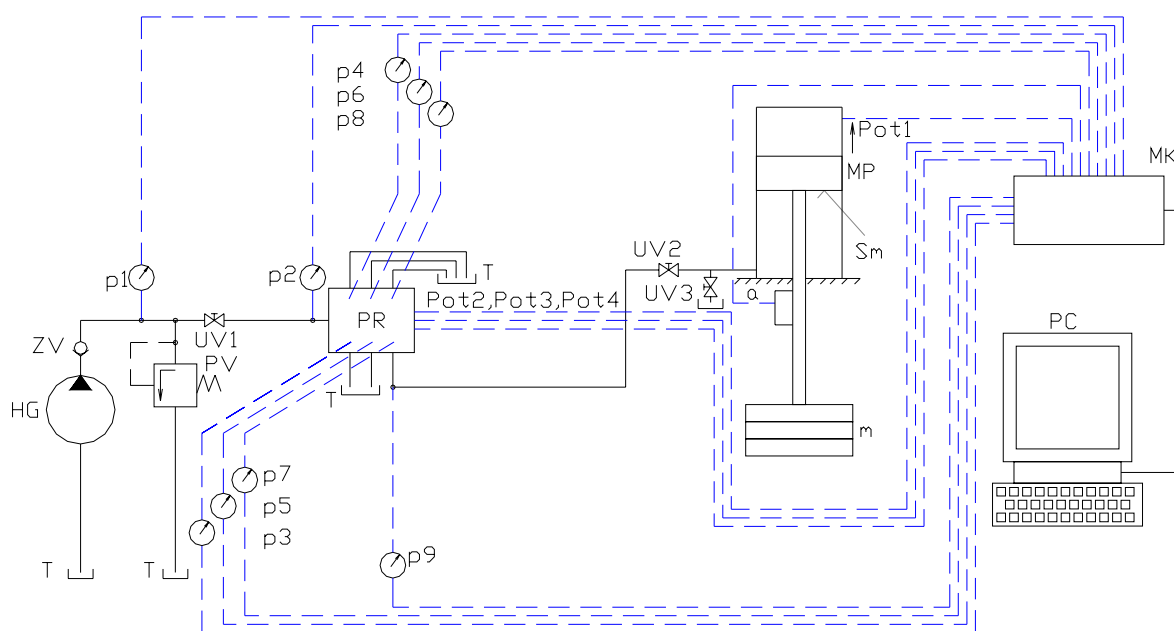
Postup, jak metodicky získávat informace pro matematický simulační model zkoumaného progresivního mazacího systému, je stanoven pomocí vývojového diagramu na další straně.





5. Analýza zkoumaného progresivního centrálního mazacího systému a experimentální měření

Jednoduchý měřicí systém pro laboratorní CMS s jedním progresivním rozdělovačem maziva byl sestaven v tribologické laboratoři Odboru fluidního inženýrství V. Kaplana. K dispozici byly dva typy hydrogenerátorů ACF 02 (pohon elektrický) a ANC 20 P2 (pohon pneumatický), progresivní rozdělovač typu PRB, používaný jako hlavní v rozsáhlejších systémech, kovové trubky a hadice různých průměrů a délek. Vlastnosti mazaného místa (např. ložiska) byly simulovány pomocí měřicího přípravku s možností měření přiteklého množství maziva a volby zatížení (simulován odpor vniknutí do mazacího místa) nebo rotačního ložiska s ručním pohonem. Většina prvků a sestav standu byla poskytnuta nebo vyrobena firmou Tribos. Co se týče počtu snímačů, jednalo se o jedno z nejrozsáhlejších měření, které bylo prováděno v tribologické laboratoři – viz foto 1 a 2 v příloze.



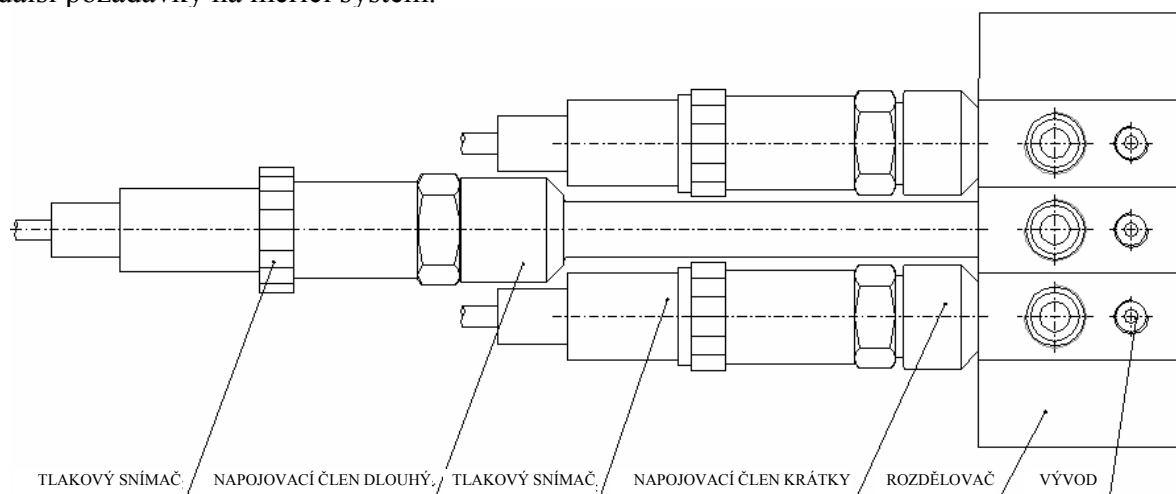
Obr. 10 Schéma zapojení snímačů na standu centrálního mazacího systému

Na obr. 10 je schématicky zobrazeno zapojení celého stendu centrálního mazacího systému. Hydrogenerátor (HG) odebírá z nádrže (T) plastické mazivo, které přes zpětný ventil (ZV) teče potrubím k progresivnímu rozdělovači (PR). Potrubí za hydrogenerátorem může být uzavřeno v případě kontroly hydrogenerátoru nebo poruchy na systému uzavíracím ventilem (UV1). V případě dosažení pojistného tlaku je mazivo přepouštěno přes pojistný ventil (PV) do nádrže (T). K jednomu vývodu na progresivním rozdělovači je připojen měřicí přípravek (MP) potrubím přes uzavírací ventil (UV2). Pomocí kombinace uzavíracích ventilů (UV2, UV3) je možno plastické mazivo

z měřicího přípravku (MP) vypouštět do nádrže (T). Tlak v různých místech CMS je snímán tlakovými snímači (p1 až p10), jejichž podrobnější umístění je zobrazeno na obr. 33. Posuv pístků progresivního rozdělovače je zjišťován posuvnými potenciometry (pot2 až pot4) a posuv pístnice měřicího přípravku (MP) je snímán posuvným potenciometrem (pot1). Pro ověření předpokladů dynamického chování hydraulického obvodu se také zjišťovalo zrychlení pístnice pomocí indukčního snímače zrychlení (a), viz obr. 10. Signály z těchto snímačů jsou přiváděny do měřicí karty (MK) a odtud vedeny a zaznamenávány počítačem (PC).

5.1 Měřicí systém

Před samotným měřením se analyzoval problém měření progresivního rozdělovače maziva tak, že se zpracovalo několik verzí napojení snímačů tlaku. Příprava těchto verzí napojení představovala nemalý problém, neboť progresivní rozdělovač není veliký a napojení tlakových snímačů je nutno provést co nejbližše měřicímu místu, viz obr. 11. Současně s tím se provedl náčrt situace, aby se mohlo měření konzultovat, jak po stránce konstrukčního napojení a elektrického zapojení snímačů, tak po stránce experimentálního měření. Už předem byl sestaven hrubý matematický model, který měl vyvolat případné další požadavky na měřicí systém.



Obr. 11 Napojení snímačů tlaku na progresivní rozdělovač maziva

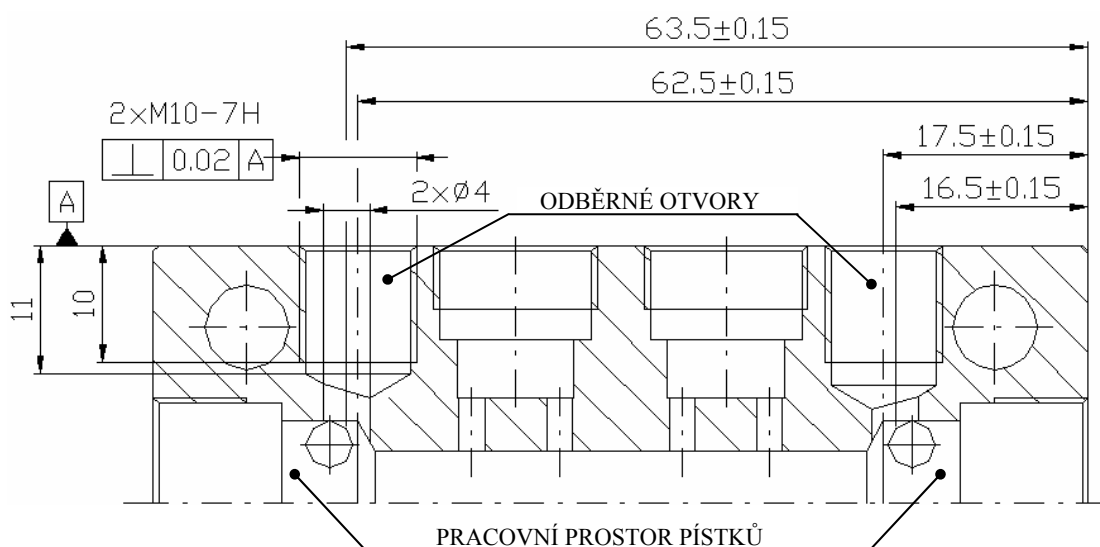
Toto vše představovalo několik málo kroků iterace a v této fázi experimentů, které vyžadovaly jisté praktické zkušenosti a znalosti. Vedle toho byly zapotřebí konzultace se specialisty na provádění technických měření. S touto oblastí byla spojena nutnost předem zjistit a vymezit rozsahy měřených veličin, rychlosti změn měřených veličin, potřebnou přesnost, provozní podmínky a další. Po této kompletní analýze a samozřejmě nevyhnutelného navržení hardwarového a softwarového vybavení počítače bylo nutno tento měřicí systém sestavit in natura. Sestavení experimentálního zařízení (měřicí tratě) je velmi důležitá etapa, jelikož opomenutí vnějších podmínek, špatné uchycení snímačů nebo nastavení jejich měřicích rozsahů v software může vést ke zmaření často dlouhé doby přípravných prací.

Velmi důležité pro experimentální měření je také materiální základna a lidé znalí pro drobné úpravy a přípravu pro napojení a připojení ať už hydraulické nebo elektrické.

Kvalitně a precizně sestavená měřicí trať dosahuje často nemalé finanční hodnoty. Přístrojové vybavení bývá často velmi drahé a naměřené výsledky z experimentu jsou často úměrné tomuto přístrojovému vybavení.

V naší měřicí trati byly použity **membránové tlakové snímače s tenzometry**. Princip činnosti tohoto tlakového snímače je založen na deformaci pružného elementu (membrány, vlnovce), který se opírá o pružný tenzometrický člen (monokrystal křemíku), tento tenzometr přenáší deformaci způsobenou tlakem na napěťový elektrický signál.

Tlakové snímače na progresivním rozdělovači maziva byly instalovány přes napojovací členy do závitových otvorů vyrobených zvlášť k tomuto účelu s ohledem na zabraný prostor tak, aby nebránily měření posuvů pístků viz obr. 11 a obr. 12. Při měření tlaku je nutno vhodně volit místo odběru a provést jej správně tak, aby nebyl měřený tlak odběrem zkreslen. Seznam použitých tlakových snímačů je uveden v příloze 3, i s příslušným měřicím rozsahem.



Obr. 12 Náčrt provedení odběrných otvorů pro měření tlaku v pracovních prostorech pístků.

Při měření posuvů v tribologické laboratoři Odboru fluidního inženýrství V. Kaplana byly použity **přímočaré potenciometry**, které byly napojeny na pístky přes měřicí tyčinky. Seznam měřicích snímačů je uveden v příloze 3 a lze je vidět v příloze 10.

Princip činnosti měřicího potenciometru je založen na změně elektrického odporu. Při posunutí pístku progresivního rozdělovače v závislosti na tlaku maziva v pracovním prostoru pístku se zároveň posune tyčinka v potenciometru, čímž se změní výstupní napětí na tomto členu. Tato změna odporu se při měření standardními měřicími kartami převádí na změnu napětí.

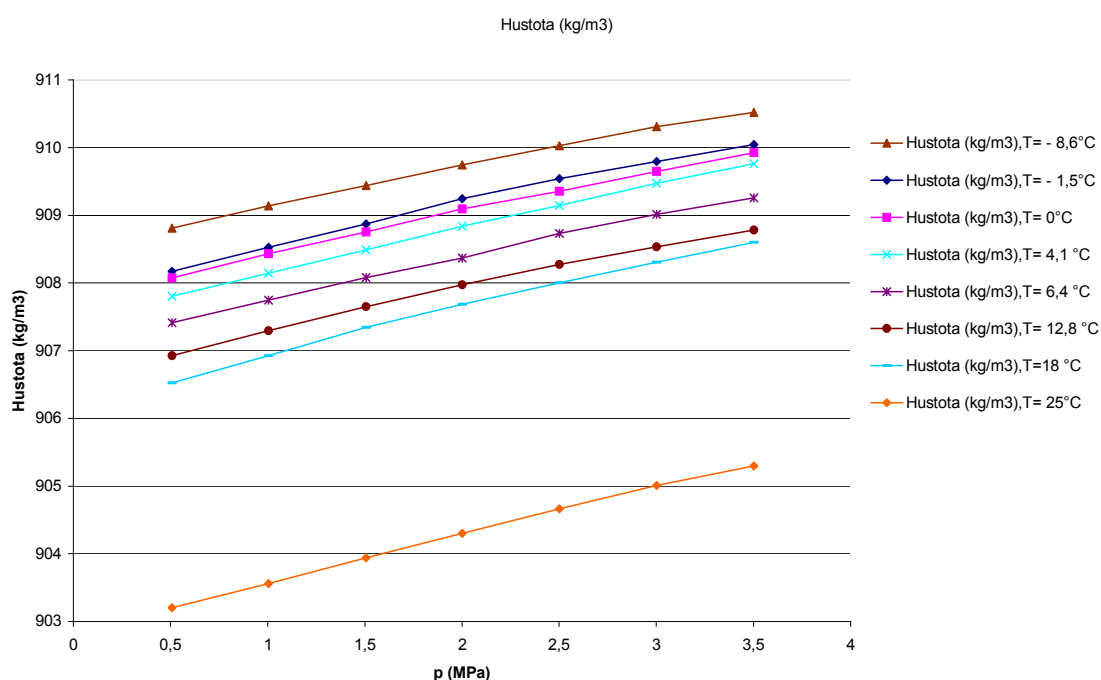
V tribologické laboratoři byl k měření dále použit počítač s procesorem Pentium s operačním systémem Windows 2000 a multifunkční PC karta Precision serie s možností měření 32 kanálů podporovaná výkonným programem ScopeWin [44].

5.2 Měření hustoty plastického maziva

Hustota vyjadřuje vlastnost látky a je závislá na tlaku a teplotě kapaliny. Plastická maziva jsou složena z několika komponentů – základový olej, zpěvňovadlo (Al, Ca, Li, Ba, bentonové, silikagelové a další) a zušlechťující přísady popř. plnidla viz příloha 1 Klasifikace plastických maziv.

Obecný vztah pro závislost hustoty na tlaku a teplotě:

$$\rho = f(p, T) \text{ [kg.m}^{-3}\text{]}. \quad (22)$$



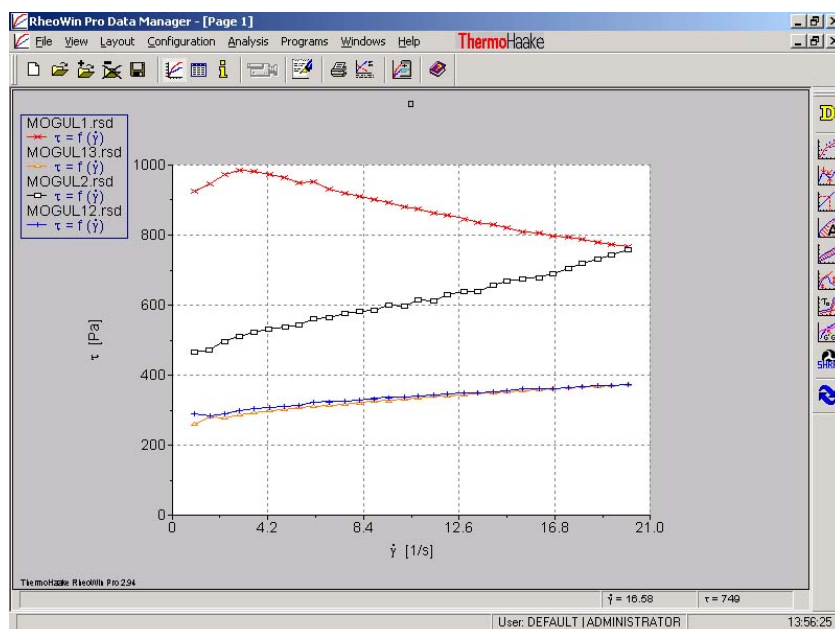
Obr. 13 Hustota plastického maziva MOGUL EKO-L1 v závislosti na tlaku a teplotě

Tab. 4 Pro jednotlivé naměřené průběhy hustoty byly získány polynomy

Teplota T (°C)	Polynom	Hodnota spolehlivosti R (1)
-8,6	$\rho = 0,5771 \cdot p + 908,56$	0,9969
-1,5	$\rho = 0,632 \cdot p + 907,9$	0,9937
0	$\rho = 0,6141 \cdot p + 907,81$	0,9975
4,1	$\rho = 0,6568 \cdot p + 907,49$	0,9991
6,4	$\rho = 0,6245 \cdot p + 907,12$	0,9977
12,8	$\rho = 0,6206 \cdot p + 906,68$	0,9941
18	$\rho = 0,69 \cdot p + 906,24$	0,9949
25	$\rho = 0,7085 \cdot p + 902,86$	0,9988

5.3 Měření reologických veličin plastických maziv

Pro lepší poznání tokových vlastností plastických maziv v mazacích systémech lze použít jak prostředků a metod teoretického, tak experimentálního reologického výzkumu [58]. V rámci toho lze modelovat tok plastického maziva pomocí reologických modelů.



Obr. 14 Závislost smykového napětí τ na rychlosti smykové deformace $\dot{\gamma}$ při teplotě 25°C u plastického maziva

Naměřená data pro sestavení $\tau(\dot{\gamma})$ plastického maziva byla získána od firmy KORAMO. Následně byla tato data vložena do programu, pomocí kterého se vyhodnocují reologické vlastnosti zkoumaného maziva. Z grafu na obr. 14 je dobře pozorovatelná tixotropie maziva (počátek měření odpovídá průběhu MOGUL1, konec měření průběhu MOGUL13, doba trvání měření 2040 s).

Naměřeným výsledkům – viz příloha 1 a výpočtům se nejlépe přibližoval reologický model Herschel–Bulkleyův [58], vyjadřující závislost smykového napětí τ v mazivu na jeho smykové rychlosti $\dot{\gamma}$:

$$\tau = \tau_o + K \cdot \dot{\gamma}^n \text{ [Pa]}, \quad (23)$$

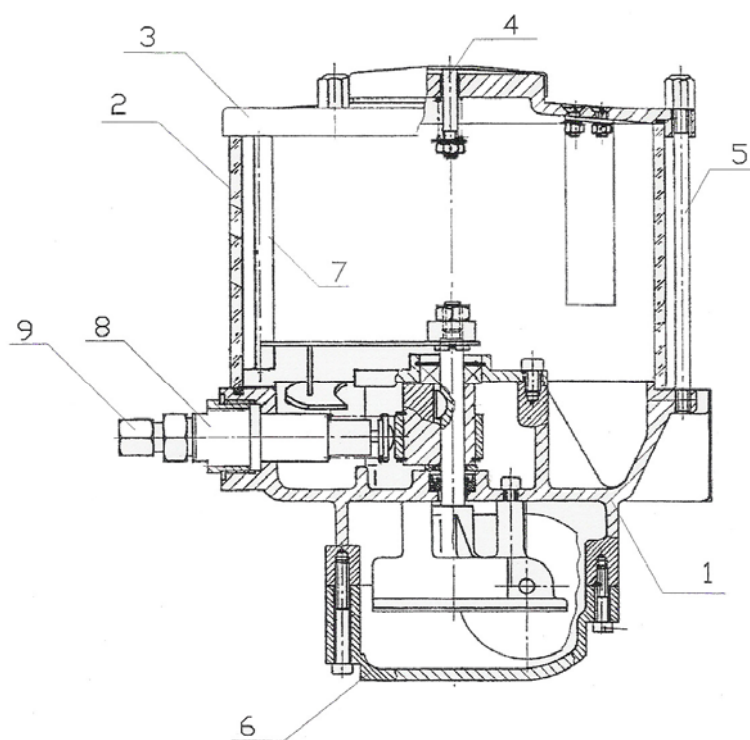
kde τ_o – počáteční smykové napětí [Pa], $\dot{\gamma}$ – rychlost smykové deformace [s^{-1}],

K – součinitel konzistence [$\text{Pa} \cdot \text{s}^n$], n – index toku.

5.4 Měření parametrů mazacího přístroje ACF 02

Mazací přístroj ACF 02 pracuje na principu pístového čerpadla. Při zapnutí elektromotoru je přes vnitřní šnekový převod poháněna vačka, která posouvá písty pracovních čerpacích jednotek v přímočarém vratném pohybu. Při vysouvání pístu z pracovní čerpací jednotky (viz obr. 15) směrem dovnitř tělesa čerpadla vzniká

v pracovním válci jednotky podtlak. Při úplném vysunutí pístu dojde k otevření sacího kanálu a následně k vlastnímu sání. Zasouváním pístu zpět k výtlaku je mazivo vytlačováno přes jednosměrný ventil do vývodu mazacího přístroje. Současně s otáčením centrální hřídele a vačky se pohybuje stírací nůž, který odděluje plastické mazivo od stěny nádrže a posouvá je do prostoru sání. Pohyb stíracího nože umožňuje vizuální kontrolu chodu mazacího přístroje.



Obr. 15 Náčrt mazacího přístroje

ACF 02

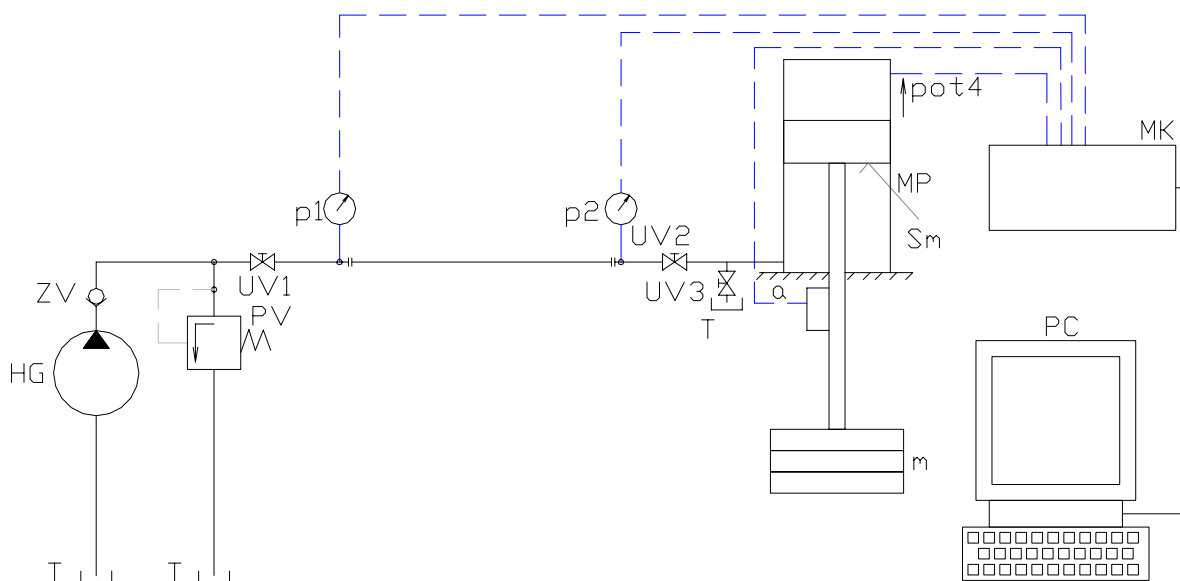
- 1- těleso čerpadla
- 2- zásobník maziva
- 3- víko nádrže
- 4- odvzdušnění
- 5- svorník
- 6- víko elektromotoru
- 7- stírač maziva
- 8- pracovní jednotka
- 9- vývodní šroubení

Proměření elektrického mazacího přístroje ACF 02 bylo prováděno podle zapojení uvedeného na obrázku níže. Hlavním důvodem tohoto měření bylo zjistit charakteristiku měřeného agregátu a ověření matematického modelu. Byl měřen tlak p_1 a p_2 i když potrubí mezi tlakovými snímači bylo velmi krátké. Také se snímalo zrychlení pístní tyče měřicího přípravku a posuv pístní tyče. Použité měřicí snímače jsou uvedeny v přehledu v příloze 3. Měření probíhalo s různými mazivy, průtoky maziva a také se měnilo statické zatížení pístu v měřicím přípravku, viz příloha 2.

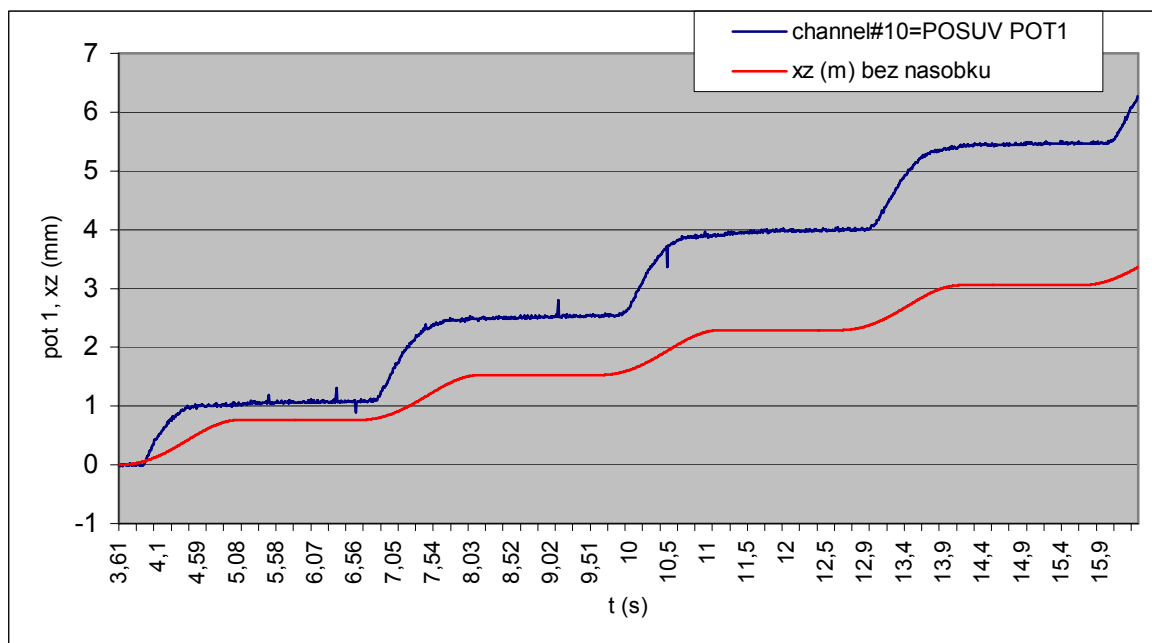
Při prvním porovnání výsledné matematické simulace (viz kapitola 6, resp. 6.1) a měření (viz obr. 17) vidíme, že průběhy dodávaného množství maziva z hydrogenerátoru se od sebe už od prvního časového kontrolního bodu velice rozcházejí. Abychom sjednotili průběhy dodávaného množství maziva z výstupu hydrogenerátoru musí být zvýšena dodávka maziva. Téměř shodných průběhů dodávaného množství maziva vidíme na obr. 18, což je důsledkem doplnění konstanty, která byla začleněna do vztahu (34) na str. 58.

Tímto způsobem jsme dosáhli i dostatečné shody průběhu tlaku (obr. 19), protože ten je počítán z tlakových ztrát a ze zatížení pístu měřicího přípravku, viz vztah (38). Postupné

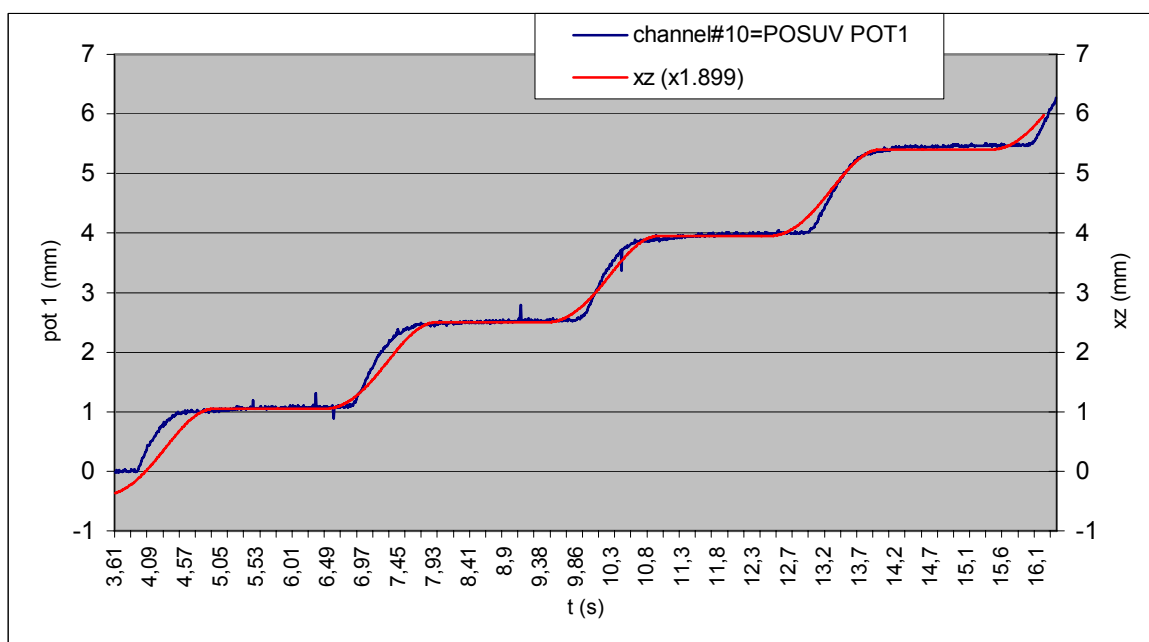
kroky při analyzování měření a matematického modelu v této práci nejsou ukázány vzhledem k příliš velkému nárůstu počtu stran disertační práce.



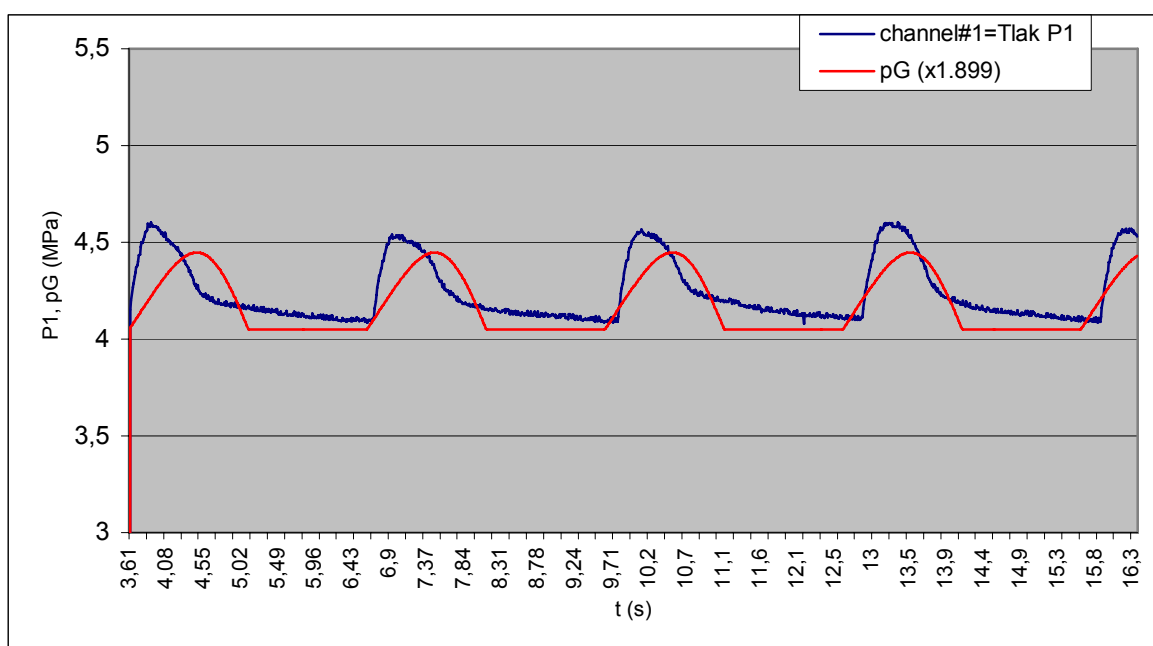
Obr. 16 Schéma zapojení měřicího stendu pro měření mazacího přístroje ACF 02



Obr. 17 Výsledek měření (18715) a výpočtu posuvu pístnice měřicího přípravku (bez korekce průtoku) s mazivem MOGUL EKO-L1



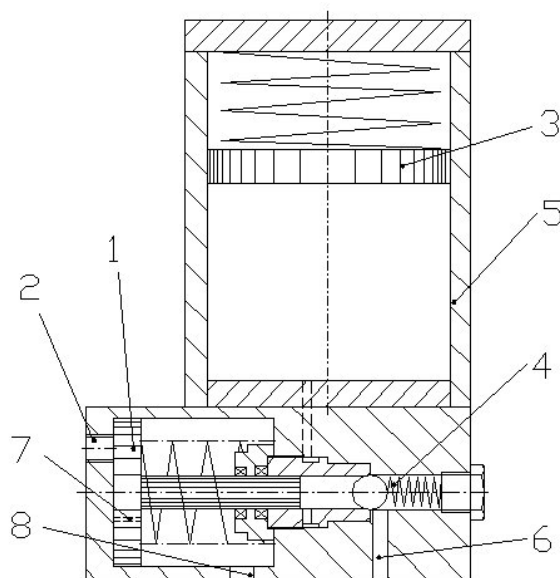
Obr. 18 Výsledek měření (18715) a výpočtu posuvu (s korekcí průtoku) měřicího přípravku s mazivem MOGUL EKO-L1



Obr. 19 Výsledek měření (18715) a výpočtu tlaku (s korekcí průtoku) za mazacím přístrojem ACF 02 s mazivem MOGUL EKO-L1

5.5 Měření parametrů mazacího přístroje ANC 20 P2

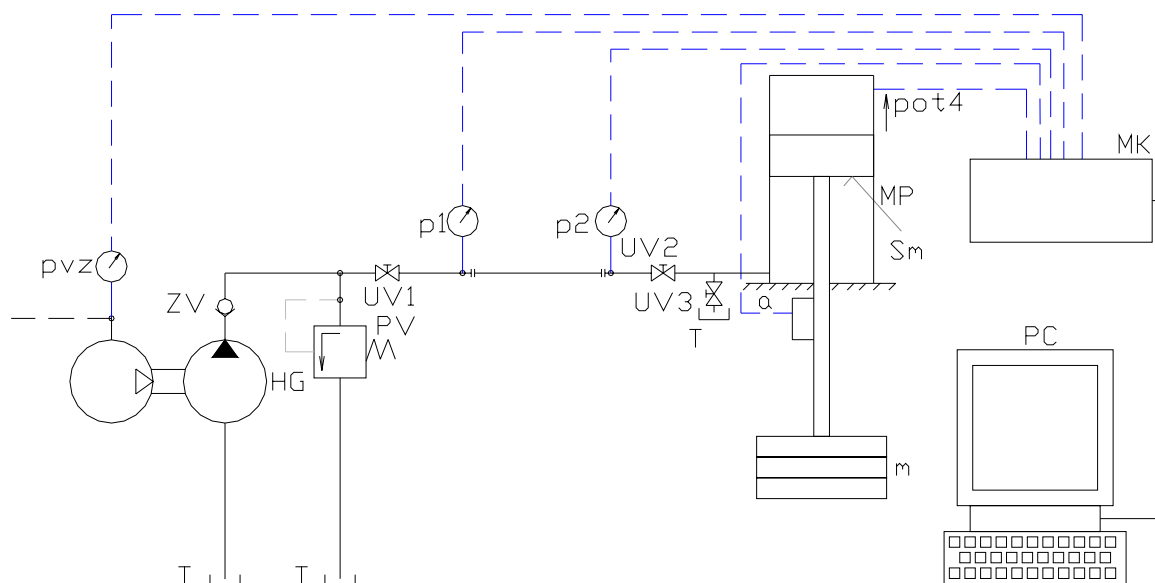
Další možností, jak dopravovat mazivo do mazaného místa, je možnost použití pneumatického čerpadla. Výhodou je hlavně důvod ekonomický vzhledem k jednoduchosti provedení mazacího přístroje. Představitelem čerpadla je zde mazací přístroj ANC 20P2. Jedná se o přístroj, který se skládá z pneumatického přímočarého motoru. Tento motor pohání čerpadlo maziva umístěného v tělese mazacího přístroje. Na vrchní straně tělesa je upevněn tlakový zásobník maziva s tlačným pístem a pružinou pístu opřenou o víko nádrže. Přívod tlakového vzduchu je situován na spodní straně pohonné jednotky pneumatického motoru. Mazací potrubí může být k přístroji připevněno ve dvou volitelných, proti sobě ležících místech. Doplnění maziva je prováděno přes plnicí ventil na spodní straně tělesa.



Obr. 20 Náčrt mazacího přístroje ANC 20P2

- 2- pracovní píst
- 3- přívod vzduchu
- 4- tlačný píst zásobníku
- 5- jednosměrný ventil
- 6- zásobník maziva
- 7- vývod maziva
- 8- labyrint
- 9- odvod vzduchu

Činnost mazacího systému spočívá v tom (viz obr. 20 a 21), že dodávkou tlakového vzduchu dojde k přesunutí pracovního pístu přímočarého motoru (1) a tím se vytlačí dávka maziva z pracovního válce čerpadla přes jednosměrný ventil (4) do vývodu (6) mazacího přístroje. Po přerušení dodávky tlakového vzduchu, uniká tlakový vzduch labyrintem (7) – otvorem malého průměru v pracovním pístu mazacího přístroje. Tento labyrint umožňuje pozvolný únik stlačeného vzduchu do odfukovacího kanálu a tím návrat pracovního pístku (1) a nasátí nového maziva do válce čerpadla. Mazivo vniká do pracovního válce čerpadla pod tlakem vyvozeným v zásobníku (5) mazacího přístroje tlačnou deskou (3), umístěnou pod pružinou opřenou o víko nádrže. Při další dodávce tlakového vzduchu se celý cyklus opakuje a je dodána další dávka maziva.



Obr. 21 Schéma zapojení měřicího stendu pro měření parametrů mazacího přístroje ANC 20P2

HG – mazací přístroj

T – kontejner

EV – *elektroventil*

PV – pojistný ventil

VE – *ventil*

V – válec se zátěží

p_{vz} – tlak vzduchu

p_G – tlak maziva za mazacím přístrojem

p_2 – tlak maziva před válcem

$l_h=550$ mm – délka úseku mezi tlakovými snímači

$l_k=540 \text{ mm}$ – délka úseku mezi tlakovým
snímačem a měřicím válcem

Proměření pneumatického mazacího přístroje ANF 20 P2 bylo prováděno podobně jako u předchozího mazacího přístroje, dle zapojení uvedeného na obr. 21. Hlavním důvodem tohoto měření zase bylo zjistit charakteristiku měřeného agregátu a ověření matematického modelu. Byl měřen tlak p_1 a p_2 , i když potrubí mezi tlakovými snímači bylo velmi krátké. Také se snímalo zrychlení pístní tyče měřicího přípravku a posuv pístní tyče. Měření probíhalo s různými mazivy, průtoky maziva a také se měnilo statické zatížení pístu v měřicím přípravku, viz příloha 2.

Matematický model mazacího přístroje ANC 20 P2 je uveden v kapitole 6.2 a některá data v podobě grafů z měření vidíme obr. 22 až 24. Z výsledků měření lze pozorovat, že uvedený mazací přístroj pracuje s větší dynamikou, než předchozí, také pístový hydrogenerátor – je schopen v kratším čase dodat větší množství maziva. Z toho plyne důležitý poznatek, že musíme v případě zapojení v progresivním mazacím obvodu předpokládat rychlý pohyb pístů progresivního rozdělovače a z tohoto důvodu jejich možné zaseknutí.

Na základě tohoto poznatku byl tento mazací přístroj zapojen do progresivního rozdělovače PRA a v tomto obvodu zkoušen, což byl i požadavek pracovníků firmy Tribos. Zkoušení provozu takto zapojeného mazacího přístroje nebylo nijak měřeno, bylo

jen posuzováno z hlediska poslechu a vizuální kontroly správnosti funkce progresivního rozdělovače maziva.

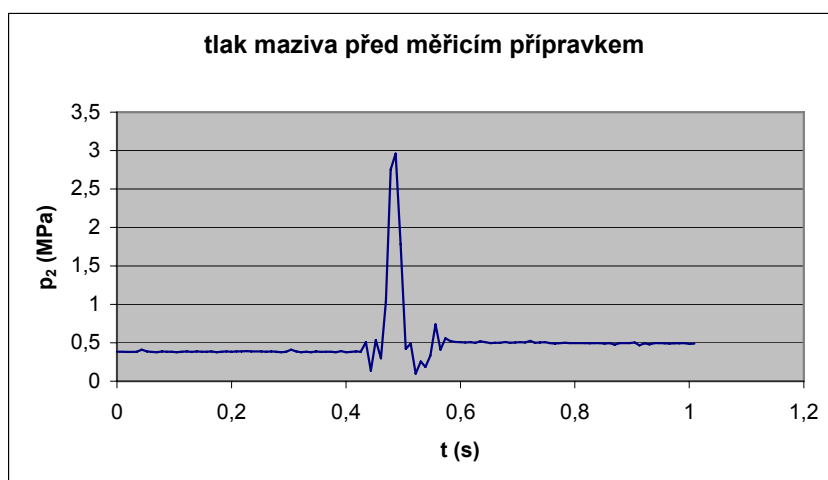
Při měření byly použity měřicí přístroje:

- vzduchový tlakový snímač – membránový tenzometrický, typ 0-1000 KPA A, číslo snímače 93116797,
- tlakové snímače maziva – membránové tenzometrické, typy TT 100 a TT 320, čísla snímačů 477 a 828,
- posuvný potenciometr – typ TP640.

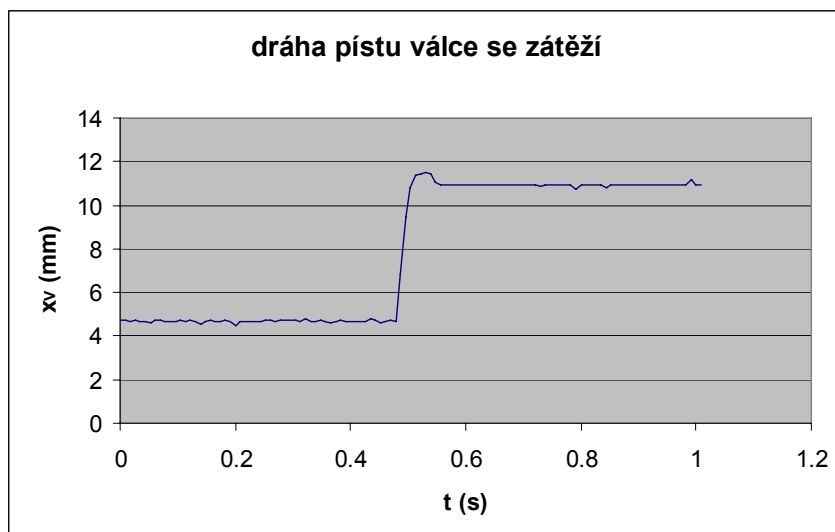
Výsledky měření při zátěži $m = 4,4 \text{ kg}$ jsou uvedeny na obr. 22 až obr. 24.



Obr. 22 Grafické výsledky měření tlaku maziva p_G za mazacím přístrojem při zátěži $m = 4,4 \text{ kg}$ na měřicím válci



Obr. 23 Grafické výsledky měření tlaku maziva p_2 před měřicím válcem při zátěži $m = 4,4 \text{ kg}$



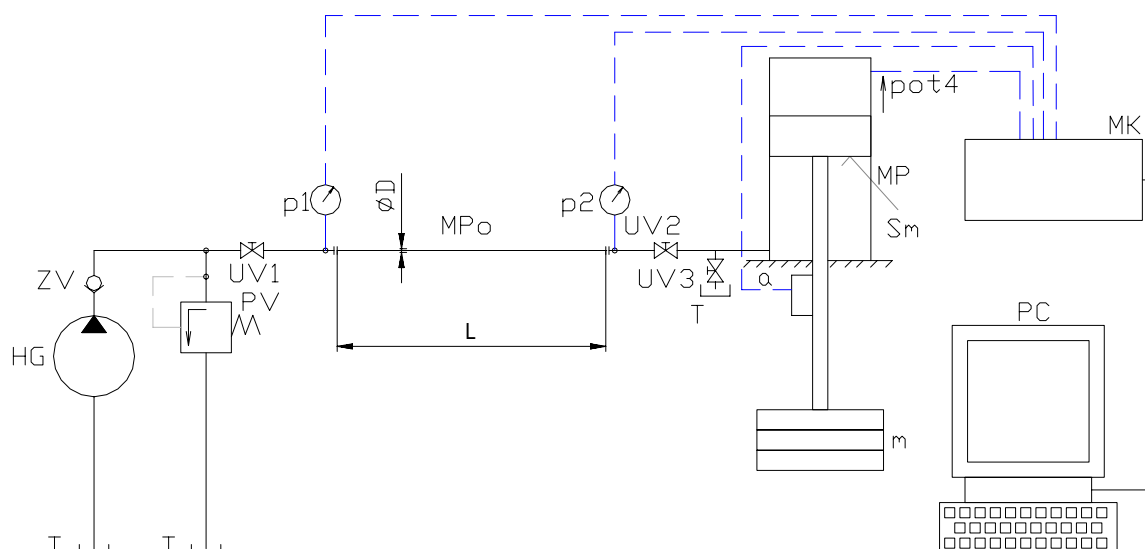
Obr. 24 Grafické výsledky měření posuvu pístu měrného válce při zátěži $m = 4,4 \text{ kg}$

5.6 Měření tlakových ztrát v potrubí

V laboratoři odboru fluidního inženýrství V. Kaplana proběhlo měření tlakových ztrát (viz obr. 25) u potrubí různých průměrů, délek a materiálů.

Měření se provedlo z důvodu poznání chování maziva resp. prvků systému při různých tlacích, průtocích, teplotách a druzích maziva a data z něj byla ukládána na disk pro další analýzu naměřených hodnot. Dalším srovnáváním naměřených údajů a simulací se vyvíjel program pro simulaci toku plastického maziva v potrubí mazacího systému až do současného funkčního stadia (viz kapitola 6).

Chování maziva v potrubí posuzujeme pomocí hydraulického odporu, viz vztah (15) na str. 22.

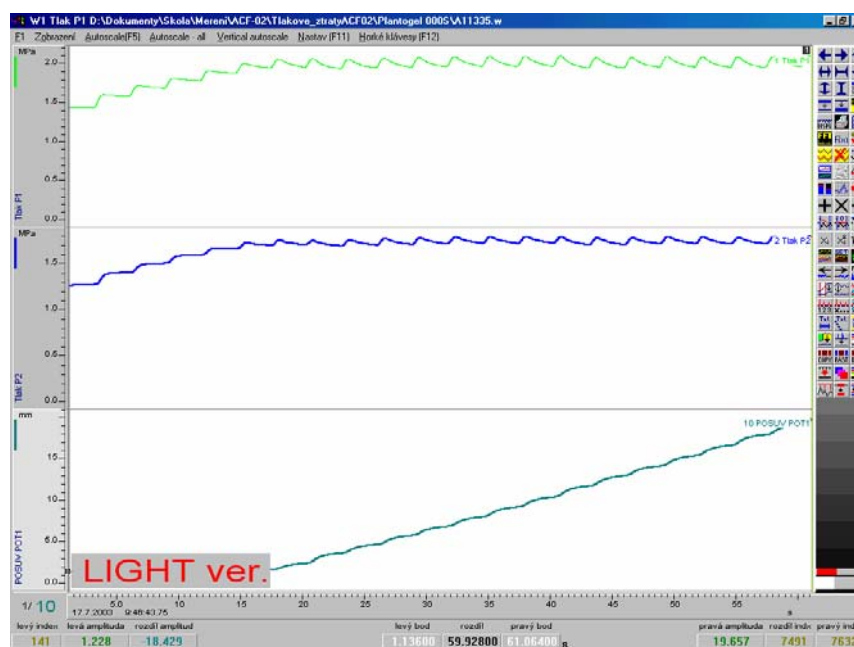


Obr. 25 Obvod pro měření tlakových ztrát v potrubí

Zkušební stand byl sestaven z jednopístového hydrogenerátoru ACF 02 (HG), zpětného ventilu (ZV), pojišťovacího ventilu (PV), měřeného potrubí (MPo), dvou tlakových snímačů (p_1 , p_2), uzavíracích ventilů (UV1, UV2, UV3), měřicího přípravku (MP), snímače posuvu a zrychlení, měřicího zesilovače (MZ) a osobního počítače (PC).

Na obr. 26 lze vidět naměřené průběhy tlaků p_1 a p_2 v souladu se schématem na obr. 25. Třetím nejníže položeným průběhem v poli grafického okna měřicího programu ScopeWin, je poloha pístní tyče měřicího přípravku (MP).

Vždy po změření tlakové ztráty proběhlo ihned změření objemového sdruženého modulu pružnosti (tedy namontovaného měřeného vedení a používaného maziva). Více k tomuto tématu v následující kapitole (kap. 5.7).

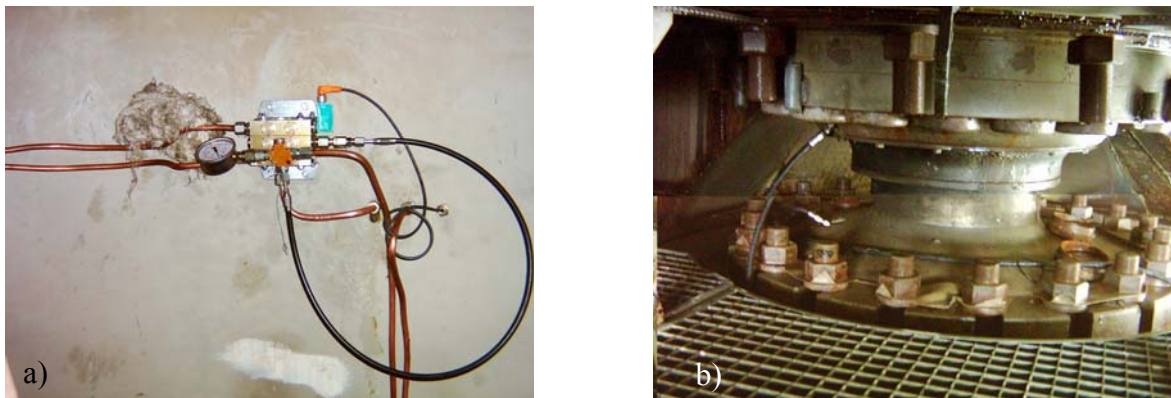


Obr. 26 Grafické okno s výsledky měření A11335 pomocí programu ScopeWin (tlak p_1 – zelená, tlak p_2 – modrá, posuv pístu měřicího přípravku $pot1$ – tmavě zelená)

5.6.1 Měření tlakových ztrát v praxi

Měření bylo prováděno na dvou centrálních mazacích progresivních systémech, sloužících pro mazání kulových ložisek spodních vrat levé plavební komory vodního díla Gabčíkovo. Každý mazací systém byl složen z mazacího přístroje Autolub-M, progresivního rozdělovače ZP-B, prvků vedení maziva a automatiky pro ovládání systému (prvky firmy ŠPONDRA CMS). Byl měřen tlak na kontrolní kostce (uzel, kde je napojen manometr a pojišťovací ventil), před progresivním rozdělovačem, dále na každém výstupu z progresivního rozdělovače a před mazacím místem a dále také časové intervaly, kdy mazivo začalo vytékat od spuštění mazacího přístroje z potrubí u mazacích

míst a intervaly prvního tlakového impulsu detekovaného na měřicím manometru. Nutno podotknout, že měření probíhalo za plného provozu plavební komory současně s montáží systému ve vymezeném čase. K bližšímu znázornění provedené akce jsou k dispozici fotografie, viz obr. 27.



Obr. 27 Fotografie z měření progresivního mazacího systému na vratech plavební komory

a) měření progresivního rozdělovače, b) přívod maziva k hornímu ložisku vrat plavební komory

5.7 Stanovení objemového modulu pružnosti maziva včetně mazacího systému

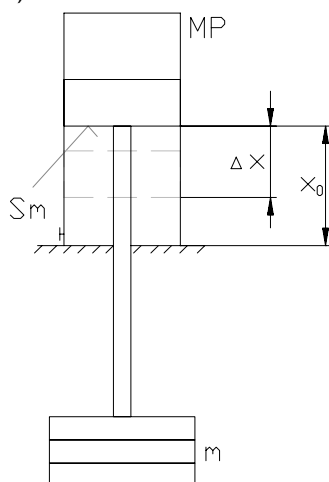
Dynamické řešení hydraulických mechanismů vyžaduje znalost objemového modulu pružnosti pracovního média. Při teoretickém i experimentálním výzkumu dynamických jevů, vyskytujících se při hydrostatickém přenosu energie, se setkáváme s vlivem objemové pružnosti, jak samotného nositele energie, tak i jednotlivých prvků vedení. Tento modul pružnosti je závislý nejen na vlastnostech kapaliny, ale také na její teplotě, především však na obsahu volného nerozpuštěného plynu (převážně vzduchu) v kapalině a na jejím tlaku [41].

5.7.1 Objemový modul pružnosti plastického maziva

Pro stanovení objemového modulu pružnosti plastického maziva byl použit měřicí přípravek, který je znázorněn na obr. 28 a je také zobrazen v příloze 10 obr. 6. Válec měřicího přípravku byl považován za tuhý a přívodní kovové potrubí bylo odmontováno. S těmito předpoklady tedy můžeme objemový modul pružnosti válce zanedbat.

Postup měření byl následující: měřicí přípravek byl naplněn mazivem, po naplnění přípravku byl ventil UV2 uzavřen. Ventil UV3 byl při plnění měřicího přípravku mazivem rovněž uzavřen. Dalším důležitým krokem je změření výšky x_0 , ve které se nachází píst přípravku (tato poloha se zjistí za pomoci potenciometru, který je spojen s pístkem nebo standardně posuvkou). Následujícím krokem byla instalace úchylkoměru, z jehož stupnice budeme odečítat hodnotu Δx (úchylkoměr byl nastaven do nulové hodnoty). Umístění úchylkoměru můžeme vidět v příloze 10 obr. 12. Dále bylo zavěšeno závaží o hmotnosti m na pístnici přípravku a zaznamenána hmotnost všech závaží do

tabulky. Po ustálení posuvu byla odečtena na stupnici úchylkoměru hodnota posunutí pístku měřicího přípravku Δx a zároveň byla zaznamenána teplota. Hmotnosti byly přidávány v rozsahu 1 až 7 závaží. Po proměření bylo mazivo vypuštěno tak, že byl otevřen ventil UV3. Toto měření bylo pak stejným postupem opakováno z důvodu zpřesnění výsledků. Pro jiná maziva bylo přírodní kovové potrubí odmontováno a zazátkováno a tímto vznikl objem maziva jen v měřicím válci (platí pro mazivo Plantogel 000S).



Obr. 28 Schéma měření objemového modulu pružnosti E maziva

Při výpočtu bylo použito známých vztahů:
objemový modul pružnosti

$$E = 1/\beta \text{ [Pa]}, \quad (24)$$

součinitel stlačitelnosti

$$\beta = \frac{1}{V_0} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta p} \text{ [Pa}^{-1}\text{]}, \quad (25)$$

kde: ΔV - změna objemu $[\text{m}^3]$,

Δp - tlakový spád $[\text{Pa}]$.

Objem maziva v měřicím přípravku a potrubí

$$V_0 = S_p \cdot x_0 + \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot (L_1 + L_2) [\text{m}^3], \quad (26)$$

kde S_p - plocha pístku $[\text{m}^2]$,

x_0 - počáteční zdvih pístku $[\text{m}]$,

d_p - světlost potrubí $[\text{m}^2]$,

$L_{1,2}$ - délky potrubí $[\text{m}]$.

Změna objemu

$$\Delta V = S_m \cdot x_1 \text{ [m}^3\text{]}. \quad (27)$$

Tlak v měřicím přípravku

$$p = m \cdot g / S_m \text{ [Pa]}. \quad (28)$$

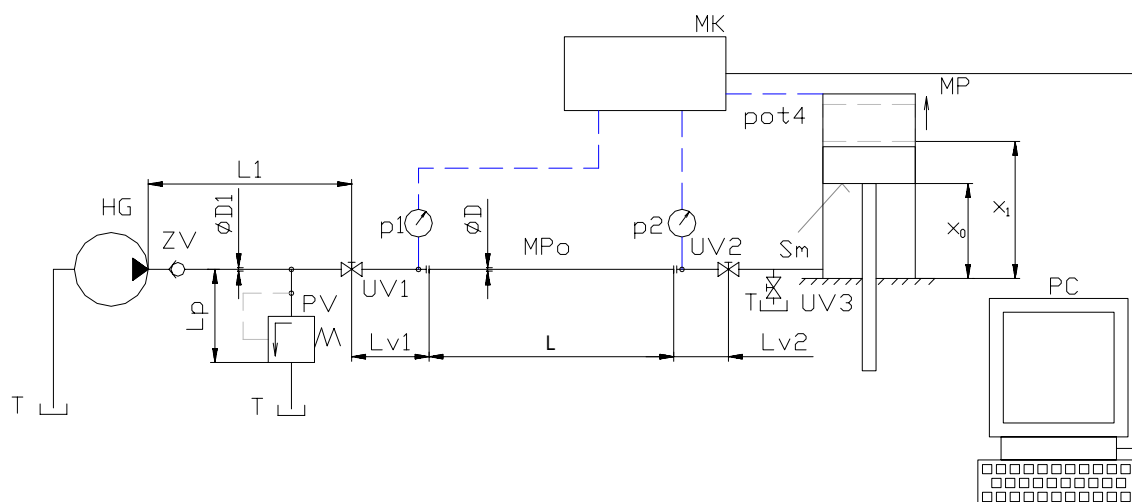
K tlaku nebyla připočtena třecí síla z toho důvodu, že plocha tření („o“-kroužek a stěna válce) je malá a navíc mazaná mazivem ve válci a následná třecí síla je zanedbatelná.

Hodnoty objemového modulu pružnosti maziva Plantogelu 2 S, Plantogelu 000S, Mogulu EKO-L1 a sdružených modulů pružnosti jsou uvedeny v příloze 6. Závislosti změny objemu na tlakovém spádu lze také vidět v příloze 6.

5.7.2 Stanovení sdruženého modulu pružnosti mazacího systému

S ohledem na velikost uzavřeného objemu kapaliny a na pružnost materiálu potrubí není možné zanedbat vliv vedení, zejména větších délek, na velikost zjišťovaného modulu pružnosti.

Protože není možné teoreticky zjistit modul pružnosti soustavy tvořené pryžovými hadicemi z důvodu nehomogenity a neizotropnosti použitého materiálu vedení, nezbývá jiná možnost, než sdružený modul pružnosti zjistit experimentálně, viz obr. 29.



Obr. 29 Obvod pro měření sdruženého modulu pružnosti

Postup měření byl následující: systém byl zapojen dle schématu uvedeného výše a naplněn mazivem s rezervou prázdného objemu v měřicím přípravku pro expandování maziva z vedení. Byl spuštěn měřicí software, ventily UV2 a UV3 byly uzavřeny. Poté byl spuštěn mazací přístroj, který dodával mazivo do uzavřeného měřeného potrubí, ve

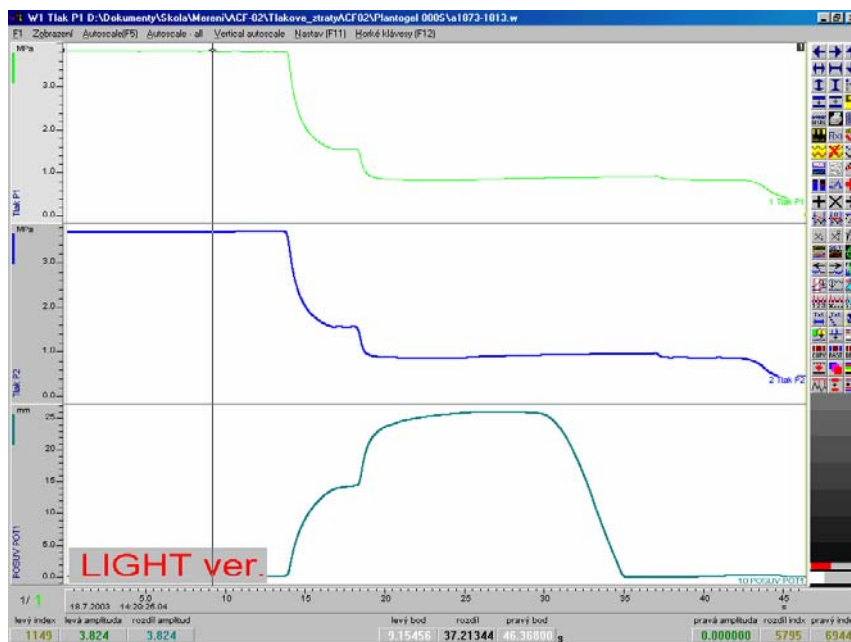
kterém se postupně zvyšoval tlak. Po nárůstu tlaku na přijatelnou mez danou bezpečností obsluhy, zajištěnou také pomocí pojišťovacího ventilu, byl mazací přístroj vypnut. Následovalo chvilkové ustálení a setrvání na hodnotě zvýšeného tlaku v potrubí. Po výdrži byl otevřen ventil UV2, tlak maziva klesl a stlačené mazivo expandovalo do volného prostoru měřicího přípravku s tím, že se píst posunul o danou hodnotu, viz obr. 30 – posuv pístu měřicího přípravku **pot1**. Dalším krokem po ustálení se uložilo měření dat na disk počítače. Z důvodu kontroly byl zdvih pístu měřicího přípravku ještě měřen pomocí úchylkoměru podobně jako v případě dle kap. 5.7.1. Měřicí přípravek resp. jeho pístní tyč byla bez závaží. Toto měření bylo pak stejným postupem opakováno z důvodu zpřesnění výsledků.

Stanovený sdružený objemový modul pružnosti E_s nám dále umožní zahrnout vliv stlačitelnosti maziva a jeho vedení v matematickém modelu. Při činnosti progresivního rozdělovače maziva dochází k vytlačování maziva k mazaným místům, vlivem stlačitelnosti maziva a rozpínatelnosti vedení se část tlakové energie vynaloží na jeho deformaci, čímž dojde k tlakové ztrátě, kterou lze vyjádřit obecně vztahem

$$\Delta p = \frac{1}{C} \cdot \int_0^T Q \cdot dt, \quad (29)$$

kde $C = \frac{V}{E}$,

C - kapacita [m^3Pa^{-1}], E - objemový modul pružnosti [Pa],
 V - objem maziva [m^3], Q - průtok [m^3s^{-1}].



Obr. 30 Grafické okno s výsledky měření a1873-1813 v programu ScopeWin (tlak **p1** – zelená, tlak **p2** – modrá, posuv pístu měřicího přípravku **pot1** – tmavě zelená)

5.8 Odpory proti pohybu maziva v progresivním rozdělovači maziva

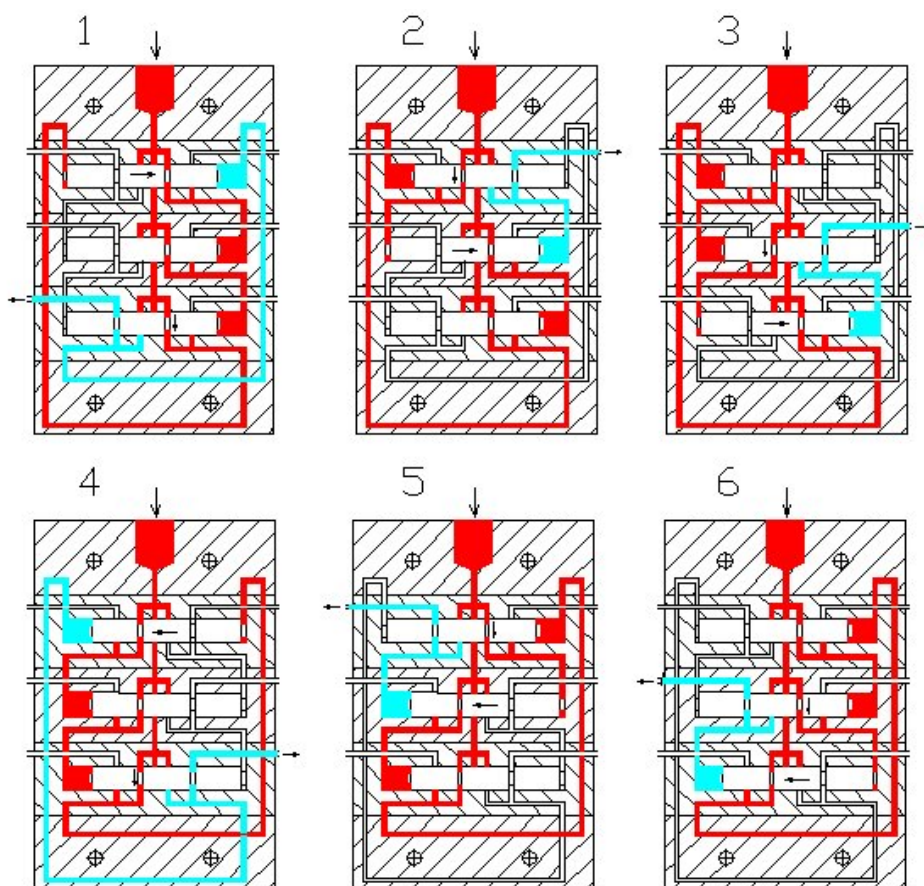
Na obr. 34 je znázorněno umístění tlakových snímačů a snímačů posuvu na progresivním rozdělovači. Umístění tlakových snímačů bylo provedeno tak, aby nebránilo měření posuvů. Proto byly do každé sekce progresivního rozdělovače zhotoveny otvory se závity, do kterých byly našroubovány přechodky a do těchto přechodek pak byly instalovány tlakové snímače – celé provedení zapojení lze vidět v příloze 10.

5.8.1 Popis funkce progresivního rozdělovače

Progresivní rozdělovač maziva je hlavní prvek centrálních mazacích progresivních systémů složený ze 3 až 10 sekcí (obr. 31). Zde se jedná o konstrukční uspořádání jednoho představitele z mnoha různých typů progresivních rozdělovačů. Funkce progresivních rozdělovačů je ale vždy obdobná – rozdělit množství maziva v určitém poměru. Progresivní rozdělovače se vyrábí blokové, ovšem nejčastěji je používán rozdělovač složený ze sekcí a to např. z pěti: z přívodní sekce, tří sekcí pracovních a závěrné sekce. Pohyb pístků je znázorněn na témže obr. 31. Označení základních částí progresivního rozdělovače je na obr. 32.

Popis funkce progresivního rozdělovače je následující:

Pokud jsou píستky v poloze vlevo (obr. 31 - 1), tak je otevřen přívod maziva (obr. 32 - m) do levého pracovního prostoru pístku vlevo první sekce (obr. 32 - a) a vývod 3 (obr. 32) z pracovního prostoru pístku vpravo první sekce (obr. 32 - d), přiváděné mazivo (červená barva) začne posunovat pístkem 1 doprava a ten vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 3 (obr. 32).



Obr.31 Činnost progresivního rozdělovače

Když pístek 1 dorazí do krajní polohy (obr. 31 - 2), otevře se přívod (obr. 32 - g) k pracovnímu prostoru pístku vlevo druhé sekce (obr. 32 - b) a vývod 1a (obr. 32) z pracovního prostoru pístku vpravo druhé sekce (obr. 32 - e) – poté přiváděné mazivo (červená barva) začne pohybovat pístkem 2 doprava a ten vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 1a (obr. 32).

Pokud pístek 2 dorazí do mezní polohy (obr. 31 - 3), otevře se přívod (obr. 32 - n) k pracovnímu prostoru pístku vlevo třetí sekce (obr. 32 - c) a vývod 2a (obr. 32) z pracovního prostoru pístku vpravo třetí sekce (obr. 32 - f) – poté přiváděné mazivo (červená barva) začne pohybovat pístkem 3 doprava a ten vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 2a (obr. 32).

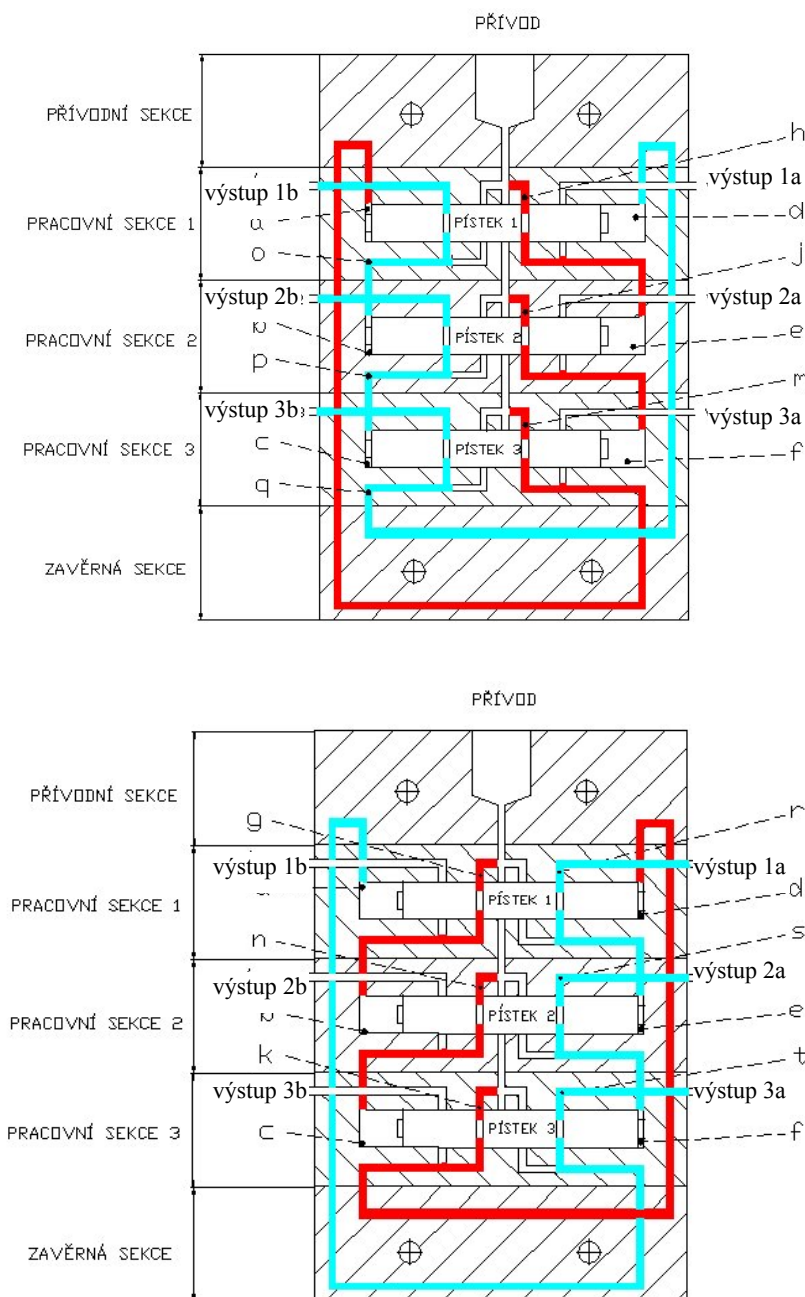
Když pístek 3 dorazí do mezní polohy (obr. 31 - 4), otevře se přívod (obr. 32 - k) k pracovnímu prostoru pístku vpravo první sekce (obr. 32 - d) a vývod 3a (obr. 32) z pracovního prostoru pístku vlevo první sekce (obr. 32 - a) – poté přiváděné mazivo

(červená barva) začne pohybovat pístkem 1 doleva a ten vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 3a (obr. 32).

Pokud pístek 1 dorazí do mezní polohy (obr. 31 - 5), otevře se přívod (obr. 32 - h) k pracovnímu prostoru pístku vpravo druhé sekce (obr. 32 - e) a vývod 1b (obr. 32) z pracovního prostoru pístku vlevo druhé sekce (obr. 32 - b) – poté přiváděné mazivo (červená barva) začne pohybovat pístkem 2 doleva a ten vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 1b (obr. 32).

Když pístek 2 dorazí do mezní polohy (obr. 31 - 6), otevře se přívod (obr. 32 - j) k pracovnímu prostoru pístku vpravo třetí sekce (obr. 32 - f) a vývod 2b (obr. 32) z pracovního prostoru pístku vlevo třetí sekce (obr. 32 - c) – poté přiváděné mazivo (červená barva) začne pohybovat pístkem 3 doleva a tím vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 2b (obr. 32). Když dorazí pístek 3 do krajní polohy (obr. 31 - 1), celý cyklus se opakuje.

Přiřazení vývodů k pístkům (obr. 32) je uvedeno v příloze 2.



Obr. 32 Progresivní
rozdělovač maziva – označení
jednotlivých prostor

- a- pracovní prostor píستku vlevo první sekce
- b- pracovní prostor píستku vlevo druhé sekce
- c- pracovní prostor píستku vlevo třetí sekce
- d- pracovní prostor píستku vpravo první sekce
- e- pracovní prostor píстku vpravo druhé sekce
- f- pracovní prostor píстku vpravo třetí sekce
- g- přívod do pracovního prostoru píстku vlevo druhé sekce
- h- přívod do pracovního prostoru píстku vpravo druhé sekce
- j- přívod do pracovního prostoru píстku vpravo třetí sekce
- k- přívod do pracovního prostoru levého první sekce
- n- přívod do pracovního prostoru pravého první sekce
- m- přívod do pracovního prostoru píстku vlevo první sekce

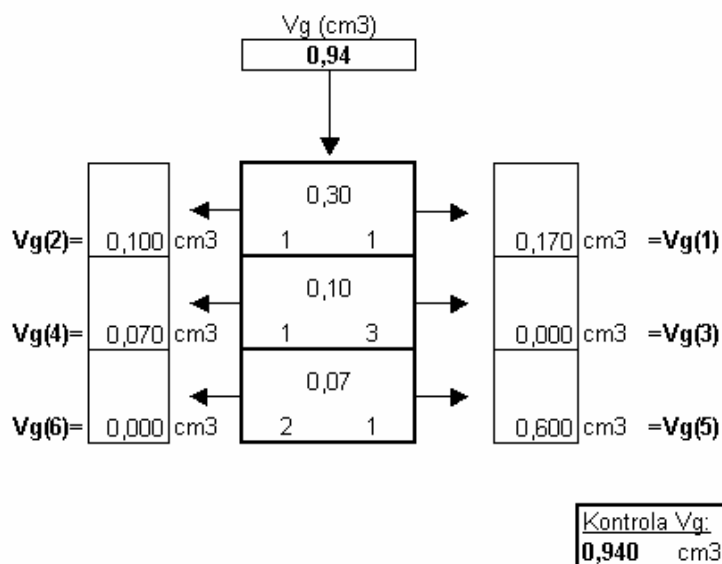
- o – vývod z levého pracovního prostoru píстku druhé sekce
- p - vývod z levého pracovního prostoru píстku třetí sekce
- q - vývod z pravého pracovního prostoru píстku první sekce
- r - vývod z pravého pracovního prostoru píстku druhé sekce
- s - vývod z pravého pracovního prostoru píстku třetí sekce
- t - vývod z levého pracovního prostoru píстku první sekce

Pomůckou pro projektanta centrálních mazacích systémů s progresivními rozdělovači maziva může být jednoduchý program na výpočet dodaného množství maziva z progresivního rozdělovače. Náhled na grafickou úpravu výpočtového programu je na

obr. 33. Do nejhořejšího políčka se vkládá údaj o průtoku z mazacího přístroje nebo dodaný objem maziva do progresivního rozdělovače v cm^3 . Do jednotlivých políček uprostřed silně orámovaných se postupně nahoře vepíše objem sekce v cm^3 a dole po stranách je číselně zakódováno zapojení progresivního rozdělovače maziva, viz legenda vlevo nahoře. Po zadání všech údajů se zcela na levé nebo pravé straně ihned zobrazí vypočtené dopravené a rozdělené množství maziva. Pro kontrolu správnosti výpočtu jsou vpravo dole sečteny výsledky jednotlivých výstupů k porovnání se vstupním údajem průtoku nebo množstvím objemu maziva.

Kontrolní výpočet dodávky maziva 3-sekčním progresivním rozdělovačem ZP-A

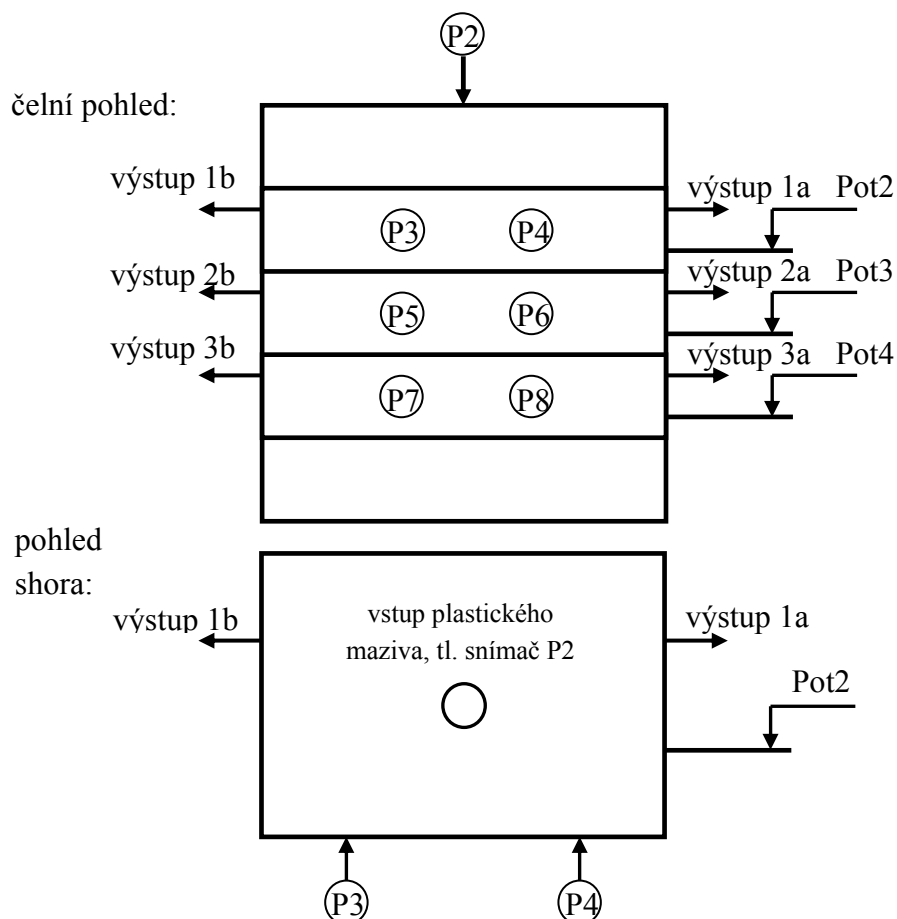
1 - znamená propojení "a"
2 - znamená propojení "b"
3 - znamená propojení "c"



Obr.33 Náhled na vstupní panel zadávaných dat pro výpočet teoretického množství maziva rozděleného třísekčním progresivním rozdělovačem ZP-A (DELIMON)

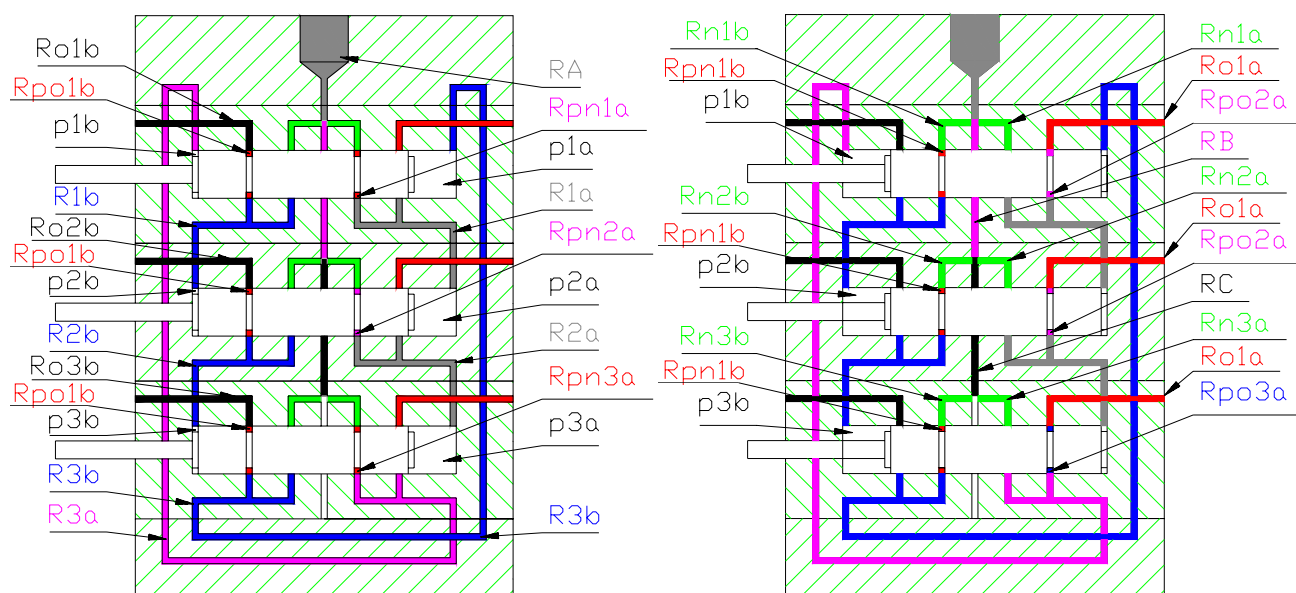
5.8.2 Měření charakteristik progresivního rozdělovače maziva v laboratorním systému centrálního mazání

Před samotným měřením bylo nutno provést mnoho přípravných prací, jak již bylo částečně popsáno v kap. 5. Na obrázku 34 je názorně naznačeno umístění tlakových snímačů a snímačů posuvu na progresivním rozdělovači maziva.



Obr. 34 Schématické znázornění míst instalace snímačů na progresivním rozdělovači maziva

Ještě před výrobou všech potřebných připojovacích a připevňovacích částí a zapojením snímačů k progresivnímu rozdělovači bylo nutno celý rozdělovač prostudovat a rozhodnout, do kterých míst budou snímače aplikovány. Na obr. 35 jsou schématicky označena měřená místa veličin tlaku a sledovaná místa odporů proti pohybu a odpory místní. Z tohoto obrázku dále vzniklo náhradní schéma progresivního rozdělovače maziva, podle něhož byl sestavován matematický model – schéma 1 v příloze 8.



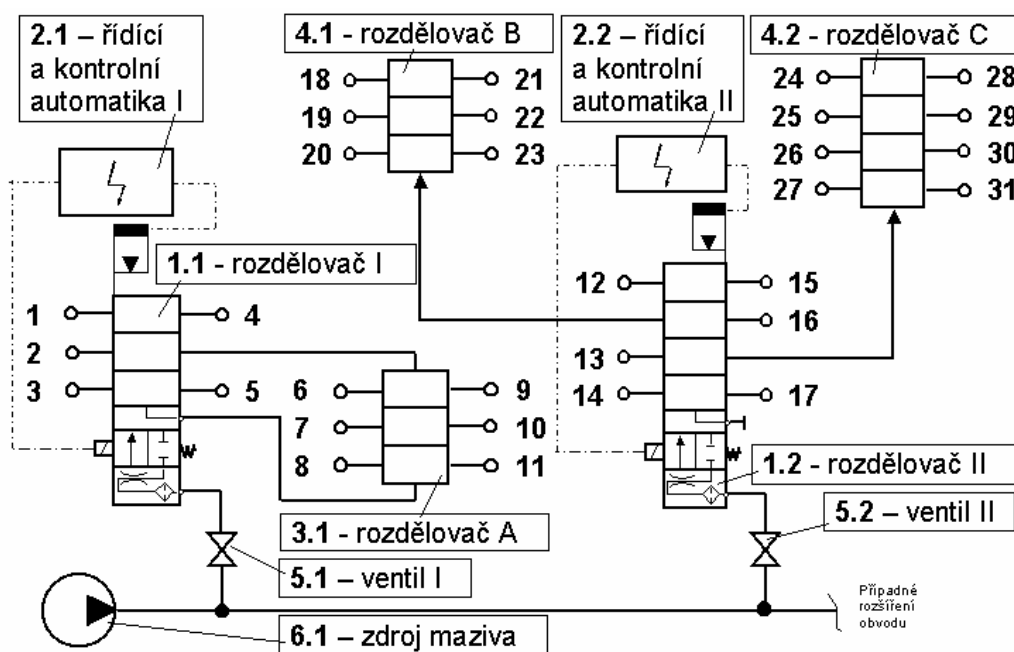
Obr. 35 Barevné vyznačení odporů proti pohybu a místních a míst, kde se měřil tlak
v progresivním rozdělovači maziva

5.8.3 Různé způsoby zapojování progresivního rozdělovače v CMS

V praxi se lze u centrálních mazacích systémů s progresivními rozdělovači také setkat s kombinovaným uspořádáním progresivních rozdělovačů. Progresivní rozdělovače se mohou různě zapojovat do mazacího obvodu a těmito propojeními se může dosáhnout dodávky požadovaného množství maziva do mazaného místa v kterémkoliv časovém okamžiku.

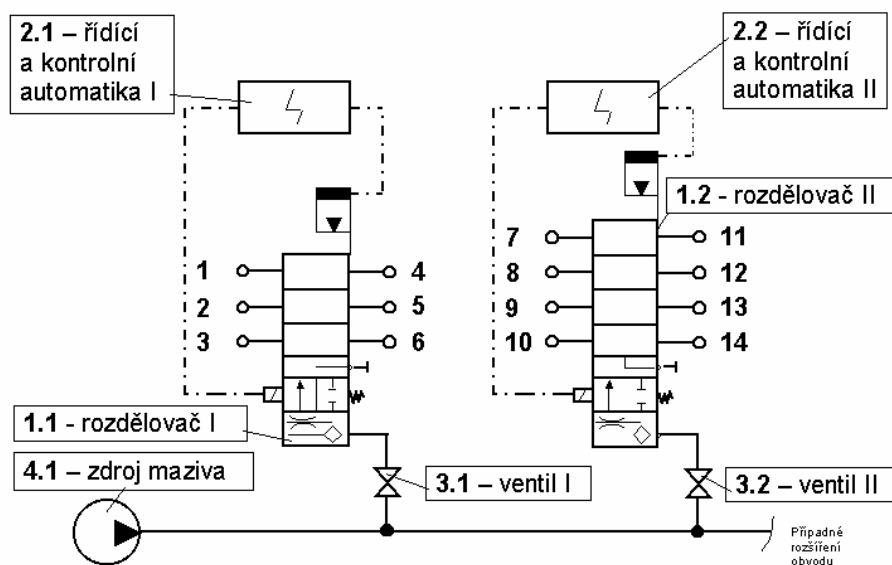
Progresivní rozdělovače lze zapojit:

- **sériově** – progresivní rozdělovače jsou řazeny za sebou; jedná se o základní zapojení rozdělovačů v progresivním systému (na obr. 36 pravá větev systému); používá se pro jednoduché obvody pro několik desítek i stovek mazacích míst; mezi jejich hlavní výhody patří jednoduchost, funkčnost a 100% kontrolovatelnost, která je prováděna pomocí bezkontaktního snímače většinou na hlavním rozdělovači maziva; časování dodávky maziva je řízeno pomocí doby chodu mazacího přístroje, řídicím a kontrolním systémem mazacího obvodu,
- **paralelně** – progresivní rozdělovače jsou řazeny vedle sebe, viz obr. 36 - levá větev systému; toto propojení musí umožnit speciální provedení progresivního rozdělovače; používá se zřídka a je vhodné pro přesnější dosažení požadovaného množství maziva do mazaného místa.



Obr. 36 Schéma centrálního mazacího systému s progresivními rozdělovači maziva,
kombinace – skupinové, paralelní/sériové

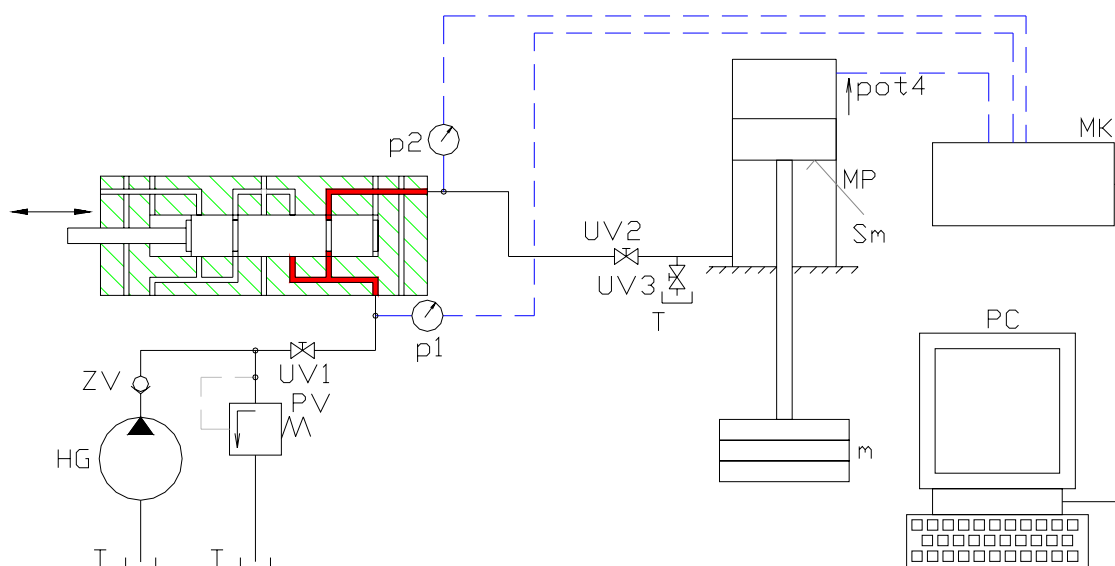
- **skupinově** – progresivní rozdělovače jsou připojovány pomocí rozváděče k hlavní větvi viz obr. 37; jde o variaci progresivního na dvoupotrubní CMS; používá se pro rozsáhlé obvody ve smyslu rozlehlosti mazaného zařízení (jeden i více strojů) a tehdy, když nechceme všechny mazací místa mazat současně, v tomto spočívá jejich největší výhoda – do mazaných míst je přiváděno mazivo podle provozu té které části mazaného zařízení.



Obr. 37 Schéma centrálního mazacího systému se skupinově uspořádanými progresivními rozdělovači maziva

Zapojení progresivních rozdělovačů do obvodu může být provedeno v několika variantách a pro matematický model je nutné získat vždy zevrubný popis a plný soubor informací o tomto obvodu (odpor proti pohybu resp. vstupní tlak do mazacích míst, počet mazacích míst, kompletní parametry vedení, parametry mazacího přístroje, okolní podmínky, typ použitého maziva a také režim mazání).

5.8.4 Měření proměnného odporu proti pohybu při toku plastického maziva rozdělovačem – porovnání s výsledky programu Fluent

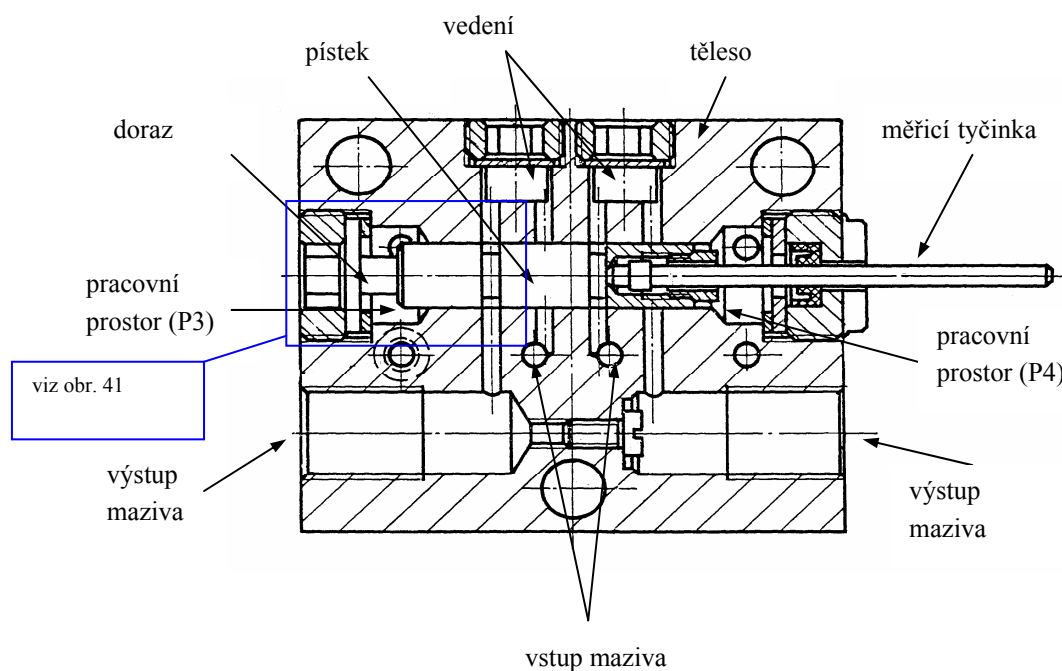


Obr. 38 Schéma měření proměnného odporu proti pohybu

HG	– hydrogenerátor	MK	– měřicí karta
PV	– pojišťovací ventil	pot	– potenciometr
UV	– uzavírací ventil	p	– tlakový snímač
ZV	– zpětný ventil	m	– závaží
MP	– měřicí přípravek	PC	– osobní počítač

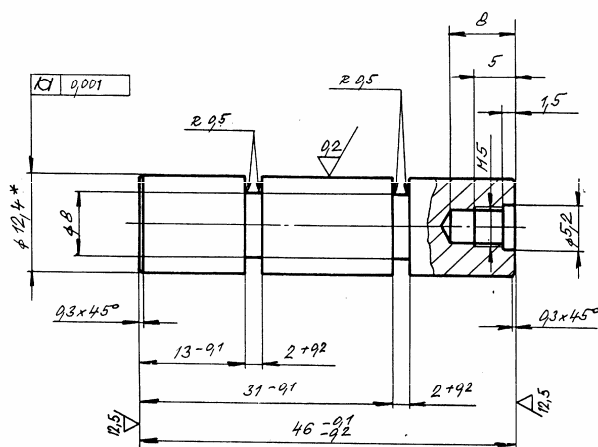
Měření vlivu rozdílného zatížení na výstupech progresivního rozdělovače maziva

Z důvodů nestejně délky vedení od progresivního rozdělovače k mazaným uzlům a pro různý odpor v daných mazacích místech jsou jednotlivé výstupy progresivního rozdělovače zatíženy odlišným tlakem. Z konstrukce progresivního rozdělovače maziva vyplývá, že tento tlak působí zpětně na pístky (pokud nejsou ve vývodech zpětné ventily), které jsou takto vyvolanou silou tlačeny zpět k výchozí poloze.

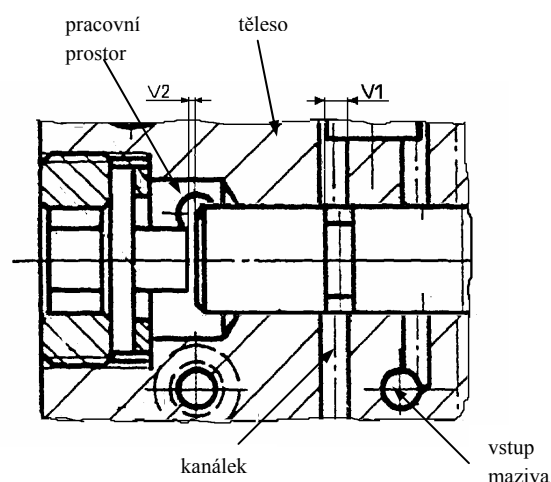


Obr. 39 Řez sestavenou sekci progresivního rozdělovače maziva a pístku s měřicí tyčinkou, sloužící k měření posuvu

Měření bylo prováděno tak, že se postupně připojovaly jednotlivé výstupy maziva k měřicímu přípravku se zátěží. Měření bylo uskutečňováno od nejmenšího zatížení až po největší zatížení měřicího přípravku (viz Popis označení souboru měření progresivního rozdělovače v příloze 2). Náhled na stav posunutí pístku jaký se může vyskytnout při provozu s rozdílným tlakem na výstupech progresivního rozdělovače představuje obr. 41. Toto nedojetí pístku (vůle V2) do krajní polohy znamená menší dodané množství maziva než je dané v parametrech katalogového listu progresivního rozdělovače od výrobce (viz tab. 48 v příloze).



Obr. 40 Výrobní výkres pístku progresivního
rozdělovače typu PRB3



Obr. 41 Jedna z možných poloh písku

Naměřené hodnoty zdvihů pístků progresivního rozdělovače maziva jsou v tab. 47 v příloze. Hodnoty jsou řazeny vedle označení měření, které je vysvětleno v příloze 4.

5.8.5 Třecí síly pístků progresivního rozdělovače maziva

a) Třecí síla měřená pomocí tlakové difference protilehlých pracovních prostor pístků progresivního rozdělovače maziva

Rozmístění tlakových snímačů na progresivním rozdělovači maziva ukazuje obr. 34. Z konstrukce progresivního rozdělovače maziva vyplývá, že tlak před pístkem vyvozuje sílu, která posune pístkem a ten dále vytlačuje plastické mazivo do mazaného uzlu.

Za předpokladu $p_{ib} \geq p_{ia}$ $v = konst.$

kde: p_{ia} , p_{ib} – tlak v pracovním prostoru pístku progresivního rozdělovače (viz obr. 5 v příloze)

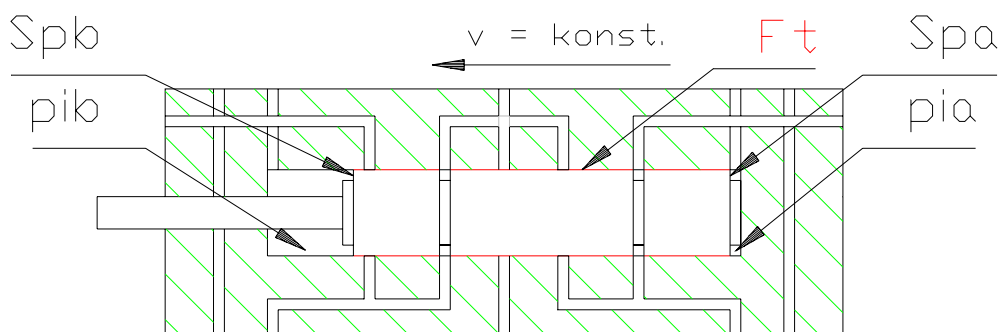
platí rovnováha sil:

$$F_x = 0: \quad p_{ib} \cdot S_p - F_T - p_{ia} \cdot S_p - F_{Tt} = 0, \\ F_T = p_{ib} \cdot S_p - p_{ia} \cdot S_p - F_{Tt}, \quad (30)$$

kde: F_{Tt} – třecí síla mezi měřicí tyčinkou a těsněním,

F_T – třecí síla mezi pístkem a tělesem progresivního rozdělovače,

S_p – plocha pístku progresivního rozdělovače.



Obr. 42 Sekce s vyznačením třecí síly, průřezů pístků a tlaků

Hodnoty třecích sil pístků z naměřených tlaků na snímačích instalovaných v pracovních prostorech progresivního rozdělovače jsou v příloze 4.2.

Vzhledem k dosažitelné přesnosti tlakových snímačů a jejich možného měřitelného rozsahu tlaku (0 – 10 MPa, v některém případě 0 – 25 MPa) se naměřená tlaková difference pohybuje na pomezí přesnosti snímače. Tento problém se hlavně výrazně projevuje u tekutějšího plastického maziva PLANTOGEL 000 S.

Vliv tolerance přesnosti snímačů je uveden v tab. 4 přílohy 3.2.

b) Třecí síla zjišťovaná pomocí gravitace

Stanovení třecí síly probíhalo za pomoci závaží pověšeného na pístek. Takto se stanovila velikost třecí síly při rozběhu a třecí síla za rovnoměrného pohybu pístku.

Naměřené třecí síly mezi pístkem a tělesem progresivního rozdělovače pomoci závaží jsou v tab. 29 v příloze 4.2, podobně jsou v tab. 30 v příloze uvedeny přidavné třecí síly mezi měřicí tyčinkou a těsněním (obr. 39).

6. Matematické modelování experimentálního mazacího systému

V současné době se návrhy mazacích systémů provádějí především na základě empirických zkušeností. Nahodile se vyskytují pomůcky, většinou firemního původu, k určení tlakových ztrát vybraných prvků mazacích systémů.

V souvislosti s rozvojem potenciálu výpočetní techniky se objevují nové možnosti využití nového přístupu k řešení inženýrských problémů. Jakoukoliv změnu v konstrukci prvku je v současnosti možné zpracovat již v koncepční fázi do matematického modelu a počítačovou simulací proměnlivých okrajových podmínek, sledovat, vyhodnocovat chování modelovaného systému, hledat kritická místa a optimální řešení. Tento způsob zkoumání konstrukčních uzlů pomocí simulací na matematickém modelu s sebou přináší i mnohá úskalí. Tak jako u fyzického modelu zmenšeného v měřítku se zanedbávají určité detaily, tak i u modelu matematického je jeden ze základních předpokladů úspěchu správná míra zjednodušení celého problému a nastavení okrajových podmínek. Obecně, na rozdíl od fyzického modelu, je matematický model daleko citlivější na chybu a není výjimkou, že se výsledky při prvních aproximacích matematického modelu liší od předpokládané skutečnosti, což se potvrdilo i v případě této práce.

Nutným krokem při matematickém modelování je proto verifikace modelu, kdy se matematický model ověří na známých skutečně naměřených hodnotách a použitím výsledných parametrů se "naladí" tak, aby výsledky odpovídaly skutečnosti.

Matematické modely, které se postupně začínají používat nejen na úrovni výzkumných úloh, ale i na úrovni inženýrské praxe, se v zásadě dělí na modely statické a dynamické. Modely statické popisují řešený problém v ustáleném stavu a nezohledňují časovou závislost změny parametrů a jsou určeny především pro analýzu prostorových nebo pevnostních problémů řešících například pevnostní výpočty. Modely dynamické jsou určeny k analýze časově závislých přechodových jevů a popisují tedy i dynamické vlastnosti modelovaných systémů.

Dynamického modelu je tedy vhodné použít na řešení úloh souvisejících s výpočty kolísání hodnot tlaku během činnosti stroje či zařízení nebo také energetických ukazatelů celého systému.

Analogie mezi hydraulickými a elektrickými obvody vede k aplikaci metod používaných v elektrických systémech na hydraulické systémy.

Protože matematické modelování toku plastického maziva probíhá v prostředí programu Dynast [29], budou v dalším popsány základní bloky užívané v tomto programu.

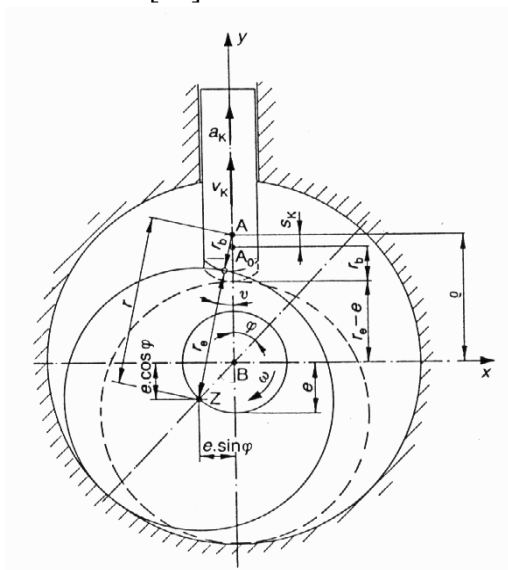
Popis bloků použitých v jednotlivých částech vstupních dat programu

Sortiment bloků, z nichž může sestávat blokové schéma analyzované programem DYNAST je popsán dále (vedle matematických vztahů, které tyto bloky charakterizují má každý blok svůj identifikátor):

- algebraický blok: zápis algebraických rovnic pro řešení programem DYNAST začíná označením dynamického bloku, tj. označením „BS“, pak následuje zápis algebraické rovnice a zápis ukončíme středníkem; takto jsou v programu zapsány všechny algebraické rovnice,
- integrační blok: integrace se provádí v programu DYNAST rovněž za použití bloku, při integraci využíváme tzv. blok integrační „BI“, který integruje zadanou veličinu podle času; z toho vyplývá, že integrovaná veličina musí být zadaná v závislosti na čase, počáteční podmínky jsou zadány v našem případě pomocí logické podmínky, která je uvedena za rovnicí, rovnice s logickou podmínkou je opět ukončena středníkem,
- derivační blok: derivace se provádí v programu DYNAST také za použití bloku, při derivaci využíváme tzv. blok derivační „BD“, který derivuje zadanou veličinu podle času; z toho vyplývá, že derivovaná veličina musí být zadaná v závislosti na čase, rovnice je opět ukončena středníkem.

6.1 Matematický model mazacího přístroje ACF 02

Matematický model mazacího přístroje je složen z několika algebraických, derivačních a integračních bloků, viz literatura [34].



Obr. 43 Kinematické schéma jednopístového mazacího přístroje ACF 02

- *algebraické bloky:*

$$\text{úhlová rychlost} \quad \omega = 2 \cdot 3.1415 \cdot f, \quad (31)$$

$$\text{úhel natočení hydrogenerátoru} \quad \hat{f}i = \omega \cdot \text{time}, \quad (32)$$

$$\text{okamžitý objem dodávaný hydrogenerátorem} \quad V_0 = V_{0k} + (S_p \cdot s_K), \quad (33)$$

$$\text{průtok hydrogenerátoru} \quad Q_G = \eta \cdot S_g \cdot (1.899) \cdot v_K \wedge (v_K > 0), \quad (34)$$

$$\text{rychlost pístu hydrogenerátoru} \quad v_K = \frac{e \cdot \omega \cdot (\sin \hat{f}i - (e \cdot \sin(2 \cdot \hat{f}i)))}{\left(2 \cdot r \cdot \sqrt{1 - \left(\left(\frac{e}{r} \right) \cdot \sin \hat{f}i \right)^2} \right)}. \quad (35)$$

- *integrační blok:*

$$\text{dráha pístku hydrogenerátoru} \quad s_K = \int v_K \cdot dt. \quad (36)$$

- *derivační blok:*

$$\text{zrychlení pístku hydrogenerátoru} \quad a_K = \frac{dv_K}{dt}. \quad (37)$$

- *algebraické bloky:*

$$\text{tlak za mazacím přístrojem} \quad p_G = \Delta R_p + C_p + p_z + p_2 + s_p, \quad (38)$$

$$\text{tlak na vstupu k zátěži} \quad p_z = \frac{m_z \cdot (9.81 + a_z)}{S_z}, \quad (39)$$

rychlost zátěže, resp. pístnice měřicího přípravku

$$v_z = \frac{Q_G}{S_z}. \quad (40)$$

- *derivační blok:*

zrychlení zátěže

$$a_z = \frac{dv_z}{dt}. \quad (41)$$

- *integrační blok:*

$$\text{dráha pístu zátěže} \quad s_z = \int v_z \cdot dt. \quad (42)$$

- *algebraické bloky:*

maximální smykové napětí na stěně potrubí

$$\tau_{\max 1} = \tau_0 + (Q_G \cdot 4.08G), \quad (43)$$

tlaková ztráta na potrubí mezi P1 a P2

$$\Delta R_p = \frac{\tau_{\max 1} \cdot 2 \cdot l}{R_p} \wedge (\tau_{\max 1} > \tau_0 - 1), \quad (44)$$

tlaková ztráta na potrubí za P2

$$p_2 = \frac{\tau_{\max 1} \cdot 2 \cdot l_2}{R_{p2}} \wedge (\tau_{\max 1} > \tau_0 - 1). \quad (45)$$

Vztahy (30 až 32) byly odzkoušeny v praxi při simulaci toku plastického maziva potrubím, viz literatura [90].

- *algebraický blok*:

tlaková ztráta vlivem stlačitelnosti maziva

$$C_p = \frac{V \cdot Q_G}{E_m} \wedge (Q_G > 0). \quad (46)$$

Vyjádření těchto rovnic v datech programu lze vidět v příloze 9, kde jsou uvedeny přesné popisy jednotlivých členů.

Grafické výsledky matematické simulace výstupních parametrů mazacího přístroje ACF 02 jsou srovnány s měřením na obr. 17 až 19.

6.2 Matematický model mazacího přístroje ANC 02P2

Náhradní schéma mazacího přístroje ANC 20 P2 je na obr. 45.

Technické parametry mazacího přístroje ANC 20 P2 uvedené výrobcem (viz lit. [74]):

maximální tlak	$p_{Gmax} = 21 \text{ MPa},$
pracovní tlak	$p_{G1} = 15 \text{ MPa},$
jmenovité dodávané množství	$V_G = 1,5 \text{ a } 2 \text{ cm}^3/\text{zdvih},$
objem zásobníku maziva	$V_z = 1 \text{ dm}^3,$
vývod šroubení	$TR \text{ } 6, 8 \text{ mm},$
tlak vzduchu	$p_{v1} = 0,6 \text{ až } 0,8 \text{ MPa},$
max. tlak v zásobníku maziva	$p_z = 0,6 \text{ MPa}.$

Výkresové hodnoty mazacího přístroje ANC 20 P2 odměřené z výkresu:

průměr pístu na straně pneumatické	$d_1 = 62 \text{ mm},$
průměr pístu na straně maziva	$d_2 = 8 \text{ mm},$
střední průměr pružiny pístové	$D_p = 72 \text{ mm},$
průměr drátku pružiny pístové	$d_p = 2,8 \text{ mm},$
střední průměr pružiny JV	$D_v = 7,2 \text{ mm},$
průměr drátku pružiny JV	$d_v = 2,8 \text{ mm},$
zdvih pístu	$h = 34 \text{ mm},$
počet závitů pružiny	$z = 5.$

Výpočet hodnot pro vytvoření matematického modelu mazacího přístroje ANC 20 P2:
plocha pístu na pneumatické straně

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 62^2}{4} = 3017,54 \text{ mm}^2, \quad (47)$$

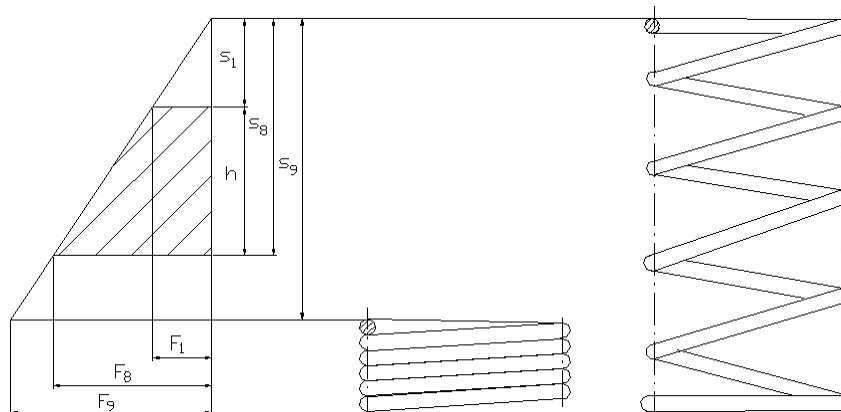
plocha pístu na straně maziva

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 50,24 \text{ mm}^2, \quad (48)$$

hmotnost pístu

$$m = (S_1 \cdot l_1 + S_2 \cdot l_2) \cdot \rho_{OC} = (3017,54 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot 10^{-3} + 50,24 \cdot 10^{-6} \cdot 72 \cdot 10^{-3}) \cdot 7850 = 0,62 \text{ kg} \quad (49)$$

Výpočet konstant pružiny použitých pro matematický model:



Obr. 44 Silové poměry na pružinu

Materiál pružiny 12 090: mez pevnosti - $\sigma_{pt} = 850 \text{ MPa}$

dovolené napětí v krutu

$$\tau_{Dk} = 0,8 \cdot \sigma_{pt} = 0,8 \cdot 850 = 680 \text{ MPa} , \quad (50)$$

modul pružnosti ve smyku $G = 7,85 \cdot 10^4 \text{ MPa}$

Pružina pístu:

Počet činných závitů pružiny (při deformaci pružiny $\frac{3}{4}$ prvního a posledního závitu jsou nedeformovány)

$$n_p = z_p - 2 \cdot \frac{3}{4} = 5 - 2 \cdot \frac{3}{4} = 3,5 , \quad (51)$$

tuhost pružiny

$$k_p = \frac{G \cdot d_p^3}{n \cdot 8 \cdot D_p^3} = \frac{7,85 \cdot 10^{10} \cdot (2,8 \cdot 10^{-3})^4}{3,5 \cdot 8 \cdot (76 \cdot 10^{-3})^3} = 1770,4 \text{ N/m} , \quad (52)$$

síla stlačené pružiny

$$F_{8p} = \frac{\pi \cdot \tau_{Dk} \cdot d_p^3}{8 \cdot D_p} = \frac{\pi \cdot 680 \cdot 10^6 \cdot (2,8 \cdot 10^{-3})^3}{8 \cdot 76 \cdot 10^{-3}} = 127,37 \text{ N} , \quad (53)$$

síla pružiny v nepracovním stavu přístroje

$$F_{1p} = F_{8p} - k_p \cdot h_p = 127,37 - 1770,4 \cdot 34 \cdot 10^{-3} = 67,18 \text{ N} , \quad (54)$$

Pružina jednosměrného ventilu:

Počet činných závitů pružiny (při deformaci pružiny $\frac{3}{4}$ prvního a posledního závitu jsou nedeformovány):

$$n_v = z_v - 2 \cdot \frac{3}{4} = 5 - 2 \cdot \frac{3}{4} = 3,5 , \quad (55)$$

tuhost pružiny

$$k_v = \frac{G \cdot d_v^4}{n_v \cdot 8 \cdot D_v^3} = \frac{7,85 \cdot 10^{10} \cdot (0,25 \cdot 10^{-3})^4}{3,5 \cdot 8 \cdot (7,6 \cdot 10^{-3})^3} = 29,34 \text{ N/m} , \quad (56)$$

síla stlačené pružiny
$$F_{8v} = \frac{\pi \cdot \tau_{Dk} \cdot d_v^3}{8 \cdot D_v} = \frac{\pi \cdot 680 \cdot 10^6 \cdot (0,25 \cdot 10^{-3})^3}{8 \cdot 7,6 \cdot 10^{-3}} = 0,579 \text{ N} \quad (57)$$

síla pružiny v nepracovním stavu přístroje

$$F_{1v} = F_{8v} - k_v \cdot h_v = 0,579 - 29,34 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 0,403 \text{ N} \quad (58)$$

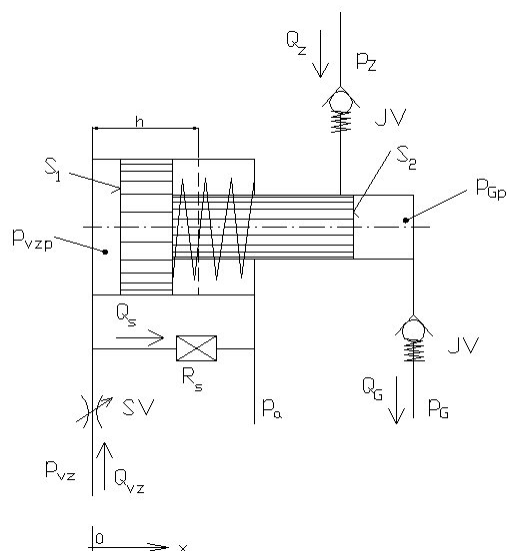
Při tvorbě matematického modelu je vyjádřen pohyb pístu pomocí silových poměrů na píst, tento model je dynamický model.

Přehled označení v obr. 45:

ŠV- škrťací ventil	Q - průtok
JV- jednosměrný ventil	p- tlak
S- plocha pístu	h- zdvih pístu

indexy:

vz - přívod vzduchu	Z - přívod maziva
od - odvod vzduchu	G- odvod maziva
vzp – pracovní prostor přístroje vzduchový	
Gp – pracovní prostor přístroje maziva	



Obr. 45 Náhradní schéma mazacího přístroje ANC 20 P2

Při tvorbě matematického modelu se počítá jen s tlakem v pracovním prostoru, protože při měření mazacího přístroje ANC20 P2 byl tlak snímán před vzduchovým ventilem, proto pro matematický model lze předpokládat stejný tlak ve válci jako tlak odměřený.

Pokles tlaku vzduchu v levé části válce při zavřeném vzduchovém ventilu:

Počítá se s teplotou vzduchu 20°C, tato hodnota je přepočtena na stupně Kelvinovy
 $T = t + 273,15 = 20 + 273,15 = 293,15 \text{ K}$

kde t je teplota dle Celsiovy teplotní stupnice ($^{\circ}\text{C}$).

Průběh tlaku vzduchu lze vypočítat iterační metodou přes Bernouliho integrály (viz lit. [4]). Postup řešení jednotlivých bodů křivky tlaku v závislosti na čase je následující:

1. hustota stlačeného vzduchu ze stavové rovnice:

$$p_{vzi} \cdot V_i = r \cdot T \Rightarrow \rho_i = \frac{p_{vzi}}{r \cdot T} \quad (59)$$

kde $r = 287,51$ plynová konstanta,

2. bezrozměrná rychlost:

$$\lambda = \frac{\kappa+1}{\kappa-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{vzi}}{p_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right], \quad (60)$$

kde $\kappa=1,4$ - Avogadrova konstanta,
 $p_a=101,305$ kPa,

3. rychlost vzduchu v labyrintu:

$$v_i = \lambda \cdot v_{kr}, \quad (61)$$

$$\text{kde } v_{kr} = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1} \cdot r \cdot T},$$

4. úbytek hmotnosti vzduchu v časovém kroku:

$$\Delta m_i = v_i \cdot S_L \cdot \rho_i \cdot \Delta t, \quad (62)$$

5. tlak v dalším časovém okamžiku:

$$p_{vzi+1} = p_{vzi} - \frac{\Delta m_i \cdot r \cdot T}{V}, \quad (63)$$

6. výpočet provést znovu od bodu 1:

$$\text{tlak maziva ve válci: } p_{Gp} = p_G - \frac{F_8}{S_2} = 15 - \frac{0,579}{50,24} = 14,998 \text{ MPa}. \quad (64)$$

Tlak maziva na výstupu je snížen o hodnotu protitlaku na jednosměrném ventilu.

Výpočet třecí síly mezi pístem a válcem mazacího přístroje:

dodaný objem maziva na jeden zdvih pístu:

$$V_m = \Delta x_v \cdot S_{pv} = 6,23 \cdot 84,823 = 528,4473 \text{ mm}^3, \quad (65)$$

kde Δx zdvih pístu měřicího válce

$$\text{průměrný průtok maziva: } Q_G = \frac{V_m}{\Delta t} = \frac{528,4473 \cdot 10^{-9}}{0,026} = 20,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}, \quad (66)$$

kde $\Delta t = 0,026$ časový interval dodávky maziva (odečteno z výsledku měření kap. 5.5 - obr. 24)

průměrná rychlost pístu mazacího přístroje:

$$v_p = \frac{Q_G}{S_2} = \frac{20,3 \cdot 10^{-6}}{50,24 \cdot 10^{-6}} = 0,404 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (67)$$

průměrné zrychlení pístu mazacího přístroje:

$$a_p = \frac{v_p}{\Delta t} = \frac{0,404}{0,026} = 15,54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}, \quad (68)$$

třecí síla:

$$F_{TG} = p_{vz} \cdot S_1 - p_G \cdot S_2 - F_{8p} - \frac{a_p}{m} = 0,49984 \cdot 3017,54 - 4,76 \cdot 50,24 - 127,37 - \frac{15,54}{0,62} = 1116,7 \text{ N} \quad (69)$$

hodnoty Δx_v , p_{vz} , p_G odečteny z výsledků měření v kapitole 5.5.

zrychlení pístu:

$$a_p = \begin{cases} \frac{\frac{p_{vzp}}{S_1} - \frac{p_{Gp}}{S_2} - (F_1 + k \cdot x) - F_{TG}}{m} \wedge (x_{p1} < h) \wedge (p_{vm} = p_v) & \text{- pohyb pístu zleva doprava (směr dle obr. 45)} \\ \frac{F_8 - k \cdot x - F_{TG} - \frac{p_{vzp}}{S_1}}{m} \wedge (x_{p1} \geq h) \wedge (x_{p1} < 2 \cdot h) & \text{- pohyb pístu zprava doleva (směr dle obr. 45)} \\ 0 \wedge (p_v = 0) \cap (x_p = 0) & \end{cases}, \quad (70)$$

Při pohybu pístu zprava doleva podle schématu (obr. 45), se přívod maziva ze zásobníku začne otevírat pístem až při dojezdu, což je malá část dráhy pístu, tudíž se vliv tlaku ze zásobníku při zpětném chodu zanedbává. Odvod vzduchu se děje pomocí labyrintu v pístku a dále pokračuje do volného prostoru. Na schématu je labyrint nahrazen odporem proti pohybu. Při tvorbě dynamického modelu se počítá s tlakovými poměry a s tím, že labyrint nemá vliv na tlak vzduchu v pracovním prostoru, tudíž není ve výpočtu zahrnut. Naopak při zpětném pohybu pístu má tvar labyrintu vliv na vratnou rychlost pístu.

Rychlost pístu se vypočítá integrací zrychlení pístu:

$$v_{p1} = \int a_p \cdot dt, \quad (71)$$

$$v_{p2} = \begin{cases} v_{p1} \wedge (a_p > 0) \vee (a_p < 0) \\ 0 \wedge (a_p = 0) \end{cases}, \quad (72)$$

$$v_{p3} = \begin{cases} v_{p2} \wedge (a_p \geq 0) \\ (v_{p2} - v_{p2\max}) \wedge (a_p < 0) \end{cases}, \quad (73)$$

$$v_p = \begin{cases} v_{p3} \wedge (p_{vm} = p_v) \\ -v_{p3} \wedge (p_v < p_{vm}) \wedge (a_p < 0) \end{cases}, \quad (74)$$

dráha pístu se vypočítá integrací rychlosti pístu

$$x_p = \int v_p \cdot dt, \quad (75)$$

pro usnadnění předepisování podmínek se vypočte tzv. pomocná rychlost

$$x_{p1} = \int v_{p3} \cdot dt, \quad (76)$$

Průtok z mazacího přístroje se vypočítá z rychlosti a plochy pístu, dodávka maziva je nenulová jen při pohybu pístu podle schématu (obr. 45) zleva doprava:

$$Q_G = \begin{cases} S_2 \cdot v_p \wedge (v_p > 0) \\ 0 \wedge (v_p \leq 0) \end{cases}. \quad (77)$$

Časový průběh tlaku mazacího přístroje je podobný jako u průtoku, kdy tlak má hodnotu rovnu tlaku vzniklé zátěží při pohybu pístu zleva doprava (obr. 45):

$$p_G = \begin{cases} p_{G1} \wedge (v_p > 0) \\ p_Z \wedge (v_p \leq 0) \end{cases}, \quad (78)$$

průběh tlaku vzduchu v pracovní části je závislý na škrťícím ventilu:

$$p_{vzp} = \begin{cases} p_{vzm} \wedge (i = 1) & \text{- vzduchový ventil otevřen} \\ \frac{\rho \cdot S_1^2 \cdot x_p^2}{2 \cdot t^2 \cdot S_L^2} \wedge (i = 0) \wedge (p_{vzp} > 0) & \text{- vzduchový ventil zavřen, tlak} \\ & \text{postupně klesá vlivem úniku přes} \\ & \text{labyrint} \end{cases} \quad (79)$$

kde S_1 - plocha pístu na vzduch,

S_L - kruhový průřez labyrintu,

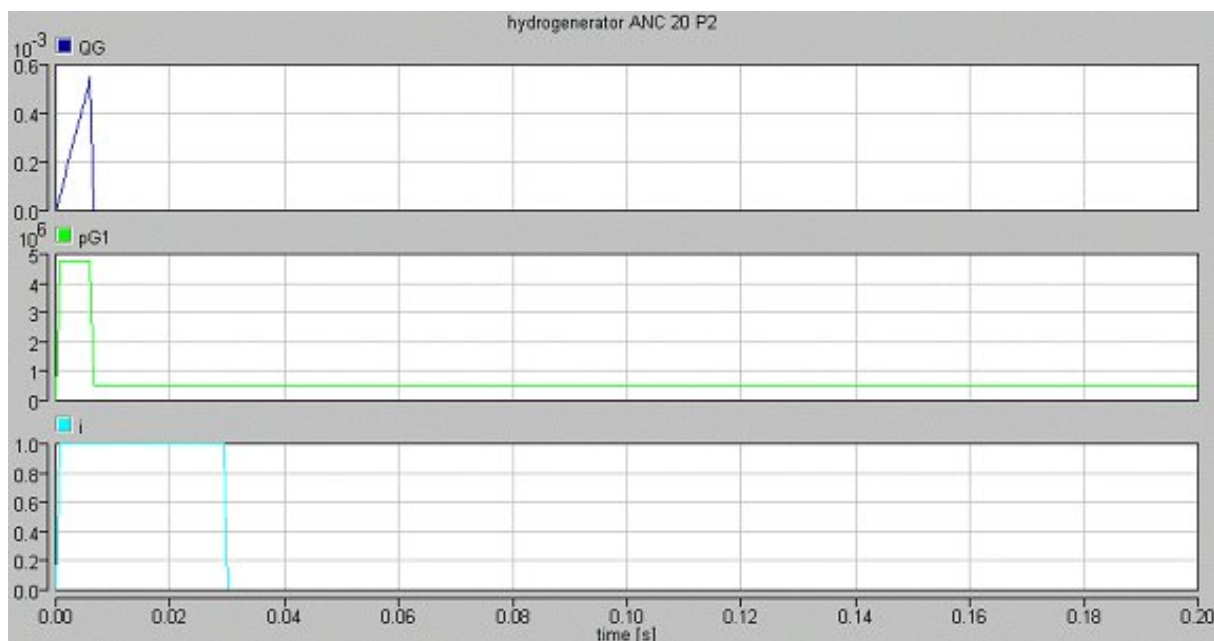
x_p - dráha pístu (viz obr. 44),

i - elektrický impuls k otevření vzduchového ventilu,

$i = 1$ - elektrický impuls pro otevření elektro-ventilu otevřen,

$i = 0$ - ventil zavřen.

Pro výtok vzduchu z pracovního prostoru v matematickém modelování není použito Bernoulliho integrálu, neboť v řešiči je problematické zadat časový krok [29]. Proto jsou použity vztahy pro výtok nestlačitelného média. Toto sice přesně neodpovídá skutečnosti, ale tvar průběhu tlaku je podobný.



Obr. 46 Simulovaný průběh hodnot mazacího přístroje Q_G [m^3/s], p_{G1} [Pa], i [-]

6.3 Modelování toku plastického maziva

Model vychází z popisu toku plastického maziva pomocí výše zmíněného reologického Herschell-Bulkleyova modelu /vztah (10) pro $\tau_0 = 200$ Pa, $K = 185$ Pa.sⁿ, $n = 0,33$ /.

Do výpočtů modelování toku plastického maziva byl dosazován konstantní průtok Q (ve skutečnosti je mazivo dodávané pístovými mazacími přístroji). Ale dle literatury [34] je konstantní průtok plastického maziva možno srovnávat bez velkých nepřesností s pulzujícím průtokem plastického maziva. Výpočet probíhá vždy pro daný průtok Q , ke kterému se dopočítává tlaková ztráta, což odpovídá původně závislosti dle obr. 6-3.

Vypočítané hodnoty tlaků byly srovnávány pro různé průtoky a statické zatížení (statické tlaky) vyvolané závažími na měřicím přípravku (viz obr. 25).

Potom maximální smykové napětí na stěně potrubí:

$$\tau_{\max} = \frac{\Delta p \cdot R}{2 \cdot l} \text{ [Pa]}, \quad \eta_{ekv} = \frac{\tau_{\max}}{d_{ekv}} \text{ [Pa.s]}, \quad \dot{\gamma} \approx d_{ekv} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot R^3} \text{ [s}^{-1}\text{]}, \quad (80)$$

kde Δp – tlaková ztráta na délce potrubí l [Pa],
 R – poloměr potrubí [m], l – délka potrubí [m],
 Q – průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$], η_{ekv} – dynamická viskozita [Pa.s].

6.4 Kinematicko – dynamický model experimentálního mazacího systému s progresivním rozdělovačem maziva

Cílem při sestavování matematického modelu v této práci bylo zahrnout další vlivy, které nebyly uvažovány v již existujících matematických modelech progresivního rozdělovače, viz lit. [77], [78], [79], [83]. Již dříve byly realizovány tři simulační modely progresivního rozdělovače:

- **Kinematický model progresivního rozdělovače** tento model je sestaven na základě využití zákona o zachování hmoty – využití rovnice kontinuity a za předpokladu nestlačitelnosti maziva a nedeformovatelnosti okolního systému. Tento model popisuje pohyb pístků progresivního rozdělovače na základě objemu maziva dodaného z hydrogenerátoru. Pomocí časové derivace polohy pístků je určována rychlost a zrychlení pístků viz lit. [78], [79].
- **Dynamický model progresivního rozdělovače** je vytvořen na základě popisu dynamickými rovnicemi viz lit. [78], [79]. Výsledkem řešení těchto rovnic jsou časové průběhy zrychlení jednotlivých pístků progresivního rozdělovače. Integrací zrychlení pístků jsou stanoveny průběhy rychlostí a průběhy posunutí pístků progresivního rozdělovače maziva.
- **Kinematicko – dynamický model progresivního rozdělovače.** Jedná se o kombinaci výše uvedených modelů progresivního rozdělovače.

Všechny modely jsou také uvedeny v lit. [83].

Kinematicko – dynamický model progresivního rozdělovače zahrnuje jak kinematiku tak dynamické děje, avšak v tomto modelu nebyly zahrnuty další vlivy (např. stlačitelnost maziva), které mají na činnost progresivního rozdělovače vliv.

Cílem pro zdokonalení posledního matematického modelu je zahrnutí některých dalších vlivů:

- stlačitelnosti maziva (pro zahrnutí tohoto vlivu do matematického modelu bylo nutno stanovit objemový modul pružnosti maziva a sdružený objemový modul pružnosti viz kapitola 5.7)
- vliv nedojetí pístků do krajní polohy, čímž vzniká při průchodu maziva tlaková ztráta (stanovením této ztráty se zabývá kapitola 5.8.4)

Popis vztahů použitých v jednotlivých částech programu simulace kinematicko – dynamického modelu mazacího obvodu

Rovnice popisující činnost jednopístového hydrogenerátoru

Pro popis činnosti jednopístového hydrogenerátoru byly použity následující rovnice:

- *algebraické bloky:*

$$\text{úhlová rychlost} \quad \omega = 2 \cdot 3.1415 \cdot f, \quad (81)$$

$$\text{úhel natočení hydrogenerátoru} \quad \varphi = \omega \cdot \text{time}, \quad (82)$$

$$\text{aktuální (okamžitý) objem dodávaný hydrogenerátorem} \quad V_0 = V_{0k} + (S_p \cdot s_K), \quad (83)$$

$$\text{rychlost pístu hydrogenerátoru} \quad v_K = \frac{e \cdot \omega \cdot (\sin \varphi - (e \cdot \sin(2 \cdot \varphi)))}{\left(2 \cdot r \cdot \sqrt{1 - \left(\left(\frac{e}{r} \right) \cdot \sin \varphi \right)^2} \right)}. \quad (84)$$

- *integrační blok:*

$$\text{dráha pístku hydrogenerátoru} \quad s_K = \int v_K \cdot dt. \quad (85)$$

- *derivační blok:*

$$\text{zrychlení pístku hydrogenerátoru} \quad a_K = \frac{dv_K}{dt}. \quad (86)$$

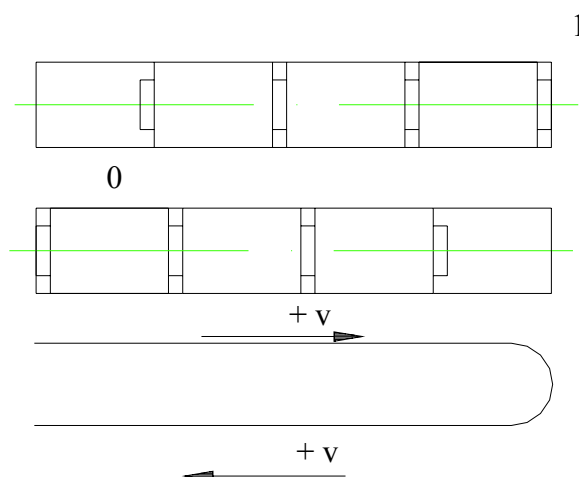
Vyjádření těchto rovnic v zápise pro program Dynast lze vidět v příloze 9, kde jsou uvedeny taktéž přesné popisy jednotlivých členů.

Rovnice kinematiky pístku rozdělovače

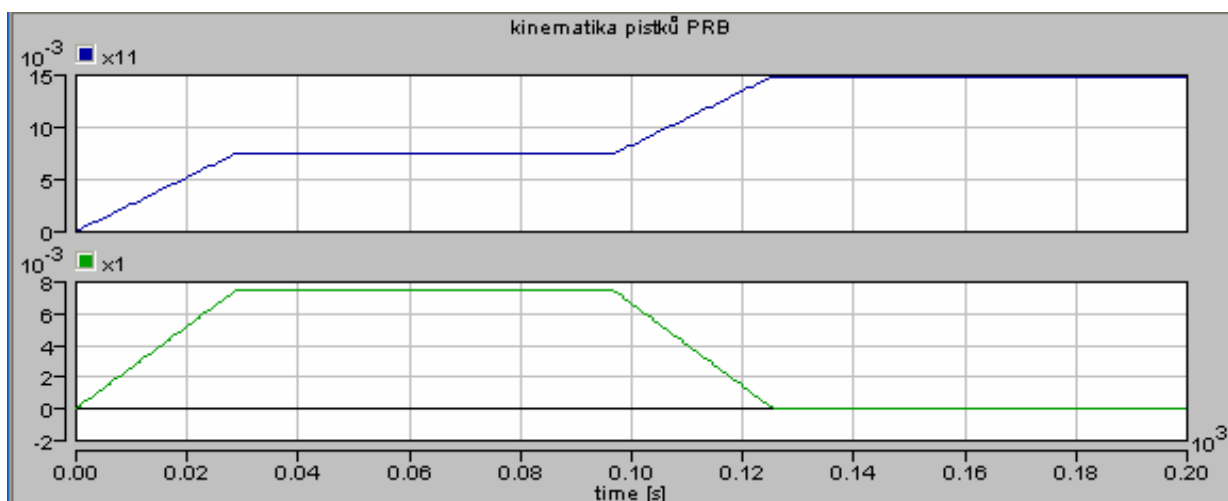
Rovnice kinematiky pístku, tj. rovnice pro výpočet dráhy, rychlosti a zrychlení pístku je uvedena jen pro první pístek, ostatní dvě jsou analogicky obdobné až na změnu indexu.

- *integrační blok*

tzv. kumulativní dráha pístku (je zavedena z programových důvodů viz lit. [83]), kumulativní dráha je dána postupným součtem dráhy pístku, přičemž rychlost pístku je považována za kladnou při obou směrech pohybu pístku, jak lze vidět na obr. 48.



Obr. 47 Zobrazení poloh pístku a průběhu rychlosti pístku příslušné kumulativní dráze v obou směrech pohybu



Obr. 48 Zobrazení kumulativní a skutečné dráhy pístku v programu DYNAST

$$x_{11} = \begin{cases} \int \frac{Q_G}{S_p} \cdot dt \wedge (x_{11} < L_p) \\ \int \frac{Q_G - Q_G \wedge (x_{33} < L_p)}{S_p} \cdot dt \wedge (x_{33} \geq L_p) \wedge (x_{11} < 2 \cdot L_p) \end{cases} \quad (87)$$

kde

Q_G - dodávka maziva z hydrogenerátoru [m^3/s],

S_p - plocha pístku [m^2],

L_p - maximální zdvih pístku [m].

- hodnota kumulativní dráhy píستku 1 při pohybu zleva doprava do maximální hodnoty zdvihu L_P je dána prvním vztahem v souborů vztahů (74)
- po dobu, než pístek 3 dosáhne maximální hodnoty zdvihu píستku L_P je pístek 1 v klidu (integrována hodnota je nula), při dosažení kumulativní dráhy píستku 3 hodnoty L_P začne kumulativní dráha píستku 1 narůstat až do hodnoty dvojnásobku zdvihu L_P , poté zůstává hodnota dráhy konstantní

- *algebraické bloky*

skutečná dráha píستku, její průběh lze vidět v obr. 48

$$x_1 = \begin{cases} x_{11} \wedge (x_{11} < L_P) \\ (2 \cdot L_P - x_{11}) \wedge (x_{11} \geq L_P) \end{cases}, \quad (88)$$

- skutečná dráha píستku 1 je totožná s kumulativní dráhou do doby, než začne kumulativní dráha být větší než je zdvih píستku L_P
- pokud je kumulativní dráha větší jak hodnota L_P , tak se kumulativní dráha odečítá od dvojnásobku zdvihu píستku L_P

logická hodnota stavu píستku (hodnota 1 – pístek je vpravo, hodnota 0 – pístek je vlevo; zobrazení jednotlivých poloh lze vidět na obr. 47)

$$x_{111} = \begin{cases} (x_1 \leq 0) \wedge (pistek_{1b} = 1) \\ (x_{11} \geq L_P) \wedge (x_1 > 0) \wedge (pistek_{1b} = 0) \end{cases}, \quad (89)$$

- *derivační bloky*

rychlost píستku

$$v_1 = \frac{dx_1}{dt}, \quad (90)$$

zrychlení píستku

$$a_1 = \frac{dv_1}{dt}, \quad (91)$$

kde x - dráha píستku rozdělovače [m],
 v - rychlost píستku rozdělovače [m/s],
 a - zrychlení píستku rozdělovače [m/s²].

Pohyb píستu měřicího přípravku

- *algebraické bloky*

průtok potrubím k měřicímu přípravku

$$Q_{1a} = v_2 \cdot S_p \wedge (x_1 < L_p) \wedge (x_3 \leq 0) \wedge (v_2 > 0). \quad (92)$$

Proto, aby mazivo bylo dodáváno z vývodu 1a je nutné, aby se pohyboval pístek 2 rychlostí v_2 , jak je vidět z konstrukce progresivního rozdělovače na obr. 31.

rychlost píستku měřicího přípravku (index z – zátěž)

$$v_z = \frac{Q_{1a}}{S_z}. \quad (93)$$

- *derivační blok*

zrychlení píستku měřicího přípravku (index z – zátěž)

$$a_z = \frac{dv_z}{dt}. \quad (94)$$

- *integrační blok*

posuv píستku měřicího přípravku (index z – zátěž)

$$x_z = \int v_z \cdot dt. \quad (95)$$

Vyjádření těchto rovnic v programu lze vidět v příloze 9, v datech programu jsou uvedeny přesné popisy jednotlivých členů.

Vztahy pro výpočet tlakové ztráty na jednotlivých úsecích progresivního rozdělovače

- *algebraické bloky*

fiktivní tlaková ztráta na píستku (je zavedena z programových důvodů, viz lit. [83])

$$pistek_{1a} = \frac{(F_t + m_p \cdot a_1)}{S_p} \wedge (x_{11} < 2 \cdot L_p), \quad (96)$$

kde F_t - třecí síla píستku progresivního rozdělovače [N],
 m_p - hmotnost píستku progresivního rozdělovače [kg],
 S_p - plocha píستku [m²],

logická hodnota stavu píستku, viz lit. [83], (hodnota 1 – píستек se pohybuje, hodnota 0 – píстек je v klidu)

$$pistek_{1b} = \begin{cases} pistek_{1a} \wedge (x_{11} < L_p - 1u) \\ \vee \\ pistek_{1a} \wedge (x_{11} \geq L_p + 1u) \wedge (x_{11} < 2 \cdot L_p) \end{cases} \quad (97)$$

Pozn.: veličina $1u = 1 \cdot 10^{-6}$, je zavedena kvůli konvergenci výpočtu.

Skutečná tlaková ztráta na píстku za pohybu

$$pistek_1 = pistek_{1a} \cdot pistek_{1b} \quad (98)$$

Tlaková ztráta v důsledku vnitřního tření maziva a tření maziva o stěnu vedení

- výchozím vztahem pro výpočet tlakové ztráty je Herschel-Bulkleyův model, který nejlépe odpovídá naměřeným reogramům plastických maziv, jak lze vidět v příloze 1.

- algebraické bloky

maximální smykové napětí na stěně vedení

Vztah (10) je určen pro výpočet maximálního smykového napětí na stěně vedení, tato rovnice je upravena tak, aby průběh maximálního smykového napětí pulzoval v čase, jak lze vidět na průběhu tlaku p_g za hydrogenerátorem, viz obr.19.

$$\tau_{\max 1} = \tau_0 + (\tau + \tau_{\max} \cdot \sin(fi - 0.15)) \wedge (Q_G > 0), \quad (99)$$

kde τ - hodnota, viz příloha 7 [Pa],

τ_0 - počáteční smykové napětí maziva [Pa],

$\tau_{\max}$ - hodnota, viz příloha 7 [Pa].

Tlaková ztráta na odporu proti pohybu $\underline{R}$

$$\underline{R} = \frac{\tau_{\max 1} \cdot 2 \cdot l}{r_k} \wedge (\tau_{\max 1} > 0). \quad (100)$$

Tento vztah byl v programu použit pro výpočet tlakových ztrát na odporech, jejichž poloha v progresivním rozdělovači je uvedena na obr. 35. Velikost jednotlivých tlakových ztrát je dána délkou l a průměrem kanálku r_k a velikosti smykového napětí na stěně. Popis jednotlivých tlakových ztrát je uveden v programu v příloze 9. Tlaková ztráta je v rovnici označena R (dále v datech programu s indexy).

Maximální smykové napětí na stěně potrubí podle lit. [83] s odkazem na lit. [15]

$$\tau_{\max} = \frac{\Delta p \cdot \bar{R}}{2 \cdot l}, \quad (101)$$

$$\eta_{ekv} = \frac{\tau_{\max}}{d_{ekv}}, \quad (102)$$

$$\dot{\gamma} \approx d_{ekv} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \bar{R}^3}. \quad (103)$$

kde Δp - tlaková ztráta [Pa],
 $\bar{R}$ - poloměr potrubí [m],
 l - délka potrubí [m],
 Q - průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],
 η_{ekv} - dynamická viskozita [Pa.s].

Tlaková ztráta vlivem stlačitelnosti maziva

- *algebraický blok*

$$RM = \frac{1}{C} \cdot \int_0^t Q \cdot dt \wedge (pistek = 1) \wedge (x111 = 0), \quad (104)$$

$$C = \frac{V}{E},$$

kde V - objemu maziva [m^3],
 E - objemový modul pružnosti maziva [Pa],
 Q - průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],
 C - kapacita [$\text{m}^3 \text{Pa}^{-1}$],
 RM - tlaková ztráta vlivem stlačitelnosti maziva [Pa].

Tlaková ztráta vlivem nedojetí píستku do krajní polohy

- *algebraický blok*

$$R_z = \xi \cdot \frac{Q^2}{2S^2} \rho \wedge (pistek = 1) \wedge (x111 = 0) \wedge (x333 = 0), \quad (105)$$

kde R_z - tlaková ztráta [Pa],
 Q - průtok [m^3/s],
 S - průřez [m^2],
 ρ - hustota [kg/m^3],
 ξ - součinitel místních ztrát [-].

Tlak v pracovním prostoru pístku 1 na pravé straně (podobně jsou vyjádřeny i ostatní tlaky)

- *algebraický blok*

$$p_{1a} = \begin{cases} (p_{o3b} + R_{o3b} + R_{po3b} + R_{z3b} + R_{3b} + RM_{3b}) \wedge (x_{333} = 0) \wedge (x_{222} = 0) \wedge (pistek_{1b} = 1) \\ p_{o3b} \wedge (x_{333} = 0) \wedge (x_{111} = 1) \wedge (pistek_{2b} = 1) \\ p_{o3b} \wedge (x_{111} = 1) \wedge (x_{222} = 1) \wedge (pistek_{3b} = 1) \\ (p_{o3a} + R_{o3a} + R_{po3a} + R_{z3a} + R_{3a} + pistek_1 + RM_{3a}) \wedge (x_{333} = 1) \wedge (x_{222} = 1) \wedge (pistek_{1b} = 1) \\ \left(p_{o1b} + R_{o1b} + R_{po1b} + R_{z1b} + R_{1b} + pistek_2 + R_{pn1a} + R_{s1a} + \right. \\ \left. + R_{1a} + RM_{1b} \right) \wedge (x_{111} = 0) \wedge (x_{333} = 1) \wedge (pistek_{2b} = 1) \\ \left(p_{o2b} + R_{o2b} + R_{po2b} + R_{z2b} + R_{2b} + pistek_3 + R_{pn2a} + R_{s2a} \right. \\ \left. + R_{2a} + RM_{2b} \right) \wedge (x_{111} = 0) \wedge (x_{222} = 0) \wedge (pistek_{3b} = 1) \end{cases} \quad (106)$$

- jedná se o součet výstupního tlaku a tlakových ztrát při toku maziva danými úseky za stanovených podmínek, které vyjadřují stav pístku; průběh každého p_{ij} ($i = 1,2,3; j = a,b$) tlaku je určen pro jeden cyklus progresivního rozdělovače; každý cyklus progresivního rozdělovače se skládá ze šesti posuvů pístků, každý posuv je popsán logickými podmínkami, viz rovnice (106), při jejich platnosti je tlak p_{1a} dán součtem výstupního tlaku a tlakových ztrát, které jsou uvedeny v rovnici (106). Tlakové ztráty R_{oij} , R_{poij} , R_{ij} jsou spočteny ze vztahu (90), R_{zij} , R_{sij} , jsou spočteny ze vztahu (105) a RM_{ij} jsou spočteny ze vztahu (104); indexy nabývají hodnot $i = 1,2,3; j = a,b$

6.5 Popis použitých příkazů v programu Dynast

Simulační program DYNAST slouží k statické, časové i frekvenční analýze lineárních i nelineárních dynamických soustav i k analýze různých parametrických závislostí. Dynamické soustavy mohou být popsány lineárními algebraickými rovnicemi, nelineárními rovnicemi, diferenciálními rovnicemi, soustavou integrálních rovnic, časovou a frekvenční analýzou dynamických soustav či zde může být využito blokových nebo bránových schémat, nebo jejich kombinace s rovnicemi.

Vstupní údaje pro program DYNAST se zadávají formou vstupních vět, které se ukončí středníkem. Tento program je natolik pružný, že dovoluje jednoduchým způsobem charakterizovat většinu dnes známých a užívaných modelů výpočtu.

Seznam hlavních použitých příkazů:

SYSTEM	začátek programu
SYSVAR	hledané veličiny
TR	spuštění výpočtu, časový interval výpočtu
print	zadání neznámých pro vykreslení do grafu
RUN	spuštění programu
END	konec programu

BS	operační blok
BD	derivační blok
BI	integrační blok

Všechny uvedené příkazy jsou použity v simulačním programu DYNAST, viz příloha 9.

Integrace a derivace je v našem případě v DYNASTU prováděna podle času.

7. Statistické vyhodnocení naměřených výsledků

Účelem této kapitoly není vysvětlit a popsat kompletní zpracování naměřených výsledků pomocí matematické statistiky, ale umožnit odborníkům zabývajícím se o tuto oblast, jakož i diplomantům a doktorandům pokračujícím v této práci, snazší přístup při statistickém zpracování experimentálních dat, uložených v tabulkách v této disertaci. Tato experimentální data jsou uvedena jednak v textu, jednak v přílohách disertační práce tak, aby byla pohotově k dispozici.

7.1 Vyhodnocení nejistot z experimentálně naměřených dat v tribologické laboratoři

Při zkoumání reálných dějů dospějeme k závěru, že pozorované veličiny mají v podstatě náhodný charakter, spočívající v tom, že jejich měřené hodnoty v závislosti na zvolené hladině přesnosti více či méně kolísají při opakovaných měřeních, i když podmínky průběhu těchto dějů i pozorování zůstávají v podstatě neměnné viz [38], [52], [54], [61].

Abychom mohli učinit potřebné závěry o zkoumaných dějích, musíme znát odpovídající typ rozdělení pravděpodobnosti, který buď vyplývá z jejich teoretického (např. fyzikálního) popisu anebo jej odhadujeme ze zjištěných hodnot sledované veličiny.

Jako vzorek zpracování z experimentálních dat z měření v tribologické laboratoři použijeme tabulku 29 v příloze, která udává výsledky měření přídavných třecích sil mezi těsněním a měřicí tyčinkou progresivního rozdělovače, zjišťované pomocí gravitace.

Při opakování měření působí zcela nahodile náhodné chyby, které jsou těžko předvídatelné ani je nelze vyloučit. Při opakovaném měření se mění jejich velikost i znaménko, jak odpovídá předpokládanému zákonu rozdělení. Pro určení jejich velikosti se vychází z opakovaných měření s použitím statistických metod odpovídajících patřičnému pravděpodobnostnímu modelu, reprezentovanému zákonem rozdělení příslušné náhodné chyby. V praxi velmi často jde o rozdělení normální – Gaussovo, které se používá ve většině aplikací.

Výsledek měření, stanovený ze souboru opakovaných měření realizovaných za stejných podmínek (tab.29 v příloze), je reprezentován průměrnou hodnotou resp. aritmetickým průměrem získaným při n opakováních z hodnot $x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n$, tj.

$$\bar{x}_s = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = 6,19 N. \quad (107)$$

kde x je v našem případě přídavná třecí síla F_{tf} [N].

Náhodnou chybu v klasické teorii chyb nejčastěji zastupuje směrodatná odchylka výběrového souboru s , méně často směrodatná odchylka aritmetického průměru s_x , získané ze vztahů:

$$s = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} = 1,32 N, \quad (108)$$

$$s_x = \frac{s}{\sqrt{n}} = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}} = 0,59 N. \quad (109)$$

Obě směrodatné odchylky patřičným způsobem blíže charakterizují chování náhodných chyb.

Tyto vztahy (94), (95) a (96) jsou známy a jsou též aplikovány i v užitých programech (Excel, ScopeWin), které byly používány při vyhodnocování naměřených dat. Co se týká měřicího software ScopeWin, byly dále využívány programové funkce, jmenovitě: vyhledání minima a maxima, vyhlazení dat (výpočet klouzavého průměru), proložení úseku přímkou a další pomocné funkce programu nesouvisející se statistikou, např. derivace příp. integrace, posunutí dat atd.

V současné době se lze stále častěji setkat v souvislosti s měřením a jeho vyhodnocováním s pojmem nejistoty v měření. Pojem a celá problematika byla již téměř osvojena v oblasti kalibrace a vrcholové metrologie, zatímco do běžné každodenní praxe průmyslových měření se teprve začínají postupně prosazovat.

Víme, že nejistoty se skládají z několika dílčích nejistot (složek). Ke stanovení jejich velikosti jsou principiálně k dispozici tyto dvě metody:

- statistické zpracování naměřených údajů (metoda typu A),
- jiné než statistické zpracování naměřených údajů (metoda typu B).

Vyhodnocení standardních nejistot vstupní veličiny metodou typu A vychází ze statistické analýzy opakované série měření (pro $n > 1$) - viz výše.

Potom míra nejistoty typu A, bude:

$$u_{xA} = s_{\bar{x}} = 0,59 N. \quad (110)$$

Tato nejistota je způsobena kolísáním naměřených údajů. V případě malého počtu měření ($n < 10$), je ale hodnota určená pomocí vztahu (97) málo spolehlivá. Potom by bylo třeba tuto nejistotu (způsobenou kolísáním naměřených hodnot) odhadnout metodou typu B na základě jiných informací, než jsou současně naměřené hodnoty.

Standardní nejistota B se odhaduje na základě všech možných a dostupných informací. Nejčastěji se používají:

- údaje výrobce měřicí techniky,
- zkušenosti z předchozích sérií měření,
- zkušenosti s vlastnostmi chování materiálů a techniky a poznatky o nich,
- údaje získané při kalibraci a z certifikátů,
- nejistoty referenčních údajů v příručkách.

Pro měřidlo je standardní nejistota typu B (v našem případě přesnost laboratorních technických vah):

Z technických údajů vah vyplývá:

- základní citlivost je 25mg
- dovolená chyba správnosti pro 125 až 500 g je 25mg

Současně se uplatní integrovaná osobní chyba obsluhy při zavěšení misky pro závaží, nedokonalost kolmého zavěšení zvyšující nutnou váhu pro zjištění třecí síly, kolísání třecího součinitele atd., což se vše zahrne do osobní chyby s velikostí 50mg.

Na standardní nejistotě typu B se tedy podílejí dvě složky: chyba měřidla a osobní chyba, přičemž u obou se předpokládá rovnoměrné pravoúhlé rozdělení (výskyt kterékoliv hodnoty z intervalu omezeného chybou je stejně pravděpodobný).

$$u_{xB1} = \frac{z_{j\max 1}}{k} \cdot g = \frac{0,025}{1,73} \cdot 9,81 = 0,142 \text{ [N]}, \quad (111)$$

$$u_{xB2} = \frac{z_{j\max 2}}{k} \cdot g = \frac{0,05}{1,73} \cdot 9,81 = 0,284 \text{ [N]}, \quad (112)$$

kde:

$k = 1,73$ - součinitel vycházející ze zákona rovnoměrného rozdělení,

$g = 9,81 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ - gravitační zrychlení,

$z_{j\max 1} = 25 \text{ mg}$ - maximální odchylka zdroje nejistoty typu B,

$z_{j\max 2} = 50 \text{ mg}$ - maximální odchylka zdroje nejistoty typu B.

Výsledná standardní nejistota typu B se vypočítá:

$$u_{XB} = \sqrt{u_{XB1}^2 + u_{XB2}^2} = \sqrt{0,142^2 + 0,284^2} = 0,318N. \quad (113)$$

V praxi se jen zřídka vystačí s jedním nebo druhým typem nejistoty samostatně. Pak je zapotřebí stanovit výsledný efekt kombinovaných nejistot měření obou typů, A i B.

Kombinovaná standardní nejistota je:

$$u_X = \sqrt{u_{XA}^2 + u_{XB}^2} = \sqrt{0,59^2 + 0,318^2} = 0,67N. \quad (114)$$

Chceme-li zvětšit pravděpodobnost tak, aby výsledek opakovaného měření ležel např. v intervalu 95% pravděpodobnosti, pak původní interval určený distribuční funkcí, se musí zvětšit o hodnotu $k_r = 2$.

Pak platí, že interval spolehlivosti je dán:

$$U = \bar{x}_s \pm k_r u_X = 6,19 \pm 2 \cdot 0,67 = (6,19 \pm 1,34)N. \quad (115)$$

kde k_r je koeficient rozšíření.

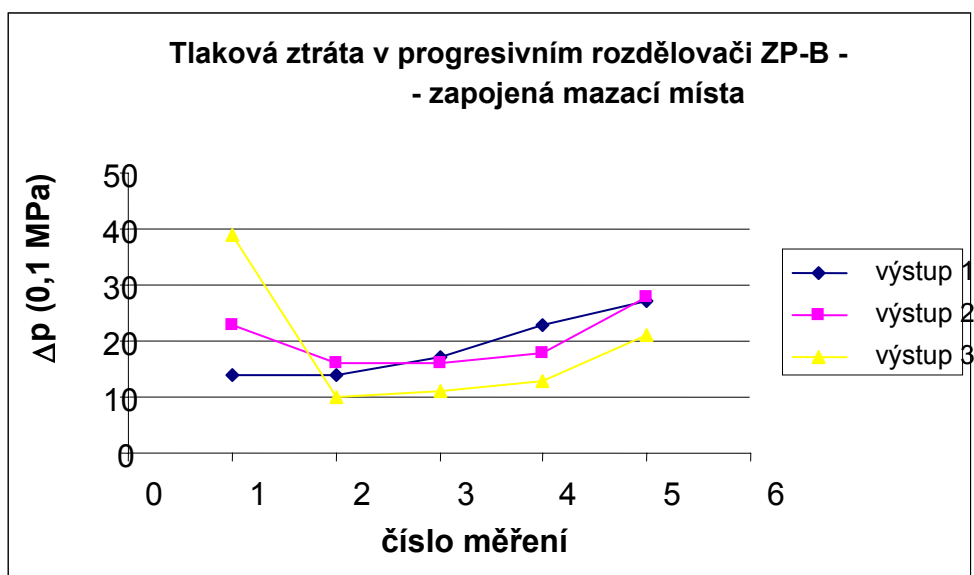
7.2 Vyhodnocení nejistot z reálného měření dat v praxi

Ukázku jednoduchého postupu použitého statistického zpracování experimentálních dat naměřených v průmyslové praxi, a to konkrétní aplikaci při oživování mazacího obvodu dolních vrat plavební komory vodního díla Gabčíkovo – viz kap. 5.6.1. Tento obvod je, stejně jako obvod zkoumaný v tribologické laboratoři VUT, vybaven progresivním rozdělovačem.

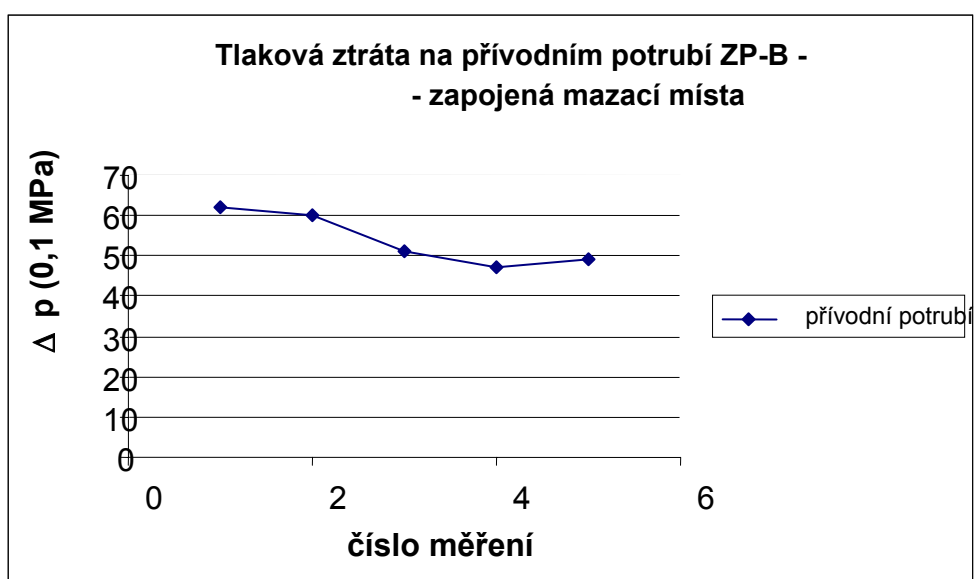
Pro měření tlakových ztrát se používalo jednoduchého a rychlého způsobu a to připojení manometrů k progresivnímu centrálnímu mazacímu obvodu dolních vrat plavební komory vodního díla Gabčíkovo. Část naměřených dat z celého záznamu je v tab. 5.

Tab. 5 Měření tlakových ztrát při zapojeném potrubí do mazacích míst

počet měření	kontrolní kostka pk (0,1MPa)	před ZP-B p0 (0,1MPa)	tlaková ztráta na přívodním potrubí Δp (0,1MPa)	1. výstup ze ZP-B p1 (0,1MPa)	tlaková ztráta na progresivním rozdělači - výstup 1 Δp (0,1MPa)	2. výstup ze ZP-B p2 (0,1MPa)	tlaková ztráta na progresivním rozdělači - výstup 2 Δp (0,1MPa)	3. výstup ze ZP-B p3 (0,1MPa)	tlaková ztráta na progresivním rozdělači - výstup 3 Δp (0,1MPa)
1	110	48	62	34	14	25	23	9	39
2	106	46	60	32	14	30	16	36	10
3	96	45	51	28	17	29	16	34	11
4	99	52	47	29	23	34	18	39	13
5	112	63	49	36	27	35	28	42	21
aritmetický průměr	104,6	50,8	53,8	31,8	19	30,6	20,2	32	18,8
směrodatná výb.odchylka	6,9	7,3	6,8	3,4	5,8	4,0	5,2	13,2	12,1



Obr. 49 Tlaková ztráta na progresivním rozdělovači maziva při zapojených mazacích místech



Obr. 50 Tlaková ztráta na přívodním potrubí mezi kostkou a progresivním rozdělovačem maziva při zapojených mazacích místech

Použijeme-li dříve uvedených vztahů, pak aritmetický průměr získaný při n opakování pro tlak v kontrolní kostce je:

$$\bar{x}_s = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = 10,46 \text{ MPa} , \quad (116)$$

kde x je v našem případě přídavná třecí síla F_{tr} [N].

Dále směrodatná odchylka výběrového souboru s:

$$s = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} = 0,69 \text{ MPa}, \quad (117)$$

$$s_x = \frac{s}{\sqrt{n}} = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}} = 0,30 \text{ MPa}. \quad (118)$$

Potom míra nejistoty typu A, bude:

$$u_{xA} = s_x = 0,30 \text{ MPa}. \quad (119)$$

Standardní nejistota B se odhaduje na základě všech relevantních a dostupných informací.

Pro měřidlo je standardní nejistota typu B (v našem případě přesnost manometru):

Z certifikátu a dalších dostupných údajů manometru vyplývá:

- základní chyba rozlišení je 1,6% z 0 až 160 bar (rozsah manometru), což odpovídá 2,56 bar.

Současně se uplatní integrovaná osobní chyba obsluhy při čtení ze stupnice manometru (paralaxa), nedokonalosti osvětlení způsobující nedokonalou koincidenci ručičky a rysky, nedokonalost připojení atd., což se vše zahrne do osobní chyby s velikostí 5,12 bar.

$$u_{xB1} = \frac{z_{j\max 1}}{k} = \frac{2,56}{1,73} = 1,48 \cdot 10^{-1} \text{ MPa}, \quad (120)$$

$$u_{xB2} = \frac{z_{j\max 2}}{k} = \frac{5,12}{1,73} = 2,96 \cdot 10^{-1} \text{ MPa}. \quad (121)$$

kde:

$k = 1,73$ je součinitel vycházející ze zákona rovnoměrného rozdělení,

$z_{j\max} = 2,56 \cdot 10^{-1} \text{ MPa}$ je maximální odchylka manometru zdroje nejistoty typu B,

$z_{j\max} = 5,12 \cdot 10^{-1} \text{ MPa}$ je maximální osobní odchylka zdroje nejistoty typu B.

Výsledná standardní nejistota typu B se vypočítá:

$$u_{XB} = \sqrt{u_{XB1}^2 + u_{XB2}^2} = \sqrt{1,48^2 + 2,96^2} = 3,31 \cdot 10^{-1} \text{ MPa} . \quad (122)$$

Kombinovaná standardní nejistota je:

$$u_X = \sqrt{u_{XA}^2 + u_{XB}^2} = \sqrt{0,30^2 + 0,33^2} = 0,45 \text{ MPa} . \quad (123)$$

Chceme-li zvětšit pravděpodobnost tak, aby výsledek opakovaného měření ležel např. v intervalu 95% pravděpodobnosti, pak původní interval určený distribuční funkcí, se musí zvětšit o hodnotu $k_r = 2$.

Pak platí, že interval spolehlivosti je dán:

$$U = \bar{x}_s \pm k_r u_X = 10,46 \pm 2 \cdot 0,45 = 10,46 \pm 0,9 \text{ MPa} . \quad (124)$$

8. Porovnání výsledků teoretické a experimentální analýzy

Při porovnávání výsledků získaných měření (kap. 5.5 obr. 22, 23, 24) při provozu **mazacího přístroje ANC 20 P2** (kap. 6.2 obr. 46) a výsledků simulovaných můžeme konstatovat, že naměřené průběhy tlaku jsou podobné se simulovanými s tím rozdílem, že u naměřených průběhů dochází k zákmitu v krátkém časovém intervalu před a po (doba ustalování tlaku) pohybu pístu při dodávání maziva do mazacího obvodu. V oblastech, kdy mazací přístroj nepracuje, je možno sledovat mírné kmity, které můžeme brát jako jistou nepřesnost měření.

Při přerušení dodávky maziva dochází k poklesu tlaku p_G (obr. 22) na hodnotu nižší než je hodnota ustálená. Toto lze vysvětlit poměrně velkou rychlostí pohybu pístu mazacího přístroje a z toho vyplývající velkou rychlostí toku maziva. Uvedení pístu a závaží měřicího přípravku do pohybu resp. vlivem jejich setrvačnosti je důsledkem to, že píst se ještě po jistou dobu pohybuje (obr. 24). Tím dojde ke krátkodobému uvolnění zatížení maziva a k sacímu efektu měřicího přípravku. Tento jev při simulaci průběhu tlaku byl zanedbán. To lze připustit, neboť mazací přístroj je používán na mazání ložisek. V těchto mazaných místech není přepokládán posuv částí a ani žádný sací efekt a lze tedy toto tlakové snížení zanedbat. Simulaci pohybu pístku mazacího přístroje není možno porovnat, neboť měření nebylo provedeno, protože nemohl být snímán jeho pohyb.

Po vyhodnocení měření mazacího přístroje bylo zjištěno, že tlaková ztráta způsobená odporem proti proudění činí 2,7% ztrát odměřených ze závislostí tlaků. Další ztráty tvoří odpory proti deformaci a proti zrychlení.

Bohužel, v tomto případě nelze exaktně porovnat chování progresivního rozdělovače a jeho matematické simulace, protože toto měření bylo zaměřeno spíše na mazací přístroj a posouzení zda tento mazací přístroj se může bezproblémově nasadit na progresivní centrální mazací systém z důvodu jeho rychlé dodávky maziva do obvodu. Právě pro tento účel byl vybrán progresivní rozdělovač PRA šestisekční (menší verze PRB), u něhož nebyly instalovány žádné měřicí snímače. Jako další extrém způsobu zapojení bylo

následující propojení progresivního rozdělovače. Progresivní rozdělovač PRA (6 sekcí, 12 vývodů) byl zapojen tak, že jeden vývod byl připojen do měřicího přípravku a zbylé vývody byly bez jakýchkoliv odporů napojeny na atmosférický tlak do sběrné misky, tzn. že jeho zapojení bylo tzv. nevyvážené. Takto simulovaný obvod vyhověl požadavkům na správný chod mazacího obvodu a lze konstatovat, že klasicky zapojený progresivní rozdělovač se zdrojem maziva jako je mazací přístroj ANC 20 P2 lze bez obav provozovat v progresivních centrálních mazacích systémech.

Při porovnávání výsledků měření a výpočtu ze simulace **mazacího přístroje ACF 02** je na první pohled patrné (obr. 18), že charakteristika dodávky skutečného mazacího přístroje má strmější charakter oproti výpočtu. Při dalším výpočtu musela být tedy zahrnuta opravná konstanta tak, aby se simulovaná dodávka maziva z mazacího přístroje přiblížila skutečnosti. Tento přístup lze brát jako standardní při simulacích, ale zcela určitě je nutné znova projít matematické vztahy tohoto modelu a také ověřit původní konstanty hydrogenerátoru, vložené do matematické simulace. První polovina tohoto záměru byla již splněna a nutno poznamenat, že nebylo nalezeno žádných nedostatků. Na druhou polovinu již nebyl dostatek času k ověření.

Pokud analyzujeme výsledky matematické simulace **pohybu pístků progresivního rozdělovače**, je posuv pístků uvažován jako rovnoměrný bez poruch, které jsou ve skutečném provozu způsobeny např. přepouštěním maziva přes zápich na pístku a tak de facto neustálou změnou zatěžovacího tlaku. Tento tlak je dán odpory proti pohybu maziva: odporem mazaného místa, odporem v potrubí, odpory v kanálcích progresivního rozdělovače a hlavně postupným střídáním vyjmenovaných odporů v důsledku přepojování výstupů uvnitř progresivního rozdělovače maziva.

Při analyzování výsledků měření a výpočtů tlaků v daných místech potrubí pomocí programu Dynast, je třeba zdůraznit, že vypočtené hodnoty tlaků u potrubí z oceli a polylexu jsou bližší k naměřeným hodnotám než pro změřené potrubí z nylonu. Tlaková ztráta u potrubí z nylonu vykazuje větší hodnoty než u ostatních materiálů potrubí. I když vypočtené hodnoty tlaků při srovnání s naměřenými hodnotami vykazují menší či větší shodu, je nutné mít na paměti chování plastického maziva v čase. Tato vlastnost maziva tixotropie – způsobila, že hodnoty smykového napětí maziva se s postupem času při hnětení posunula k nižším číslům. To znamená, že při delším hnětení maziva v mazacím přístroji klesá postupně s časem dynamická viskozita maziva. Je nutno ještě podotknout, že mazací přístroj je v praxi v chodu jen určitou dobu, než se promažou všechna mazaná místa a poté je vypnut a čeká na další periodu mazání.

Při experimentálním měření **proměnného odporu** při tečení maziva přes zápich na pístku byl zjištěn zajímavý poznatek, který je nejvíce patrný u tekutějšího maziva PLANTOGEL 000S, že tlaková ztráta na tomto odporu proti pohybu je téměř neměnná i pro zmenšující se průtočný průřez kanálku. Pro mazivo MOGUL EKO-L1 již k nárůstu tlaku na vstupu do přípravku dochází.

Při měření vlivu **rozdílného zatížení** na výstupech progresivního rozdělovače maziva bylo zjištěno, že pro nízké hodnoty zatížení na měřicím přípravku je stanovená tolerance dodaného objemu maziva výrobcem nedodržena ve většině případů a to hlavně směrem dolů (menší dodaný objem maziva), což je alarmující. Pro maximální možné zatížení měřicího přípravku se obor naměřených hodnot pohybuje v daném rozmezí až na několik výjimek (srovnajme teoretický zdvih s pot2, pot3 a pot4), viz kap. 4. Z toho vyplývá, že pro menší zatížení měřicího přípravku resp. menšího tlaku na výstupech z progresivního rozdělovače, by pravděpodobně měla být šířka zápichu menší, aby progresivní rozdělovač přesněji představoval pístky.

9. Přínos disertace pro projekční a konstrukční praxi

Úvodem disertační práce bylo představeno základní rozdělení centrálních mazacích obvodů, což mělo nastínit rozličnost a rozsáhlost zapojování hydraulických obvodů centrálního mazání a na tuto fyzikální podstatu věci dále navazující matematický aparát používaný při výpočtech proudění a toku maziv v hydraulickém vedení. V této souvislosti byla zmapována aplikovatelnost daných matematických vztahů a modelů (pro newtonské a nenewtonské kapaliny) dle velikosti průtoku maziva hydraulickým vedením při předpokládaných možných nepřesnostech výpočtů. Zkráceně a obecně lze říci, že pokud pracujeme s výpočty proudění maziv v určité ohraněné oblasti p-Q charakteristiky daného prvku, tak je zcela na projektantovi, zda volí vztahy pro newtonské nebo nenewtonské kapaliny.

Poté byla zaměřena pozornost na proměření dvou zmiňovaných mazacích přístrojů a na laboratorní centrální mazací obvod a simulaci jeho funkce.

Při měření a ověřování funkce pneumatického mazacího přístroje ANC 20 P2 bylo ověřeno, že tento mazací přístroj může být použit v progresivních a jiných centrálních mazacích obvodech potenciálně vhodných svým uspořádáním pro aplikovatelnost tohoto zdroje maziva. Tento mazací přístroj je vhodný zejména tam, kde se z důvodu nebezpečnosti prostředí nesmí použít elektromotorického pohonu, jakož i z hlediska jeho levnějšího provedení oproti elektrickým pohonům.

Druhým testovaným zdrojem maziva byl mazací přístroj ACF 02. Tento mazací přístroj byl také modelován pomocí programu Dynast a výsledky simulací byly porovnávány s naměřenými hodnotami viz kap.8. Jako velice příznivý výsledek při těchto činnostech lze považovat fakt, že při měření tohoto mazacího přístroje byla prováděna jeho jistá regulace. Šlo o regulaci průtoku maziva při proměřování jeho charakteristik, ale i při měření dalších prvků. Tato regulace průtoku byla zajišťována pomocí napájecího zdroje regulací otáček elektromotoru mazacího přístroje. Při nasazení v praxi se centrální mazací obvody ovládají způsobem řazení režimů, resp. intervalů doby mazání a doby pauzy. Na zvážení projektantů je, zda nepoužít takového řízení mazání pomocí změny otáček mazacího přístroje, kde by nedocházelo k zvýšenému mechanickému namáhání přístroje vlivem jeho častého vypínání a zapínání a bylo by dosaženo poněkud

jemnějšího rozdělení maziva v čase do mazaných míst. Lze také konstatovat, že při snížení otáček motoru se sníží rychlost maziva ve vedení a dojde ke snížení ztrát (hydraulické ztráty – odpor proti pohybu, odpor proti zrychlení; odpor na stírači maziva – viz obr. 15; mechanické ztráty v převodovce mazacího přístroje; při jiné otáčkové charakteristice elektromotoru mazacího přístroje dojde ke snížení příkonu) a zároveň k velmi výraznému poklesu množství přiváděné energie. Mimo jiné to dokládá i konzultace s odborníky na stejnosměrné elektromotory – doc. Singule, VUT Brno: „Režim opakovaného spouštění a doběhu motoru čerpadla je krajně nevýhodný z hlediska činných ztrát v motoru, jeho ustáleného oteplení a má bezpochyby vliv na jeho životnost. Regulace otáček tento problém zcela eliminuje a podle mého názoru bude energetická účinnost celé mazací soupravy výrazně vyšší.“ Tento fakt poklesu příkonu nebyl experimentálně vyhodnocen protože, jak již bylo zmiňováno, měření byla natolik rozsáhlá a nákladná, že už další měřicí prvky nemohly být do měřicího řetězce přidány.

Základem stávajícího souborného matematického modelu progresivního rozdělovače maziva byly dílčí matematické modely progresivního rozdělovače maziva – kinematický a dynamický (viz kap. 6.4). První, **kinematický model**, vycházející z rovnice kontinuity nestlačitelné tekutiny, ukazuje, jak by se choval progresivní rozdělovač za teoretických podmínek, kdyby byly rozdělovačem realizovány dané zdvihy pístků, při rovnoměrné rychlosti pohybu pístků během celého intervalu jejich pohybu a při rovnoměrné dodávce maziva ze zdroje.

Druhý, **dynamický model** progresivního rozdělovače, předpokládá znalost tlaků v pracovních prostorách pístků a je založen na pohybové rovnici hmotného bodu tělesa.

Tyto modely a jejich vstupní veličiny vycházely jen z výkresové dokumentace a proto pro zpřesnění modelů byla provedena doplňující měření. Porovnáním těchto dvou modelů mezi sebou a hlavně s výsledky měření, udávala směr dalšího postupu, podle něhož se koncipovala další měření.

Z důvodu zjišťování **pasivních odporů** progresivního rozdělovače – třecí síly mezi pístky a tělesem progresivního rozdělovače maziva – musely být provedeny úpravy progresivního rozdělovače a vyrobeny další dílce k připojení tlakových snímačů. Nepřesnost cenově dostupných tlakových snímačů s potřebným měřitelným rozsahem je natolik velká, že dovoluje jen přibližné stanovení třecí síly. Tato nepřesnost se nejvíce projevuje při měření tlaků pro rychlosti pístku blízké nule, kdy jsou tlaky v protilehlých pracovních prostorách pístku téměř stejné. Proto bylo provedeno statistické vyhodnocení velikosti třecí síly mezi pístkem a tělesem progresivního rozdělovače ze souboru v rozsahu mnoha měření.

Pro porovnání hodnot naměřených třecích sil pomocí tlakové difference bylo provedeno také měření třecích sil pomocí gravitace. Na pístek byla zavěšována závaží, pomocí kterých se stanovovala třecí síla. Toto měření bylo provedeno pětikrát pro statistické vyhodnocení takto naměřené třecí síly.

Rozdíly naměřených třecích sil těmito dvěma způsoby byly značné. Je také nutné vzít v úvahu, že při měření třecí síly pomocí gravitace nebyl pohyb pístku ovlivňován plastickým mazivem, které s pístkem jinak přichází do styku. Pro matematickou simulaci byla vzata průměrná hodnota třecí síly získaná měřením tlakové difference protilehlých pracovních prostorů pístků progresivního rozdělovače maziva.

Pro zjištění třecí síly pomocí tlakové difference bylo nutné změřit přídavné třecí síly mezi měřicí tyčinkou a těsněním působící proti pohybu pístku. Tyto přídavné třecí síly byly do měřicího řetězce zavedeny z důvodů potřeby měření posuvů pístků progresivního rozdělovače maziva.

Zároveň byly zjišťovány reologické veličiny použitých plastických maziv (τ_0 , K , n), které byly použity v simulaci progresivního rozdělovače maziva pro výpočet **odporů proti pohybu** plastického maziva v kanálcích progresivního rozdělovače a v potrubí stendu centrálního mazacího systému.

Původní kinematický model progresivního rozdělovače maziva, který je jádrem matematického modelu, byl upraven a doplněn tedy o průměrnou třecí sílu. Do modelu byly dále začleněny bloky pro výpočet tlakových ztrát v kanálcích progresivního rozdělovače maziva včetně jednotlivých úseků potrubí centrálního mazacího systému, odpor proměnného odporu proti pohybu (místní odpor na proměnném průřezu kanálku, viz kap. 5.8.4) a odpor proti deformaci. Výpočet tlakových ztrát ve vedení centrálních mazacích systémů je pro plastické mazivo složitější, než výpočet pro newtonské kapaliny. Vlastnosti plastický maziv jsou proměnné v čase a výrazně se mění pro různé pracovní podmínky, proto je výpočet tlakové ztráty pomocí prováděné simulace nutné brát jen za orientační. Výpočet tlakové ztráty pomocí této simulace je nezbytné ještě dále upřesňovat v souladu s měřeními pomocí tlakových snímačů, která proběhla a nebo probíhají na stendu centrálního mazání. Souhrnem tedy se **kinematicko-dynamický model progresivního rozdělovače maziva** stal základem pro simulaci kompletního centrálního mazacího stendu v Odboru fluidního inženýrství V. Kaplana. Na něm byla získána řada údajů důležitých pro výrobu a další konstrukční vývoj progresivních rozdělovačů. Důležitým poznatkem je nutné dodržování výrobních tolerancí a následných montážních postupů, které v případě, že nejsou náležitě respektovány nesou velký podíl na zvětšování stanovených odchylek od jmenovitého dodávaného množství maziva. Také samotná konstrukce progresivního rozdělovače nedovoluje zapojení příliš odlišné tlakové zatížení na jednotlivých výstupech, což může v praxi nastat např. v důsledku různých opotřebení mazaných míst. Možným řešením by mohlo být přímé zabudování zpětných ventilů do konstrukce progresivního rozdělovače maziva.

Měření na progresivním CMS v praxi na vodním díle Gabčíkovo (kap. 5.6.1) a ukázka statistického vyhodnocení (kap. 7.) má za cíl stanovit normální (obvyklé) pracovní parametry mazacího obvodu a naznačit využití měřených veličin. Dříve se při nasazení automatiky dbalo na to, aby mazací obvod pracoval během záběhu mazaného zařízení podle předem vypočtených časových hodnot (doba mazání, doba přestávky, doba

kontroly) a po této době se daly nastavené hodnoty libovolně změnit. Dnes, při použití PLC - programovatelných automatických řídicích, ovládacích a kontrolních systémů, jsou daleko větší možnosti, kterých se dá s výhodou využít při vyhodnocování poruch v mazacím obvodu (prasklá hadice, ucpané mazací místo, deformované potrubí, atd.) i s možností jejich dálkového hlášení. Proto naměřené tabulky hodnot s velkou přesností v disertační práci mohou být v tomto směru výborným podkladem pro projekční praxi při navrhování CMS.

10. Závěr a doporučení dalšího postupu

Začátek disertační práce byl uveden přehledem známých používaných centrálních mazacích systémů využívající tekutá až tuhá plastická maziva do třídy 2 dle NLGI.

Poté byla věnována část práce vlastnostem maziv, která jsou používána v mazacích systémech, bylo naznačeno složité chování plastických maziv při různých provozních podmínkách, jakož i matematická simulace a chování těchto maziv v průběhu jejich toku potrubím.

Po úvodu následovala kapitola analyzující stručný stav v dané oblasti, jakož i autorovu kritiku skutečnosti, že se v odborné a vědecké literatuře téměř nevyskytují komplexní řešení aktuálních problémů u mazacích systémů.

V druhé polovině disertační práce byly zmíněny úkoly vypracované autorem, ať už z oblasti teoretické nebo experimentální, jako je matematické modelování pomocí programu Dynast, ve spolupráci s VŠB Ostrava použití metody konečných objemů – programu Fluent a experimentální činnosti. Zejména z experimentální oblasti práce za současného porovnání s matematickou simulací bylo autorem vydáno již několik článků, které byly vytištěny v odborném časopisech, na studentských setkáních nebo byly předneseny na konferencích.

Nejdůležitější kapitolou pro sledovaný obor je kap. 8, která shrnuje poznatky podstatné pro další konstrukční a projektovou činnost, zabývající se centrálními mazacími systémy.

Nebylo možno uvést všechny aspekty těchto hydraulických obvodů, které vyvstaly během mé činnosti na tomto projektu a další, které se mi naskytly při mé praxi přímo v oboru centrálních mazacích systémů. Za další důležité impulsy pokládám nejen technické podněty, ale také dnes důležité technicko-obchodní aspekty. Z těch nejdůležitějších technických problémů, udávajících další postup činnosti, by se daly vyjmenovat dva: jednak přesnější experimentální měření odporu proti pohybu (např. z tohoto odporu u přímého potrubí určovat přímo výpočtové parametry plastických maziv, jež by odpovídaly přímo danému potrubí, drsnosti, teplotě, atd.), a jednak ověření vhodnosti regulace otáček mazacího přístroje ACF 02 pro lepší řízení distribuce dodávaného množství maziva do mazaných míst.

Tyto a další problémy jsou vhodnými náměty pro následné pokračování výzkumu proudových a tlakových poměrů v progresivním rozdělovači maziva a na jiných rozdělovačích v budoucnu.

Použité informační zdroje

- [1] B.N.J. Person: Sliding Friction, Physical principles and applications, second edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1998, 2000, ISBN 3-540-67192-7.
- [2] Boháček, F. a kolektiv: Části a mechanismy strojů II, Hřídele, tribologie, ložiska, Vysoké učení technické v Brně, vydání druhé opravené, 1987.
- [3] Brdička, M., Samek, L., Sopko, B.: Mechanika kontinua, vydala Academia, nakladatelství AV ČR, Praha, vydání 2., opravené, 2000, ISBN 80-200-0772-5.
- [4] Brož, V.: Aerodynamika vysokých rychlostí, vydavatelství ČVUT, Praha, 2001, 290 s., vydání 4., ISBN 80-01-02348-6.
- [5] Czarny, R.: Einfluss der Grenzschichtausbildung von Schmierfetten auf die Durchflusswiderstände, Schmierungstechnik, Berlin 20, 1989, Nr.12, Seite 371 – 373.
- [6] Czarny, R.: Temperaturabhängigkeit einiger rheologischer Parameter von Schmierfetten, Schmierungstechnik, Berlin 21, 1990, Nr.1, Seite 10 – 13
- [7] Czarny, R.: Einfluss der Thixotropie auf die rheologischen Eigenschaften der Schmierfette, Tribologie + Schmierungstechnik, 36. Jahrgang, Nr. 3, 1989, Seite 134 – 140.
- [8] Czarny, Ryszard: Badania zjawisk związanych z przepływem smarów plastycznych w układach smarowniczych, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1992, ISSN 0324-962X.
- [9] Czarny, Ryszard: Smary plastyczne, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 00-048 Warszawa, ul. Mazowiecka 2/4, Warszawa 2004, ISBN 83-204-3020-8.
- [10] Czarny, Ryszard: Smarowanie układów jezdnych maszyn roboczych i pojazdów, Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1998, ISSN 1425-0993.
- [11] Dowson, D., „History of Tribology“, Longman Group Limited, London, 1979.
- [12] Drs, L.: Plochy ve výpočetní technice, vydalo SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., Praha 1 v roce 1984.
- [13] Firemní materiály firmy FUCHS OIL CORPORATION (CZ), spol. s r. o., pobočka Brno, duben 2003.
- [14] Firemní materiály firmy ŠPONDRA CMS, spol. s r. o, 2004.
- [15] Frojšteter, H. D., Triliskij, K. K., Išuk, Ju. L., Stupak, P. M.: Reologičeskije i teplofizičeskije svojstva plastičnych smazok. Moskva Izdatelstvo „Chimija“ 1980.
- [16] Fišera, D.: Matematický model činnosti rozdělovače plastického maziva, diplomová práce, VUT – EU – ODDI – 3303 – 01 – 02, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav, Odbor hydraulických strojů Victora Kaplana, Brno, květen 2002.
- [17] Göttnert, G., H.: Die Bestimmung des Förderverhaltens von Schmierfetten, Schmiertechnik, 11. Jahrg., Mai/Juni, Nr. 3, 1964, Seite 143 – 148.

- [18] Göttner, G., H.: Zur Bestimmung des Förderverhaltens von Schmierfetten in langen Rohrleitungen, Erdöl und Kohle – Erdgas – Petrochemie vereinigt mit Brennstoff-Chemie, 24. Jahrgang, Nr. 4, April 1971, Seite 226 – 230.
- [19] Groda, B.: Termomechanika, Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, vydání první, 2001, MZLU v Brně, ISBN 80-7157-555-0.
- [20] Gwidon W. Stachowiak, Andrew W. Batchelor: Engineering tribology, second edition, 2001 by Butterworth-Heinemann, ISBN 0-7506-7304-4.
- [21] Habán, V., Karč, P., Nevrlý, J.: Technická zpráva, Prokládání bodů v 3D prostoru Beziérovou plochou, VUT-EU-QR-47-02, VUT – FSI Brno, 2002.
- [22] Hynek, M.: Tekutinové mechanizmy, část A,B, Hydraulické a pneumatické mechanizmy, Vysoká škola technická v Košiciach, Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00194-0.
- [23] Jacobson, B., O., Tribology series, 19, Rheology and elastohydrodynamic lubrication, S. K. F. Engineering and research centre B. V., Nieuwegein, The Netherlands, 1991, ISBN 0-444-88146-8.
- [24] Janalík, J.: Potrubní hydraulická a pneumatická doprava, 1. přepracované vydání, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava, 1991, ISBN 80-7078-595-0.
- [25] Kolektiv autorů: Tribotechnika 1990, Dům techniky ČSVTS Ústí nad Labem, 1990.
- [26] Kopáček, J., Pavlok, B.: Tekutinové mechanizmy, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava, 1998, dotisk, ISBN 80-7078-238-2.
- [27] Macur, M.: Úvod do analytické mechaniky a mechanika kontinua, díl I., vydání první, PC – DIR spol s r. o. – Nakladatelství Brno, listopad 1995, ISBN 80-214-0688-7.
- [28] Macur, M.: Úvod do analytické mechaniky a mechanika kontinua, díl II., Vysoké učení technické v Brně, 1996, ISBN 80-214-0792-1.
- [29] Mann, H.: Teorie strojních soustav II., Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojní, Brno, 1990, ISBN 80-210-0133-8.
- [30] Medek, J.: Experimentální metody, Vysoké učení technické v Brně, Brno, listopad 1993, ISBN 80-214-0552-X.
- [31] Neale, M., J.: Lubrication and reability handbook, ISBN 0-7506-5154-7, 2001.
- [32] Neale, M., J.: Tribology handbook, The Butterworth group, England, Australia, Canada, New Zealand, South Africa, first published in 1973, ISBN 0-408-00082-1.
- [33] Nepraž, F., Nevrlý, J., Peňáz, V., Třetina, K.: Modelování systémů s hydraulickými mechanizmy, Bosch Rexroth, spol. s r. o., Brno 2002.
- [34] Nevrlý, J., Pavlok, B.: Metodika návrhu větvených mazacích obvodů s podporou moderních výpočetních systémů, výzkumný projekt GAČR 101/98/0946, VUT Brno, 2000.

- [35] Němec, M.: Tok ekologického plastického maziva progresivním rozdělovačem, diplomová práce, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Enegetický ústav, Odbor fluidního inženýrství, VUT – EU – ODDI – 13303 – 07 – 04, Brno, 2004.
- [36] Noskievič, J., Dynamika tekutinových mechanismů, Ostrava, 1993.
- [37] Paciga, A., Ivantyšin, J.: Tekutinové mechanismy, Praha, 1985.
- [38] Palenčár, R., Vdoleček, F., Halaj, M.: Nejistoty v měření I: vyjadřování nejistot, časopis Automa, číslo 7 – 8, 2001, str. 50.
- [39] Pavelek, M.: Termomechanika, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně, Brno, 3. přepracované 1. vydání, červen 2003, ISBN 80-214-2409-5.
- [40] Pavlok, B., Sivák, V.: Hydraulické mechanismy, Příklady do cvičení, Vysoká škola báňská v Ostravě, Fakulta strojní a elektrotechnická, II. vydání, Ostrava, 1984.
- [41] Peňáz, V., Benža, D.: Tekutinové mechanismy, VUT Brno, leden 1990, ISBN 80-214-0082-X.
- [42] Pochylý, F., Projekt konstitucionnoho uravněniha neodnorodnoj izotropnoj sredy, Strojnický časopis, 31, 1980, č. 5, s. 581 – 596.
- [43] Pošta, J.: Vliv technologie údržby na hospodárnost provozu strojů. In: "Spolehlivost a ekonomika provozu zařízení v systémech jakosti", sborník doprovodného semináře 5. ročníku mezinárodní konference "JAKOST '96", Ostrava, 1996, s. 51 – 57.
- [44] Příručka pro uživatele programu ScopeWin.
- [45] Reiner, M., Rheology. Handbuch der Physik. Band VI. Elastizität und Plastizität. Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg 1958.
- [46] Reiner, M., Theoretical rheology. Building materials. North-Holland Publishing Co. Amsterdam 1954.
- [47] Ryšavý, I.: Zpráva k patentové rešerši č.: 49/VUT 01, Komponenty centrálních mazacích systémů (1), Prameny: databáze DEPATISNET, ESPACENET, 24.10.2003.
- [48] Ryšavý, I.: Zpráva k patentové rešerši č.: 49/VUT 01, Komponenty centrálních mazacích systémů (2), Prameny: databáze DEPATISNET, ESPACENET, 24.10.2003.
- [49] Ryšavý, I.: Zpráva k patentové rešerši č.: 49/VUT 01, Komponenty centrálních mazacích systémů (3), Prameny: databáze DEPATISNET, ESPACENET, 24.10.2003.
- [50] Schramm Gebhard: Practical Approach to Rheology and Rheometry, Gebrueder Haake GmbH, D-76227 Karlsruhe, Dieselstrasse 4, Federal Republic of Germany, 1994.

- [51] Sisko, A., W.: The flow of lubricating greases, Industrial and engineering chemistry, vol. 50, No. 12, December 1958, page 1789 – 1792.
- [52] Sládek, Z., Vdoleček, F.: Technická měření, vydání první, Vysoké učení technické v Brně, srpen 1992, ISBN 80-214-0414-0.
- [53] Sobotka, Z.: Rheology of materials and engineering structures. Rheology series, 2. Prague 1984, ISBN 0-444-99621-4.
- [54] Šikulová, M., Karpíšek, Z.: Pravděpodobnost a matematická statistika, vydání páté, Fakulta strojní VUT v Brně, Technická 2, 1996, ISBN 80-214-0830-8.
- [55] Šťáva, P.: Mazací technika, Vysoká škola báňská – technická univerzita Ostrava, Ostrava, 1997.
- [56] Štěpina, V., Veselý, V.: Maziva a speciální oleje, Základy tribotechniky, první vydání, Bratislava, 1980.
- [57] Štěpina, V., Veselý, V.: Maziva v tribologii, první vydání, Bratislava, 1985.
- [58] Štern, P.: Reometrická data a reogramy maziv, ARALUB BAB RC1, MOGUL EKO L1, PLANTOGEL 000S, PLANTOGEL 2S, ÚHD ČAV, Praha, 2003.
- [59] Turza, J.: Dynamika tekutinových systémů, Vysoká škola dopravy a spojů v Žilině, 1994, ISBN 80-7100-162-7.
- [60] Ulbrecht, J., Mitschka, P.: Chemické inženýrství nelineárních kapalin, Nakladatelství Československé akademie věd, Praha 1965.
- [61] Vdoleček, F., Halaj, M.: Nejistoty v měření II: nejistoty přímých měření, časopis Automa, číslo 10, 2001, str. 52.
- [62] Vinogradov, G., V., Froishteter, G., B., Trilisky, K., K.: The generalized theory of flow of plastic disperse systems with account of the wall effect, Rheol. Acta 17, 1978 Dr. Dietrich Steinkopf Verlag, Darmstadt, page 156-165, ISSN 0035-4511/ASTM-Coden RHEAAK.
- [63] Wein, O., Mitschka, P., Wichterle, K.: Rotační toky nelineárních kapalin. Academia, Praha 1981.
- [64] Wein, O.: Úvod do reologie, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická, Brno 1996.
- [65] Wilkinson, W. L.: Nelineární židkosti, gydromechanika, peremešivaniye i teplobmen, Izdatel'stvo Mir, Moskva, 1964.
- [66] Willi Vogel Aktiengesellschaft: Schmierungstechnik, Zentralschmieranlagen, 1998.
- [67] www stránky ČVUT Praha, příprava výuky Dostál, M., květen 2006, <http://www.fs.cvut.cz/cz/U218>.
- [68] www stránky firmy TechSoft Engineering Praha, červenec 2004. <http://www.techsoft-eng.cz/cfd/index.html>.

- [69] www stránky Západočeského superpočítačového centra Západočeské univerzity v Plzni, červenec 2004. <http://zsc.zcu.cz/>.
- [70] www stránky firmy ČEPRO a. s., http://www.ceproas.cz/verze_html/index.html, srpen 2003.
- [71] www strany firmy LubTec s.r.o., <http://www.lubtec.cz>, duben 2003.
- [72] www strany, <http://www.fi.muni.cz/~xskrivan/prog/prehled.html>, červen 2003.
- [73] www strany firmy LubeSite, <http://www.lubosite.com>, září 2004.
- [74] Materiály firmy Tribotec, a. s., říjen 2004.

Vlastní publikace nebo spoluautorství:

- [75] Dvořák, A., Holý, O.: Tlaková ztráta na proměnném odporu proti pohybu v progresivním rozdělovači maziva – její měření a modelování pomocí programu Fluent, Proceedings, Interaction and feedbacks '2003, Institute of Thermomechanics AS ČR, X-th National seminar with international participation, November 25. – 26., Praha 2003, s. 19 – 26.
- [76] Dvořák, A., Holý, O.: Tlaková ztráta na proměnném odporu proti pohybu v progresivním rozdělovači maziva – její měření a modelování pomocí programu Fluent, Hydraulika a pneumatika, Časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku, 2004, roč. VI, č. 1, s. 24 – 27.
- [77] Dvořák, A.: Matematický model progresivního rozdělovače maziva, FSI junior konference 2002, ISDN 80-214-2290-4, Brno, 2002.
- [78] Dvořák, A.: Mazací systémy, pohyb šoupátek progresivního rozdělovače maziva, Hydraulika a pneumatika, Časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku, 2002, roč. IV, č. 2, s. 7 – 10.
- [79] Dvořák, A.: Mazací systémy, pohyb šoupátek progresivního rozdělovače maziva, VI. medzinárodná vedecká a odborná konferencia Riadenie tekutinových systémov, Rájecké Teplice, Slovensko 7. 11. – 9. 11. 2001, s. 30 – 35.
- [80] Dvořák, A.: Obecné vlastnosti maziv I., FSI VÚT Brno, Hydraulika a pneumatika, Časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku, 2002, roč. IV, č. 3, s. 10 – 17.
- [81] Dvořák, A.: Obecné vlastnosti maziv II., FSI VÚT Brno, Hydraulika a pneumatika, Časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku, 2002, roč. IV, č. 4, s. 26 – 28.
- [82] Dvořák, A.: Obecné vlastnosti maziv III., FSI VÚT Brno, Hydraulika a pneumatika, Časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku, 2003, roč. V, č. 1, s. 17 – 19.

- [83] Dvořák, A.: Simulace pohybu pístků progresivního rozdělovače maziva mazacích systémů, Závěrečná zpráva ke grantovému projektu FRVŠ zřízeného pod zakázkou číslo IS330967 v činnosti 1071, Vysoké učení technické v Brně, FSI, EÚ, Odbor fluidního inženýrství Victora Kaplana, Brno, 15. prosinec 2003.
- [84] Dvořák, A.: Simulace tlakové ztráty toku plastického maziva vedením mazacích systémů – komparace měření a výpočtů, Hydraulika a pneumatika 2003, Medzinárodná vedecká konferencia, Častá – Píla, hotel HYDROSTAV, Slovensko, 5. – 6. jún 2003, s. 21 - 27.
- [85] Dvořák, A.: Tlakové ztráty při proudění plastického maziva vedením mazacích systémů, XXII. mezinárodní vědecká konference kateder a pracovišť mechaniky tekutin a termomechaniky, Doubice, České Švýcarsko, 4. – 6. června 2003, s. 117 – 122.
- [86] Dvořák, A.: Zkušební zařízení a měřicí technika, Laboratoř odboru hydraulických strojů Victora Kaplana, FSI VÚT Brno, Hydraulika a pneumatika, Časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku, 2002, roč. IV, č. 2, s. 40 – 41.
- [87] Nevrlý, J., Dvořák, A.: Ekologická plastická maziva, Sborník přednášek Tribotechnika v teorii a praxi, Česká tribotechnická společnost, sekce tribotechnika Eduka Praha, Hotel Orlický, Vystrkov u Orlické přehrady, 22. – 23. října 2002.
- [88] Špondr, P., Dvořák, A.: Centrální mazací systémy v těžebním průmyslu, Konference Tribotechnika v provozních podmínkách a její význam pro údržbu strojů a zařízení - sborník přednášek, Hotel Hrubá Skála, 12. – 13. října 2004, vydala Ostrava, říjen 2004, s. 53 – 57, ISBN 80-248-0640-1.
- [89] Špondr, P., Dvořák, A.: Mazání okolků kol systémem „RAILJET“ pro kolejová vozidla, Sborník 23. mezinárodní konference Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení DIAGO 2004, ISBN 80-248-0465-4, Ostrava, Beskydy, Hotel Bezruč, 3. – 5. února 2004, s. 327 – 330.
- [90] Špondr, P., Dvořák, A.: Mazání okolků kol systémem „RAILJET“ pro kolejová vozidla, Konference Tribotechnika a spolehlivost provozu - sborník referátů, ISBN 80-02-01636-X, Hotel Technik, Lázně Bohdaneč, 20. – 21. dubna 2004, s. 15 – 18.
- [91] Špondr, P., Dvořák, A.: Mazání olejovou mlhou, Sborník 24. mezinárodní konference Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení DIAGO 2005, Z1, ročník XIV, ISSN 1210-311X, Beskydy, Malenovice, Hotel Bezruč, 1. – 2. února 2005, s. 37, celý článek na CD str. 308 – 313.
- [92] Špondr, P., Dvořák, A.: Prvky a systémy mazací techniky, Tribotechnické informace 2-3/04, s. 30 – 32, ISSN 1212-0081.

Seznam příloh