

Technická univerzita Liberec

fakulta strojní

Ing. Luděk Korejtko

**VLIV DYNAMIKY SPALOVACÍHO
MOTORU NA ČINNOST A PARAMETRY
HYDROSTATICKÉHO PŘEVODU**

disertační práce

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146071301

Třemošnice, říjen 2002

KSD

1212.
M. S. J. S.

U363

Obsah

1	Úvod
2	Přehled o současném stavu problematiky, která je předmětem disertace
2.1	Zkoušení na finálním stroji
2.2	Zkoušení HsP na zkušebnách
2.2.1	Experimentální zařízení s HsP poháněným elektromotorem
2.2.2	Experimentální zařízení s HsP poháněným elektromotorem přes hydrodynamickou spojku
2.2.3	Experimentální zařízení s HsP poháněným spalovacím motorem
2.3	Matematické modely HsP
2.3.1	Matematické modely HsP zanedbávající vlastnosti hnacího spalovacího motoru
2.3.2	Analogový matematický model HsP poháněného spalovacím motorem
3	Matematický model HsP zahrnující vliv hnacího spalovacího motoru
3.1	Cíl disertace
3.2	Zvolené metody zpracování
3.3	Matematické vyjádření funkce jednotlivých prvků HsP
3.3.1	Spalovací motor
3.3.2	Hydrogenerátor
3.3.3	Hydromotor
3.3.4	Vedení
3.3.5	Pracovní kapalina
3.4	Popis HsP nelineárními diferenciálními rovnicemi
3.4.1	Matematický popis HsP zanedbávající vliv doplňovacího obvodu
3.4.2	Matematický popis HsP nezanedbávající vliv doplňovacího obvodu
3.5	Volba vhodné matematické metody řešení soustavy obyčejných nelineárních diferenciálních rovnic
3.5.1	Realizace blokového schéma matematického modelu pomocí programu SIMULINK
4	Experimentální měření odezvy HsP na skokovou funkci posunutí regulačního orgánu spalovacího motoru

- 4.1 Základní údaje o jednotlivých prvcích simulovaného obvodu
- 4.2 Technické vybavení
- 4.3 Popis měření
- 4.4 Výsledky měření
- 5 Výpočet odezvy HsP na skokovou funkci posunutí regu lačního orgánu spalovacího motoru
 - 5.1 Vstupní údaje do rovnic
 - 5.1.1 Určení průběhu momentu spalovacího motoru
 - 5.1.2 Výpočet momentů setrvačnosti
 - 5.1.3 Výpočet hydraulické kapacity
 - 5.2 Výsledky řešení diferenciálních rovnic modelu HsP
- 6 Výsledky disertace s uvedením nových poznatků
 - 6.1 Porovnání výsledku experimentálního měření a výpočtu
 - 6.2 Rozbor výsledků
- 7.0 Závěr

Seznam použitých značek, veličin a jednotek

C	kapacita	$N^{-1}.m^5$
D	odpor proti deformaci	$N.m^{-5}$
E	modul pružnosti	Pa
F	síla	N
H	odpor proti zrychlení	$N.m^{-5}.s^2$
I	moment setrvačnosti	$kg.m^2$
K_d	dynamický modul objemové pružnosti kapaliny	Pa
K_s	sečný modul objemové pružnosti kapaliny	Pa
K_t	tečný modul objemové pružnosti kapaliny	Pa
M	moment	$N.m$
M_j	množství paliva na jeden válec a pracovní oběh	g
M_p	časový průtok paliva	$Kg.h^{-1}$
m_{pe}	měrná spotřeba paliva	$g.KW.^{-1}.h^{-1}$
t_v	teplota výfukových plynů	°K
p_e	střední efektivní tlak	MPa
P	výkon	W
Q	průtok	$m^3.s^{-1}$
R	odpor proti pohybu	$N.m^{-5}.s$
R_e	Reynoldsovo číslo	
R_l	lineární odpor proti pohybu	$N.m^{-5}.s$
R_n	nelineární odpor proti pohybu	$N.m^{-8}.s^2$
R_{vn}	vnitřní odpor proti pohybu	$N.m^{-5}.s$
S	plocha	m^2
V	geometrický objem	m^3
V_{0G}	maximální geometrický objem hydrogenerátoru	m^3
V_{0M}	maximální geometrický objem hydromotoru	m^3
G	svodová propustnost	$N^{-1}.m^5.s^{-1}$
d	průměr	m
h	posunutí regulačního orgánu spalovacího motoru	
l	délka	m

m	hmotnost	kg
n	otáčky	s ⁻¹
p	tlak	Pa
s	tloušťka stěny	m
t	teplota	°K
v	rychlost	m.s ⁻¹
ω	úhlová rychlost	rad.s ⁻¹
η	účinnost	
η_Q	průtoková účinnost	
η_p	tlaková účinnost	
ν	kinematická viskozita	m ² .s ⁻¹
ρ	hustota	kg.m ⁻³
φ	regulační parametr hydrogenerátoru	
ψ	regulační parametr hydromotoru	
τ	čas	s

Indexy

G	hydrogenerátor
M	hydromotor
T	hnací spalovací motor
d	dynamický
t	teoretický
z	zátěž
zt	ztrátový

Použité zkratky

HdP	hydrodynamický převod
HP	hybridní převod
HsP	hydrostatický převod
MP	mechanický převod
SE	stejnoseměrný elektromotor

INFLUENCE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE DYNAMIC ON PARAMETERS OF HYDROSTATIC TRANSMISSION

optimalizaci chodu spalovacího motoru [MP,HP]

- Velký akční rádius mobilního mechanismu [SE]
- Nižší pořizovací náklady [HP]

Kromě výše uvedených předností má však HsP i následující nevýhody

- Závislost základních parametrů na viskozitě použitého oleje a tím i na okolní teplotě, z toho vyplývá nutnost ohřívat nebo chladit pracovní kapalinu [MP,SE]
- Nižší účinnost přenosu výkonu [SE,MP]
- Náročnost na pečlivou údržbu jednotlivých hydraulických prvků [SE,MP,HdP]
- Vysoká pořizovací cena [MP,SE,HdP]
- Vyšší provozní náklady [SE]
- Produkce škodlivých emisí a hluku [SE]
- Možnost znečištění okolí při úniku oleje z hydraulického obvodu [SE,MP]

1 Úvod

Hydrostatický převod patří v oblasti velkých výkonových zesílení mezi nejperspektivnější převodové systémy. Jeho použití při konstrukci mechanismů poháněných spalovacím motorem přináší oproti jiným srovnatelným systémům (uvedeným v závorce) tyto výhody:

- Široký rozsah plynulé regulace frekvence otáčení hnacích kol, se značnou citlivostí [HdP,MP]
- Jednoduchost jištění pohonu proti přetížení [SE,MP]
- Možnost přenosu velkých momentů a výkonů při malých zastavovacích rozměrech [SE,MP]
- Jednoduchost změny směru otáčení hnacích kol bez výrazných dynamických účinků [SE,MP]
- Možnost velkého zrychlení pohonu [SE,MP]
- Možnost umístění hydromotoru do místa pohonu [MP,HdP]
- Snadné použití elektronických prvků k řízení základních parametrů s ohledem na optimalizaci chodu spalovacího motoru [MP,HdP]
- Velký akční rádius mobilního mechanismu [SE]
- Nižší pořizovací náklady [HP]

Kromě výše uvedených předností má však HsP i následující nevýhody

- Závislost základních parametrů na viskozitě použitého oleje a tím i na okolní teplotě, z toho vyplývá nutnost ohřívat nebo chladit pracovní kapalinu [MP,SE]
- Nižší účinnost přenosu výkonu [SE,MP]
- Náročnost na pečlivou údržbu jednotlivých hydraulických prvků [SE,MP,HdP]
- Vysoká pořizovací cena [MP,SE,HdP]
- Vyšší provozní náklady [SE]
- Produkce škodlivých emisí a hluku [SE]
- Možnost znečištění okolí při úniku oleje z hydraulického obvodu [SE,MP]

Posuzování hydrostatických mechanismů musí být prováděno komplexně. Koncem 80.let, kdy se počal klást velký důraz na omezování znečišťování životního prostředí, se používání hydrostatických mechanismů jevílo jako nevýhodné z hlediska možnosti úniku pracovní kapaliny - hydraulického oleje. Tato nevýhoda však již byla odstraněna použitím tzv. ekologické kapaliny, která je vyrobena na bázi rostlinných olejů, neobsahuje chlór, fenol, formaldehyd, PCB, PTBB ani těžké kovy. Její biologická odbouratelnost bývá více než 95% za 28 dní. Počáteční značná cena těchto kapalin, která bránila jejich širšímu používání, klesla přibližně na 1.6 násobek ceny kvalitního minerálního oleje. Tato cena umožňuje použití ekologické kapaliny i v HsP, bez podstatného nárůstu pořizovacích nákladů.

Z dříve uvedených nevýhod HsP lze za nejzávažnější považovat jeho vysokou pořizovací cenu, což platí zejména pro přímý hydrostatický převod. Proto je nezbytné se dále snažit o zlepšování technických parametrů HsP tak, aby jeho dobré provozní vlastnosti kompenzovaly vyšší pořizovací náklady. Jednou z možností jak zvýšit technickou úroveň HsP je použití mikroprocesorové techniky, která umožňuje regulaci a optimalizaci činnosti HsP. Při pohonu HsP spalovacím motorem lze elektronickou regulaci výhodně použít např. k řízení pojezdové rychlosti pouze plynovým pedálem, k optimalizaci činnosti spalovacího motoru atd. Právě možnost optimalizace pracovního režimu hnacího spalovacího motoru je v současnosti tou vlastností HsP, která rozhoduje o jeho použití, protože optimalizací pracovního režimu spalovacího motoru lze snížit měrnou spotřebu paliva (z toho vyplývají nižší provozní náklady) a tím i množství škodlivých emisí, které znečišťují životní prostředí.

Z toho vyplývá potřeba projekčně řešit HsP jako celek, tzn. zabývat se spoluprací pohonného agregátu s hydrogenerátorem a hydromotorem včetně regulace celého systému. Při optimalizaci HsP a vývoji jeho regulace je nutno buď experimentálně zjišťovat vlastnosti dané soustavy na reálném objektu, nebo již při projektu HsP mít možnost předpovídat jeho vlastnosti. Předpovídat vlastnosti reálného systému umožňuje simulace pomocí simulačních modelů. Simulace i přes určité nepřesnosti nachází stále širší uplatnění, protože pomocí matematického modelu lze již v rámci projekce provádět na počítači experimenty, při nichž lze vzít v úvahu řadu vlivů i kombinací různých typů jednotlivých prvků HsP. Uskutečnit takové množství experimentů ve skutečnosti by bylo nákladné a zdlouhavé.

2 Přehled o současném stavu problematiky, která je předmětem disertace

V současné době se vlastnosti hydrostatických převodů poháněných spalovacím motorem zjišťují obvykle experimentálně, nebo pomocí různých matematických modelů (obvykle linearizovaných), které plně nevystihují vlastnosti celé soustavy.

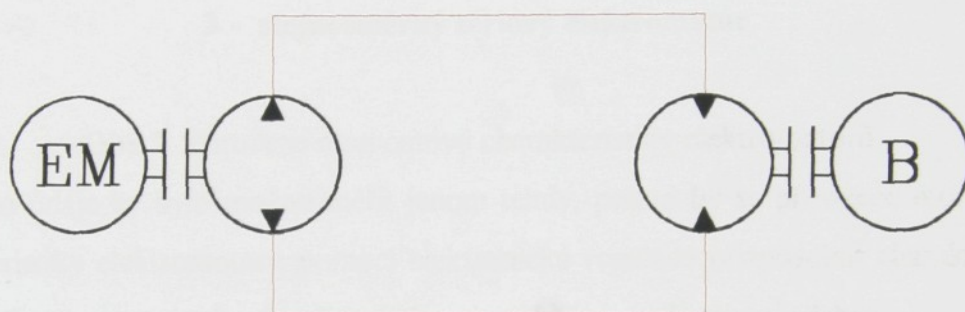
2.1 Zkoušení HsP na finálním stroji

Ověřování vlastností HsP na finálním stroji sice prokáže nejlépe vlastnosti HsP v daném stroji, včetně řídicích a regulačních systémů, ale tyto zkoušky jsou časově a finančně náročné. Montáž a případná demontáž jednotlivých prvků do finálního výrobku je časově náročná vzhledem k omezenému prostoru, ve kterém bývají jednotlivé prvky obvykle zabudovány. Instalace měřicích souprav je obtížná (je třeba v omezeném prostoru dodatečně instalovat snímače tlaku, průtoku, otáček a pod., zároveň je nutno vhodně umístit vyhodnocovací aparaturu a zajistit její napájení. K dispozici musí být také zkušební okruh, a celá zkouška je závislá na lidském faktoru. Tato zkouška by tedy měla být poslední fází ověřovacích zkoušek, při které by se do finálního stroje měl zabudovat HsP již odzkoušený a s nastavenými proměnnými parametry řídicího a regulačního systému.

2.2 Zkoušení HsP na zkušebnách

2.2.1 Experimentální zařízení s HsP poháněným elektromotorem

Toto zařízení se skládá z hnacího elektromotoru, kompletního HsP a brzdy (dynamometru nebo hydraulické brzdy) viz obr. 1. Jako hnací elektromotor se většinou používá dynamometr. Toto řešení je finančně nenáročné protože dynamometry jsou běžnou výbavou zkušeben.

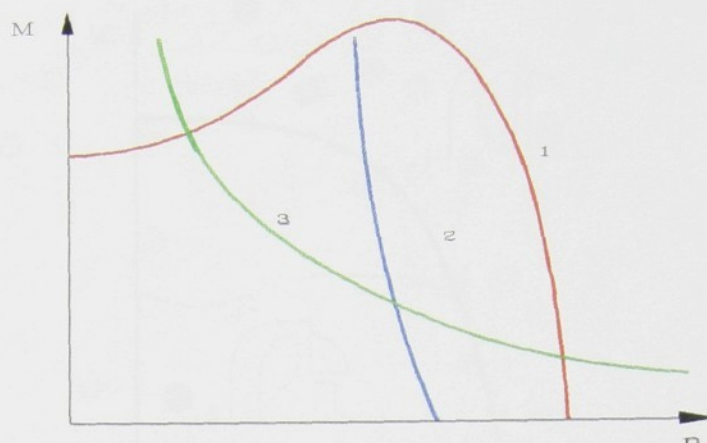


Obr.1 Experimentální zařízení s HsP poháněným elektromotorem

Nevýhodou je, že elektromotorem nelze simulovat vlastnosti spalovacího motoru (při vývoji HsP poháněného spalovacím motorem), z důvodu jejich rozdílných přirozených otáčkových charakteristik (viz obr. 2 a 3). Na takovémto zařízení lze ověřit pouze základní funkce HsP, ale nelze již měřit údaje charakteristické pro spalovací motor, jako je vliv řídicího systému na měrnou spotřebu paliva, kouřivost, dynamiku rozběhu apod.



Obr.2 Vnější momentová charakteristika spalovacího motoru



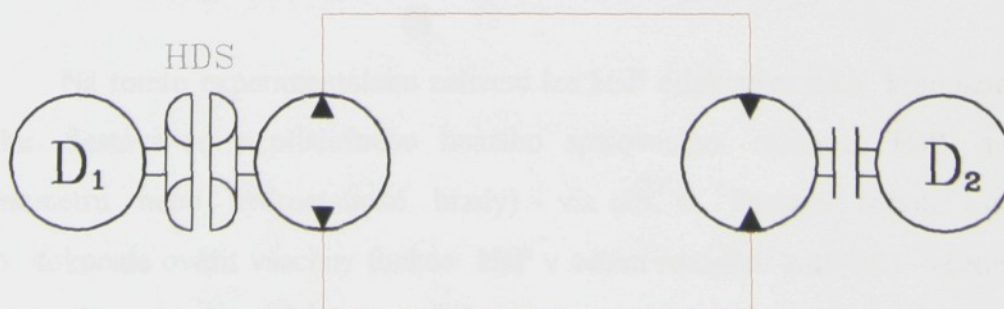
- 1 - asynchronní elektromotor
- 2 - stejnosměrný derivační elektromotor
- 3 - stejnosměrný sériový elektromotor

Obr.3 Přirozené momentové charakteristiky elektromotorů

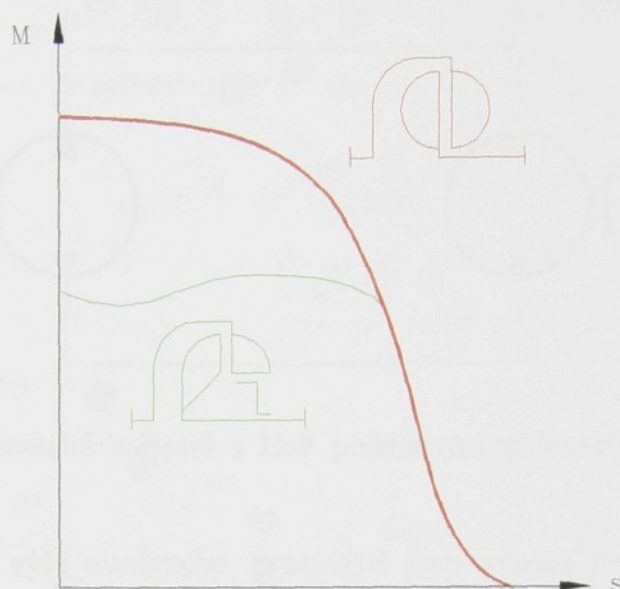
Tyto údaje by bylo možno měřit jenom tehdy, pokud by se přirozené momentové charakteristiky elektromotorů pomocí elektronické regulace přizpůsobili charakteristice spalovacího motoru (taková zařízení ale nejsou běžnou výbavou zkušeben).

2.2.2 Experimentální zařízení s HsP poháněným elektromotorem přes hydrodynamickou spojku

Toto experimentální pracoviště se obvykle skládá ze dvou dynamometrů, hydrodynamické spojky a HsP (viz obr. 4.). Hydrodynamická spojka má měkkou momentovou charakteristiku (viz obr. 5), obdobně jako spalovací motor.



Obr.4 Experimentální zařízení s HsP poháněným elektromotorem přes hydrodynamickou spojku



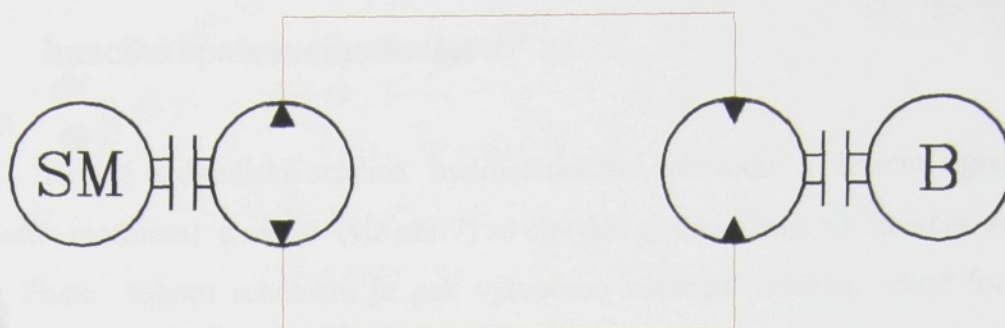
Otáčky čerpadlového kola $n_c = \text{konst.}$

Obr.5 Závislost momentu M HdS na skluzu s , pro různá konstrukční řešení HdS

Hydrodynamickou spojkou, hnanou dynamometrem (nebo jen elektromotorem), lze tedy alespoň přibližně simulovat výstupní statickou charakteristiku motoru. Na takovémto pracovišti již lze s určitou přibližností provádět experimentální výzkum hydrostatických převodů včetně jejich řídicích systémů, ale opět zde nelze postihnout vliv řídicího systému na spalovací motor, což je zásadní problém, neboť HsP je nutno posuzovat jako celek, včetně hnací jednotky.

2.2.3 Experimentální zařízení s HsP poháněným spalovacím motorem

Na tomto experimentálním zařízení lze HsP odzkoušet jako kompletní hnací jednotku. Sestává se z příslušného hnacího spalovacího motoru, HsP a brzdy (dynamometru nebo hydrostatické brzdy) - viz obr. 6. Pomocí tohoto zařízení je možno dokonale ověřit všechny funkce HsP v celém rozsahu zatížení, včetně vlivu řídicího systému na dynamické vlastnosti soustavy, měrnou spotřebu paliva, kouřivost naftového motoru apod.



Obr.6 Experimentální zařízení s HsP poháněným spalovacím motorem

Nevýhodou výše uvedeného pracoviště jsou vysoké investiční náklady na jeho pořízení a provoz, protože musí být vyřešen přívod paliva (a s tím související uskladňování paliva), odvod spalin a chlazení spalovacího motoru. Další nevýhodou je značná hlučnost spalovacího motoru. Proto i toto pracoviště by mělo sloužit pouze pro ověření vlastností hnací jednotky s HsP, ale nikoliv pro její vlastní vývoj.

2.3 Matematické modely HsP

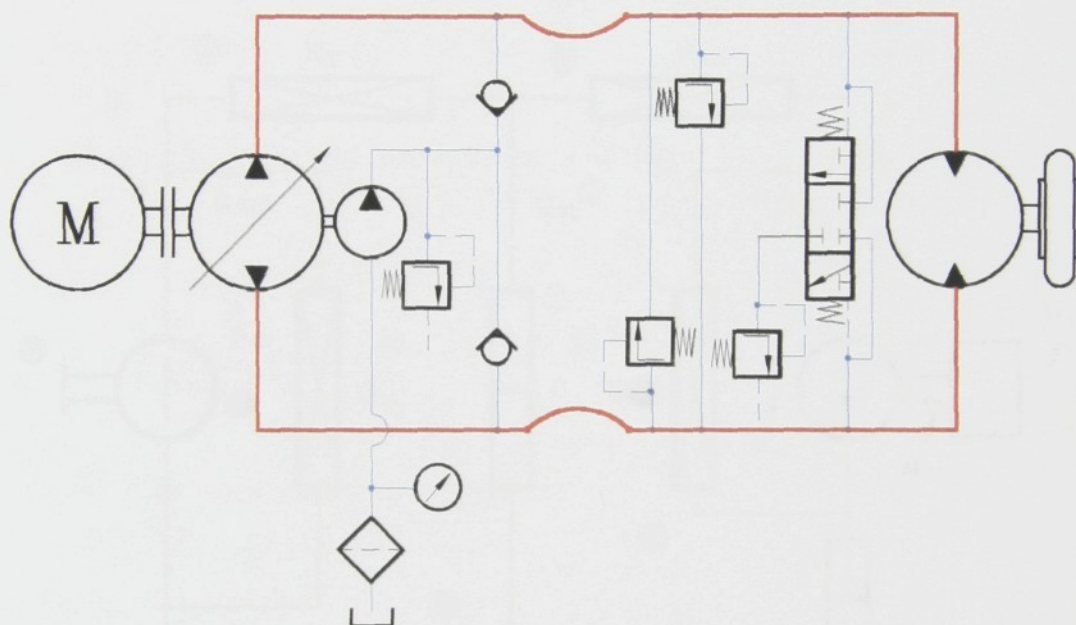
Nejefektivnějším prostředkem pro vývoj hnacího agregátu s HsP se v poslední době jeví počítačové modelování celého systému. Matematický model musí dobře postihovat fyzikální jevy v celém systému, ale zároveň musí mít dobře stanovenou rozlišovací úroveň, aby výsledky odpovídali stanoveným cílům.

Matematický model se obvykle vytváří v několika krocích, nejprve se vytvoří základní model, poté se provedou identifikační měření a dále se model upřesňuje.

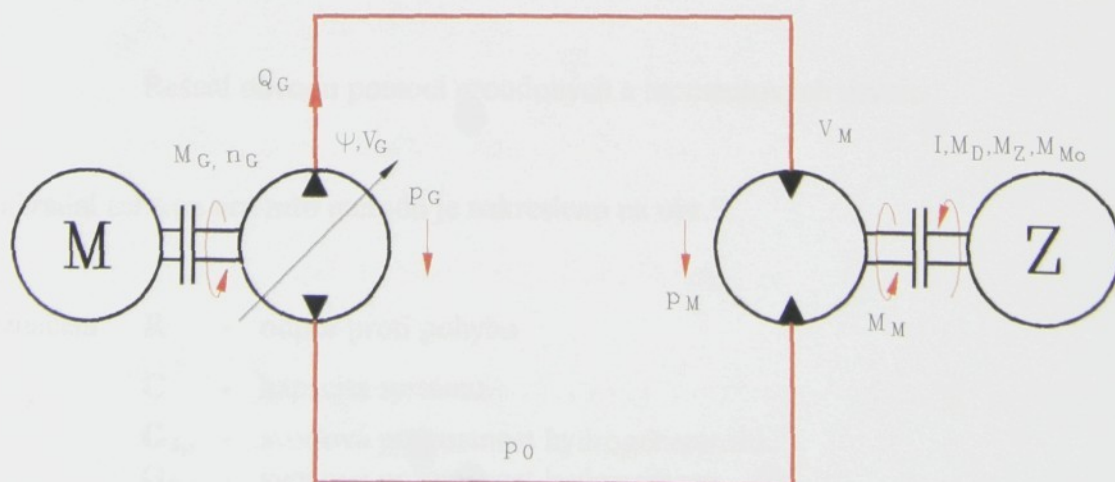
Důležité je, aby matematický model byl řešen tak, aby se do rovnic modelu dosazovaly hodnoty, které lze běžně získat od výrobců jednotlivých prvků nebo je lze stanovit výpočtem. Pokud by bylo nutno hodnoty pro matematický model získávat experimentálním měřením jednotlivých prvků, tak by optimalizace celého systému byla opět složitá a časově náročná.

2.3.1 Matematické modely HsP zanedbávající vlastnosti hnacího spalovacího motoru

Reálné hydraulické schéma hydrostatického převodu s hnacím agregátem (spalovacím motorem) a zátěží (viz obr.7) se obvykle zjednodušuje na funkční schéma (obráz.8). Podle tohoto schématu je pak vytvořeno náhradní schéma, jehož forma je závislá na metodě, již se bude obvod řešit.



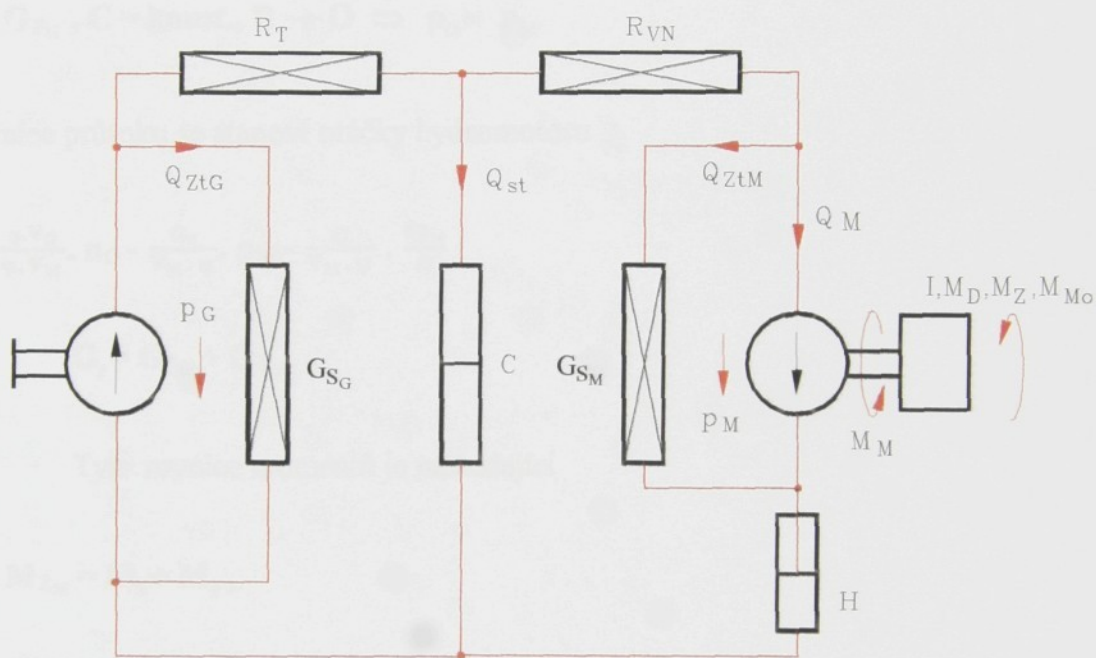
Obr.7 Hydraulické schéma reálného HsP



Obr.8 Zjednodušené funkční schéma HsP

Při tvorbě schématu (viz obr.9) byla učiněna následující zjednodušení:

- jsou zanedbány přechodové jevy hnacího agregátu
- charakteristika hnacího agregátu v pracovním bodě se předpokládá lineární
- vedení mezi hydrogenerátorem a hydromotorem nevytváří odpor proti pohybu
- svodové propustnosti hydrogenerátoru a hydromotoru jsou konstantní
- hydraulická kapacita celého systému je konstantní.
- jsou zanedbány vlastnosti doplňovacího obvodu



Obr.9 Náhradní schéma HsP pro řešení pomocí proudových a momentových rovnic

Řešení obvodu pomocí proudových a momentových rovnic:

Náhradní schéma pro tuto metodu je nakresleno na obr.9.

- Označení:
- R** - odpor proti pohybu
 - C** - kapacita systému
 - G_{S_G}** - svodová propustnost hydrogenerátoru
 - G_{S_M}** - svodová propustnost hydromotoru
 - R_{VN}** - pasivní odpory hydromotoru
 - H** - odpor proti zrychlení

Rovnice průtoku má tvar

$$Q_G = Q_M + Q_{Z_G} + Q_{Z_M} + Q_{st}$$

a po dosazení lze získat následující rovnici

$$V_G \cdot \varphi \cdot n_G = V_M \cdot \psi \cdot n_M + p_G \cdot G_{S_G} + p_M \cdot G_{S_M} + C \cdot \frac{dp_G}{dt}$$

za předpokladu, že:

$$G_{S_G}, G_{S_M}, C = \text{konst.}, R \rightarrow 0 \Rightarrow p_G \approx p_M$$

Z rovnice průtoku se stanoví otáčky hydromotoru

$$n_M = \frac{\varphi \cdot V_G}{\psi \cdot V_M} \cdot n_G - \frac{G_c}{V_M \cdot \psi} \cdot p_M - \frac{C}{V_M \cdot \psi} \cdot \frac{dp_M}{dt}$$

$$\text{kde} \quad G_c = G_{S_G} + G_{S_M}.$$

Tvar rovnice momentů je následující

$$M_M - M_{Z_M} = M_z + M_d,$$

kde :

- M_M - moment motoru
- M_{Z_M} - ztrátový moment motoru
- M_z - zatěžující moment
- M_d - dynamický moment

Po dosazení získává rovnice momentů následující tvar

$$\frac{\psi \cdot V_M}{2 \cdot \pi} \cdot (p_M - p_0) - \frac{(\psi \cdot V_M)^2}{2 \cdot \pi} \cdot R_{vn} \cdot n_M = M_z + 2 \cdot I_r \cdot \pi \cdot \frac{dn_M}{dt}$$

kde: I_r - moment setrvačnosti zátěže redukováný na hřídel hydromotoru,
a odtud lze vyjádřit tlak hydromotoru p_M

$$p_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_z}{\psi \cdot V_M} + \psi \cdot V_M \cdot R_{VN} \cdot n_M + \frac{4 \cdot \pi^2}{\psi \cdot V_M} \cdot I_r \cdot \frac{dn_M}{dt} + p_0.$$

Vztah pro p_M a jeho derivace se dosadí do rovnice otáček a po úpravě dle [19] lze napsat základní pohybovou rovnici hydrostatického převodu v následujícím tvaru

$$T_M \cdot T_H \cdot \frac{dn_M^2}{dt^2} + T_M \cdot \frac{dn_M}{dt} + A \cdot n_M = j \cdot n_G - \frac{M_Z}{\beta} - B \cdot p_0,$$

kde $T_M = 4 \cdot \pi^2 \cdot I_r \cdot \frac{G_c}{V_M \cdot \psi}$ - mechanická časová konstanta

$T_H = \frac{C}{G_c}$ - hydraulická časová konstanta

$$A = (G_c \cdot R_{vn} + 1)$$

$$j = \frac{V_G \cdot \varphi}{V_M \cdot \psi}$$

$\frac{1}{\beta} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{G_c}{(V_M \cdot \psi)^2}$ - kinematická tuhost

$$B = \frac{G_c}{V_M \cdot \psi}$$

Pro lepší fyzikální představu lze pohybovou rovnici převést do tvaru

$$\frac{d^2 n_M}{dt^2} + 2 \cdot N \cdot \frac{dn_M}{dt} + \Omega^2 \cdot n_M = K_1 \cdot n_G - K_2 \cdot M_Z - K_3,$$

kde $2 \cdot N = \frac{1}{T_H}$

$$\Omega^2 = \frac{A}{T_M \cdot T_H}$$

$$K_1 = \frac{j}{T_M \cdot T_H}$$

$$K_2 = \frac{1}{\beta \cdot T_M \cdot T_H}$$

$$K_3 = B \cdot \frac{p_0}{T_M \cdot T_H}$$

Z fyzikálního hlediska se jedná o pohybovou rovnici vynuceného kmitavého pohybu s lineárním tlumením, kde je

N tlumicí frekvence

Ω vlastní frekvence systému bez tlumení.

Z matematického hlediska se jedná o obyčejnou lineární rovnici druhého řádu s konstantními koeficienty.

Řešení této rovnice je pak dáno součtem řešení homogenní rovnice a partikulárního řešení $n_M = n_{Mh} + n_{Mp}$.

Při řešení homogenní rovnice mohou nastat následující případy:

a/ Podkritické tlumení pohybu

$$N < \Omega$$

při označení $\Omega_1^2 = \Omega^2 - N^2$

má řešení tvar

$$n_{Mh} = e^{-N \cdot t} \cdot (A \cdot \cos \Omega_1 \cdot t + B \cdot \sin \Omega_1 \cdot t)$$

a jedná se o kmitavý pohyb s ubývající amplitudou.

b/ Kritické tlumení pohybu

$$N = \Omega$$

má řešení tvar

$$n_{Mh} = e^{-N \cdot t} \cdot (A + B \cdot t)$$

a jedná se o aperiodický pohyb.

c/ Nadkritické tlumení pohybu

$$N > \Omega$$

při označení $\alpha^2 = N^2 - \Omega^2$

má řešení tvar

$$n_{Mh} = e^{-N \cdot t} \cdot (A \cdot e^{\alpha \cdot t} + B \cdot e^{-\alpha \cdot t})$$

a jedná se opět o aperiodický pohyb.

Ve výše uvedených případech řešení homogenní rovnice jsou hodnoty A, B integračními konstantami. Partikulární řešení rovnice bodu je vždy různé podle tvaru budící funkce ($n_{G(t)}; M_{z(t)}$).

Tento matematický model HsP patří k nejjednodušším modelům. Jeho podstatnou nevýhodou je to, že zcela pomíjí děje ve spalovacím motoru tzn., že pomocí tohoto modelu nelze zjistit vliv daného typu spalovacího motoru na činnost HsP. Není proto ani vhodný pro zkoumání vlastností řídicího systému.

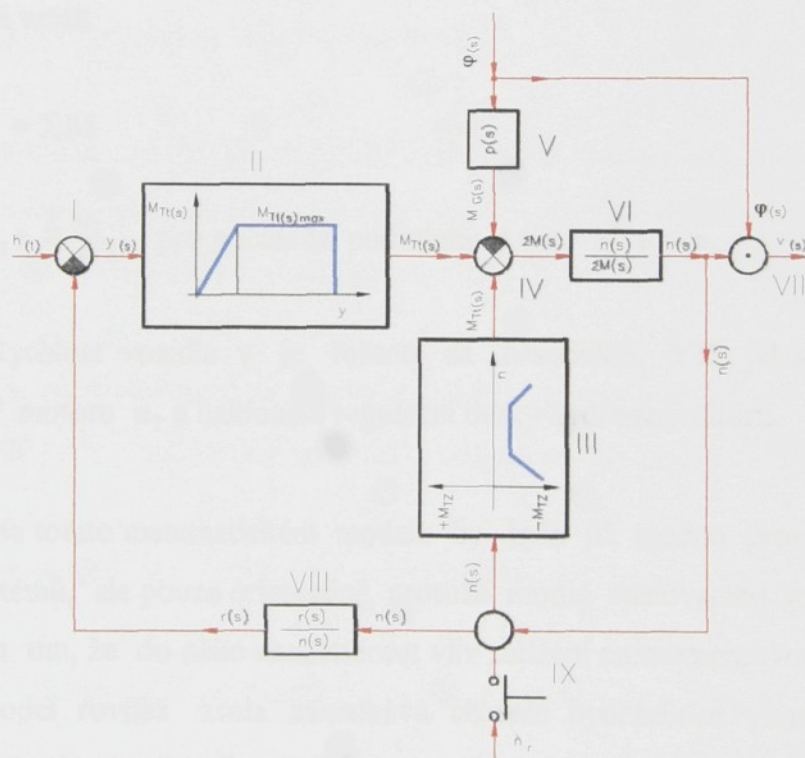
Je ho možné využít zejména pro zjišťování průběhu výstupních otáček hydromotoru n_M a průběhu tlaku p_M při přechodových dějích.

2.3.2 Analogový matematický model HsP poháněného spalovacím motorem

U tohoto matematického modelu byla učiněna následující zjednodušení:

- množství paliva je lineárně závislé na poloze palivové tyče
- předpokládá se chod motoru po vnější momentové charakteristice
- vnější momentová charakteristika je nahrazena přímkovými úseky
- závislost síly na otáčkách a charakteristika pružin výkonového regulátoru jsou linearizované

Popis funkce blokového schématu analogového modelu dle obr. 10.



Obr.10 Blokové schéma analogového modelu motoru zatěžovaného hydrogenerátorem

Teoretický točivý moment spalovacího motoru M_{Tt} je vytvářen v bloku **II** a je úměrný posunutí palivové tyče y . Velikost posunutí palivové tyče y je vytvořeno součtem posunutí od plynového pedálu h a posunutí od odstředivého regulátoru r .

Tento součet (resp. rozdíl) je tvořen na sumátoru **I**. Velikost posunutí od odstředivého regulátoru r je tvořena v bloku **VIII** (představuje odstředivý regulátor). Z blokového schéma je zřejmé, že odstředivý regulátor plní ve vznětovém motoru funkci záporné zpětné vazby a vytváří tak ze systému proporciální soustavu ve které jsou otáčky úměrné poloze plynového pedálu.

Účinnost spalovacího motoru je řešena v bloku **III** ve formě ztrátového momentu M_{Zt} . Skutečný točivý moment spalovacího motoru M_T je pak tvořen na sumátoru **IV** součtem teoretického momentu M_{Tt} a ztrátového momentu M_{Tz} s opačným znaménkem ($-M_{Tz}$).

Zatěžující moment od hydrogenerátoru M_Z je tvořen v bloku **V**, je určen tlakovým spádem na hydrogenerátoru p a výchylkou naklápací desky. Součet (resp. rozdíl) momentů M_T (resp. $M_{Tt} - M_{Tz}$) a momentu M_Z je opět realizován na sumátoru **IV**. Blok **VI** řeší vztah

$$2 \cdot \pi \cdot I \cdot \frac{dn}{dt} = \sum M$$

$$\text{resp. } n_T = n_0 + \frac{\sum M_T \cdot t}{2 \cdot \pi \cdot I} \quad \text{pro počáteční podmínky } t = t_0 \quad \text{a} \quad n = n_0.$$

Rychlost vozidla v je řešena na násobičce **VII** jako součin otáček spalovacího motoru n_T a naklonění regulační desky hydrogenerátoru.

Na tomto matematickém modelu by bylo již možno prověřovat vlastnosti řídicích systémů, ale pouze orientačně, protože model spalovacího motoru je značně zjednodušen tím, že do něho není zahrnut vliv zatížení na momentovou charakteristiku motoru. Model rovněž zcela zanedbává některé hydraulické vlastnosti HsP, jako jsou svodové propustnosti převodníků, hydraulická kapacita systémů a jeho hydraulický odpor. Proto výstupní veličina v nemůže svou velikostí ani svým průběhem odpovídat skutečnosti.

Další nevýhodou je nutnost znalosti některých konstrukčních hodnot odstředivého regulátoru (např. tuhost pružin, hmotnost závaží, apod.), které lze získat pouze měřením a tím ztrácí tento model adaptabilitu. Využití analogového počítače pro matematické modely se v současné době nejeví rovněž jako vhodné vzhledem k značnému rozšíření číslicových počítačů s velkou softwarovou základnou.

3 **Matematický model HsP zahrnující vliv hnacího spalovacího motoru**

3.1 **Cíl disertace**

Cílem disertace bylo vypracovat základní simulační model hydrostatického převodu poháněného spalovacím motorem, který by měl sloužit pro předpovídání základních vlastností prototypů HsP již ve fázi konstrukční přípravy.

Vzhledem k tomu, že se mají definovat vlastnosti HsP již ve fázi konstrukční přípravy prototypu (nelze ještě provádět identifikační měření na skutečném zařízení), musí mít simulační model následující vlastnosti:

- a/ Musí postihovat dynamické vlastnosti spalovacího motoru tak, aby s pomocí tohoto modelu bylo možno analyzovat vlastnosti regulačních systémů a vliv dynamických vlastností spalovacího motoru na činnost HsP.
- b/ Musí zahrnovat hydraulické vlastnosti HsP tak, aby bylo možno analyzovat i děje uvnitř HsP (vliv jednotlivých hydraulických odporů na průběh tlaku).
- c/ Musí být řešitelný přibližnými numerickými metodami na číslicovém počítači.
- d/ Musí být dostatečně adaptabilní, tzn., že vstupní údaje do modelu musí vycházet pokud možno z technických parametrů, které lze zjistit u výrobců jednotlivých prvků, nebo je lze dopočítat. Údaje získávané vlastním měřením zvyšují náklady na vývoj a komplikují práci s matematickým modelem.

3.2 Zvolené metody zpracování

Model jevů v hydraulickém systému, a spalovacím motoru se vyznačuje značnými nelinearitami a rozloženými parametry. Proto by matematický model HsP byl nejpřesněji popsán soustavou nelineárních parciálních diferenciálních rovnic. Řešení takovéto soustavy rovnic je ale velice obtížné i s pomocí výpočetní techniky (některé vybrané typy lineárních parciálních diferenciálních rovnic lze řešit metodou sítí, nebo metodou konečných prvků). Proto bylo přistoupeno k určitým zjednodušením a matematický model HsP byl popsán soustavou obyčejných nelineárních diferenciálních rovnic, které již jsou řešitelné numerickými metodami. Použité matematické výrazy jsou upraveny do tvarů vhodných pro počítačové zpracování.

3.3 Matematická vyjádření funkce jednotlivých prvků HsP

Proto aby bylo možno sestavit matematický model určitého systému, je nutno analyzovat chování jeho jednotlivých částí a zvolit rozlišovací úroveň modelu. Po této analýze lze pak již přijmout určitá zjednodušení či předpoklady a sestavit model celého systému.

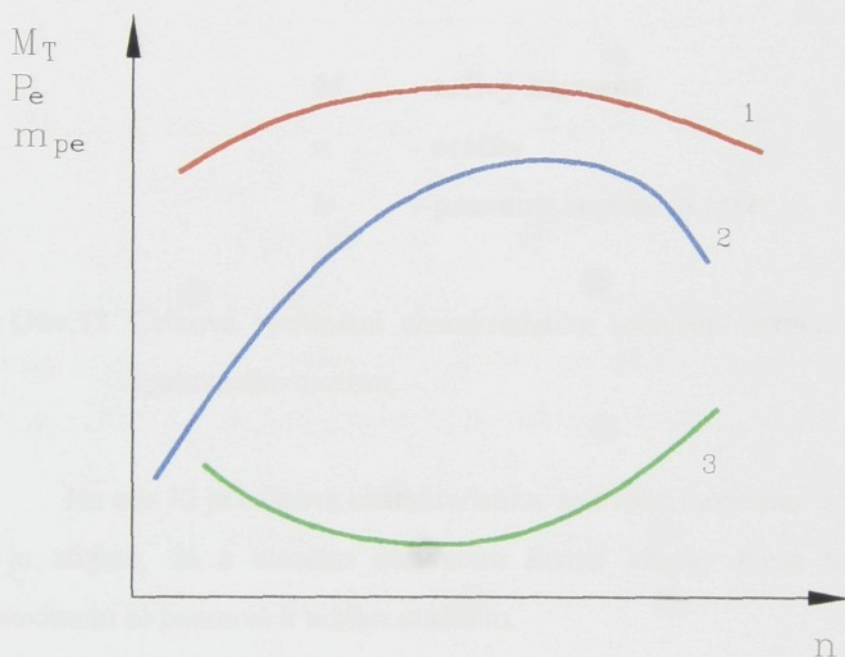
3.3.1 Spalovací motor

Spalovací motor je ve statickém režimu činnosti definován pomocí statických charakteristik. U spalovacího motoru se rozlišují dvě základní charakteristiky, rychlostní (otáčková) charakteristika a zatěžovací charakteristika.

a/ Rychlostní charakteristika

Tato charakteristika udává závislost točivého momentu, výkonu, měrné spotřeby paliva a dalších charakteristických veličin na otáčkách motoru. Při plném vysunutí regulační tyče vstřikovacího čerpadla resp. plném otevření škrticí klapky se snímá vnější rychlostní charakteristika (viz obr.11). Částečná rychlostní charakteristika se snímá při jiné poloze regulačního orgánu, než je poloha maximální.

Souhrnem částečných rychlostních charakteristik pro různá zatížení a vnější charakteristiky je celková rychlostní charakteristika. Tvar rychlostní charakteristiky je různý pro motory zážehové a vznětové. U vznětových motorů je základní tvar rychlostní charakteristiky určen způsobem regulace vstřikovacího zařízení.

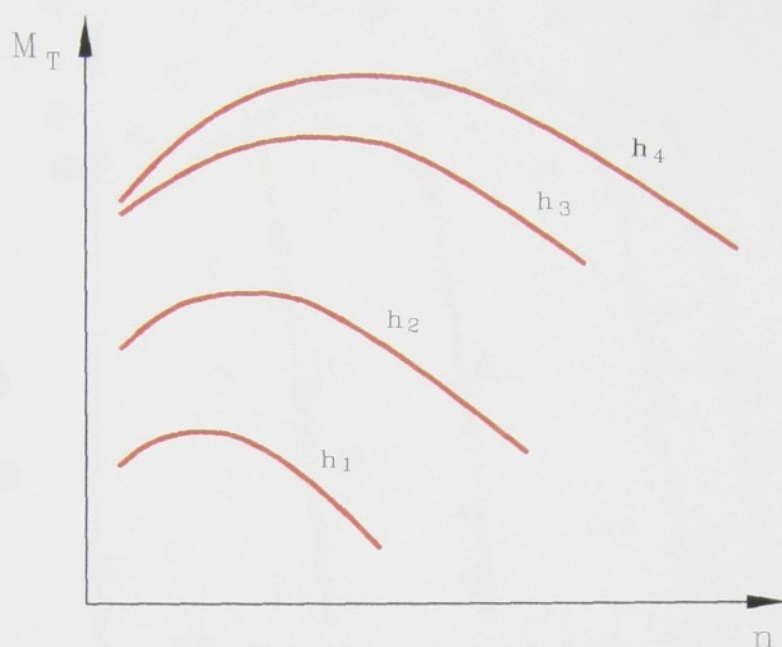


1 - M_T - točivý moment

2 - P_e - výkon

3 - m_{pe} - měrná spotřeba

Obr.11 Vnější rychlostní charakteristiky zážehového spalovacího motoru

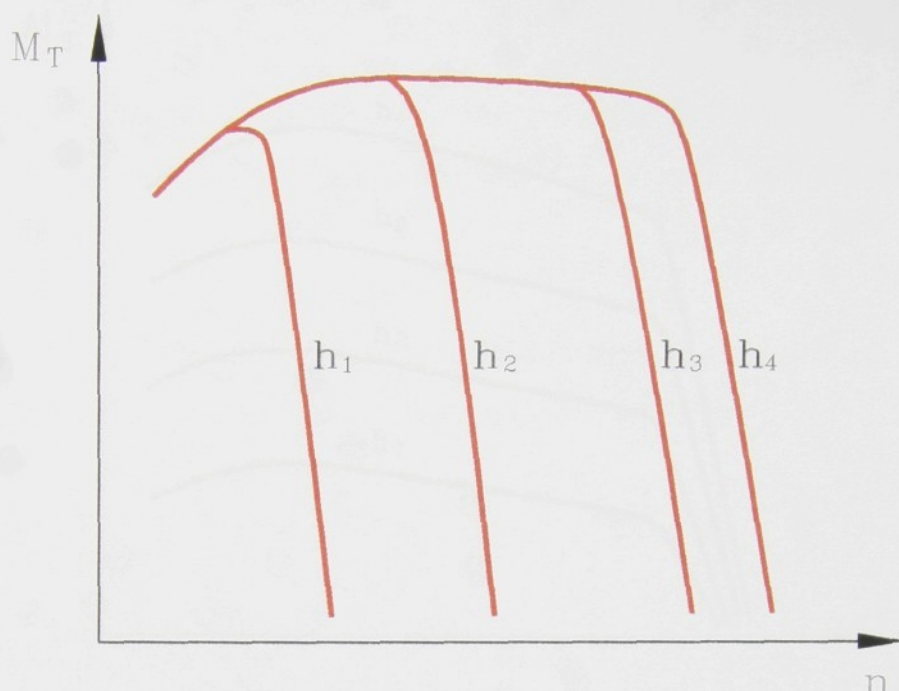


M_T - točivý moment
 n - otáčky
 h - posunutí regulační tyče

Obr.12 Celková rychlostní charakteristika točivého momentu zážehového spalovacího motoru

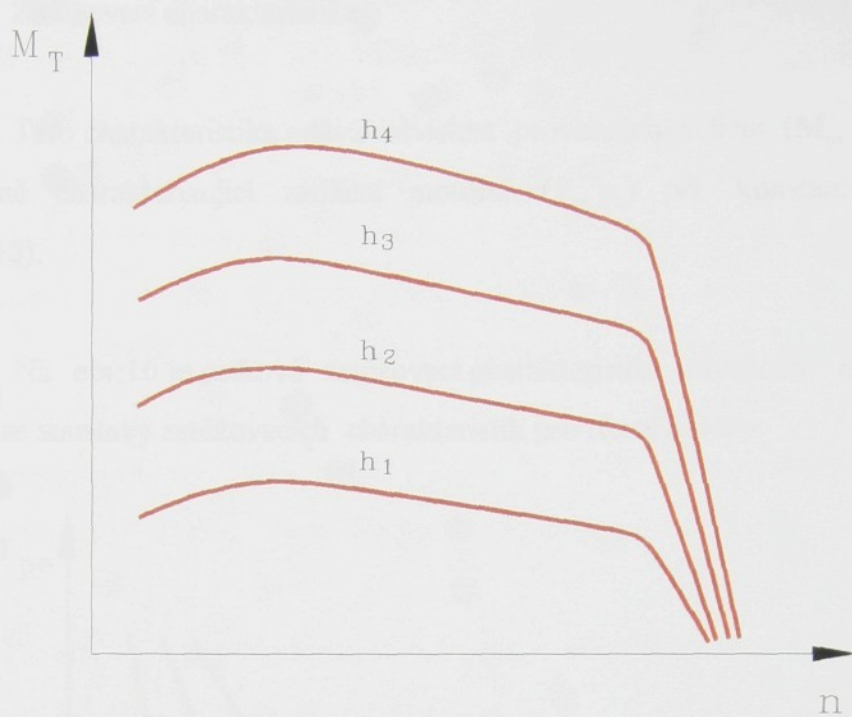
Na obr.12 je celková charakteristika točivého momentu zážehového motoru. Z ní je zřejmé, že s menším otevřením škrtící klapky klesá točivý moment a jeho maximum se posouvá k nižším otáčkám.

Celková rychlostní charakteristika točivého momentu vznětového motoru s výkonovým regulátorem je na obr. 13. Z jejího průběhu je vidět, že až do zvolených otáček je rychlostní charakteristika momentu i při částečném zatížení shodná s vnější rychlostní charakteristikou, potom však vlivem funkce regulátoru rychle klesá. Pracovní režim motoru se pak nastavuje tak, aby pracovní bod ležel na strmé části charakteristiky, neboť v této části i větší změna zatěžujícího momentu znamená malou změnu otáček motoru. Tohoto regulátoru se využívá většinou u strojů stacionárního charakteru.

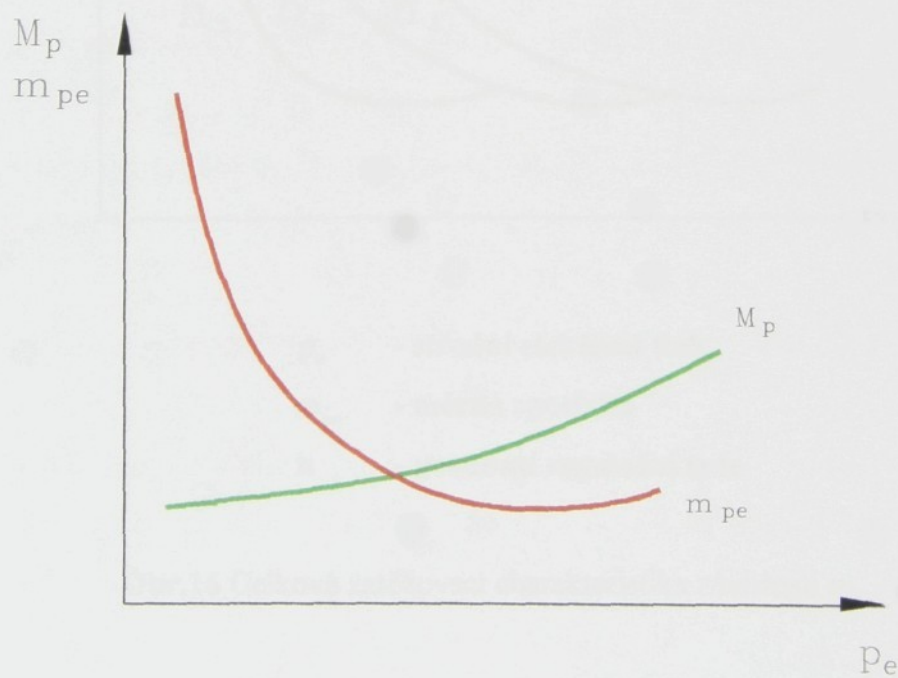


Obr.13 Celková rychlostní charakteristika točivého momentu vznětového spalovacího motoru s výkonovým regulátorem

Celková rychlostní charakteristika vznětového motoru s omezovacím regulátorem je na obr.14. Omezovací regulátor ovlivňuje charakteristiku až od jmenovitých otáček. Po dosažení jmenovitých otáček regulátor začne omezovat dodávku paliva a točivý moment motoru prudce klesá. Částečné charakteristiky v regulované oblasti jsou téměř shodné s vnější rychlostní charakteristikou. Tento regulátor se používá u motorů pracujících v širokém rozmezí otáček a zatížení, jako jsou vozidlové motory.



Obr.14 Celková rychlostní charakteristika točivého momentu vznětového spalovacího motoru s omezovacím regulátorem



M_p - časový průtok paliva

m_{pe} - měrná spotřeba

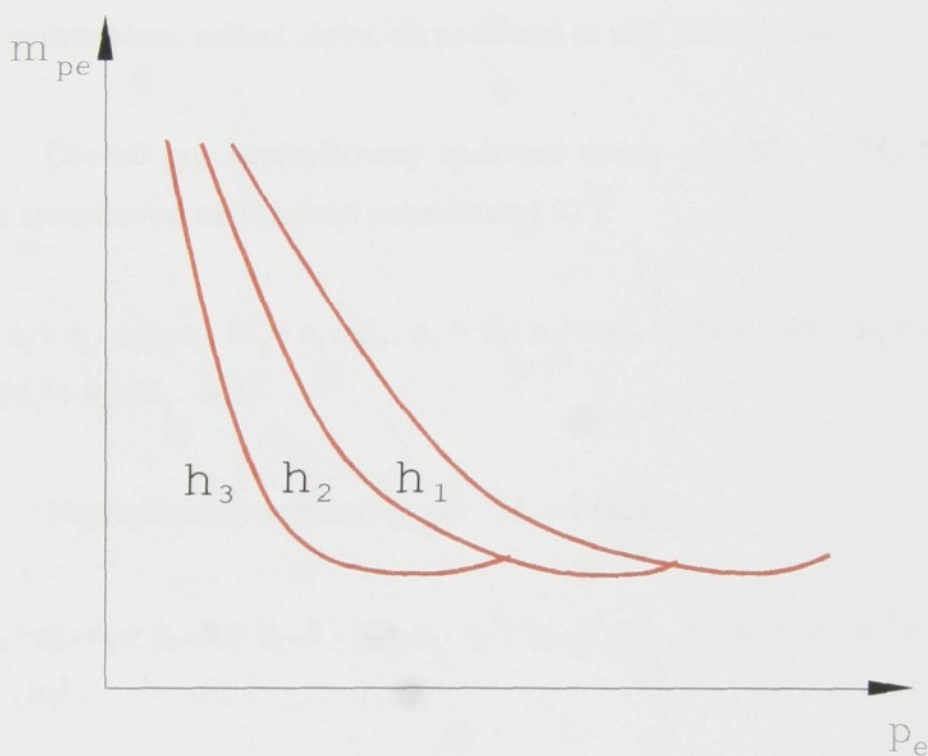
p_e - střední efektivní tlak

Obr.15 Zatěžovací charakteristiky spalovacího motoru

b/ Zatěžovací charakteristika

Tato charakteristika udává závislost provozních veličin (M_p , m_{pe} , t_v , apod.) na veličině charakterizující zatížení motoru (P_e , p_e) při konstantních otáčkách (viz obr. 15).

Na obr.16 je celková zatěžovací charakteristika závislosti $m_{pe} - p_e$, která se skládá ze soustavy zatěžovacích charakteristik pro různé otáčky.



p_e - střední efektivní tlak

m_{pe} - měrná spotřeba

h - posunutí regulační tyče

Obr.16 Celková zatěžovací charakteristika závislosti $m_{pe} - p_e$

c/ Seřizovací charakteristika

Je to závislost užitečného výkonu nebo některé z provozních veličin na veličině, která charakterizuje seřízení motoru (např. seřízení předstihu zážehu, předvstříku, apod.).

Statický moment spalovacího motoru je plně určen celkovou rychlostní charakteristikou, udávající závislost točivého momentu na otáčkách motoru pro různá posunutí regulačního orgánu spalovacího motoru (viz obr.12,13,14.).

Pro měření těchto charakteristik jsou výrobci spalovacích motorů vybaveni a tyto charakteristiky jsou jim většinou známe. Pro tyto charakteristiky lze nalézt přibližné analytické výrazy pomocí aproximace. Vzhledem k tomu, že křivky charakteristik nejsou oscilující, tak se jako nejvhodnější jeví aproximace metodou nejmenších čtverců algebraickými polynomy. Pro aproximaci je nejvhodnější polynom třetího stupně, při jehož použití vzniká chyba 1,5 - 2 %. Další zvýšení stupně polynomu nevede k podstatnému snížení chyby, ale podstatně se ztíží jeho výpočet.

Obecně pro nepřepřlňovaný spalovací motor platí $M_T = f(M_1, n_T)$. Pak lze moment aproximovat následujícím polynomem [22]:

$$M_T = a_0 + a_1 \cdot n_T + a_2 \cdot M_1 + a_3 \cdot M_1 \cdot n_T + a_4 \cdot n_T^2 + a_5 \cdot M_1^2 + a_6 \cdot M_1^2 \cdot n_T + a_7 \cdot n_T^3 + a_8 \cdot M_1^3 + a_9 \cdot M_1 \cdot n_T^2. \quad (1)$$

Nepřepřlňovaný vznětový motor $M_T = f(h, n_T)$

$$M_T = g_0 + g_1 \cdot n_T + g_2 \cdot h + g_3 \cdot h \cdot n_T + g_4 \cdot n_T^2 + g_5 \cdot h^2 + g_6 \cdot h^2 \cdot n_T + g_7 \cdot n_T^3 + g_8 \cdot h^3 + g_9 \cdot h \cdot n_T^2.$$

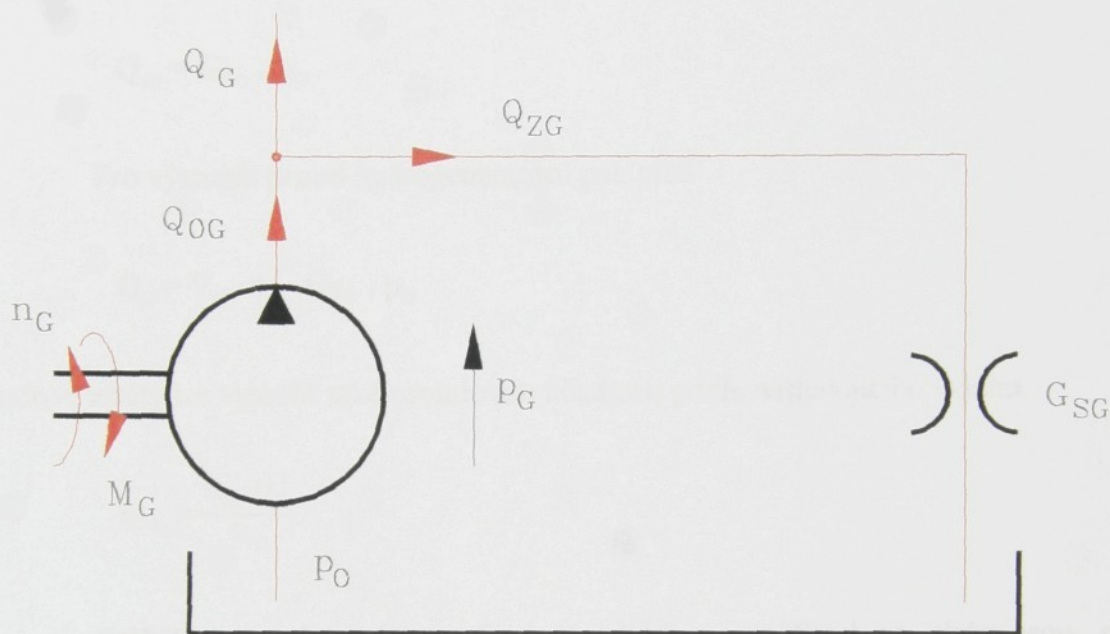
V případě přepřlňovaného vznětového motoru $M_T = f(p_1, h, n_T)$

$$M_T = i_0 + i_1 \cdot n_T + i_2 \cdot h + i_3 \cdot p_1 + i_4 \cdot h \cdot p_1 + i_5 \cdot n_T^2 + i_6 \cdot h \cdot n_T + i_7 \cdot p_1 \cdot n_T + i_8 \cdot h^2 + i_9 \cdot p_1^2 + i_{10} \cdot h \cdot p_1 \cdot n_T + i_{11} \cdot n_T^3 + i_{12} \cdot h \cdot n_T^2 + i_{13} \cdot p_1 \cdot n_T^2 + i_{14} \cdot h^2 \cdot n_T + i_{15} \cdot h^3 + i_{16} \cdot h^2 \cdot p_1 + i_{17} \cdot p_1^2 \cdot n_T + i_{18} \cdot h \cdot p_1^2 + i_{19} \cdot p_1^3,$$

kde: p_1 - plnicí tlak vzduchu.

3.3.2 Hydrogenerátor

Náhradní hydraulické schéma hydrogenerátoru s konstantním geometrickým objemem je na obr. 17 a skládá se z ideálního zdroje dodávajícího průtok Q_0 a paralelně připojené svodové propustnosti G_{SG} , již prochází průtok Q_{ZG} .



Obr.17 Náhradní hydraulické schéma hydrogenerátoru s konstantním geometrickým objemem

a/ Výstupní proud hydrogenerátoru

$$Q_G = Q_{0G} - Q_{ZG}$$

Teoretický proud Q_{0G} je funkcí otáček hydrogenerátoru a teoretického geometrického objemu V_G .

$$Q_{0G} = V_G \cdot n_G$$

Ztrátový proud Q_{ZG} se skládá ze složky Q_{1G} , která vyjadřuje ztráty vůlemi, v nichž je laminární proudění a ze složky Q_{2G} , která je daná ztrátami vlivu turbulentního proudění. Pokud hydrogenerátor pracuje v oblasti provozních otáček (bez kavitačních jevů), tak lze složku Q_{2G} zanedbat [2].

$$Q_{ZG} = Q_{IG} + Q_{2G}$$

při $Q_{2G} = 0$

$$Q_{ZG} = Q_{IG}$$

člen Q_{IG} je funkcí svodové propustnosti a tlaku

$$Q_{IG} = G_{SG} \cdot p_G$$

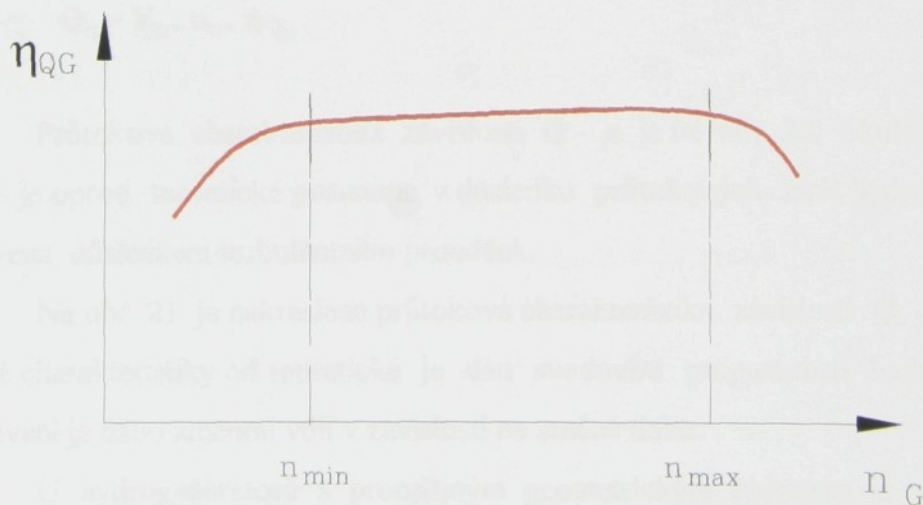
Pro výstupní proud hydrogenerátoru pak platí

$$Q_G = V_G \cdot n_G - G_{SG} \cdot p_G$$

Proudové ztráty lze vyjádřit také proudovou účinností podle následujícího vztahu

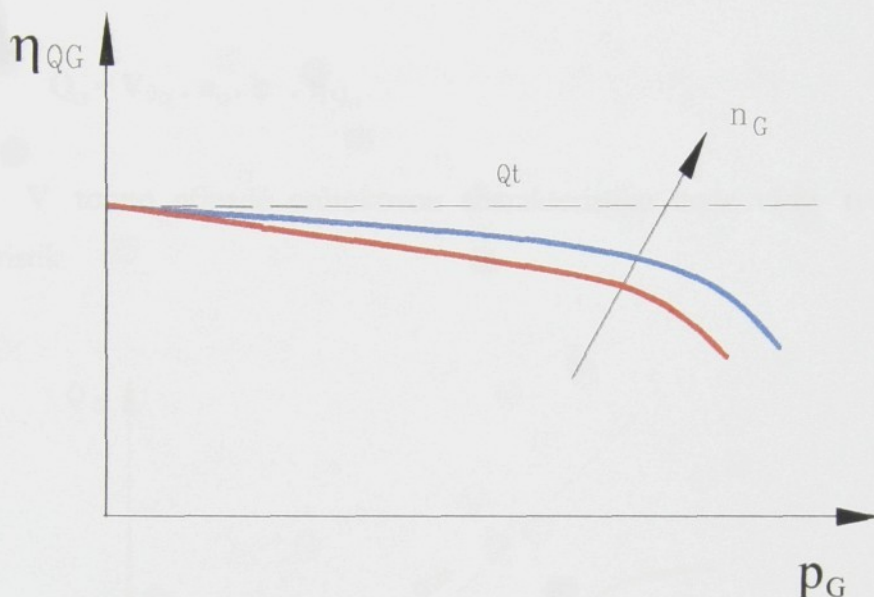
$$\eta_{QG} = \frac{Q_{0G} - Q_{ZG}}{Q_{0G}}$$

Průběhy proudové účinnosti v závislosti na otáčkách a tlaku jsou na obr. 18 a 19.



Obr.18 Průběh proudové účinnosti hydrogenerátoru v závislosti na otáčkách

Pokles proudové účinnosti při nízkých otáčkách je způsoben nedokonalým zaplněním pracovního prostoru hydrogenerátoru. Při vysokých otáčkách je účinnost nižší vlivem kavitačních jevů, které zároveň způsobují i mechanické poškození hydrogenerátoru.



Obr.19 Průběh proudové účinnosti hydrogenerátoru v závislosti na tlaku

Pomocí proudové účinnosti lze vztah pro proud hydrogenerátoru přepsat do následujícího tvaru

$$Q_G = V_G \cdot n_G \cdot \eta_{QG} \quad (2)$$

Průtoková charakteristika závislosti $Q - n$ je na obr. 20. Skutečná charakteristika je oproti teoretické posunuta v důsledku průtokových ztrát hydrogenerátoru a zakřivena důsledkem turbulentního proudění.

Na obr. 21 je nakreslena průtoková charakteristika závislosti $Q - p$, odklon skutečné charakteristiky od teoretické je dán svodovou propustností hydrogenerátoru, zakřivení je dáno změnou vřtí v závislosti na změně tlaku.

U hydrogenerátorů s proměnným geometrickým objemem je geometrický objem určen maximálním geometrickým objemem a bezrozměrným regulačním parametrem.

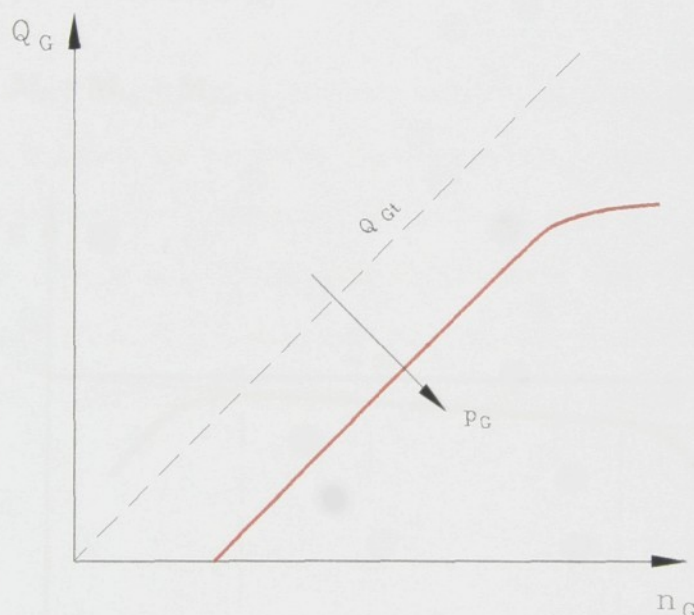
Bezrozměrný regulační parametr je definován následovně:

$$\varphi = \frac{V_G}{V_{0G}} / 0;1 / , \quad \text{pak} \quad V_G = V_{0G} \cdot \varphi . \quad (3)$$

Průtoková charakteristika hydrogenerátoru s proměnným geometrickým objemem bude

$$Q_G = V_{0G} \cdot n_G \cdot \varphi \cdot \eta_{Q_G} . \quad (4)$$

V tomto případě průtokovou charakteristiku bude vždy tvořit celé pole charakteristik.



Obr.20 Průtoková charakteristika závislosti $Q - n$ hydrogenerátoru

b/ Hnací moment hydrogenerátoru

Na hydrogenerátoru dochází k přeměně mechanické energie na tlakovou.

Při rovnosti mechanické a tlakové energie platí

$$dE_m = dE_p, \quad M_{tG} \cdot d\alpha = p_G \cdot dV, \quad M_{tG} \cdot d\alpha = p_G \cdot dV(\alpha)d\alpha$$

kde: α – úhel natočení vstupního hřídele hydrogenerátoru ($0, 2\pi$)

V - geometrický objem hydrogenerátoru ($0, V_G$).

Po integraci se získá následující vztah:

$$2 \cdot \pi \cdot M_{tG} = p_G \cdot V_G.$$

Po další úpravě se získá výraz pro teoretický hnací moment hydrogenerátoru

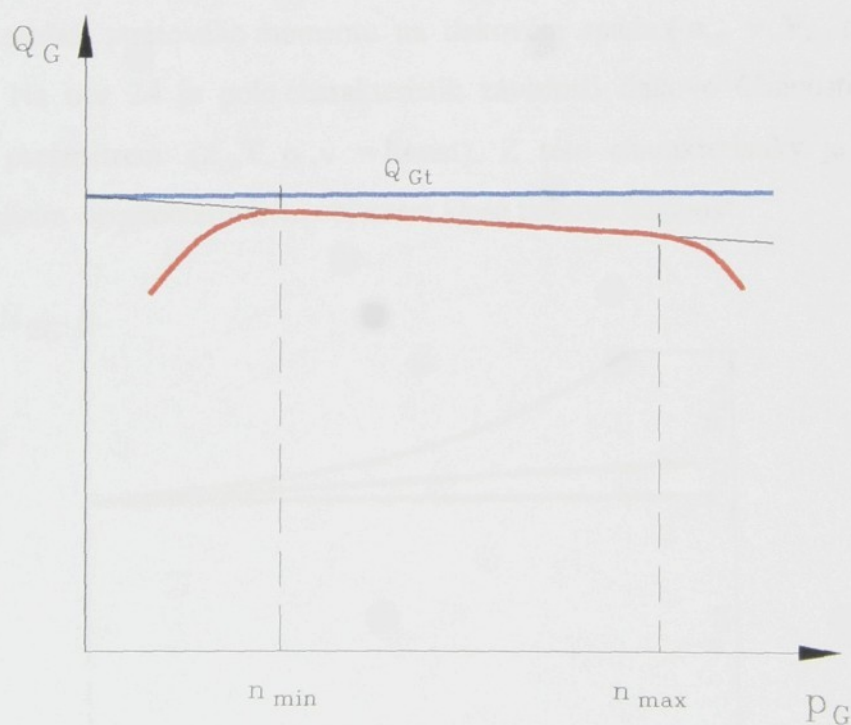
$$M_{tG} = \frac{p_G \cdot V_G}{2\pi}.$$

Skutečný moment nutný pro pohon generátoru při daném zatížení je vyšší o ztráty, které lze vyjádřit buď pomocí tlakové účinnosti

$$M_G = \frac{M_{tG}}{\eta_{pG}}, \quad (6)$$

nebo ztrátovým momentem M_{ZG}

$$M_G = M_{tG} + M_{ZG}.$$



Obr.21 Průtoková charakteristika závislosti $Q - p$ hydrogenerátoru

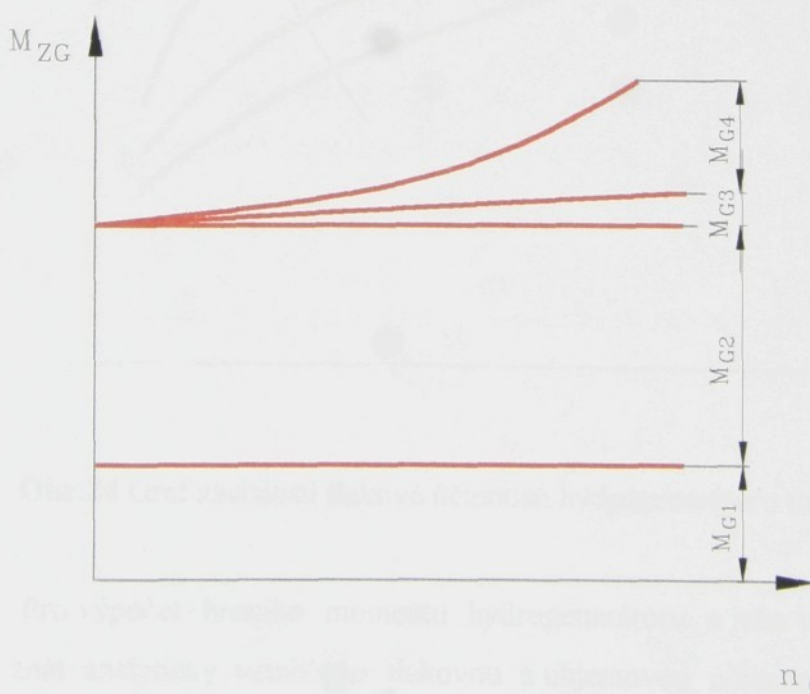
Ztrátový moment hydrogenerátoru se skládá ze čtyř složek [2]

$$M_{ZG} = M_{G1} + M_{G2} + M_{G3} + M_{G4}.$$

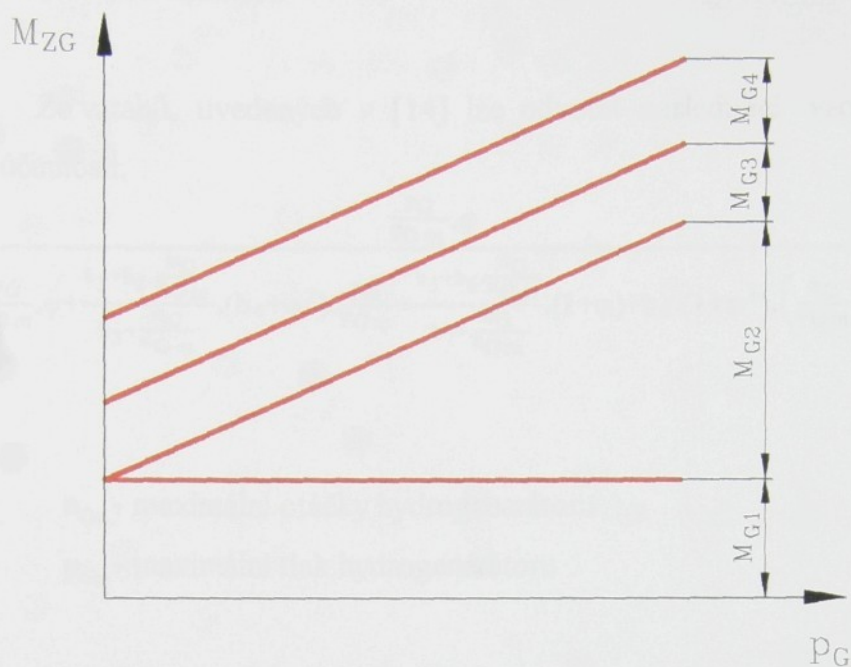
- M_{G1} - Složka momentu, která není závislá na žádném parametru a vyjadřuje ztráty způsobené výrobními a montážními tolerancemi. Tato složka ztrátového momentu je tedy konstantní.
- M_{G2} - Tato složka ztrátového momentu je přímo úměrná tlakovému spádu na generátoru. Zvyšující se tlakový spád má za následek zvýšení normálních sil a pružných deformací rotačních i smykových uložení jednotlivých součástí generátoru, což vede ke zvýšení třecích sil.
- M_{G3} - Složka momentu vyjadřující ztráty způsobené kapaliným třením. Při konstantní viskozitě je přímo úměrná otáčkám, nelinearita v jejím průběhu je způsobena změnou viskozity ve spáře.
- M_{G4} - Složka momentu závislá na hustotě kapaliny. Mění se úměrně s druhou mocninou otáček.

Na obr. 22 je uvedena závislost jednotlivých složek ztrátového momentu na otáčkách při konstantních ostatních parametrech (p_G, v, φ, ρ), a na obr. 23 je graf závislosti složek ztrátového momentu na tlakovém spádu ($n_G, v, V_G, \rho = \text{konst.}$).

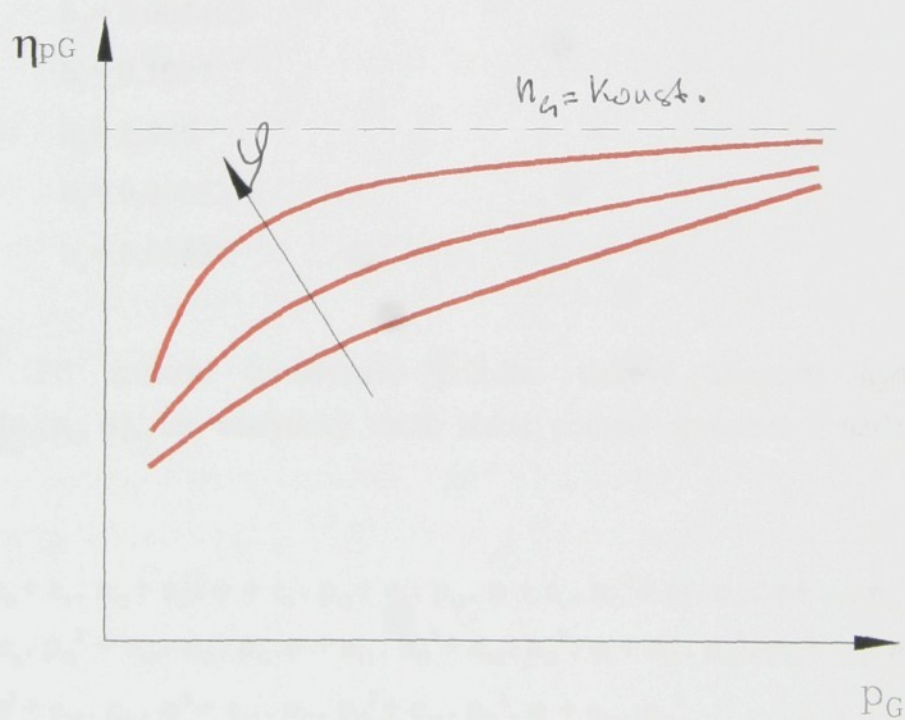
Na obr. 24 je pole charakteristik závislosti tlakové účinnosti na tlakovém spádu s parametrem ($n_G, T, \rho, v = \text{konst.}$). Z této charakteristiky je patrné, že se zmenšujícím se geometrickým objemem klesá tlaková účinnost.



Obr.22 Závislost jednotlivých složek ztrátového momentu hydrogenerátoru na otáčkách



Obr.23 Graf závislosti jednotlivých složek ztrátového momentu hydrogenerátoru na tlaku



Obr.24 Graf závislosti tlakové účinnosti hydrogenerátoru na tlaku

Pro výpočet hnacího momentu hydrogenerátoru a jeho výstupního průtoku je nutno znát analytický vztah pro tlakovou a objemovou účinnost. Lze buď využít již zformulované matematické vztahy, které jsou uvedeny např. v [14] a [15], nebo lze známé průběhy účinnosti upravit do analytického vztahu pomocí aproximace.

c/ Výpočet tlakové účinnosti

Ze vztahů, uvedených v [14] lze odvodit následující vzorec pro výpočet tlakové účinnosti.

$$\eta_{p_G} = \frac{\frac{p_G}{p_{Gm}} \cdot \varphi}{\frac{p_G}{p_{Gm}} \cdot \varphi + \frac{b_1 + b_2 \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}}}{b_3 + \frac{n_G}{n_{Gm}}} \cdot (b_4 + \varphi^3) \cdot \frac{p_G}{p_{Gm}} + \frac{b_5 + b_6 \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}}}{b_7 + \frac{n_G}{n_{Gm}}} \cdot (1 + \varphi) + b_8 \cdot (1 + \varphi^3) \cdot \left(\frac{n_G}{n_{Gm}}\right)^2} \quad (7)$$

kde:

n_{Gm} - maximální otáčky hydrogenerátoru

p_{Gm} - maximální tlak hydrogenerátoru

Součinitel b_1 až b_6

$$b_1 = 0,002374$$

$$b_2 = 0,005403$$

$$b_3 = 0,1007$$

$$b_4 = 1,845$$

$$b_5 = 0,0005276$$

$$b_6 = 0,00557.$$

chybí b_7 a b_8

Při znalosti konkrétního průběhu tlakové účinnosti hydrogenerátoru $\eta_{p_G} = f(n_G, p_G, \varphi)$, lze analytický vztah získat pomocí aproximace následujícím polynomem

$$\eta_{p_G} = e_0 + e_1 \cdot n_G + e_2 \cdot \varphi + e_3 \cdot p_G + e_4 \cdot p_G \cdot \varphi + e_5 \cdot n_G^2 + e_6 \cdot n_G \cdot \varphi + e_7 \cdot n_G \cdot p_G + e_8 \cdot \varphi^2 + e_9 \cdot p_G^2 + e_{10} \cdot n_G \cdot p_G \cdot \varphi + e_{11} \cdot n_G^3 + e_{12} \cdot n_G^2 \cdot \varphi + e_{13} \cdot n_G^2 \cdot p_G + e_{14} \cdot n_G \cdot \varphi^2 + e_{15} \cdot \varphi^3 + e_{16} \cdot p_G \cdot \varphi^2 + e_{17} \cdot n_G \cdot p_G^2 + e_{18} \cdot p_G^2 \cdot \varphi + e_{19} \cdot p_G^3.$$

d/ Průtoková účinnost

Analytický vztah podle [14]

$$\eta_{Q_G} = 1 - \frac{\frac{p_G}{p_{Gm}} \cdot \left(c_1 + c_2 \cdot \frac{p_G}{p_{Gm}} + c_3 \cdot c_5 \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}} + c_3 \cdot c_6 \cdot \frac{p_G}{p_{Gm}} \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}} + c_4 \cdot c_5 \cdot \varphi \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}} + c_4 \cdot c_6 \cdot \varphi \cdot \frac{p_G}{p_{Gm}} \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}} \right)}{\varphi \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}}} \quad (8)$$

Součinitel c_1 až c_6

$$c_1 = 0,004469$$

$$c_2 = 0,002579$$

$$c_3 = 0,8$$

$$c_4 = 0,2$$

$$c_5 = 0,03936$$

$$c_6 = 0,01909$$

Možný aproximující polynom při znalosti konkrétního průběhu průtokové účinnosti hydrogenerátoru $\eta_{Q_G} = f(n_G, p_G, \varphi)$.

$$\begin{aligned} \eta_{Q_G} = & j_0 + j_1 \cdot n_G + j_2 \cdot \varphi + j_3 \cdot p_G + j_4 \cdot p_G \cdot \varphi + j_5 \cdot n_G^2 + j_6 \cdot n_G \cdot \varphi + j_7 \cdot n_G \cdot p_G + j_8 \cdot \varphi^2 + \\ & j_9 \cdot p_G^2 + j_{10} \cdot n_G \cdot p_G \cdot \varphi + j_{11} \cdot n_G^3 + j_{12} \cdot n_G^2 \cdot \varphi + j_{13} \cdot n_G^2 \cdot p_G + j_{14} \cdot n_G \cdot \varphi^2 + j_{15} \cdot \varphi^3 + \\ & j_{16} \cdot p_G \cdot \varphi^2 + j_{17} \cdot n_G \cdot p_G^2 + j_{18} \cdot p_G^2 \cdot \varphi + j_{19} \cdot p_G^3. \end{aligned}$$

e/ Ověření přesnosti analytického vztahu dle [18] pro výpočet průtokové a tlakové účinnosti hydrogenerátoru

Pro hydrogenerátor s proměnným geometrickým objemem typ SPV 22 byl proveden výpočet průběhu tlakové a objemové účinnosti pro různé otáčky, tlaky a naklopení desky. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tab.1 a 2. Tyto hodnoty byly porovnány s údaji uváděnými firmou SAUER - SUNDSTRAND viz tab. 3 a 4. V tabulce 1 a 2 jsou šedivou barvou označena políčka ve kterých dochází ke shodě výpočtu a továrních údajů lepší než 20 %. Z tabulek je patrné, že při vyšších zatíženích, malém naklopení regulační desky a nízkých otáčkách hydrogenerátoru nelze uvedené vztahy využít pro velké rozdíly při porovnání s továrními údaji (při naklopení regulační desky o jeden stupeň a zatížení nad 14 MPa jsou dokonce vypočteny záporné průtokové účinnosti). Při těchto režimech ale ve skutečnosti není hydrogenerátor provozován, proto lze výsledky výpočtu považovat za dobré.

Tab.1 Porovnání přesnosti výpočtu účinností hydrogenerátoru

Hydrogenerátor S P V 22 - výpočet									
úhel naklonění desky		1°		3°		6°		9°	
otáčky l/min	tlak MPa	η_Q	η_P	η_Q	η_P	η_Q	η_P	η_Q	η_P
100	3,5	0,698	0,278	0,899	0,514	0,949	0,651	0,966	0,714
	7,0	0,363	0,424	0,788	0,670	0,893	0,782	0,928	0,828
	14,0	-0,4	0,574	0,533	0,789	0,765	0,870	0,843	0,900
	21,0	-1,29	0,650	0,236	0,839	0,616	0,903	0,742	0,927
	28,0	-2,31	0,697	-0,1	0,866	0,445	0,921	0,628	0,941
	35,0	-3,46	0,728	-0,48	0,883	0,253	0,932	0,499	0,949
200	3,5	0,818	0,324	0,939	0,568	0,969	0,700	0,979	0,757
	7,0	0,618	0,471	0,872	0,712	0,935	0,815	0,956	0,855
	14,0	0,161	0,610	0,719	0,814	0,858	0,887	0,904	0,914
	21,0	-0,37	0,677	0,541	0,855	0,768	0,915	0,844	0,936
	28,0	-0,97	0,716	0,338	0,877	0,666	0,929	0,774	0,947
	35,0	-1,66	0,742	0,110	0,891	0,551	0,938	0,697	0,954
400	3,5	0,879	0,360	0,959	0,608	0,979	0,734	0,986	0,788
	7,0	0,745	0,505	0,917	0,739	0,956	0,836	0,970	0,873
	14,0	0,442	0,631	0,813	0,828	0,905	0,898	0,935	0,923
	21,0	0,089	0,689	0,694	0,863	0,845	0,920	0,894	0,941
	28,0	-0,31	0,722	0,559	0,882	0,776	0,932	0,848	0,950
	35,0	-0,77	0,743	0,408	0,893	0,699	0,940	0,796	0,955
800	3,5	0,909	0,370	0,969	0,621	0,984	0,746	0,989	0,798
	7,0	0,809	0,510	0,936	0,746	0,967	0,841	0,977	0,878
	14,0	0,582	0,630	0,859	0,829	0,928	0,899	0,951	0,924
	21,0	0,320	0,684	0,771	0,861	0,883	0,920	0,920	0,941
	28,0	0,022	0,714	0,670	0,878	0,831	0,931	0,885	0,949
	35,0	-0,31	0,734	0,557	0,889	0,774	0,938	0,845	0,954
1500	3,5	0,923	0,331	0,974	0,584	0,987	0,719	0,991	0,776
	7,0	0,839	0,470	0,945	0,717	0,972	0,823	0,981	0,864
	14,0	0,648	0,595	0,881	0,809	0,939	0,887	0,958	0,915
	21,0	0,427	0,653	0,806	0,845	0,900	0,911	0,932	0,934
	28,0	0,178	0,687	0,722	0,865	0,857	0,923	0,902	0,943
	35,0	-0,1	0,709	0,627	0,877	0,808	0,931	0,868	0,949
2500	3,5	0,929	0,249	0,976	0,490	0,988	0,642	0,992	0,710
	7,0	0,852	0,381	0,950	0,641	0,974	0,770	0,982	0,821
	14,0	0,678	0,517	0,891	0,757	0,944	0,855	0,961	0,890
	21,0	0,477	0,587	0,823	0,806	0,908	0,887	0,937	0,916
	28,0	0,249	0,630	0,745	0,833	0,869	0,905	0,910	0,929
	35,0	0	0,658	0,659	0,850	0,824	0,915	0,879	0,938

Tab.2 Porovnání přesnosti výpočtu účinnosti hydrogenerátoru

Hydrogenerátor S P V 22 - výpočet							
úhel naklonění desky		12°		15°		18°	
otáčky 1/min	tlak MPa	η_Q	η_P	η_Q	η_P	η_Q	η_P
100	3,5	0,974	0,750	0,979	0,773	0,983	0,789
	7,0	0,946	0,853	0,956	0,868	0,963	0,878
	14,0	0,881	0,915	0,904	0,924	0,919	0,930
	21,0	0,805	0,938	0,843	0,945	0,868	0,949
	28,0	0,718	0,950	0,773	0,956	0,809	0,959
	35,0	0,621	0,958	0,694	0,962	0,744	0,965
200	3,5	0,984	0,789	0,987	0,810	0,989	0,823
	7,0	0,967	0,877	0,973	0,889	0,977	0,898
	14,0	0,927	0,928	0,941	0,936	0,950	0,940
	21,0	0,881	0,946	0,904	0,952	0,919	0,955
	28,0	0,829	0,956	0,861	0,960	0,883	0,963
	35,0	0,769	0,962	0,813	0,966	0,843	0,968
400	3,5	0,989	0,817	0,991	0,834	0,993	0,846
	7,0	0,977	0,892	0,982	0,903	0,984	0,910
	14,0	0,950	0,935	0,960	0,942	0,966	0,946
	21,0	0,919	0,950	0,934	0,956	0,944	0,958
	28,0	0,884	0,958	0,905	0,963	0,920	0,965
	35,0	0,844	0,963	0,873	0,967	0,892	0,969
800	3,5	0,992	0,826	0,993	0,842	0,994	0,851
	7,0	0,983	0,896	0,986	0,906	0,988	0,912
	14,0	0,962	0,936	0,969	0,943	0,973	0,946
	21,0	0,938	0,950	0,949	0,955	0,957	0,958
	28,0	0,911	0,958	0,927	0,962	0,938	0,964
	35,0	0,881	0,962	0,902	0,966	0,917	0,967
1500	3,5	0,993	0,805	0,994	0,820	0,995	0,827
	7,0	0,985	0,883	0,988	0,893	0,989	0,897
	14,0	0,967	0,928	0,973	0,935	0,977	0,937
	21,0	0,947	0,944	0,957	0,949	0,963	0,951
	28,0	0,924	0,953	0,938	0,957	0,947	0,958
	35,0	0,898	0,958	0,916	0,961	0,928	0,963
2500	3,5	0,993	0,743	0,995	0,757	0,995	0,758
	7,0	0,986	0,844	0,989	0,854	0,990	0,855
	14,0	0,970	0,906	0,975	0,912	0,979	0,913
	21,0	0,951	0,928	0,960	0,934	0,965	0,934
	28,0	0,930	0,940	0,942	0,945	0,950	0,945
	35,0	0,906	0,947	0,923	0,951	0,934	0,952

Tab.3 Porovnání přesnosti výpočtu účinností hydrogenerátoru

Hydrogenerátor S P V 22 - měření									
úhel naklonění desky		1°		3°		6°		9°	
otáčky 1/min	tlak MPa	η_o	η_p	η_o	η_p	η_o	η_p	η_o	η_p
100	3,5	0,63	0,20	0,88	0,43	0,94	0,59	0,96	0,67
	7,0	0,28	0,31	0,76	0,56	0,88	0,71	0,92	0,78
	14,0			0,38	0,67	0,69	0,80	0,80	0,85
	21,0					0,42	0,83	0,61	0,87
	28,0					0,10	0,85	0,40	0,89
200	3,5	0,79	0,24	0,93	0,48	0,96	0,64	0,98	0,72
	7,0	0,58	0,36	0,86	0,62	0,93	0,76	0,95	0,82
	14,0			0,65	0,72	0,82	0,83	0,88	0,88
	21,0			0,36	0,76	0,68	0,86	0,78	0,90
	28,0			0,02	0,78	0,51	0,87	0,67	0,91
	35,0					0,31	0,88	0,54	0,91
400	3,5	0,87	0,28	0,95	0,53	0,98	0,69	0,98	0,76
	7,0	0,73	0,40	0,91	0,66	0,95	0,79	0,97	0,84
	14,0	0,36	0,52	0,78	0,76	0,89	0,86	0,92	0,90
	21,0			0,62	0,80	0,80	0,88	0,87	0,91
	28,0			0,42	0,82	0,71	0,89	0,80	0,92
	35,0			0,20	0,83	0,59	0,90	0,73	0,93
800	3,5	0,90	0,30	0,97	0,56	0,98	0,71	0,99	0,78
	7,0	0,81	0,43	0,93	0,69	0,97	0,81	0,98	0,86
	14,0	0,55	0,55	0,85	0,78	0,92	0,87	0,95	0,91
	21,0	0,22	0,61	0,74	0,82	0,86	0,90	0,91	0,92
	28,0			0,61	0,84	0,80	0,91	0,86	0,93
	35,0			0,47	0,85	0,73	0,92	0,82	0,94
1500	3,5	0,92	0,28	0,97	0,53	0,99	0,69	0,99	0,76
	7,0	0,84	0,41	0,94	0,67	0,97	0,80	0,98	0,85
	14,0	0,63	0,54	0,87	0,78	0,93	0,87	0,96	0,90
	21,0	0,37	0,61	0,79	0,82	0,89	0,90	0,92	0,93
	28,0	0,08	0,64	0,69	0,84	0,64	0,91	0,89	0,94
	35,0			0,57	0,85	0,78	0,92	0,85	0,94
2500	3,5	0,93	0,22	0,98	0,46	0,99	0,62	0,99	0,70
	7,0	0,85	0,35	0,95	0,61	0,97	0,75	0,98	0,81
	14,0	0,67	0,49	0,89	0,74	0,94	0,84	0,96	0,88
	21,0	0,44	0,56	0,81	0,79	0,90	0,88	0,93	0,91
	28,0	0,17	0,61	0,72	0,82	0,85	0,90	0,90	0,93
	35,0			0,61	0,84	0,80	0,91	0,86	0,94

Tab.4 Porovnání přesnosti výpočtu účinností hydrogenerátoru

Hydrogenerátor S P V 22 - měření							
úhel naklonění desky		12°		15°		18°	
otáčky 1/min	tlak MPa	η_o	η_p	η_o	η_p	η_o	η_p
100	3,5	0,97	0,72	0,97	0,75	0,98	0,77
	7,0	0,94	0,82	0,95	0,84	0,96	0,85
	14,0	0,84	0,88	0,87	0,89	0,90	0,90
	21,0	0,71	0,90	0,77	0,91	0,81	0,92
	28,0	0,55	0,91	0,64	0,92	0,70	0,92
200	3,5	0,98	0,76	0,99	0,79	0,99	0,81
	7,0	0,96	0,85	0,97	0,87	0,98	0,88
	14,0	0,91	0,90	0,93	0,91	0,94	0,92
	21,0	0,84	0,92	0,87	0,93	0,89	0,93
	28,0	0,75	0,93	0,80	0,93	0,83	0,94
	35,0	0,65	0,93	0,72	0,94	0,77	0,94
400	3,5	0,99	0,80	0,99	0,82	0,99	0,84
	7,0	0,98	0,87	0,98	0,89	0,98	0,90
	14,0	0,94	0,92	0,95	0,93	0,96	0,93
	21,0	0,90	0,93	0,92	0,94	0,93	0,94
	28,0	0,85	0,94	0,88	0,95	0,90	0,95
	35,0	0,79	0,94	0,84	0,95	0,86	0,95
800	3,5	0,99	0,81	0,99	0,84	0,99	0,85
	7,0	0,98	0,88	0,99	0,90	0,99	0,91
	14,0	0,96	0,92	0,97	0,93	0,97	0,94
	21,0	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95
	28,0	0,90	0,95	0,92	0,95	0,93	0,96
	35,0	0,86	0,95	0,86	0,96	0,90	0,96
1500	3,5	0,99	0,79	0,99	0,81	0,99	0,82
	7,0	0,98	0,87	0,99	0,89	0,99	0,89
	14,0	0,97	0,92	0,97	0,93	0,98	0,93
	21,0	0,94	0,94	0,95	0,95	0,96	0,95
	28,0	0,92	0,95	0,93	0,95	0,94	0,95
	35,0	0,89	0,95	0,91	0,96	0,92	0,96
2500	3,5	0,99	0,73	0,99	0,75	0,99	0,75
	7,0	0,99	0,84	0,99	0,85	0,99	0,85
	14,0	0,97	0,90	0,97	0,91	0,98	0,91
	21,0	0,95	0,93	0,96	0,93	0,96	0,93
	28,0	0,92	0,94	0,94	0,94	0,95	0,94
	35,0	0,89	0,95	0,91	0,95	0,93	0,95

3.3.3 Hydromotor

Rotační hydromotor je hydraulický objemový stroj, který pro dosažení určitých otáček potřebuje průtok kapaliny, tlakový spád kapaliny je určen zatížením hydromotoru.

Náhradní hydraulické schéma hydromotoru s konstantním geometrickým objemem je na obr. 25. Skládá se z ideálního spotřebiče, který celý průtok Q_{0M} transformuje na otáčky a z paralelně připojené svodové propustnosti G_{SM} jíž prochází ztrátový průtok Q_{ZM} .

a/ Vstupní proud hydromotoru

$$Q_M = Q_{0M} + Q_{ZM}$$

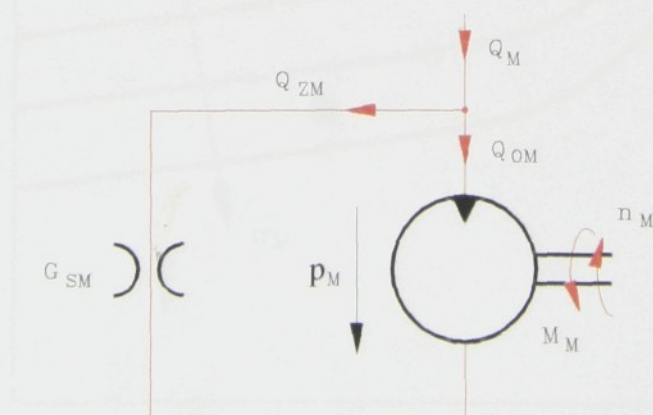
Teoretický proud hydromotoru Q_{0M} je funkcí otáček hydromotoru a teoretického geometrického objemu V_M .

$$Q_M = V_M \cdot n_M = Q_{0M}$$

Ztrátový proud Q_{ZM} je určen svodovou propustností G_{SM} a tlakovým spádem

$$Q_{ZM} = G_{SM} \cdot p_M$$

Svodová propustnost hydromotoru není konstantní, ale je závislá na viskozitě kapaliny (viskozita je závislá nejen na druhu použité kapaliny, ale i na provozní teplotě).



Obr.25 Náhradní hydraulické schéma hydromotoru s konstantním geometrickým objemem

Po dosazení za ztrátový a teoretický průtok lze vstupní proud hydromotoru vyjádřit následujícím vztahem

$$Q_M = V_M \cdot n_M + G_{S_M} \cdot p_M$$

Tento vztah vyjadřuje průtokovou charakteristiku hydromotoru.

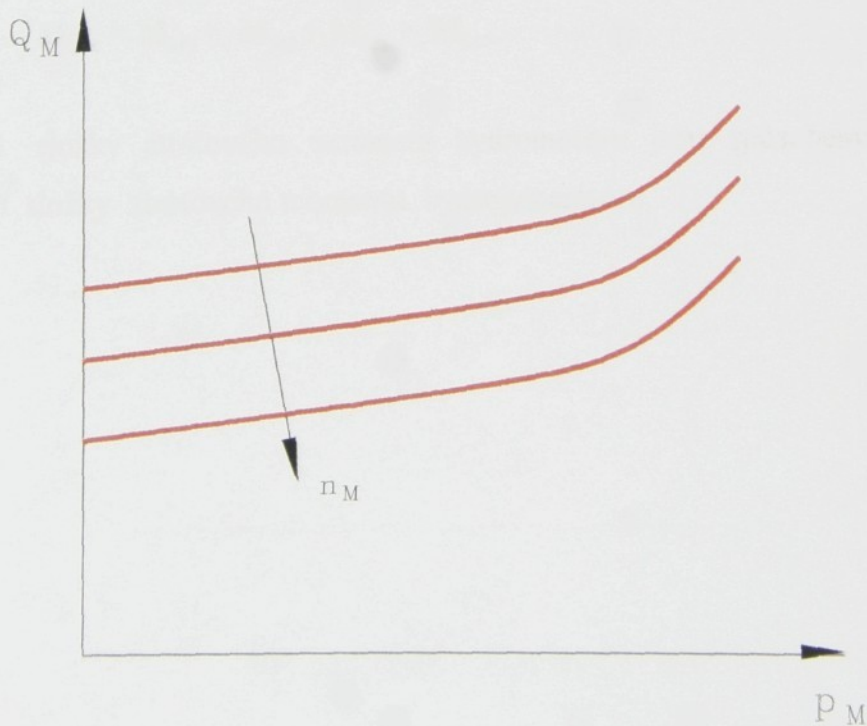
Průtokovou charakteristiku lze výhodněji vyjádřit pomocí proudové účinnosti hydromotoru.

$$\eta_{Q_M} = \frac{Q_{0_M}}{Q_{0_M} + Q_{Z_M}}$$

Po dosazení do rovnice průtokové charakteristiky se získá vztah

$$Q_M = \frac{V_{0_M} \cdot n_M}{\eta_{Q_M}} \quad (9)$$

Průtoková charakteristika s parametrem n_M ($v, T = \text{konst.}$) je uvedena na obr. 26. Nelinearita je způsobena nedokonalým zaplněním pracovního prostoru hydromotoru kapalinou v důsledku její setrvačnosti.



Obr.26 Průtoková charakteristika $Q - p$ hydromotoru

b/ Výstupní moment hydromotoru

Teoretický moment hydromotoru lze odvodit stejně jako u hydrogenerátoru z rovnosti tlakové a mechanické energie

$$M_{tM} = \frac{p_M \cdot V_M}{2 \cdot \pi} \quad (10)$$

Skutečný moment hydromotoru je nižší o ztráty, které lze vyjádřit buď tlakovou účinností

$$M_M = M_{tM} \cdot \eta_{pM}, \quad (11)$$

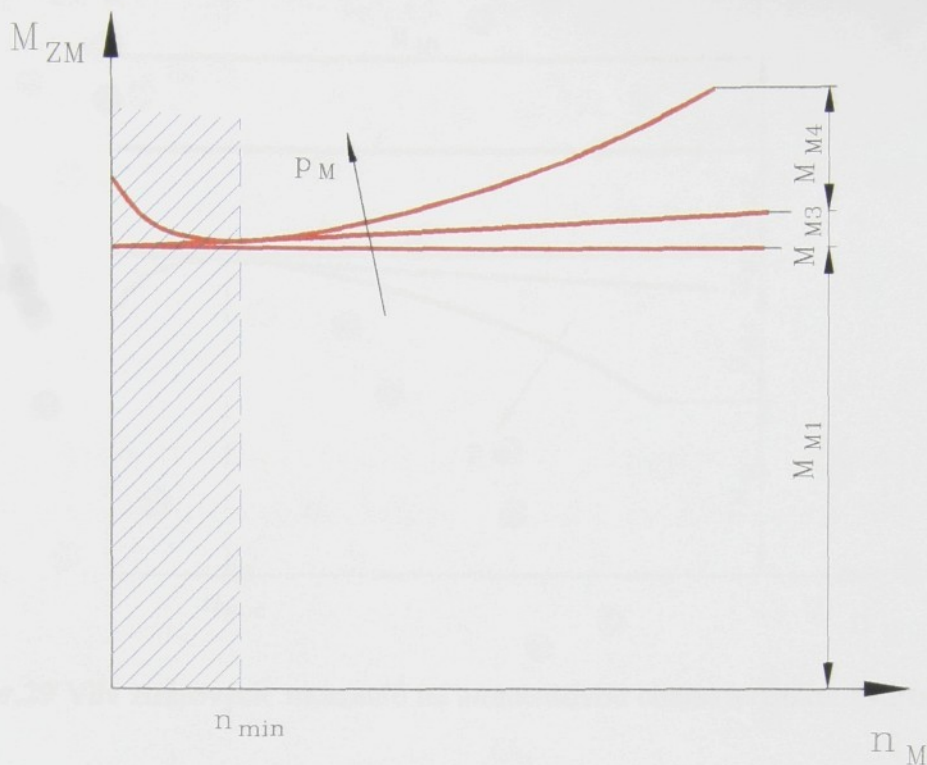
nebo ztrátovým momentem M_{ZM}

$$\begin{aligned} \eta_{pM} &= \frac{M_{tM} - M_{ZM}}{M_{tM}} \\ M_{ZM} &= M_{tM} \cdot (1 - \eta_{pM}) \\ M_M &= M_{tM} - M_{ZM} \end{aligned}$$

Ztrátový moment hydromotoru se stejně jako u hydrogenerátoru skládá ze čtyř složek.

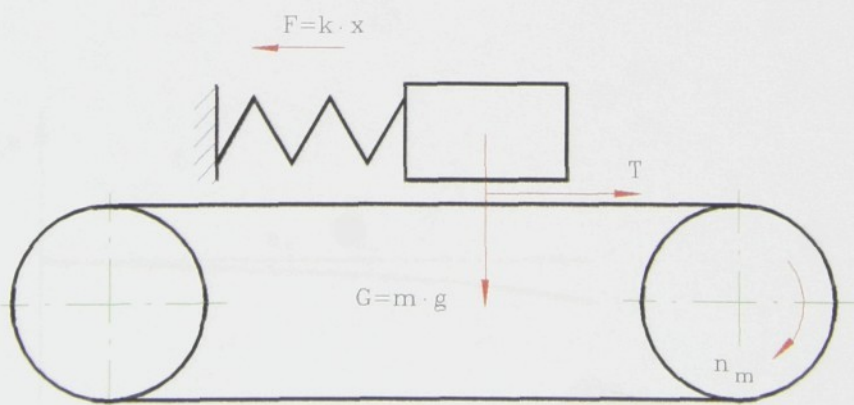
$$M_{ZM} = M_{M1} + M_{M2} + M_{M3} + M_{M4}$$

Jednotlivé složky ztrátového momentu hydromotoru jsou způsobeny obdobnými vlivy jako složky ztrátového momentu hydrogenerátoru.



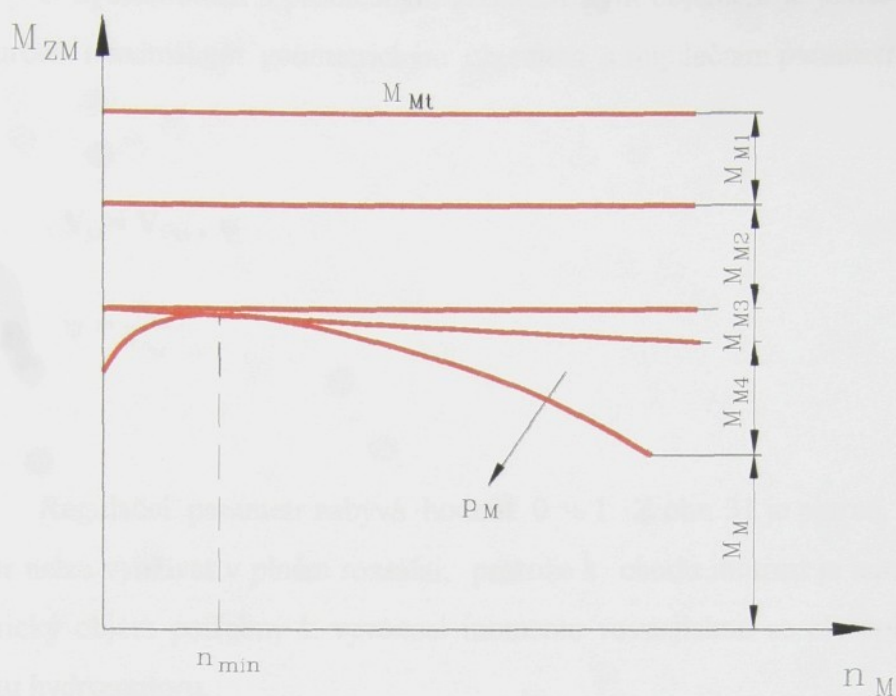
Obr.27 Závislost jednotlivých složek ztrátového momentu hydromotoru na otáčkách

Na obr. 27 je uvedena závislost jednotlivých složek ztrátového momentu na otáčkách při konstantních ostatních parametrech (p_M, v, φ, ρ). Vyšrafovaná část značí oblast nestabilního chodu hydromotoru. Jevy, ke kterým v této oblasti otáček dochází, lze vyjádřit náhradním mechanickým schématem viz obr. 28.



Obr.28 Princip Stick - slipu

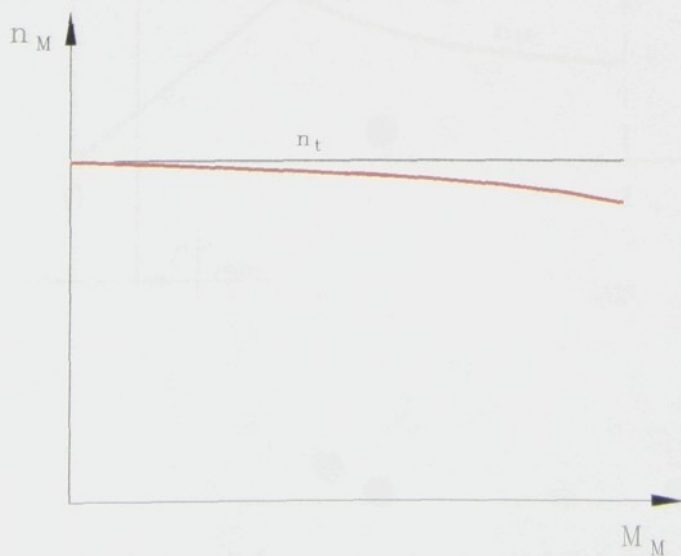
Až do otáček n_{min} se v systému akumuluje energie, která se poté uvolňuje. Dochází pak k trhavým pohybům (tzv. Stick - Slip).



Obr.29 Vliv ztrátových momentů na momentovou charakteristiku hydromotoru

Vliv ztrátových momentů na momentovou charakteristiku $M_M = f(n_M)$ (při konstantních ostatních parametrech) je patrný z obr. 29.

Na obr.30 je graf otáčkové charakteristiky, který znázorňuje závislost otáček hydromotoru na jeho zatížení při konstantních ostatních parametrech (p_M, v) . Pokles otáček je způsoben nedokonalým zaplňováním prostoru hydromotoru vlivem setrvačnosti kapaliny a objemovými ztrátami způsobenými svodovou propustností.



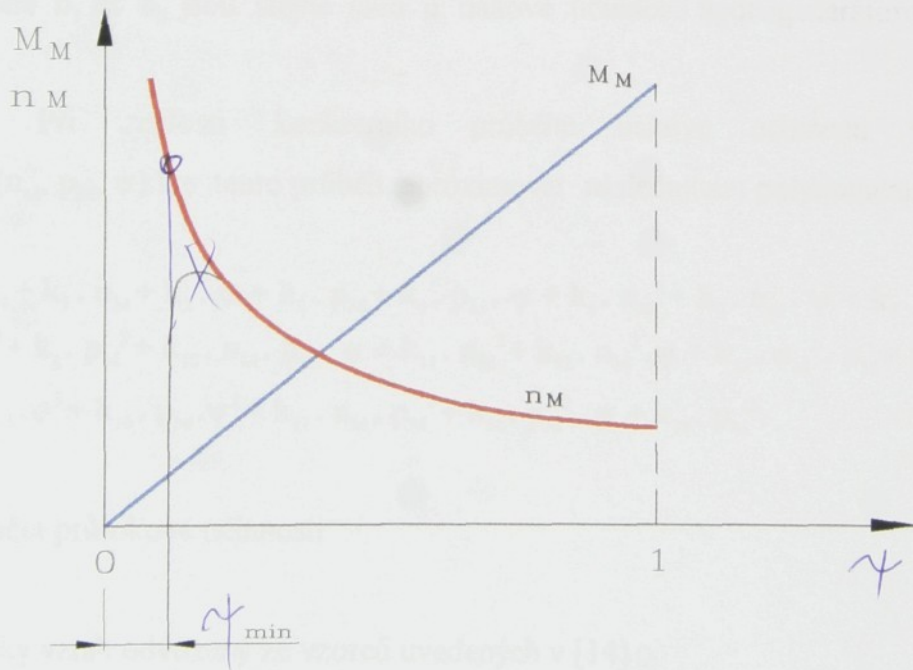
Obr.30 Otáčková charakteristika hydromotoru

U hydromotorů s proměnným geometrickým objemem je jejich geometrický objem určen maximálním geometrickým objemem a regulačním parametrem.

$$V_M = V_{0M} \cdot \psi \quad (12)$$

$$\psi = \frac{V_M}{V_{0M}}$$

Regulační parametr nabývá hodnot $0 \div 1$. Z obr. 31 je patrné, že regulační parametr nelze využívat v plném rozsahu, protože k chodu motoru je nutný minimální geometrický objem potřebný k vyvození momentu rovnajícímu se alespoň ztrátovému momentu hydromotoru.



Obr. 31 Závislost otáček a momentu na regulačním parametru hydromotoru

Výpočet výstupního momentu hydromotoru a potřebného průtoku je i u tohoto prvku limitován znalostí analytického vztahu pro objemovou a tlakovou účinnost. Tyto vztahy lze určit obdobným způsobem jako v případě hydrogenerátoru.

c/ Výpočet tlakové účinnosti

Na základě vztahů uvedených v [14] lze odvodit následující vzorec pro výpočet tlakové účinnosti:

$$\eta_{p_M} = \frac{\frac{p_M}{p_{Mm}} \cdot \varphi - \frac{b_1 + b_2 \cdot \frac{n_M}{n_{Mm}}}{b_3 + \frac{n_M}{n_{Mm}}} \cdot (b_4 + \varphi^3) \cdot \frac{p_M}{p_{Mm}} + \frac{b_5 + b_6 \cdot \frac{n_M}{n_{Mm}}}{b_7 + \frac{n_M}{n_{Mm}}} \cdot (1 + \varphi) + b_8 \cdot (1 + \varphi^3) \cdot \left(\frac{n_M}{n_{Mm}}\right)^2}{\frac{p_M}{p_{Mm}} \cdot \varphi} \quad (13)$$

kde:

n_{Mm} - maximální otáčky hydromotoru

p_{Mm} - maximální tlak v hydromotoru

součinitelé b_1 až b_8 jsou stejné jako u tlakové účinnosti hydrogenerátoru.

Při znalosti konkrétního průběhu tlakové účinnosti hydromotoru $\eta_{p_M} = (n_M, p_M, \psi)$ lze tento průběh aproximovat následujícím polynomem

$$\eta_{p_M} = k_0 + k_1 \cdot n_M + k_2 \cdot \psi + k_3 \cdot p_M + k_4 \cdot p_M \cdot \psi + k_5 \cdot n_M^2 + k_6 \cdot n_M \cdot \psi + k_7 \cdot n_M \cdot p_M + k_8 \cdot \psi^2 + k_9 \cdot p_M^2 + k_{10} \cdot n_M \cdot p_M \cdot \psi + k_{11} \cdot n_M^3 + k_{12} \cdot n_M^2 \cdot \psi + k_{13} \cdot n_M^2 \cdot p_M + k_{14} \cdot n_M \cdot \psi^2 + k_{15} \cdot \psi^3 + k_{16} \cdot p_M \cdot \psi^2 + k_{17} \cdot n_M \cdot p_M^2 + k_{18} \cdot p_M^2 \cdot \psi + k_{19} \cdot p_M^3$$

d/ Výpočet průtokové účinnosti

Analytický vztah odvozený ze vzorců uvedených v [14]

$$\eta_{Q_M} = \frac{\psi \cdot \frac{n_M}{n_{Mm}}}{\psi \cdot \frac{n_M}{n_{Mm}} + \left(\frac{p_M}{p_{Mm}} \cdot \left(c_1 + c_2 \cdot \frac{p_M}{p_{Mm}} + (c_3 + c_4 \cdot \psi) \cdot \left(c_5 + c_6 \cdot \frac{p_M}{p_{Mm}} \right) \cdot \frac{n_M}{n_{Mm}} \right) \right)} \quad (14)$$

součinitelé c_1 až c_6 jsou stejné jako u průtokové účinnosti hydrogenerátoru.

Aproximující polynom, při znalosti konkrétního průběhu průtokové účinnosti hydromotoru $\eta_{Q_M} = (n_M, p_M, \psi)$

$$\eta_{Q_M} = s_0 + s_1 \cdot n_M + s_2 \cdot \psi + s_3 \cdot p_M + s_4 \cdot p_M \cdot \psi + s_5 \cdot n_M^2 + s_6 \cdot n_M \cdot \psi + s_7 \cdot n_M \cdot p_M + s_8 \cdot \psi^2 + s_9 \cdot p_M^2 + s_{10} \cdot n_M \cdot p_M \cdot \psi + s_{11} \cdot n_M^3 + s_{12} \cdot n_M^2 \cdot \psi + s_{13} \cdot n_M^2 \cdot p_M + s_{14} \cdot n_M \cdot \psi^2 + s_{15} \cdot \psi^3 + s_{16} \cdot p_M \cdot \psi^2 + s_{17} \cdot n_M \cdot p_M^2 + s_{18} \cdot p_M^2 \cdot \psi + s_{19} \cdot p_M^3$$

e/ Ověření přesnosti analytického vztahu dle [14] pro výpočet průtokové a tlakové účinnosti hydromotoru.

to je s $V_M = \text{konst}$

Pro hydromotor s proměnným geometrickým objemem typ SMF 22 byl proveden výpočet průběhu tlakové a objemové účinnosti pro různé otáčky, tlaky a naklopení desky. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tab. 5 a 6. Tyto hodnoty byly porovnány s údaji uváděnými firmou SAUER - SUNDSTRAND viz tab. 7 a 8. V tabulce 5 a 6 jsou šedivou barvou označena políčka ve kterých dochází ke shodě výpočtu a továrních údajů lepší než 20 %. Z tabulek je patrné, že při nižších zatíženích, malém naklopení regulační desky a nízkých otáčkách hydromotoru nelze uvedené vztahy využít pro velké rozdíly při porovnání s továrními údaji (při naklopení regulační desky o jeden stupeň a zatížení pod 7 MPa jsou dokonce vypočteny záporné tlakové účinnosti). Při těchto režimech ale ve skutečnosti není hydromotor provozován, proto lze výsledky výpočtu považovat za dobré.

Tab.5 Porovnání přesnosti výpočtu účinností hydromotoru

Hydromotor S M $\checkmark$ 22 - výpočet									
úhel naklonění desky		1°		3°		6°		9°	
otáčky l/min	tlak MPa	η_Q	η_P	η_Q	η_P	η_Q	η_P	η_Q	η_P
100	3,5	0,768	-2,09	0,908	-0,11	0,95	0,379	0,967	0,540
	7,0	0,611	-0,86	0,825	0,339	0,904	0,636	0,933	0,733
	14,0	0,416	-0,24	0,682	0,565	0,810	0,765	0,864	0,829
	21,0	0,304	-0,04	0,567	0,640	0,723	0,808	0,795	0,862
	28,0	0,232	0,060	0,475	0,677	0,643	0,829	0,729	0,878
	35,0	0,183	0,122	0,402	0,700	0,572	0,842	0,666	0,887
200	3,5	0,846	-1,47	0,943	0,113	0,970	0,506	0,980	0,635
	7,0	0,724	-0,50	0,887	0,467	0,939	0,708	0,958	0,786
	14,0	0,544	-0,02	0,781	0,644	0,876	0,808	0,913	0,861
	21,0	0,422	0,139	0,686	0,703	0,812	0,842	0,865	0,886
	28,0	0,336	0,220	0,602	0,733	0,749	0,859	0,816	0,899
	35,0	0,273	0,268	0,529	0,750	0,690	0,869	0,767	0,907
400	3,5	0,892	-1,02	0,961	0,274	0,980	0,596	0,986	0,701
	7,0	0,797	-0,23	0,921	0,565	0,958	0,762	0,971	0,825
	14,0	0,642	0,168	0,842	0,710	0,913	0,844	0,939	0,887
	21,0	0,523	0,301	0,766	0,759	0,865	0,872	0,904	0,908
	28,0	0,433	0,367	0,694	0,783	0,817	0,886	0,868	0,918
	35,0	0,362	0,407	0,628	0,798	0,769	0,894	0,830	0,924
800	3,5	0,917	-0,83	0,970	0,346	0,985	0,638	0,989	0,732
	7,0	0,840	-0,08	0,939	0,617	0,968	0,790	0,978	0,846
	14,0	0,705	0,287	0,876	0,752	0,933	0,866	0,953	0,903
	21,0	0,595	0,411	0,813	0,797	0,895	0,892	0,926	0,922
	28,0	0,506	0,473	0,752	0,819	0,856	0,904	0,897	0,932
	35,0	0,433	0,510	0,693	0,833	0,815	0,912	0,866	0,937
1500	3,5	0,929	-1,06	0,975	0,271	0,987	0,601	0,991	0,706
	7,0	0,861	-0,17	0,948	0,589	0,973	0,777	0,981	0,837
	14,0	0,740	0,274	0,894	0,749	0,942	0,865	0,960	0,902
	21,0	0,636	0,423	0,838	0,802	0,909	0,894	0,936	0,924
	28,0	0,549	0,498	0,782	0,828	0,875	0,909	0,911	0,935
	35,0	0,476	0,543	0,728	0,844	0,839	0,918	0,884	0,941
2500	3,5	0,934	-2,01	0,977	-0,04	0,988	0,442	0,992	0,591
	7,0	0,871	-0,62	0,952	0,439	0,975	0,700	0,983	0,781
	14,0	0,756	0,06	0,902	0,679	0,947	0,830	0,963	0,876
	21,0	0,656	0,295	0,849	0,759	0,916	0,873	0,941	0,908
	28,0	0,571	0,411	0,797	0,799	0,884	0,894	0,917	0,924
	35,0	0,499	0,480	0,746	0,823	0,850	0,907	0,892	0,933

Tab.6 Porovnání přesnosti výpočtu účinnosti hydromotoru

Hydromotor S M F 22 - výpočet							
úhel naklonění desky		12°		15°		18°	
otáčky l/min	tlak MPa	η_Q	η_P	η_Q	η_P	η_Q	η_P
100	3,5	0,975	0,618	0,980	0,663	0,983	0,689
	7,0	0,949	0,779	0,958	0,804	0,965	0,818
	14,0	0,894	0,859	0,912	0,875	0,925	0,882
	21,0	0,837	0,886	0,864	0,898	0,883	0,904
	28,0	0,780	0,899	0,815	0,910	0,840	0,914
	35,0	0,725	0,907	0,766	0,917	0,796	0,921
200	3,5	0,984	0,696	0,987	0,732	0,989	0,753
	7,0	0,968	0,822	0,974	0,842	0,978	0,853
	14,0	0,932	0,885	0,944	0,898	0,953	0,904
	21,0	0,894	0,906	0,912	0,916	0,925	0,921
	28,0	0,854	0,917	0,878	0,926	0,895	0,929
	35,0	0,813	0,923	0,843	0,931	0,864	0,934
400	3,5	0,989	0,752	0,991	0,780	0,993	0,797
	7,0	0,978	0,855	0,982	0,871	0,985	0,880
	14,0	0,953	0,907	0,961	0,917	0,967	0,922
	21,0	0,925	0,924	0,938	0,932	0,947	0,935
	28,0	0,896	0,933	0,913	0,940	0,926	0,942
	35,0	0,865	0,938	0,887	0,944	0,903	0,947
800	3,5	0,992	0,777	0,993	0,801	0,994	0,815
	7,0	0,983	0,872	0,986	0,886	0,988	0,893
	14,0	0,963	0,920	0,970	0,928	0,974	0,932
	21,0	0,942	0,936	0,952	0,942	0,959	0,945
	28,0	0,918	0,944	0,932	0,949	0,942	0,952
	35,0	0,894	0,948	0,911	0,954	0,923	0,955
1500	3,5	0,993	0,753	0,994	0,777	0,995	0,786
	7,0	0,985	0,863	0,988	0,876	0,990	0,881
	14,0	0,968	0,918	0,974	0,926	0,978	0,929
	21,0	0,950	0,937	0,958	0,943	0,964	0,945
	28,0	0,929	0,946	0,941	0,951	0,949	0,953
	35,0	0,908	0,951	0,923	0,956	0,933	0,957
2500	3,5	0,993	0,653	0,995	0,678	0,995	0,681
	7,0	0,986	0,815	0,989	0,829	0,990	0,830
	14,0	0,971	0,896	0,976	0,904	0,979	0,905
	21,0	0,953	0,923	0,961	0,929	0,967	0,930
	28,0	0,935	0,936	0,945	0,941	0,953	0,942
	35,0	0,914	0,944	0,928	0,949	0,938	0,950

Tab.7 Porovnání přesnosti výpočtu účinnosti hydromotoru

Hydromotor S M F 22 - měření									
úhel naklonění desky		1°		3°		6°		9°	
otáčky l/min	tlak MPa	η_Q	η_P	η_Q	η_P	η_Q	η_P	η_Q	η_P
100	7,0			0,81	0,23	0,90	0,60	0,93	0,72
	14,0			0,62	0,51	0,77	0,75	0,83	0,82
	21,0			0,46	0,61	0,64	0,80	0,73	0,86
	28,0			0,36	0,66	0,53	0,82	0,63	0,87
	35,0	0,11	0,08	0,28	0,68	0,44	0,84	0,55	0,88
200	7,0			0,88	0,39	0,94	0,68	0,96	0,78
	14,0			0,74	0,61	0,86	0,80	0,90	0,86
	21,0	0,33	0,08	0,61	0,69	0,76	0,84	0,83	0,89
	28,0	0,24	0,19	0,50	0,72	0,68	0,86	0,76	0,90
	35,0	0,18	0,25	0,42	0,75	0,60	0,87	0,69	0,91
400	3,5			0,96	0,13	0,98	0,54	0,99	0,68
	7,0			0,92	0,46	0,96	0,72	0,97	0,80
	14,0	0,59	0,07	0,82	0,68	0,91	0,83	0,94	0,88
	21,0	0,44	0,25	0,72	0,74	0,84	0,87	0,89	0,91
	28,0	0,33	0,34	0,63	0,77	0,78	0,88	0,85	0,92
800	35,0	0,25	0,39	0,54	0,97	0,72	0,89	0,80	0,92
	3,5			0,97	0,21	0,99	0,59	0,99	0,71
	7,0			0,94	0,55	0,97	0,77	0,98	0,84
	14,0	0,67	0,18	0,87	0,72	0,93	0,85	0,96	0,90
	21,0	0,52	0,35	0,79	0,78	0,89	0,88	0,93	0,92
1500	28,0	0,41	0,43	0,71	0,81	0,84	0,90	0,89	0,93
	35,0	0,32	0,48	0,64	0,82	0,79	0,91	0,86	0,94
	3,5			0,98	0,12	0,99	0,54	0,99	0,68
	7,0			0,95	0,52	0,98	0,75	0,99	0,82
	14,0								
2500	21,0	0,57	0,35	0,82	0,78	0,91	0,88	0,94	0,92
	28,0	0,45	0,44	0,75	0,81	0,87	0,90	0,91	0,93
	35,0	0,35	0,50	0,68	0,83	0,83	0,91	0,88	0,94
	7,0			0,96	0,37	0,98	0,67	0,99	0,77
	14,0			0,90	0,64	0,95	0,82	0,97	0,87
2500	21,0	0,59	0,23	0,84	0,74	0,92	0,86	0,95	0,90
	28,0			0,78	0,78	0,88	0,89	0,92	0,92
	35,0	0,37	0,44	0,70	0,81	0,84	0,90	0,89	0,93

Tab.8 Porovnání přesnosti výpočtu účinností hydromotoru

Hydromotor S M F 22 - měření							
úhel naklonění desky		12°		15°		18°	
otáčky l/min	tlak MPa	η_o	η_p	η_o	η_p	η_o	η_p
100	7,0	0,95	0,78	0,96	0,81	0,97	0,83
	14,0	0,87	0,86	0,90	0,88	0,91	0,89
	21,0	0,78	0,89	0,82	0,90	0,85	0,91
	28,0	0,70	0,90	0,75	0,91	0,78	0,92
	35,0	0,62	0,91	0,67	0,92	0,72	0,92
200	7,0	0,97	0,82	0,98	0,85	0,98	0,86
	14,0	0,93	0,89	0,94	0,90	0,95	0,91
	21,0	0,87	0,91	0,90	0,92	0,91	0,93
	28,0	0,81	0,92	0,85	0,93	0,87	0,93
	35,0	0,75	0,93	0,80	0,93	0,83	0,94
400	3,5	0,99	0,75	0,99	0,79	0,99	0,81
	7,0	0,98	0,84	0,99	0,87	0,99	0,88
	14,0	0,95	0,91	0,96	0,92	0,97	0,93
	21,0	0,92	0,92	0,94	0,93	0,95	0,94
	28,0	0,88	0,93	0,91	0,94	0,92	0,95
800	35,0	0,84	0,94	0,87	0,95	0,90	0,95
	3,5	0,99	0,77	0,99	0,80	0,99	0,82
	7,0	0,99	0,87	0,99	0,89	0,99	0,89
	14,0	0,97	0,92	0,98	0,93	0,98	0,93
	21,0	0,95	0,93	0,96	0,94	0,97	0,95
1500	28,0	0,92	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95
	35,0	0,89	0,95	0,92	0,95	0,93	0,96
	3,5	0,99	0,74	0,99	0,77	0,99	0,78
	7,0	0,99	0,86	0,99	0,87	0,99	0,88
	14,0					0,99	0,92
2500	21,0	0,96	0,93	0,97	0,94	0,97	0,94
	28,0	0,94	0,94	0,95	0,95	0,96	0,95
	35,0	0,92	0,95	0,93	0,96	0,95	0,96
	7,0	0,99	0,81	0,99	0,82	0,99	0,82
	14,0	0,98	0,89	0,98	0,90	0,99	0,90
	21,0	0,96	0,92	0,97	0,93	0,98	0,93
	28,0	0,94	0,93	0,96	0,94	0,97	0,94
	35,0	0,92	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95

3.3.4 Vedení

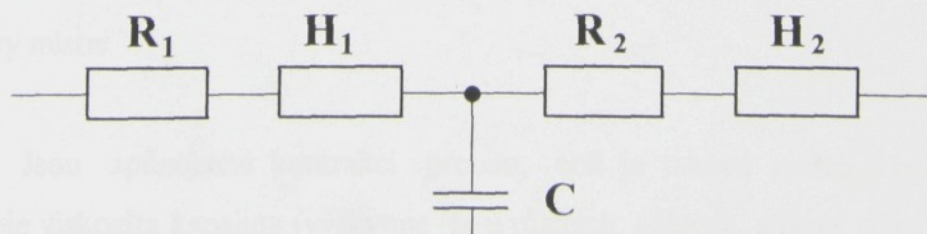
Vedení je charakterizováno odporem proti přenosu energie. Odpory působící proti přenosu tlakové energie způsobují její přeměnu, ať vratnou či nevratnou.

Jsou rozlišovány tři základní druhy odporů:

- Odpor proti pohybu nositele energie, v tomto případě probíhá nevratná přeměna tlakové energie na energii tepelnou, kterou je nutno z obvodu odvádět.
- Odpor proti deformaci nositele energie, kde probíhá vratná přeměna tlakové energie na energii deformační.
- Odpor proti zrychlení, kde dochází k vratné přeměně tlakové energie na energii pohybovou.

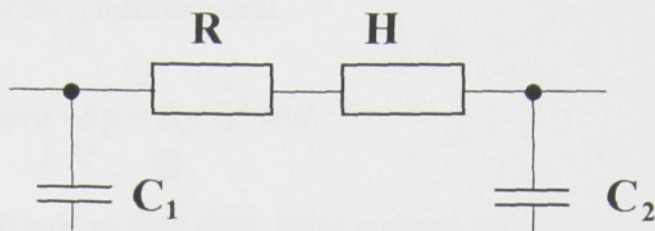
Tyto tři druhy odporu působí v HsP současně a jejich účinek se jen obtížně odděluje. V jednotlivých případech lze ale účinek některého odporu zanedbat. Nejpresněji je vedení popsáno, pokud se uvažuje jako vedení s rozloženými parametry. Takový model však při velkých změnách od ustáleného stavu (nelineární odpor proti pohybu) vede na hyperbolické nelineární parciální diferenciální rovnice, jejichž řešení je problematické. Proto bude dále vedení považováno jako vedení se soustředěnými parametry.

Vedení se pak charakterizuje pomocí jednotlivých odporů uspořádaných do tzv. Π , nebo T článků. Model souměrného T - článku obr. 32 soustřeďuje celou kapacitu vedení do kapacity C a odpory $R_1 = R_2$ a $H_1 = H_2$ představují soustředěný odpor proti pohybu resp. zrychlení poloviny vedení.



obr. 32 Souměrný T - článek

Model souměrného Π - článku obr.33 naproti tomu soustřeďuje do odporu R a H odpor proti pohybu resp. zrychlení celého vedení a kapacita $C_1 = C_2$ odpovídá polovině hydraulické kapacity vedení.



obr. 33 Souměrný Π - článek

V následujících odstavcích jsou uvedeny vztahy pro výpočet jednotlivých odporů.

I. Odpor proti pohybu nositele energie

Velikost tohoto odporu je dána vztahem

$$R = \frac{dp}{dq} \quad /N.m^{-5}.s/ \quad (15)$$

Pakliže $R = \text{konst.}$ tak se jedná o tzv. lineární odpor

Pakliže $R = \text{var.}$ tak se jedná o tzv. linearizovaný odpor

Hodnoty odporů se vypočítávají vždy pro konkrétní případ. Odpory proti pohybu nositele energie mohou být místní, nebo rozložené (rozložené odpory jsou závislé na druhu proudění).

a) Odpory místní

Jsou způsobené kontrakcí proudu, což je taková změna, při které se neuplatňuje viskozita kapaliny (vyskytuje se u různých náhlých zúžení a rozšíření jednotlivých prvků vedení). Hodnotu odporu v tomto případě lze určit z Weissbachova vztahu uvedeného v [23].

$$R_n = \frac{\rho \cdot \xi}{2 \cdot S^2} \quad /N \cdot s^2 \cdot m^{-8}/ \quad (16)$$

kde: S - průřez zúžení $/m^2/$
 ρ - hustota kapaliny $/kg \cdot m^{-3}/$
 ξ - součinitel místních ztrát

$$\text{a tlakový spád na odporu } \Delta p = R_n \cdot Q^2 \quad /Pa/. \quad (17)$$

V tomto případě se tedy vždy jedná o odpor nelineární, který lze pro výpočty linearizovat.

b) Odpory rozložené

Jsou způsobeny viskozitou kapaliny (např. tření o stěny kanálu). Tento odpor je charakteristický pro spojovací potrubí. Jeho výpočet vychází vždy z Weissbachova vzorce uvedeného v [23].

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot l}{2 \cdot S^2} \cdot Q^2 \quad /N \cdot m^{-5} \cdot s, N \cdot s^2 \cdot m^{-8}/ \quad (18)$$

kde: S - průřez potrubí $/m^2/$
 l - délka potrubí $/m/$
 Q - průtok $/m^3 \cdot s^{-1}/$
 ρ - hustota kapaliny $/kg \cdot m^{-3}/$
 λ - součinitel tření

- Hodnota odporu při laminárním izotermickém proudění

$$\text{Dle [23]} \quad \lambda = \frac{64}{Re} \quad (19)$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (20)$$

Potom

$$R = \frac{32 \cdot v \cdot l \cdot \rho}{S \cdot d^2} \quad /N \cdot m^{-5} \cdot s/ \quad (21)$$

a tlakový spád na odporu

$$\Delta p = R_l \cdot Q \quad /Pa/ \quad (22)$$

Odpor je tedy lineární.

- Hodnota odporu při turbulentním proudění

Toto je nejčastější případ v HsP.

$$\text{Dle [23]} \quad \lambda = 0.316 \cdot R_e^{0.25} \quad (23)$$

(tzv. Blassiusův vztah - platí pro hydraulicky hladká potrubí a hodnoty $R_e < 10^5$).

Potom

$$R_n = \frac{c \cdot v^n \cdot l \cdot \rho}{2 \cdot d^n \cdot v^n \cdot s^2} \quad /N \cdot s^2 \cdot m^{-8}/ \quad (24)$$

kde hodnoty koeficientů jsou:

$$c = 0.316, \quad n = 0.25, \quad v - \text{rychlost proudění} \quad /m \cdot s^{-1}/$$

$$\text{a tlakový spád na odporu} \quad \Delta p = R_n \cdot Q^2. \quad (25)$$

Odpor je nelineární.

II. Odpor proti deformaci.

Tento odpor je dán pružností stěn nádoby a stlačitelností kapaliny.

Obecně je určen vztahem:

$$D = \frac{dp}{dV} \quad /N \cdot m^{-5}/. \quad (26)$$

Jeho převrácená hodnota:

$$C = \frac{1}{D} \quad /m^5 \cdot N^{-1}/ \quad (27)$$

se nazývá kapacita.

Tlakový spád na odporu proti deformaci je určen vztahem:

$$\Delta p = \frac{1}{c} \cdot \int Q dt \quad /Pa/ \quad (28)$$

- Hodnota odporu proti deformaci

$$D = \frac{K}{V} + \frac{E \cdot s}{V \cdot d} \quad (29)$$

kde: **K** - objemový modul pružnosti kapaliny /Pa/

V - uzavřený původní objem /m³/

E - modul pružnosti materiálu nádoby /Pa/

s - tloušťka stěny válce /m/

d - průměr válce /m/.

První člen charakterizuje stlačení kapaliny, druhý člen charakterizuje deformaci nádoby resp. potrubí (často se zanedbává). Při určování vztahu byla použita teorie tenkostěnné skořepiny.

III. Odpor proti zrychlení

Je způsoben hmotností kapaliny a je určen vztahem:

$$H = \frac{dp}{dQ} \quad /N \cdot s^2 \cdot m^{-5}/ \quad (30)$$

kde: **dQ** = $\frac{dV}{dt}$ /m³·s⁻²/ je objemové zrychlení.

Tlakový spád na tomto odporu se určí podle vztahu:

$$\Delta p = H \cdot \frac{dQ}{dt} \quad /Pa/ \quad (31)$$

Hodnota odporu proti zrychlení je závislá na tom, zda se jedná o rotační nebo přímočarý pohyb.

a/ Odpor proti zrychlení při přímočarém pohybu

Obecně pro přímočarý pohyb platí:

$$H = \frac{m}{s^2} \quad /kg \cdot m^{-4}/ \quad (32)$$

m - hmotnost urychlované kapaliny /kg/

S - průřez kanálu /m²/

Pro kruhový průřez kanálu:

$$H = \frac{l \cdot \rho}{S} \quad (33)$$

l - délka kanálu /m/

S - průřez kanálu /m²/

b/ Odpor proti zrychlení při rotačním pohybu

$$H = \frac{4\pi^2}{V} \cdot I \quad (34)$$

V - geometrický objem /m³/

I - hmotový moment setrvačnosti /kg · m²/

Vedení mezi jednotlivými hydraulickými prvky je tvořeno buď kovovými trubkami, nebo pryžovými hadicemi. Pro statický režim hydraulického obvodu, tzn. při konstantním průtoku se oba druhy od sebe liší pouze odporem proti pohybu.

Velikost odporu v přímém vedení je závislá na drsnosti jeho vnitřní části. Hydraulické trubky i pryžové hadice lze považovat za tzv. hydraulicky hladké, tzn., že jejich nerovnosti jsou překryty mezní vrstvou a nemají proto vliv na hodnotu odporu (ten je určen pak pouze součinitelem tření).

Tlaková ztráta ve vedení při turbulentním proudění je vyjádřena vztahem

$$\Delta p = R \cdot Q^n \quad (35)$$

$n = 1,75$ - pro ocelové trubky

$n = 1,735$ - pro pryžové hadice.

a/ Odpor proti zrychlení při přímočarém pohybu

Obecně pro přímočarý pohyb platí:

$$H = \frac{m}{s^2} \quad /kg.m^{-4}/ \quad (32)$$

m - hmotnost urychlované kapaliny /kg/

S - průřez kanálu /m²/

Pro kruhový průřez kanálu:

$$H = \frac{1 \cdot \rho}{S} \quad (33)$$

I - délka kanálu /m/

S - průřez kanálu /m²/

b/ Odpor proti zrychlení při rotačním pohybu

$$H = \frac{4\pi^2}{V} \cdot I \quad (34)$$

V - geometrický objem /m³/

I - hmotový moment setrvačnosti /kg.m²/

Vedení mezi jednotlivými hydraulickými prvky je tvořeno buď kovovými trubkami, nebo pryžovými hadicemi. Pro statický režim hydraulického obvodu, tzn. při konstantním průtoku se oba druhy od sebe liší pouze odporem proti pohybu.

Velikost odporu v přímém vedení je závislá na drsnosti jeho vnitřní části. Hydraulické trubky i pryžové hadice lze považovat za tzv. hydraulicky hladké, tzn., že jejich nerovnosti jsou překryty mezní vrstvou a nemají proto vliv na hodnotu odporu (ten je určen pak pouze součinitelem tření).

Tlaková ztráta ve vedení při turbulentním proudění je vyjádřena vztahem

$$\Delta p = R \cdot Q^n \quad (35)$$

$n = 1,75$ - pro ocelové trubky

$n = 1,735$ - pro pryžové hadice.

Laminární proudění se v hydraulických systémech vyskytuje výjimečně, tlaková ztráta se pak počítá podle stejného vztahu, ale s mocnitelem $n = 1$.

Odpor vedení v dynamickém režimu práce je určen sériově zapojeným odporem proti pohybu nositele energie, odporem proti zrychlení a odporem proti deformaci. Pro potrubí se soustředěnými parametry (neuplatňuje se výrazněji změna proudu podél vedení vlivem odporu proti deformaci a změna objemu kapaliny vlivem případné netěsnosti potrubí) platí obecně následující vztah:

$$\Delta p = R_d \cdot Q^n + D \cdot \int Q \, dt + H \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (36)$$

Odpor proti zrychlení se vypočítá shodně jak u hadic, tak u ocelových trubek dle vztahu (32).

Dynamický odpor R_d lze určit přibližně jako lineární, resp. nelineární odpor dle vztahu (16,21,24) s tím, že pro výpočet Reynoldsova čísla bude využit následující vztah:

$$R_e = \frac{v_s \cdot d}{\nu}$$

$$v_s = v_{su} + \frac{2 \cdot v_s'}{\pi}$$

kde v_{su} je rychlost proudění kapaliny v ustáleném stavu a v_s' je amplituda rychlosti proudění kapaliny při oscilačním průtoku.

Odpor proti deformaci lze u vedení z ocelových trubek spočítat ze vztahu:

$$D = \frac{K}{V},$$

protože druhý člen výrazu (29) vyjadřující deformaci vedení lze zanedbat vzhledem k tomu, že deformace ocelové trubky je řádově 10^2 krát menší než stlačení kapaliny.

Při výpočtu odporu proti deformaci vedení z pryžových hadic jenutno uvažovat i deformaci hadic, neboť ta je srovnatelná se stlačením sloupce kapaliny.

Výpočet se pak provádí dle následujícího vztahu:

$$D_H = \frac{K \cdot E_H}{(K + E_H) \cdot V} \quad (37)$$

Hodnota dynamického modulu pružnosti hadice E_H je určena světlostí hadice a jejím maximálním pracovním tlakem.

3.3.5 Pracovní kapalina

Pracovní kapalina v hydrostatických převodech má vliv nejenom na životnost, provozní bezpečnost a ekonomii hydrostatických převodů, ale také na parametry HsP a to jak ve statickém, tak v dynamickém režimu jejich práce.

a/ Viskozita

Viskozita patří mezi nejdůležitější ukazatele oleje. Zvyšováním viskozity až do určité meze roste objemová účinnost převodníků, ale při nadměrném zvýšení viskozity a za nízkých teplot kapalina zcela nezaplní pracovní prostor hydrogenerátoru, sníží se tím objemová účinnost a hydrogenerátor pracuje s rázy. Tento jev může vést i ke kavitaci. Při klesající viskozitě klesá objemová účinnost vlivem vyšší svodové propustnosti a roste mechanická účinnost převodníků. Při velmi nízké viskozitě může dojít k poruše mazacího filmu, což má za následek zvýšené mechanické opotřebení. Proto viskozita oleje se volí taková, aby hodnoty objemové a mechanické účinnosti byly vyvážené. Mezi základní charakteristiky olejů patří závislost viskozity na teplotě, protože tato závislost je výrazná.

Výše uvedené vlastnosti se však pro jejich obtížné analytické vyjádření v matematických modelech většinou neuvažují.

b/ Stlačitelnost oleje

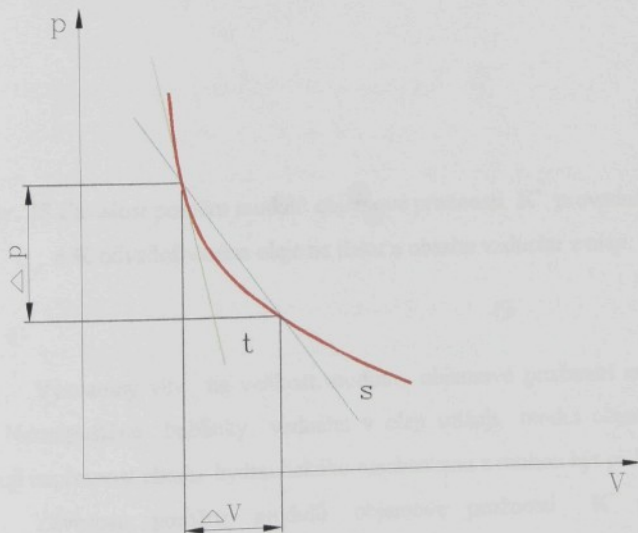
Tato vlastnost je z hlediska analýzy dynamiky HsP nejdůležitějším parametrem oleje. Stlačitelnost oleje je charakterizovaná tzv. modulem objemové pružnosti.

Z obr.34 je patrné, že závislost změny objemu oleje na tlaku není lineární. Tato závislost může být linearizována buď pomocí tečny, čímž je definován tečný (resp. dynamický) modul objemové pružnosti

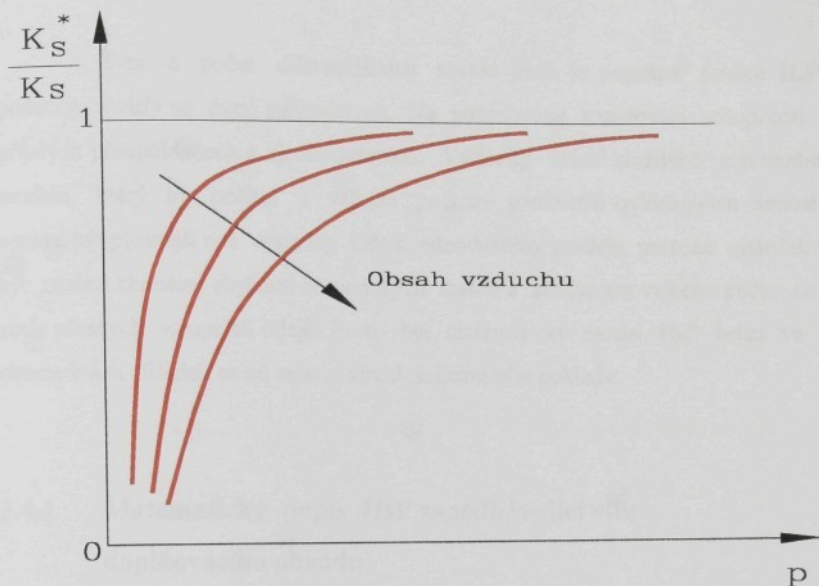
$$K_t = \frac{\partial p}{\partial V} \cdot V = K_d,$$

nebo sečnou, čímž je definován sečný (resp. statický) modul objemové pružnosti

$$K_s = \frac{V_0 \cdot p}{V_0 - V} = \frac{V_0 \cdot p}{\Delta V}.$$



Obr.34 Závislost změny objemu kapaliny na tlaku



Obr. 35 Závislost poměru modulů objemové pružnosti K^* provzdušněného a K odvzdušněného oleje na tlaku a obsahu vzduchu v oleji.

Významný vliv na velikost modulu objemové pružnosti má provzdušnění oleje. Nerozpuštěné bublinky vzduchu v oleji snižují modul objemové pružnosti, způsobují nepřesnost chodu hydraulického mechanismu a mohou být příčinou kavitace.

Závislost poměru modulů objemové pružnosti K^* provzdušněného a K odvzdušněného oleje na tlaku a obsahu vzduchu v oleji je patrná z obr.35.

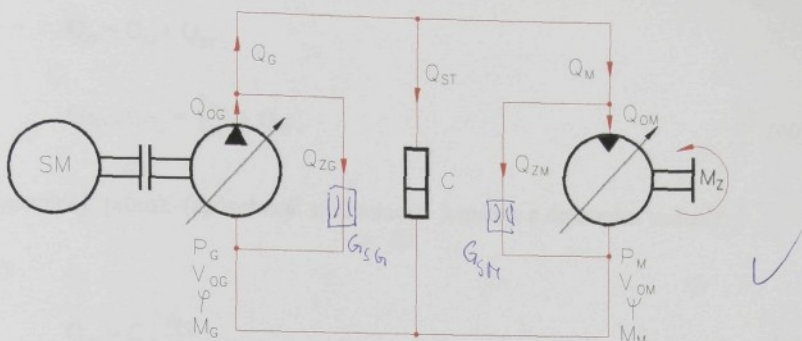
3.4 Popis HsP nelineárními diferenciálními rovnicemi

Tvar a počet diferenciálních rovnic jimiž je popsána funkce HsP je v podstatě závislý na dvou parametrech. Na požadované rozlišovací schopnosti a na přijatých předpokladech a zjednodušeních. Výsledky řešení složitého matematického modelu, který by počítal s velkým počtem parametrů ovlivňujících činnost HsP nemusí být přesnější než výsledky řešení jednoduššího modelu, protože výsledek může být značně zkreslen chybami numerických metod a zadáváním velkého počtu ne vždy zcela přesných vstupních údajů. Proto byl matematický model HsP řešen ve dvou alternativách, lišících se od sebe zjednodušujícími předpoklady.

3.4.1 Matematický popis HsP zanedbávající vliv doplňovacího obvodu

a/ Přijatá zjednodušení

- jsou zanedbány pulsace průtoku hydrogenerátoru
- je zanedbána nerovnoměrnost chodu spalovacího motoru
- hustota, viskozita a objemový modul pružnosti jsou uvažovány jako konstantní
- odpor proti pohybu, zrychlení a deformace jsou považovány za konstantní v pracovní oblasti
- je zanedbán odpor proti pohybu ve vedení mezi hydrogenerátorem a hydromotorem
- je zanedbán vliv doplňovacího obvodu hydrogenerátoru na činnost hydrostatického obvodu. Tento vliv se projevuje zejména při prudké akceleraci s minimálním zatížením, kdy minima tlakových pulzací klesají až pod hodnotu tlaku nastaveného na pojistném ventilu doplňovacího hydrogenerátoru. Po otevření pojistného ventilu dochází pak k doplňování hlavního obvodu hydrostatického převodu.



Obr.36 Náhradní schéma HsP pro řešení pomocí nelineárních diferenciálních rovnic

b/ Matematický popis.

Náhradní schéma je uvedeno na obr. 36 Jeho řešením se získá následující soustava rovnic:

I. Momentové rovnice

- rovnováha momentů na hydrogenerátoru

$$I_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{dn_T}{dt} = M_T - M_G \quad (38)$$

- rovnováha momentů na hydromotoru

$$I_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{dn_M}{dt} = M_M - M_Z, \quad (39)$$

kde I_1 je moment setrvačnosti posuvných a rotačních hmot spalovacího motoru a hydrogenerátoru redukováný k ose klikového hřídele.

I_2 je moment setrvačnosti sloupce kapaliny, posuvných a rotačních hmot hydromotoru a zátěže redukováný k ose výstupního hřídele hydromotoru.

II. Průtoková rovnice

$$Q_G = Q_M + Q_{ST}$$

$$Q_{0G} \cdot \eta_{QG} = \frac{Q_{0M}}{\eta_{QM}} + Q_{ST}, \quad (40)$$

kde dynamický průtok (způsobený stlačitelností kapaliny a deformací vedení)

$$Q_{ST} = C \cdot \frac{dp_G}{dt}. \quad (41)$$

Ze zjednodušujících předpokladů vyplývá

$$p_M = p_G. \quad (42)$$

Po dosazení vztahů (1,2,3,4,5,6,7,8,9,10, 11,12,13,14,41,42) do (38, 39, 40) vzniká opět soustava tří obyčejných nelineárních diferenciálních rovnic s neznámými n_T, n_M, p_G .

I. Momentové rovnice

$$I_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{dn_T}{dt} = a_0 + a_1 \cdot n_T + a_2 \cdot h + a_3 \cdot h \cdot n_T + a_4 \cdot n_T^2 + a_5 \cdot h^2 + a_6 \cdot h^2 \cdot n_T + a_7 \cdot n_T^3 + a_8 \cdot$$

$$h^3 + a_9 \cdot h \cdot n_T^2 - \frac{V_{0G} \cdot \varphi \cdot (p_G - p_0)}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{\eta_{pG}} \quad (43)$$

$$I_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{dn_M}{dt} = \frac{V_{0M} \cdot \psi \cdot (p_G - p_0)}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{pM} - M_Z \quad (44)$$

II. Průtoková rovnice

$$C \cdot \frac{dp_G}{dt} = V_{0G} \cdot \varphi \cdot n_T \cdot \eta_{QG} - V_{0M} \cdot \psi \cdot n_M \cdot \frac{1}{\eta_{QM}} \quad (45)$$

Dosazením vztahů pro jednotlivé účinnosti se vytvoří soustava diferenciálních rovnic v konečném tvaru

$$I_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{dn_T}{dt} = a_0 + a_1 \cdot n_T + a_2 \cdot h + a_3 \cdot h \cdot n_T + a_4 \cdot n_T^2 + a_5 \cdot h^2 + a_6 \cdot h^2 \cdot n_T + a_7 \cdot n_T^3 + a_8 \cdot$$

$$h^3 + a_8 \cdot h \cdot n_T^2 - \frac{V_{0G} \cdot \varphi \cdot (p_G - p_0)}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\frac{p_G}{p_{Gm}} \cdot \varphi + \frac{b_1 + b_2 \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}}}{b_3 + \frac{n_G}{n_{Gm}}} \cdot (b_4 + \varphi^3) \cdot \frac{p_G}{p_{Gm}} + \frac{b_5 + b_6 \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}}}{b_7 + \frac{n_G}{n_{Gm}}} \cdot \right. \\ \left. (1 + \varphi) + b_8 \cdot (1 + \varphi^3) \cdot \left(\frac{n_G}{n_{Gm}} \right)^2 \right] \cdot \frac{p_{Gm}}{p_G \cdot \varphi} \quad (46)$$

$$I_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{dn_M}{dt} = \frac{V_{0M} \cdot \psi \cdot (p_G - p_0)}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\frac{p_M}{p_{Mm}} \cdot \psi - \frac{b_1 + b_2 \cdot \frac{n_M}{n_{Mm}}}{b_3 + \frac{n_M}{n_{Mm}}} \cdot (b_4 + \psi^3) \cdot \frac{p_M}{p_{Mm}} + \frac{b_5 + b_6 \cdot \frac{n_M}{n_{Mm}}}{b_7 + \frac{n_M}{n_{Mm}}} \cdot (1 + \psi) + \right. \\ \left. b_8 \cdot (1 + \psi^3) \cdot \left(\frac{n_M}{n_{Mm}} \right)^2 \right] \cdot \frac{p_{Mm}}{p_M \cdot \psi} - M_Z \quad (47)$$

II. Průtoková rovnice

$$C \cdot \frac{dp_G}{dt} = V \cdot \varphi \cdot n_T \cdot \left[1 - \frac{p_G}{p_{Gm}} \cdot (c_1 + c_2 \cdot \frac{p_G}{p_{Gm}} + c_3 \cdot c_5 \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}} + c_3 \cdot c_6 \cdot \frac{p_G}{p_{Gm}} \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}} + \right. \\ \left. c_4 \cdot c_5 \cdot \varphi \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}} + c_4 \cdot c_6 \cdot \varphi \cdot \frac{p_G}{p_{Gm}} \cdot \frac{n_G}{n_{Gm}}) \cdot \frac{\varphi \cdot n_{Gm}}{n_G} \right] - V_M \cdot \psi \cdot n_M \cdot \left[\psi \cdot \frac{n_M}{n_{Mm}} + \right. \\ \left. \left(\frac{p_M}{p_{Mm}} \cdot (c_1 + c_2 \cdot \frac{p_M}{p_{Mm}} + (c_3 + c_4 \cdot \psi) \cdot (c_5 + c_6 \cdot \frac{p_M}{p_{Mm}}) \cdot \frac{n_M}{n_{Mm}}) \right) \cdot \frac{n_{Mm}}{n_M \cdot \psi} \right] \quad (48)$$

Tato soustava rovnic již obsahuje všechny vztahy potřebné pro výpočet.

3.4.2 Matematický popis HsP nezanedbávající vliv doplňovacího obvodu

a/ Přijatá zjednodušení

- jsou zanedbány pulsace průtoku hydrogenerátoru
- je zanedbána nerovnoměrnost chodu spalovacího motoru
- hustota, viskozita a objemový modul pružnosti jsou uvažovány jako konstantní
- odpor proti pohybu, zrychlení a deformace jsou považovány za konstantní v pracovní oblasti.

V doplňovacím a řídicím obvodě jsou přijata následující zjednodušení a předpoklady.

- protože pojistný ventil doplňovacího čerpadla je nastaven na vyšší hodnotu tlaku, než pojistný ventil nízkotlaké větve HsP, tak se předpokládá, že tento ventil není ve funkci a jeho vlastnosti nejsou zahrnuty v matematickém modelu
- jsou zanedbány dynamické vlastnosti doplňujícího hydrogenerátoru
- v modelu nejsou zahrnuty vlastnosti hydraulicky ovládaného rozvaděče, který podle poměru tlaků v odpadní a tlakové větvi připojuje pojistný nízkotlaký ventil k příslušné větvi.

Předpokládá se tedy, že i při tlakových pulsech ve vysokotlaké větvi (které mohou dosáhnout nižších hodnot, než je doplňovací tlak) zůstává nízkotlaký pojistný ventil připojen k nízkotlaké větvi.

II. Průtokové rovnice

- průtoková rovnice výtlačné větve mezi hydrogenerátorem a hydromotorem

$$Q_G - Q_M - Q_{ST} + Q_1 = 0,$$

kde: Q_1 - dodatečný průtok z doplňovacího hydrogenerátoru v případě otevření jednocestného ventilku při tlakových pulzacích.

- průtoková rovnice odpadní větve mezi hydromotorem a hydrogenerátorem

$$Q_{0M} + Q_2 - Q_{ST} - Q_3 - Q_{0G} = 0,$$

kde: Q_2 - dodatečný průtok z doplňovacího hydrogenerátoru.

Q_3 - průtok přes pojistný ventil odpadní větve

Po dosazení vztahu (41) a úpravě se získá soustava čtyřech diferenciálních rovnic v následujícím tvaru.

$$\frac{dn_T}{dt} = \frac{M_T - M_G}{2 \cdot \pi \cdot I_1} \quad (50)$$

$$\frac{dn_M}{dt} = \frac{M_M - M_Z}{2 \cdot \pi \cdot I_2} \quad (51)$$

$$\frac{dp_G}{dt} = \frac{Q_G + Q_1 - Q_M}{C_1} \quad (52)$$

$$\frac{dp_0}{dt} = \frac{Q_{0M} + Q_2 - Q_3 - Q_{0G}}{C_2} \quad (53)$$

kde: c_1 - hydraulická kapacita tlakové větve

c_2 - hydraulická kapacita odpadní větve

III. Určení průtoku Q_1

- určení průtoků odpory (jednocestnými ventilkami) R_1 a R_2 .

Jednocestné ventilkami jsou zde uvažovány jako místní nelineární odpory a proto se při výpočtu průtoků vychází ze vztahu (17).

$$Q_1 = \sqrt{\frac{p_0 - p_1}{R_1}} \Rightarrow Q_1^2 \cdot R_1 = p_0 - p_1 \quad (54)$$

$$Q_2 = \sqrt{\frac{p_0 - p_2}{R_2}} \Rightarrow p_0 = Q_2^2 \cdot R_2 + p_2 \quad (55)$$

Celkový průtok pomocného hydrogenerátoru

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 \Rightarrow Q_2 = Q_0 - Q_1 \quad (56)$$

Z rovnice 55 a 56 se získá následující vztah:

$$p_0 = (Q_0 - Q_1)^2 \cdot R_2 + p_2 \quad (57)$$

Z rovnice 54 a 57 se získá následující vztah:

$$Q_1^2 \cdot R_1 = (Q_0 - Q_1)^2 \cdot R_2 + p_2 - p_1$$

$$Q_1^2 \cdot R_1 = (Q_0^2 - 2 \cdot Q_0 \cdot Q_1 + Q_1^2) \cdot R_2 + p_2 - p_1$$

$$0 = Q_0^2 \cdot R_2 - 2 \cdot Q_0 \cdot Q_1 \cdot R_2 + Q_1^2 \cdot R_2 - Q_1^2 \cdot R_1 + p_2 - p_1$$

$$0 = Q_1^2 \cdot (R_2 - R_1) - Q_1 \cdot 2 \cdot Q_0 \cdot R_2 + Q_0^2 \cdot R_2 + p_2 - p_1$$

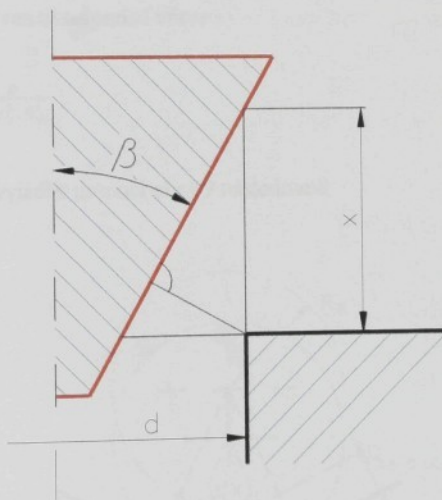
jedná se tedy o řešení kvadratické rovnice v následujícím tvaru

$$Q_1 = \frac{2 \cdot Q_0 \cdot R_2 \pm \sqrt{4 \cdot Q_0^2 \cdot R_2^2 - 4 \cdot (R_2 - R_1) \cdot (R_2 \cdot Q_0^2 + p_2 - p_1)}}{2 \cdot (R_2 - R_1)} \quad (58)$$

IV. matematické vyjádření jednotlivých odporů v doplňovacím obvodu

$$R_1 = \frac{p}{2 \cdot \alpha_1^2 \cdot S_{V1}} \quad (59)$$

kde $S_{V1} = f(x_1)$ - průtočný průřez odporu.



obr.38 Zdvihová závislost kuželky tlakového ventilu

Tuto závislost lze vyjádřit pomocí obr.38 následovně:

$$S_{V1} = \pi \cdot d_{(x)} \cdot x \cdot \sin \alpha, \quad (60)$$

$$\text{kde} \quad d_{(x)} = 2 \cdot \left(R_{K1} + \frac{x_1}{2} \cdot \sin \alpha_1 \right) \cdot \cos \alpha_1 \quad (61)$$

po úpravě

$$\mathbf{d}_{(x)} = (\mathbf{d}_{K1} + \mathbf{x}_1 \cdot \sin \alpha_1) \cdot \cos \alpha_1. \quad (62)$$

Po dosazení vztahu 62 do vztahu 60 se získává následující vztah pro průtočný průřez:

$$S_{V1} = \pi \cdot \mathbf{d}_{K1} \cdot \sin \gamma_1 \cdot \cos \gamma_1 \cdot \mathbf{x}_1 + \pi \cdot \sin^2 \gamma_1 \cdot \cos \gamma_1 \cdot \mathbf{x}_1^2. \quad (63)$$

$$\mathbf{R}_2 = \frac{p}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot S_{V2}^2}, \quad (64)$$

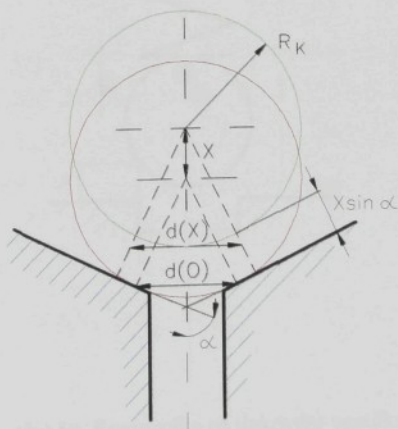
kde vzhledem ke shodné konstrukci

$$S_{V2} = \pi \cdot \mathbf{d}_{K1} \cdot \sin \gamma_1 \cdot \cos \gamma_1 \cdot \mathbf{x}_2 + \pi \cdot \sin^2 \gamma_1 \cdot \cos \gamma_1 \cdot \mathbf{x}_2^2. \quad (65)$$

Pojistný ventil odpadní větve

$$\mathbf{R}_3 = \frac{p}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot S_{V3}^2}, \quad (66)$$

kde $S_{V3} = f(x_3)$ lze vyjádřit pomocí obr.39 následovně:



obr.39 Zdvihová závislost kuličky tlakového ventilu

$$S_{V3} = \pi \cdot (\mathbf{d}_3 - \mathbf{v}_{(x_3)}) \cdot \mathbf{x}_3 \cdot \sin \beta,$$

kde $v_{(x_3)} = x_3 \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta$, což lze po dosazení vztahu $\sin 2 \cdot \beta = \sin \beta \cdot \cos \beta$ upravit na vhodnější tvar:

$$v_{(x_3)} = \frac{x_3}{2} \cdot \sin 2 \cdot \beta.$$

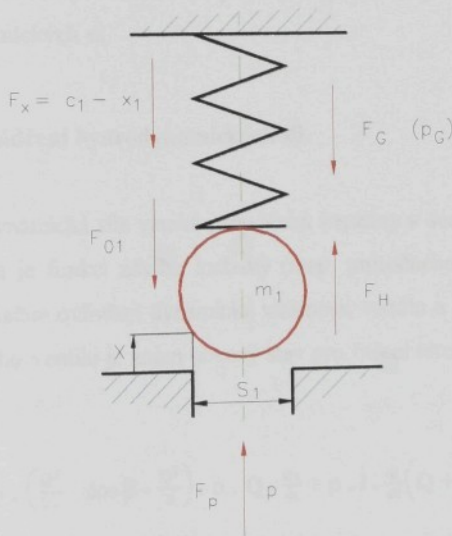
Potom

$$S_{v3} = \pi \cdot \left(d_3 - \frac{x_3}{2} \cdot \sin 2 \cdot \beta \right) \cdot x_3 \cdot \sin \beta. \quad (67)$$

Pro výpočet těchto odporů je tedy nutné stanovit dráhy x regulačních tělísek. Tyto dráhy lze stanovit pomocí pohybových rovnic jednotlivých prvků.

V. Pohybové rovnice prvků doplňovacího obvodu

a/ Rovnováha na kuličce jednocestného ventilku ve výtlačné větvi (schéma viz obr.40).



obr.40 Rovnováha na tlakovém ventilku

$$F_p - F_G = m_1 \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_1 \cdot \frac{dx_1}{dt} + c_1 \cdot x_1 + F_{01} + F_{H1}$$

$$p_p \cdot S_1 - p_G \cdot S_1 = m_1 \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_1 \cdot \frac{dx_1}{dt} + c_1 \cdot x_1 + F_{01} + F_{H1} \quad (68)$$

b/ Rovnováha na kuličce doplňovacího jednocestného ventilku v odpadní větvi.

$$F_p - F = m_1 \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} + b_1 \cdot \frac{dx_2}{dt} + c_1 \cdot x_2 + F_{01} + F_{H1}$$

$$p_p \cdot S_1 - p_0 \cdot S_1 = m_1 \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} + b_1 \cdot \frac{dx_2}{dt} + c_1 \cdot x_2 + F_{01} + F_{H1} \quad (69)$$

c/ Rovnováha na pojistném ventilku v odpadní větvi.

Je předpokládáno, že tlak v odpadu se blíží nule.

$$F_t = m_3 \cdot \frac{d^2 x_3}{dt^2} + b_3 \cdot \frac{dx_3}{dt} + c_3 \cdot x_3 + F_{03} + F_{H3}$$

$$p_0 \cdot S_3 = m_3 \cdot \frac{d^2 x_3}{dt^2} + b_3 \cdot \frac{dx_3}{dt} + c_3 \cdot x_3 + F_{03} + F_{H3} \quad (70)$$

Z výše uvedených vztahů je patrné, že je nutno ještě stanovit vztahy pro výpočet hydrodynamických sil.

VI. Vyjádření hydrodynamických sil.

Hydrodynamická síla vzniká prouděním kapaliny v sedle jednocestného resp. tlakového ventilu a je funkcí zdvihu kuželky (resp. průtočného průřezu) a tlakového spádu. Tyto síly značně ovlivňují dynamické vlastnosti ventilu a nelze je zanedbat [31]. Pro případ sedlového ventilu je znám obecný stav pro řešení této funkční závislosti [31] ve tvaru

$$F_H = \rho \cdot \left(\frac{Q^2}{S_v} \cdot \cos \beta - \frac{Q^2}{S} \right) - \rho \cdot Q \cdot \frac{dx}{dt} + \rho \cdot l \cdot \frac{d}{dt} \left(Q + S \cdot \frac{dx}{dt} \right),$$

kde S_v - průtočný průřez ventilu
 S - plocha sedla
 l - tlumicí délka ($\sim$ trojnásobek průměru sedla)
 β - úhel, který svírá osa proudící kapaliny s osou ventilu.

Dále je zaveden zjednodušující předpoklad, že úhel vytékajícího paprsku je kuželového resp. kuličkového ventilu shodný s úhlem kuželky resp. sedla.

První a druhý člen rovnice tvoří stacionární složku hydrodynamické síly, třetí, čtvrtý a pátý člen tvoří nestacionární složku (pátý člen představuje setrvačnou sílu kapalinou obsaženou v kontrolním objemu).

Pro zjednodušení výpočtu lze nestacionární složku zanedbat [31], získá se pak následující vztah

$$F_H = \rho \cdot \frac{Q^2}{S_V} \cdot \cos \beta - \rho \cdot \frac{Q^2}{S} \quad (71)$$

Pro úhly β nepříliš blízké k 90° lze druhý člen vztahu zanedbat vůči prvnímu. Tím vztah [71] přejde v následující tvar

$$F_H = \rho \cdot \frac{Q^2}{S_V} \cdot \cos \beta.$$

Po dosazení vztahu

$$Q^2 = \alpha^2 \cdot S_V^2 \cdot \frac{2}{\rho} \cdot \Delta p$$

se získá vztah

$$F_H = \rho \cdot \alpha^2 \cdot S_V^2 \cdot \frac{2}{\rho} \cdot \frac{1}{S_V} \Delta p \cdot \cos \beta = 2 \cdot \alpha^2 \cdot S_V \cdot \Delta p \cdot \cos \beta,$$

což je funkční závislost hydrodynamické síly na zdvihu šoupátka ($S_V = f(x)$) a tlakovém spádu.

Vztahy pro hydrodynamické síly jednotlivých ventilů budou mít tedy následující tvar:

- hydrodynamická síla jednocestného ventilku ve výtlačné větvi

$$F_{H1} = 2 \cdot \alpha_1^2 \cdot S_{V1} \cdot (p_D - p_G) \cdot \cos \beta_1, \quad (72)$$

- hydrodynamická síla jednocestného ventilku v odpadní větvi

$$F_{H2} = 2 \cdot \alpha_1^2 \cdot S_{V2} \cdot (p_D - p_0) \cdot \cos \beta_1 \quad (73)$$

- hydrodynamická síla tlakového ventilku v odpadní větvi

$$F_{HP} = 2 \cdot \alpha_3^2 \cdot S_{V3} \cdot p_0 \cdot \cos \beta_3 \quad (74)$$

Soustava 7. diferenciálních rovnic [50, 51, 52, 53, 68, 69 a 70] a 10. algebraických rovnic [58, 59, 63, 64, 65, 66, 67, 72, 73 a 74] tvoří matematický model HsP s doplňovacím obvodem. Z uvedených rovnic je zřejmé, že jejich řešení bude komplikované. Pro jejich řešení je nutno znát některé podrobné konstrukční parametry doplňovacího obvodu (hmotnost výkonných elementů jednocestných a tlakových ventilů, tuhosti a předpětí jejich pružin, geometrii sedla a pod.). Dále je nutno určit i některé jejich hydraulické parametry (součinitelé viskózního tření a průtočné součinitele). Tyto údaje nejsou běžně známé, výrobci je neudávají, a proto by bylo nutné je změřit, což použití tohoto modelu značně omezuje. Proto již nebude v této práci matematický model HsP s doplňovacím obvodem dále řešen.

3.5 Volba vhodné matematické metody řešení soustavy obyčejných nelineárních diferenciálních rovnic.

a/ Porovnání základních metod řešení.

V daném případě se jedná o řešení Cauchyovy úlohy pro $y = f(x, y)$,

kde

$$y = (y_1(x), y_2(x) \dots y_n(x))^T$$

$$y = (y_1(x), y_2(x) \dots y_n(x))^T$$

a $f(x, y)$ je vektorová funkce

$$f(x, y) = (f_1(x, y), f_2(x, y), \dots, f_n(x, y))^T$$

(T - označení pro sloupcový vektor)

Partikulární řešení u této soustavy musí splňovat počáteční podmínku

$$u(x_0) = u_0,$$

kde $u_0 = (u_{01}, u_{02}, \dots, u_{0n})^T$.

Tuto soustavu rovnic lze řešit pouze numerickými metodami, a to buď jednokrokovými nebo vícekrokovými. Při řešení jednokrokovými metodami stačí znát y, x, h pouze v jednom uzlu (počáteční podmínky), a lze libovolně měnit krok výpočtu. Nevýhodou je, že v každém kroku je nutno počítat hodnotu pravé strany řešené diferenciální rovnice a to tolikrát, kolikátého řádu je daná metoda.

Nejpoužívanější jednokrokovou metodou je poměrně přesná Rungova - Kuttova metoda 4. řádu. U vícekrokových metod se v každém kroku vyčísľuje hodnota pravé strany řešené diferenciální rovnice pouze dvakrát, ale nevýhodou je nutnost určit dodatečné počáteční hodnoty některou jednokrokovou metodou. Krok výpočtu je obtížné měnit.

Jednou z nejeřektivnějších vícekrokových metod je metoda prediktor-korektor 4. řádu. Za prediktor se obvykle volí čtyřkroková explicitní metoda typu A-B (Adams - Bashforth) 4. řádu, za korektor tříkroková metoda A-M (Adams - Moulton) 4. řádu. Dodatečné počáteční hodnoty se určují většinou standardní metodou R - K (Runge - Kutta) 4. řádu.

b/ Volba vhodného software

Vzhledem k dostatečné rychlosti (750 MHz - 1 GHz) a kapacitě operační paměti (64 - 256 MB) současně běžně používaných počítačů řady PC, byl pro řešení zvolen komplexní matematický program MATLAB 5 resp. jeho nadstavba SIMULINK od firmy THE MATH WORKS, INC.

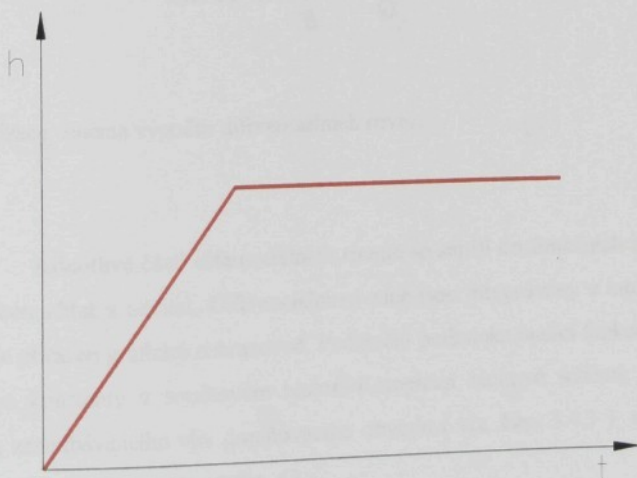
Simulink je program pro simulaci a modelování dynamických systémů, které využívají algoritmy MATLABU pro numerické řešení nelineárních rovnic (je zde možno volit ze sedmi druhů numerických metod: Eulerova, Runge-Kutta 3. řádu, Runge-Kutta 5. řádu, Adamsova, Gearova, Adams / Gearova a Linsimova). Simulink umožňuje rychle a snadno vytvářet modely dynamických soustav ve formě blokových schémat. Tento program totiž obsahuje širokou nabídku různých lineárních, nelineárních, diskrétních či budících funkcí, spojovacích vazeb, zobrazovačů atd. Výraznou výhodou tohoto programu je jednoduchá možnost grafického zobrazení (na obrazovce i tiskárně) vypočtených veličin v libovolném místě matematického modelu.

Při simulaci byla jako nejvhodnější pro danou soustavu rovnic zvolena metoda Runge-Kutta 5. řádu.

3.5.1 Realizace blokového schéma matematického modelu pomocí programu SIMULINK

a/ Realizace budící funkce

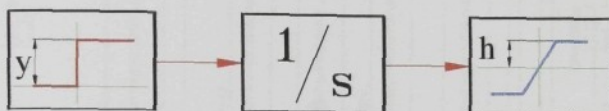
Nejbližše ke skutečnosti se blíží graf budící funkce na obr. 41



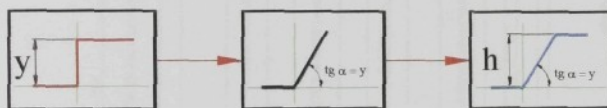
obr. 41 Budící funkce s lineární závislostí

Takováto funkce však přímo není v nabídce knihovny budících funkcí programu SIMULINK. Tuto funkci lze ale realizovat pomocí úpravy skokové funkce, kterou SIMULINK standartně obsahuje. Skoková budící funkce se integruje (výsledkem je neomezeně rostoucí lineární funkce jejíž směrnice je shodná s parametrem předchozí skokové budící funkce), potom se omezí pomocí funkce saturace. Postup vytváření této funkce je patrný z obr. 42.

Blokové schéma v programu SIMULINK



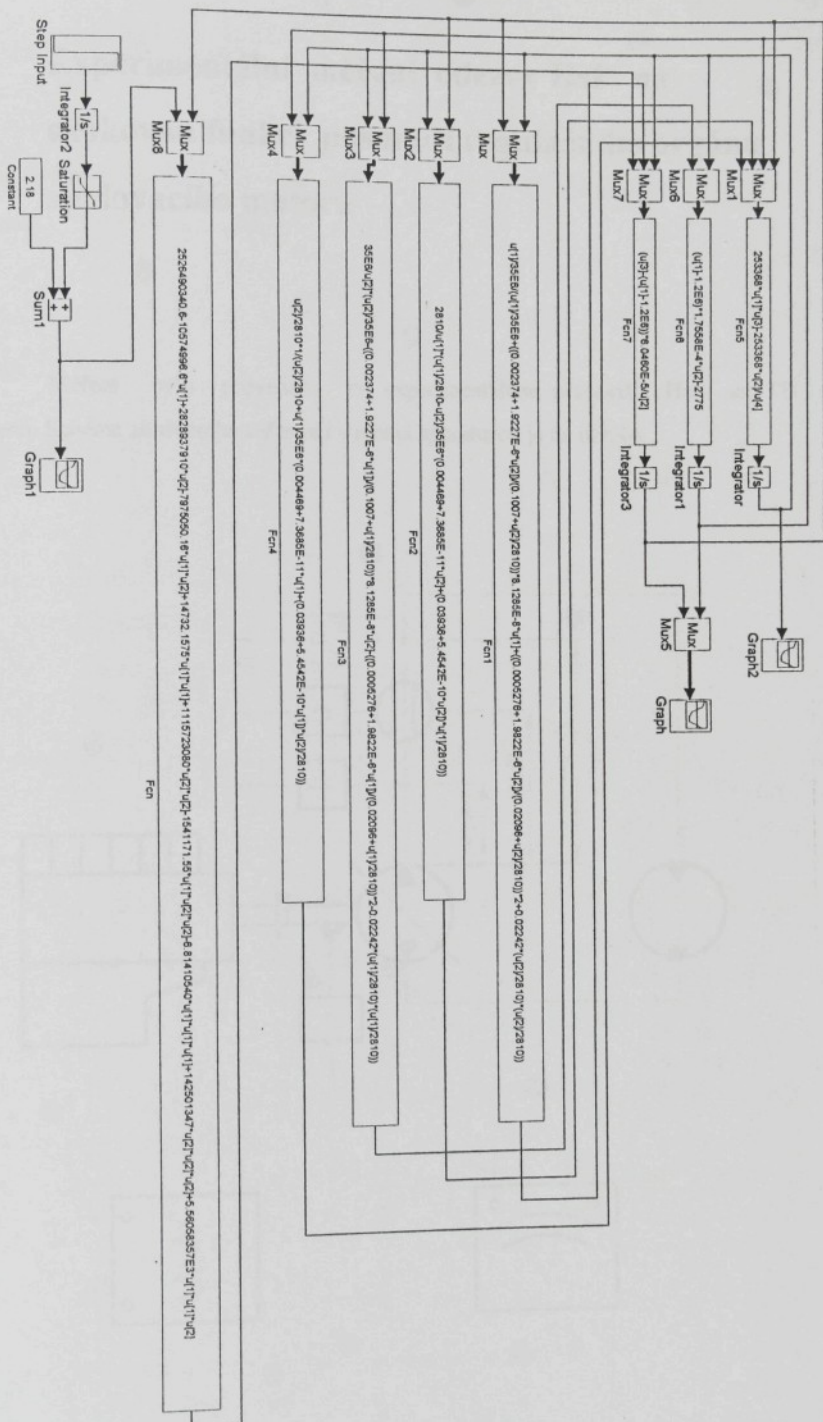
Postup úpravy skokové funkce



obr. 42 Blokové schéma budící funkce

b/ Realizace schéma výpočtu diferenciálních rovnic

Jednotlivé části diferenciálních rovnic se zapíší do funkčních bloků, které lze mezi sebou sčítat a odčítat. Diferenciální rovnice jsou integrovány v integrátorech a na výstup je přiřazen grafický zobrazovač. Počáteční podmínka budící funkce je realizována přičtením konstanty v součtovém bloku. Kompletní blokové schéma matematického modelu, zanedbávajícího vliv doplňovacího obvodu (viz. kap. 3.4.1) včetně realizace budící funkce, je zobrazeno na obr. 43.



obr. 43 Blokové schéma matematického modelu HsP v SIMULINKU

Složení HsP:

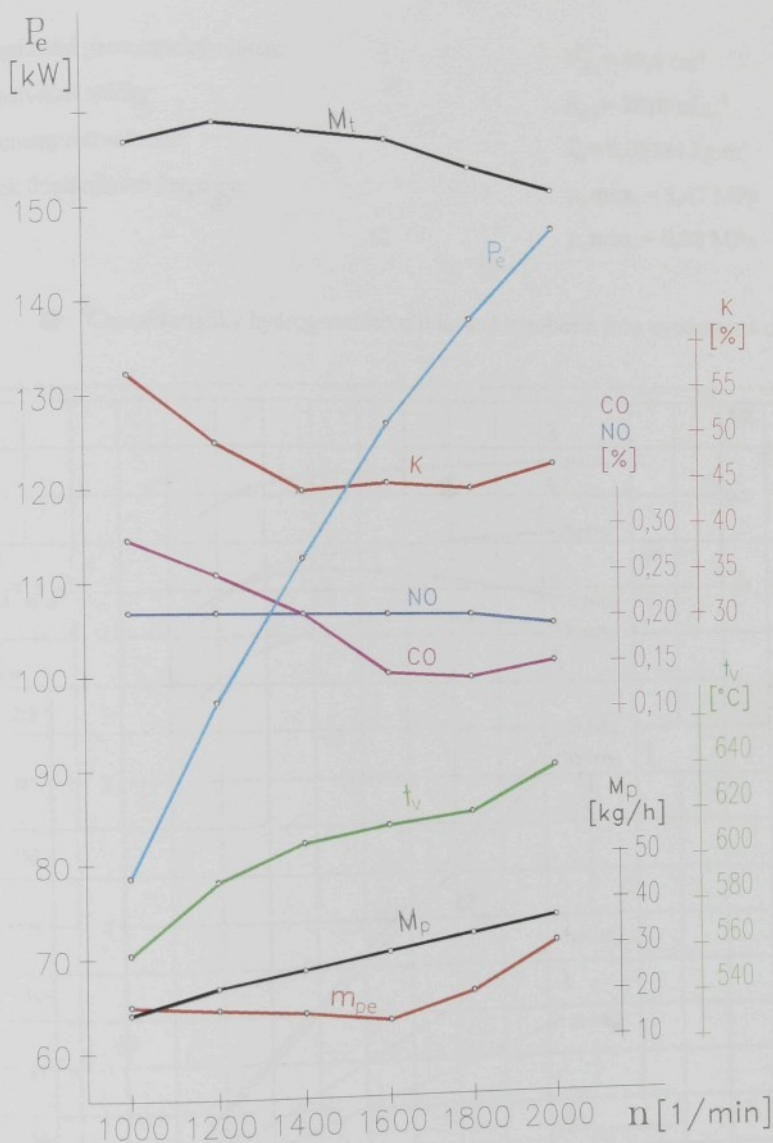
- a/ Hnací jednotka: Šestiválcový nepřepíňovaný vznětový spalovací motor typ **M634** osazený výkonostním regulátorem
- b/ Hydrogenerátor: Regulační axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou typ **SPV 22**
- c/ Hydromotor: Neregulační axiální pístový hydromotor s nakloněnou deskou typ **SMF 22**
- d/ Vedení: dvě kovové trubky **26 x 5 - 4500**
dvě pryžové hadice **Js 25 ($p_n=35\text{MPa}$, $l = 1,1 \text{ m}$)**
dvě kovová kolena (**$d = 0,028 \text{ m}$, $R = 0,07 \text{ m}$**)
- e/ Pracovní médium: Hydraulický minerální olej **OT - H3**

4.1 Základní údaje o jednotlivých prvcích simulovaného obvodu

průtah
Tyto údaje jsou použity z firemní literatury výrobců jednotlivých prvků, nebo z běžně dostupné technické literatury.

I. Spalovací motor M 634

Vnější otáčková charakteristika je uvedena na obr. 45



Obr. 45 Vnější otáčková charakteristika motoru M634

Moment setrvačnosti klikového ústrojí jednoho válce:

$$I_{ku} = 0,1138 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Moment setrvačnosti setrvačnicku:

$$I_s = 1,0595 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Počet válců:

$$i = 6.$$

II. Hydrogenerátor SPV 22

Maximální geometrický objem:

$$V_{0G} = 69,8 \text{ cm}^3$$

Maximální otáčky:

$$n_{\text{Gm}} = 2810 \text{ min.}^{-1}$$

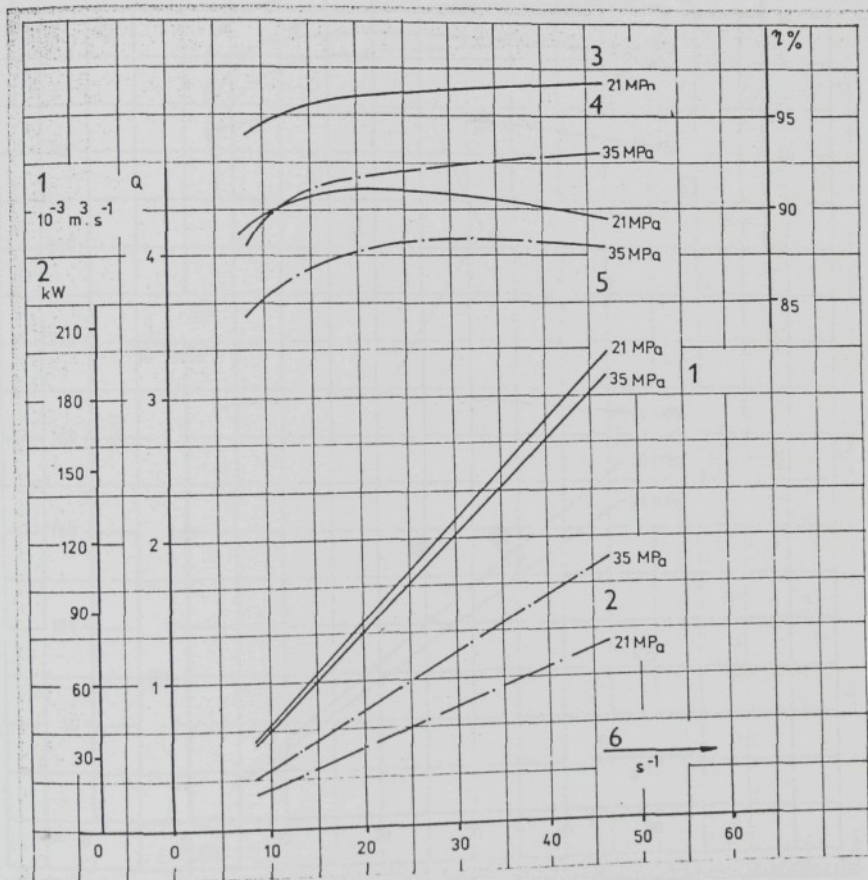
Moment setrvačnosti:

$$I_G = 0,01234 \text{ kg.m}^2$$

Tlak doplňujícího čerpadla:

$$p_0 \text{ max.} = 1,47 \text{ MPa}$$
$$p_0 \text{ min.} = 0,98 \text{ MPa}$$

Charakteristiky hydrogenerátoru udávané výrobcem jsou uvedeny na obr.46.



Označení: 1-Průtok, 2-Výkon, 3-Účinnost (4-Průtoková, 5-celková), 6-Otáčky

Obr.46 Charakteristiky hydrogenerátoru SPV 22

III. Hydromotor SMF 22

Geometrický objem:

$$V_{0M} = 69,8 \text{ cm}^3$$

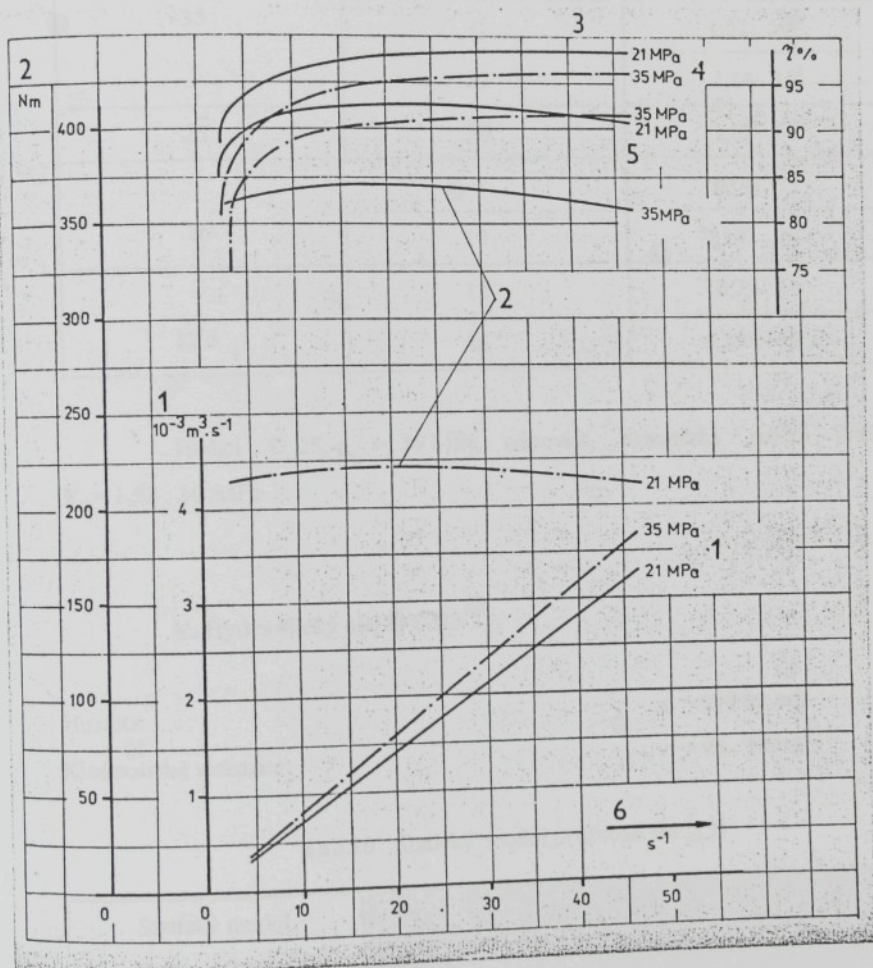
Maximální otáčky:

$$n_{Cm} = 2810 \text{ min.}^{-1}$$

Moment setrvačnosti:

$$I_G = 0,01234 \text{ kg.m}^2$$

Charakteristiky hydromotoru udávané výrobcem jsou uvedeny na obr.47.



Označení: 1-Průtok, 2-Točivý moment, 3-Účinnost (4-Průtoková, 5-celková), 6-Otáčky

Obr.47 Charakteristiky hydromotoru SMF 22

IV.Hadice

Tab.9 Dynamický modul pryžových hadic dle [15]

Hadice		Dynamický modul pružnosti E_H (MPa)
Pracovní tlak hadice p_n (MPa)	Jmenovitá světlost D_n (mm)	
35	20	$1,31 \cdot 10^3$
	25	$1,52 \cdot 10^3$
	32	$2,14 \cdot 10^3$
25	20	$1,02 \cdot 10^3$
16	8	$0,04 \cdot 10^3$
	10	$0,125 \cdot 10^3$
12.5	12	$0,25 \cdot 10^3$
	16	$0,328 \cdot 10^3$

Hadici $D_n 25, p_n = 35$ MPa odpovídá dynamický modul pružnosti
 $E_H = 1,52 \cdot 10^3$ MPa.

V. Hydraulický olej OT-H3

Hustota:

$$\rho = 900 \text{ kg.m}^{-3}$$

Kinematická viskozita:

$$\nu = 28 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$$

Tab.10 Statický modul pružnosti dle [15]

Statický modul pružnosti (MPa)	Teplota (K)			
	299	314	325	338
$K_{s \min}$	1710	1250	1360	1350
$K_{s \max}$	2010	1610	1630	1620
$K_{s \text{ st.}}$	1810	1430	1460	1450

Tab.11 Dynamický modul pružnosti dle [15]

Dynamický modul pružnosti (MPa)	Teplota (K)			
	300		325	
	Tlak (MPa)			
	16,5	33,5	16,5	33,5
$K_{d \min}$	1870	2070	1590	1780
$K_{d \max}$	1890	2110	1650	1830
$K_{d \text{ stř.}}$	1880	2090	1620	1810

Vzhledem k rychlým změnám tlaku, je pro výpočet zvolen dynamický modul pružnosti kapaliny $K_{d \text{ stř.}} = 1670 \text{ MPa}$.

VI. Spojka

Moment setrvačnosti:

$$I_{sp} = 0,182 \text{ kg.m}^2$$

VII. Brzda 2 VD 110/6

Moment setrvačnosti zapojené části:

$$I_z = 0,32 \text{ kg.m}^2$$

4.2 Technické vybavení

Měřicí aparatura:

a/ Snímač tlaku: Tenzometrický snímač DMP 331

- měřicí rozsah: 0 - 40 MPa

- nelinearita a hystereze: $\pm 0,25 \%$

- výrobce: BD SENSORS, ČR

- b/ Snímač průtoku: Průtoková trubice RE3 - 500
- měřicí rozsah: 30 - 500 l/min.
 - přesnost: 2,5 %
 - výrobce: Hydrotechnik, SRN
- c/ Snímač teploty: odporový snímač PT 100
- měřicí rozsah: 0 - 110 °C
 - výrobce: Hydrotechnik, SRN
- d/ Otáčkoměr: deviační SV 85
- měřicí rozsah: 0 - 9999 min⁻¹
 - výrobce: TU Liberec katedra SPD
- e/ Snímač otáček: tachodynamo K4A2
- měřicí rozsah: 0 - 5000 min⁻¹
 - výstupní napětí: 2V/1000 min⁻¹
 - odchylka od linearity: 1 %
 - výrobce: ATAS Náchod a.s., ČR
- f/ Vyhodnocovací aparatura hydraulických veličin: Měřicí ústředna ESCOM
BLACK MATE 386 SXL
- počet kanálů: 8
 - vzorkovací frekvence: 500 Hz
 - výrobce: ESCOM, SRN
- g/ Zapisovací zařízení: Jehličková tiskárna EPSON FX 850
- výrobce: SEIKO EPSON corp., JAPAN
- h/ Zatěžovací zařízení: Dynamometr na vířivé proudy 2 VD 110/6
- měřicí rozsah: do 162 kW
 - výrobce: MEZ-Výzkumný a vývojový ústav elektrických strojů, Brno

4.3 Popis měření

Po rozběhnutí spalovacího motoru byl HsP při zvoleném posunutí regulačního orgánu spalovacího motoru zatížen pomocí dynamometru.

Regulační hydrogenerátor byl již předtím nastaven na maximální geometrický objem ($\varphi = 1$) a v průběhu zkoušky s ním již nebylo manipulováno. Budicí funkce - skokové posunutí regulačního orgánu spalovacího motoru byla realizována ručně, přes táhlový převod. Zaznamenávána byla, teplota oleje, počáteční a konečné otáčky, závislost průběhu tlaku, otáček hydromotoru a polohy regulační páčky na čase.

Průběh otáček hydromotoru na čase byl snímán tachodynamem s mechanickým třecím převodem. Výstupní hodnoty napětí z tachodynamu, při ustálených otáčkách hydromotoru, byly porovnány s výsledky deviačního otáčkoměru, čímž byla získána převodní konstanta mezi elektrickým napětím a měřenou fyzikální veličinou. V tomto případě má převodní konstanta hodnotu $i = 264,2$. Průběh polohy regulační páčky byl změřen pomocí odporového snímače polohy s výstupem v rozsahu 0 - 10V.

4.4 Výsledky měření

V následující části jsou použity grafické záznamy z měření, uskutečněné pomocí univerzální měřicí ústředny s měřícím software "Inmes". Tento software při zobrazení více měřených průběhů fyzikálních veličin neumožňuje odečítání jejich velikosti. Z tohoto důvodu je zde uvedeno vždy souhrnné měření, aby byla vidět návaznost průběhu jednotlivých veličin a potom teprve záznamy jednotlivých veličin. Z těchto záznamů již lze odečítat jejich velikost, protože obě osy jsou ocejchovány.

I. Měření.

Počáteční podmínky:

- otáčky spalovacího motoru: $n_T = 1257 \text{ min}^{-1}$
- otáčky hydromotoru: $n_M = 1083 \text{ min}^{-1}$
- nastavení regulačního orgánu spalovacího motoru: $h = 2,18 \text{ V}$
- tlak v HsP: $p_G = 16,56 \text{ MPa}$
- zatěžující moment: $M_Z = 150 \text{ Nm}$

Skoková změna nastavení regulačního orgánu spalovacího motoru:

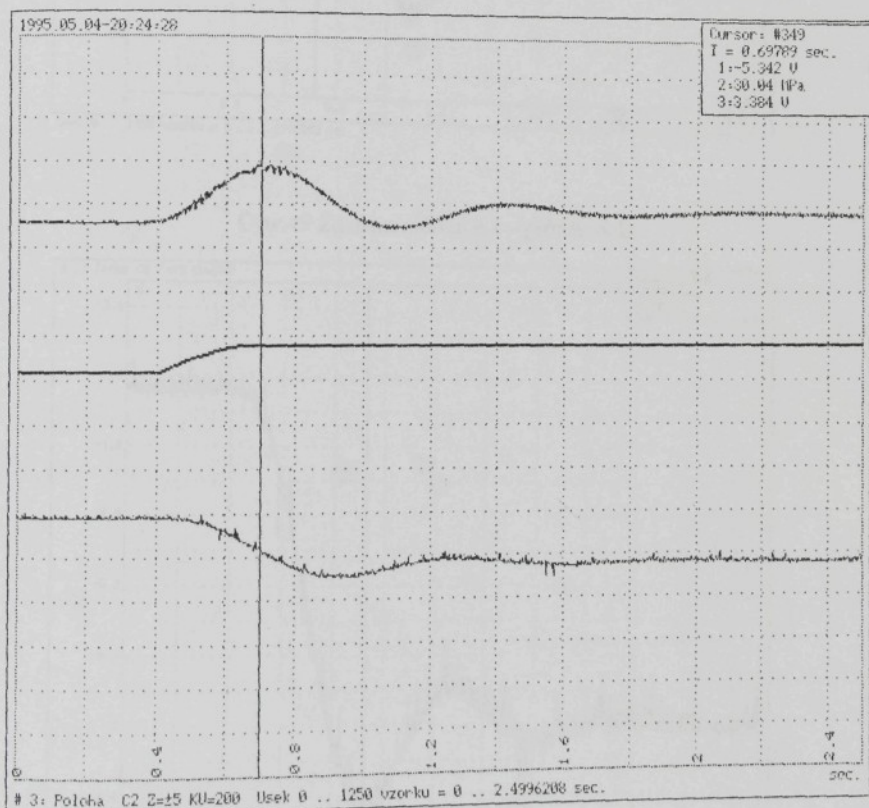
$$\Delta h = 1,2 \text{ V.}$$

Strmost směrnice tečny změny nastavení: $\text{tg } \alpha = 4,5$

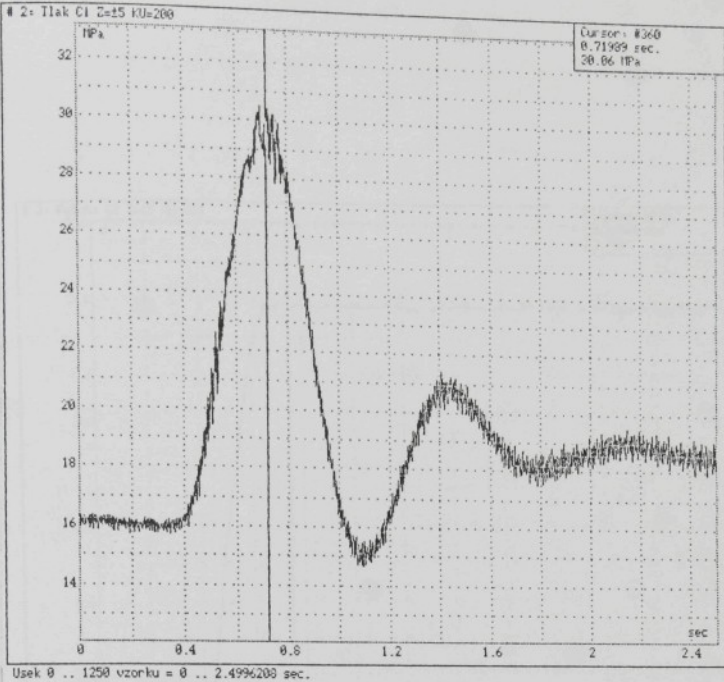
Konečné otáčky spalovacího motoru: $n_T = 1868 \text{ min.}^{-1}$

Teplota oleje: $T = 308 \text{ K.}$

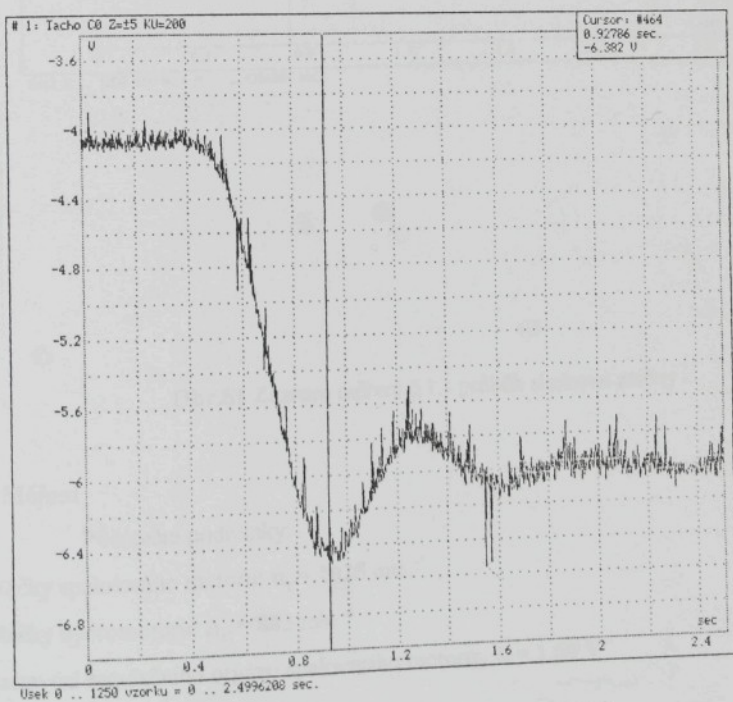
Změřený průběh závislosti tlaku p_G , otáček spalovacího motoru n_T a skokové změny regulačního orgánu h na čase je uveden na obr.48, 49, 50 a 51.



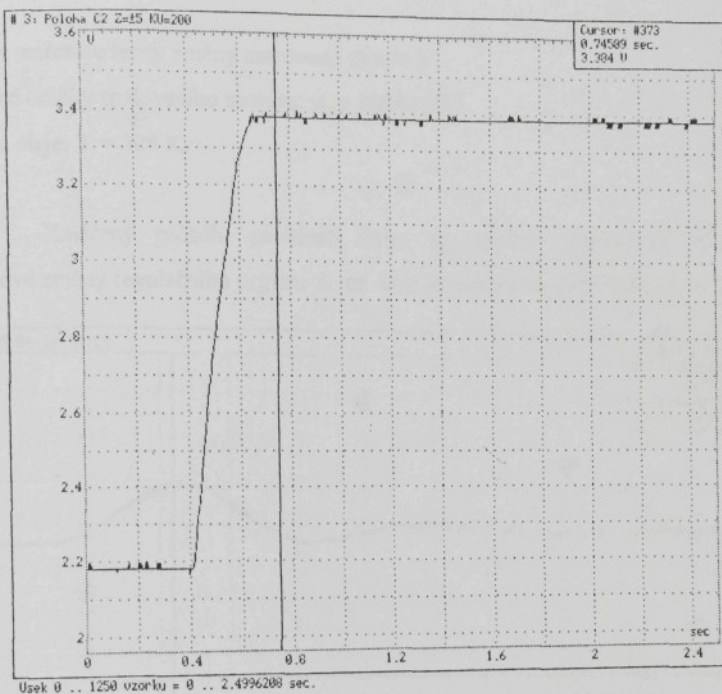
Obr.48 Záznam měření č.1 - souhrnné měření



Obr.49 Záznam měření č.1 - průběh tlaku *P6?*



Obr.50 Záznam měření č.1 - průběh otáček



Obr.51 Záznam měření č.1 - průběh skokové změny

II. Měření

Počáteční podmínky:

- otáčky spalovacího motoru: $n_T = 1025 \text{ min}^{-1}$
- otáčky hydromotoru: $n_M = 883 \text{ min}^{-1}$
- nastavení regulačního orgánu spalovacího motoru: $h = 1,58 \text{ V}$
- tlak v HsP: $p_G = 16 \text{ MPa}$
- zatěžující moment: $M_Z = 150 \text{ Nm}$

Skoková změna nastavení regulačního orgánu spalovacího motoru:

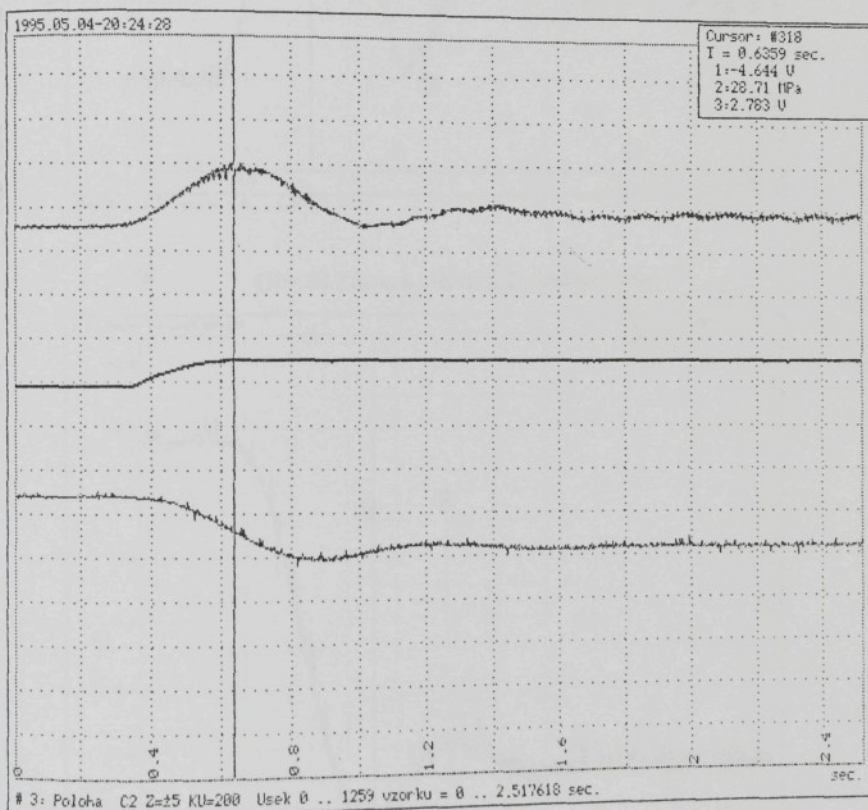
$$\Delta h = 1,2 \text{ V.}$$

Strmost směrnice tečny změny nastavení: $\operatorname{tg} \alpha = 4$

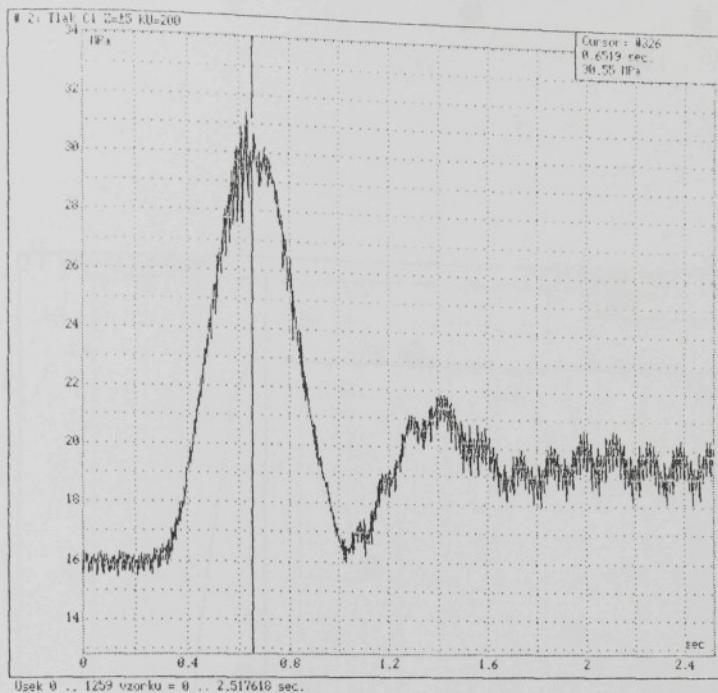
Konečné otáčky spalovacího motoru: $n_T = 1696 \text{ min.}^{-1}$

Teplota oleje: $T = 308 \text{ K.}$

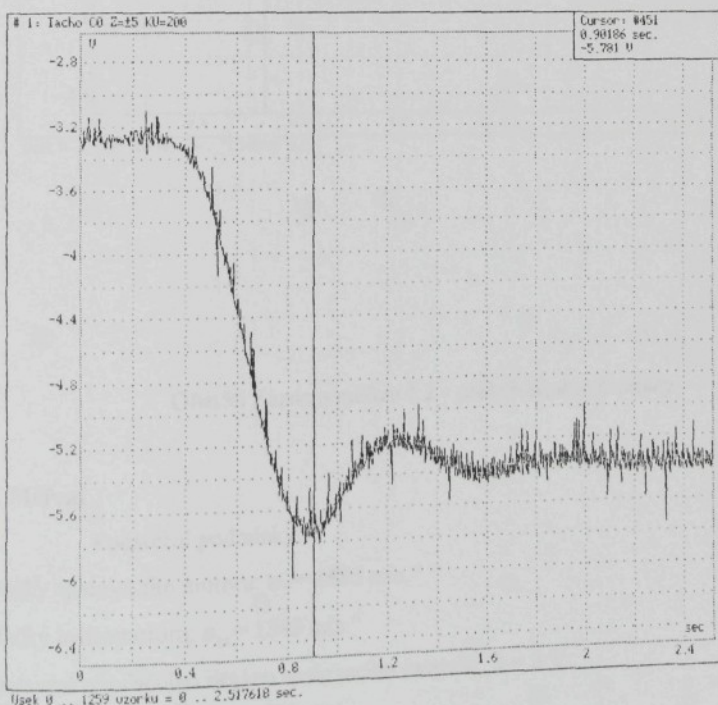
Změřený průběh závislosti tlaku p_G , otáček spalovacího motoru n_T a skokové změny regulačního orgánu h na čase je uveden na obr.52, 53, 54 a 55.



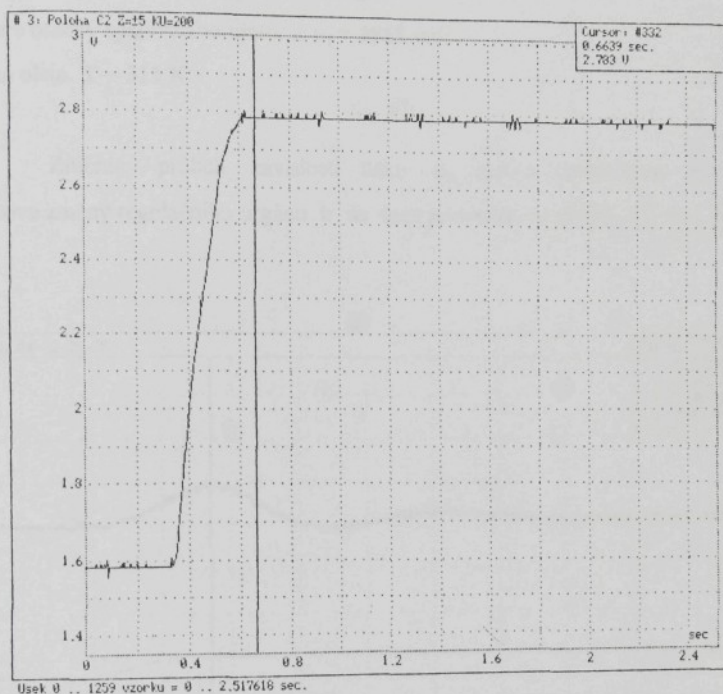
Obr.52 Záznam měření č.2 - souhrnné měření



Obr.53 Záznam měření č.2 - průběh tlaku



Obr.54 Záznam měření č.2 - průběh otáček



Obr.55 Záznam měření č.2 - průběh skokové změny

III. Měření

Počáteční podmínky:

- otáčky spalovacího motoru: $n_T = 1585 \text{ min.}^{-1}$
- otáčky hydromotoru: $n_M = 1343 \text{ min.}^{-1}$
- nastavení regulačního orgánu spalovacího motoru: $h = 3 \text{ V}$
- tlak v HsP: $p_G = 20,7 \text{ MPa}$
- zatěžující moment: $M_z = 195 \text{ Nm}$

Skoková změna nastavení regulačního orgánu spalovacího motoru:

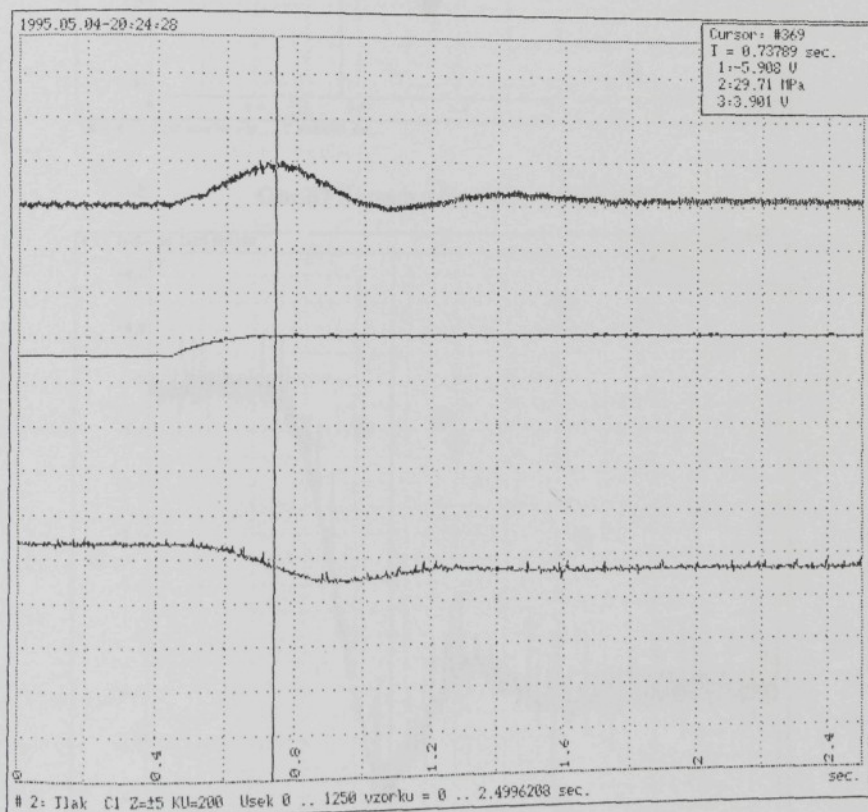
$$\Delta h = 0,9 \text{ V.}$$

Strmost směrnice tečny změny nastavení: $\text{tg } \alpha = 5$

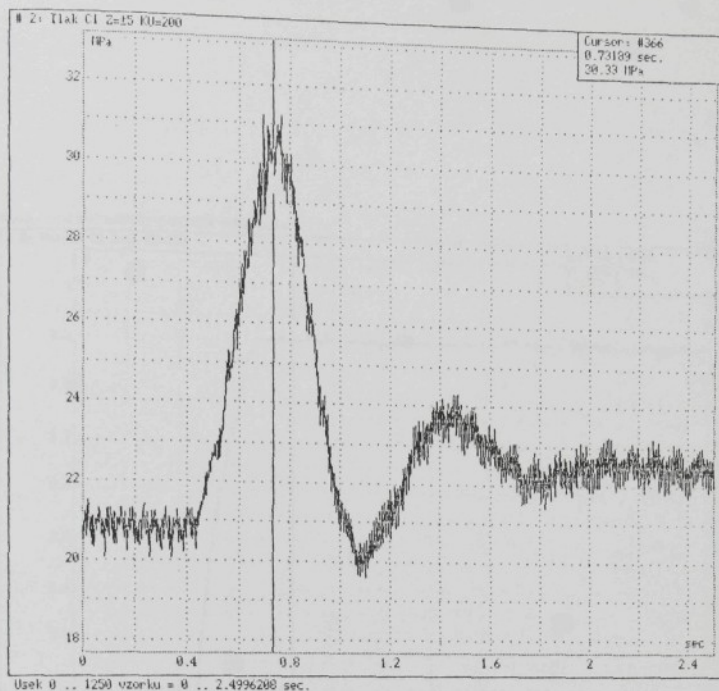
Konečné otáčky spalovacího motoru: $n_T = 1989 \text{ min.}^{-1}$

Teplota oleje: $T = 311 \text{ K.}$

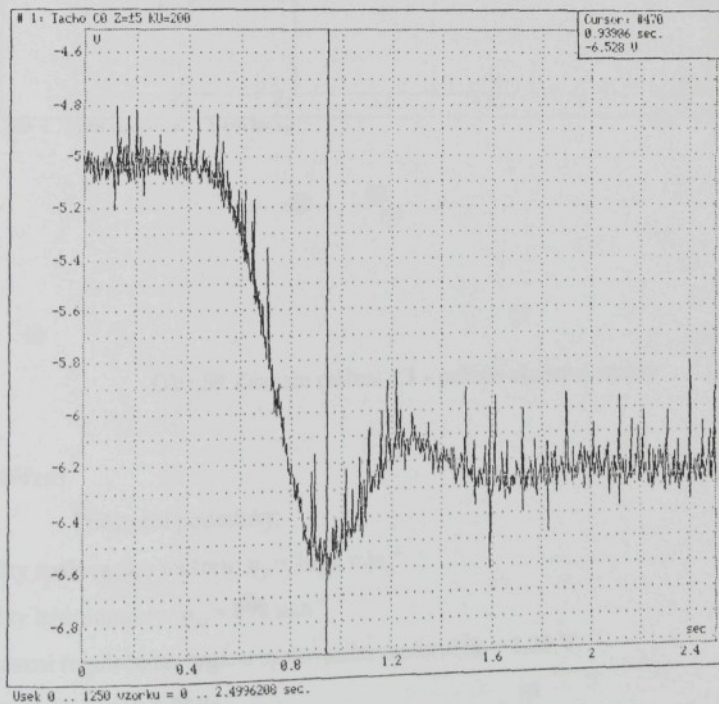
Změřený průběh závislosti tlaku p_G , otáček spalovacího motoru n_T a skokové změny regulačního orgánu h na čase je uveden na obr.56, 57, 58 a 59.



Obr.56 Záznam měření č.3 - souhrnné měření

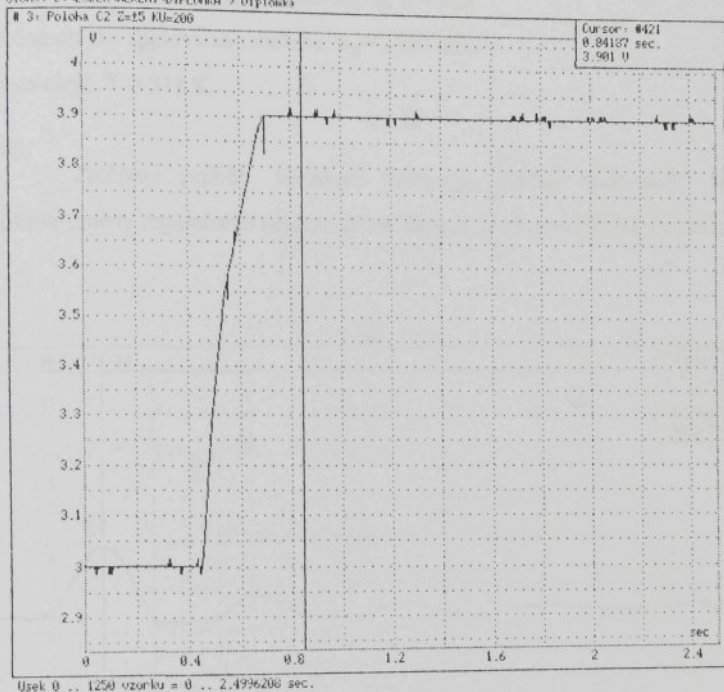


Obr.57 Záznam měření č.3 - průběh tlaku



Obr.58 Záznam měření č.3 - průběh otáček

Úloha: D:\LUDKE\MERENI\DIPL\0004 > Diplomka



Obr.59 Záznam měření č.3 - průběh skokové změny

IV. Měření

Počáteční podmínky:

- otáčky spalovacího motoru: $n_T = 1002 \text{ min}^{-1}$
- otáčky hydromotoru: $n_M = 898 \text{ min}^{-1}$
- nastavení regulačního orgánu spalovacího motoru: $h = 1,28 \text{ V}$
- tlak v HsP: $p_G = 2,8 \text{ MPa}$
- zatěžující moment: $M_Z = 0 \text{ Nm}$

Skoková změna nastavení regulačního orgánu spalovacího motoru:

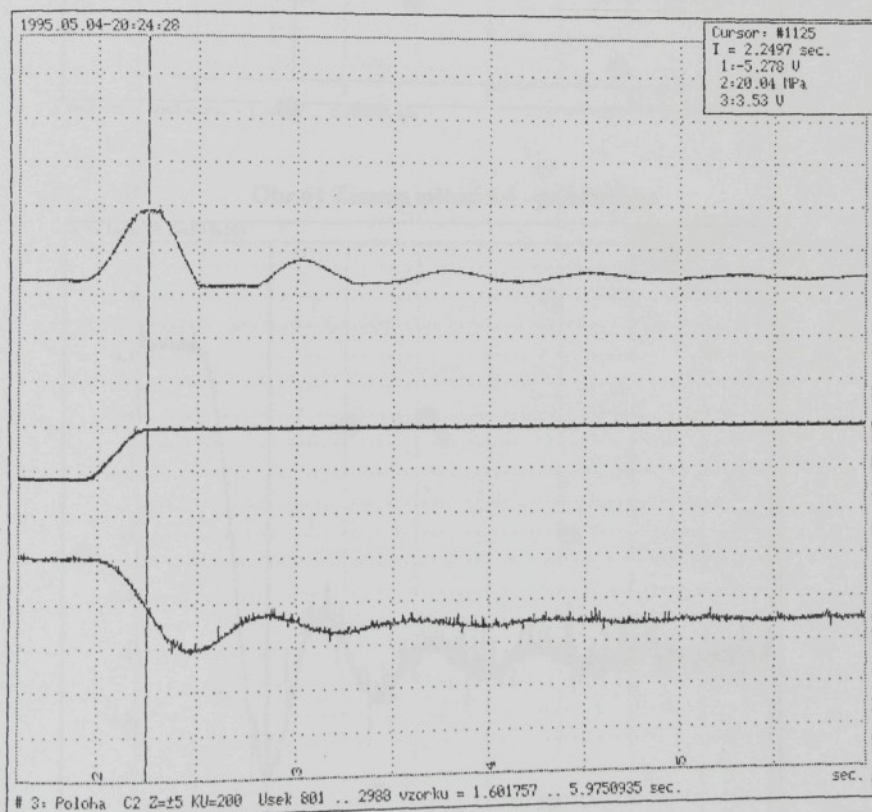
$$\Delta h = 2,25 \text{ V.}$$

Strmost směrnice tečny změny nastavení: $\operatorname{tg} \alpha = 6,3$

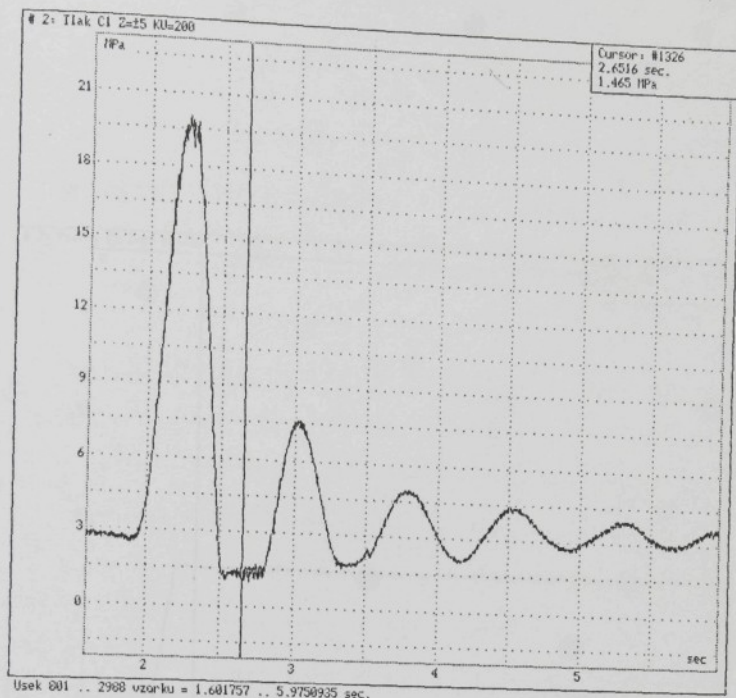
Konečné otáčky spalovacího motoru: $n_T = 1787 \text{ min.}^{-1}$

Teplota oleje: $T = 311 \text{ K.}$

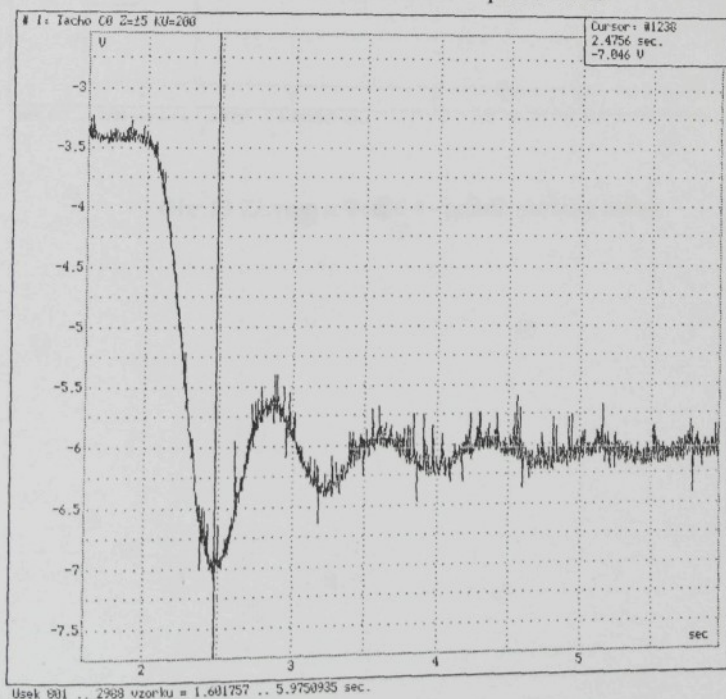
Změřený průběh závislosti tlaku p_G , otáček spalovacího motoru n_T a skokové změny regulačního orgánu h na čase je uveden na obr.60, 61, 62 a 63.



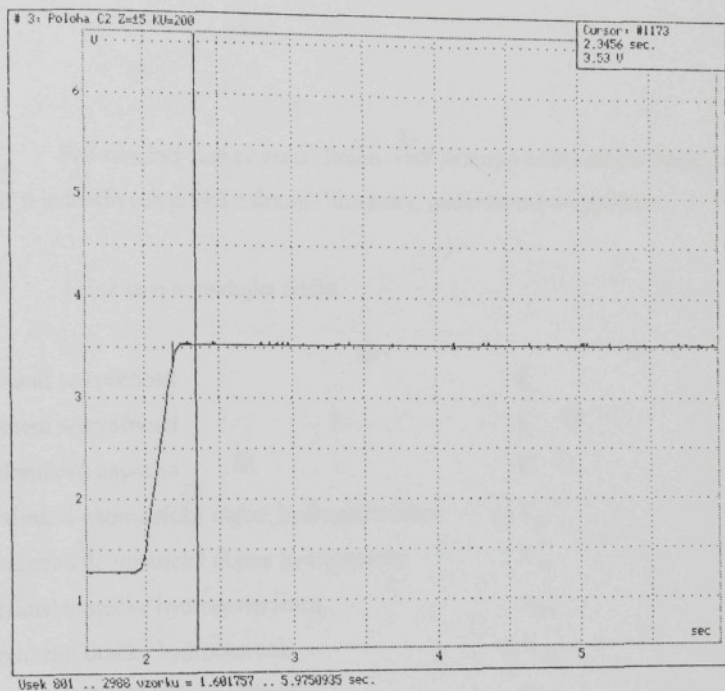
Obr.60 Záznam měření č.4 - souhrnné měření



Obr.61 Záznam měření č.4 - průběh tlaku



Obr.62 Záznam měření č.4 - průběh otáček



Obr.63 Záznam měření č.4 - průběh skokové změny

5. Výpočet odezvy HsP na skokovou funkci posunutí regulačního orgánu spalovacího motoru

Pro simulaci funkce konkrétního HsP je nutno určit vstupní údaje do rovnic a to buď u jednotlivých prvků z firemní literatury, měřením nebo výpočtem.

Jedná se o následující údaje:

- Moment setrvačnosti	I_1
- Moment setrvačnosti	I_2
- Hydraulická kapacita	C
- Maximální geometrický objem hydrogenerátoru	V_G
- Maximální geometrický objem hydromotoru	V_M
- Maximální otáčky hydrogenerátoru	n_{Gm}
- Maximální otáčky hydromotoru	n_{Mm}
- Maximální tlak hydrogenerátoru	p_{Gm}
- Maximální tlak hydromotoru	p_{Mm}
- Tlak v odpadní větvi HsP	p_0
- Koeficienty aproximačního polynomu momentu spalovacího motoru	a_0 až a_g
- Počáteční podmínky	p_{G0}, n_{M0}, n_{T0}

5.1 Vstupní údaje do rovnic

Do rovnic jsou dosazovány parametry jednotlivých prvků experimentálního pracoviště HsP umístěného v laboratoři katedry strojů průmyslové dopravy na TU v Liberci, protože na tomto zařízení bylo provedeno experimentální měření.

5.1.1 Určení průběhu momentu spalovacího motoru

Vzhledem k tomu, že motor M 634, který byl použit k pohonu HsP není v daném provedení již vyráběn, tak výrobce měl k dispozici pouze vnější otáčkovou charakteristiku. Proto byla úplná otáčková charakteristika získána nepřímým způsobem na zkušebním pracovišti.

Úhel natočení regulační páčky (ovládající nastavení regulační tyče vstřikovacího čerpadla) byl snímán potenciometrem (napájení $0 \div 10\text{V}$). HsP byl postupně zatěžován dynamometrem a byl zaznamenáván tlakový spád na hydrogenerátoru, zatěžující moment, otáčky motoru a nastavení regulační páčky.

Z výsledků tohoto měření byla sestavena funkce $\Delta p = f(n_T, h)$, kterou lze aproximovat následujícím polynomem:

$$\Delta p = d_0 + d_1 \cdot n_T + d_2 \cdot h + d_3 \cdot n_T \cdot h + d_4 \cdot n_T^2 + d_5 \cdot h^2 + d_6 \cdot n_T \cdot h^2 + d_7 \cdot n_T^3 + d_8 \cdot h^3 + d_9 \cdot n_T^2 \cdot h.$$

Koeficienty d_0 až d_9 byly stanoveny metodou kubické aproximace v následujících hodnotách:

$$d_0 = 2526,4903406$$

$$d_1 = -10,5749966$$

$$d_2 = 2828,93791$$

$$d_3 = -7,97505016$$

$$d_4 = 0,0147321575$$

$$d_5 = 1115,72308$$

$$d_6 = -1,54117155$$

$$d_7 = -6,81410540 \cdot 10^{-6}$$

$$d_8 = 142,501347$$

$$d_9 = 5,56058357 \cdot 10^{-3}.$$

Z této funkce pak lze dále určit funkci pro stanovení průběhu točivého momentu spalovacího motoru dle následujícího vztahu:

$$M_T = \frac{\Delta p(n_T, h) \cdot V_G}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{PG}}$$

5.1.2 Výpočet momentů setrvačnosti

I. Výpočet momentu setrvačnosti redukovaného k ose hnacího hřídele hydrogenerátoru I_1

$$I_1 = I_T + I_G$$

I_T je moment setrvačnosti spalovacího motoru.

$$I_T = i \cdot I_{KU} + I_s = 6 \cdot 0,1138 + 1,0595 = 1,7423 \text{ kg.m}^2$$

$$I_1 = 1,7423 + 0,01234 = 1,7546 \text{ kg.m}^2$$

II. Výpočet momentu setrvačnosti redukovaného k ose výstupního hřídele hydromotoru I_2

Za redukční člen je zvolen výstupní hřidel hydromotoru.

Z rovnosti kinetické energie vyplývá následující vztah

$$2 \cdot \pi^2 \cdot n_M^2 \cdot I_2 = I_M \cdot 2 \cdot \pi^2 \cdot n_M^2 + I_Z \cdot 2 \cdot \pi^2 \cdot n_M^2 + I_{sP} \cdot 2 \cdot \pi^2 \cdot n_M^2 + \frac{m_{K1} \cdot v_{K1}^2}{2} + \frac{m \cdot v_{K2}^2}{2} \quad (75)$$

kde: m_{K1} - hmotnost kapaliny v trubkách D_n 26

m_{K2} - hmotnost kapaliny v hadicích D_n 25

v_{K1} - rychlost proudění kapaliny v trubkách D_n 26

v_{K2} - rychlost proudění kapaliny v hadicích D_n 25

Vyjádření rychlosti v_{K1} a v_{K2}

- z rovnice kontinuity vyplývají následující dvě rovnice

$$Q_M = v_{K1} \cdot S_1 \quad (76)$$

$$Q_M = v_{K2} \cdot S_2, \quad (77)$$

kde: S_1 - průřez trubky $D_n 26$
 S_2 - průřez hadice $D_n 25$.

Dále platí:

$$Q_M = V_M \cdot n_M \quad (78)$$

Z rovnic (76, 77, 78) lze získat vztahy pro výpočet rychlosti kapaliny v potrubí v následujících tvarech

$$v_{k1} = \frac{n_M \cdot V_M}{S_1}$$

$$v_{k2} = \frac{n_M \cdot V_M}{S_2}$$

Vyjádření hmotnosti kapaliny

$$m_{k1} = V_{k1} \cdot \rho = l_1 \cdot S_1 \cdot \rho$$

$$m_{k2} = V_{k2} \cdot \rho = l_2 \cdot S_2 \cdot \rho ,$$

kde: V_{k1} - objem kapaliny v trubkách $D_n 26$

V_{k2} - objem kapaliny v hadicích $D_n 25$

l_1 - délka trubek $D_n 26$

l_2 - délka hadic $D_n 25$.

Po dosazení vztahů pro rychlost a hmotnost do rovnice (75) a po úpravě bude mít vztah pro výpočet momentu setrvačnosti I_2 následující tvar:

$$I_2 = I_M + I_z + I_{sp} + \frac{l_1 \cdot \rho \cdot v_M^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot S_1} + \frac{l_2 \cdot \rho \cdot v_M^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot S_2} \quad (79)$$

Po dosazení konkrétních hodnot

$$I_2 = 0,01234 + 0,32 + 0,182 + \frac{2 \cdot 4,5 \cdot 900 \cdot (69,8 \cdot 10^{-6})^2}{4 \cdot \pi \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,026^2}{4}\right)} + \frac{2 \cdot 1,1 \cdot 900 \cdot (69,8 \cdot 10^{-6})^2}{4 \cdot \pi \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,025^2}{4}\right)} = 0,516 \text{ kg.m}^2$$

5.1.3 Výpočet hydraulické kapacity

Celková kapacita hydraulického systému, při zanedbání deformací kovových dílů.

$$C = \Sigma C_i = \Sigma C_H + \Sigma C_k, \quad (80)$$

kde: C_H = kapacita pryžových hadic

C_k = kapacita kapaliny.

I. Deformace pryžových hadic při dynamickém pracovním režimu

$$C_H = \frac{(K_{ds} + E_H) \cdot V_H}{K_{ds} \cdot E_H}, \quad (81)$$

kde objem deformovaných hadic

$$V_H = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_2 = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 1,1 = 1,079 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3.$$

Střední dynamický modul pružnosti kapaliny je určen interpolací z tab. 11.

$$K_{ds} = 1670 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

Dynamický objemový modul pružnosti hadic je určen dle tab. 9.

$$E_H = 1,52 \cdot 10^9 \text{ Pa.}$$

Po dosazení do (81) bude:

$$C_H = \frac{(1670 \cdot 10^6 + 1,52 \cdot 10^9) \cdot 1,075 \cdot 10^{-3}}{1670 \cdot 10^6 \cdot 1,52 \cdot 10^9} = 1,35597 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5.$$

II. Deformace sloupce kapaliny v dynamickém režimu práce v kovových dílech

$$C_k = \frac{V_K}{K_{ds}} \quad (82)$$

kde objem deformovaného sloupce kapaliny je:

$$V_k = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} + V_G + V_M = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,026^2}{4} \cdot 4,5 + 69,8 \cdot 10^{-6} + 69,8 \cdot 10^{-6} = 4,1979 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3.$$

Po dosazení do (82) bude:

$$C_k = \frac{4,1979 \cdot 10^{-3}}{1,52 \cdot 10^9} = 3,2355 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \text{ m}^5.$$

Celková kapacita hydraulického systému je dosazení do (80)

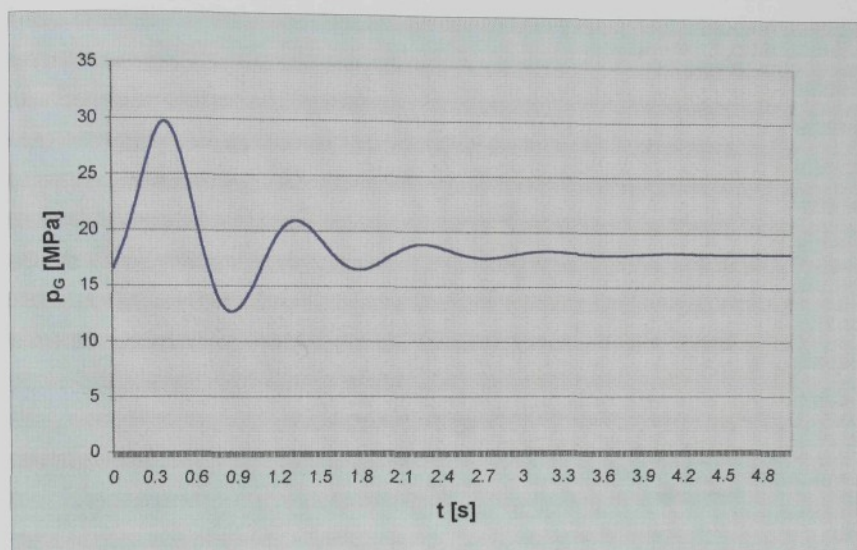
$$C = 1,35597 \cdot 10^{-12} + 3,2355 \cdot 10^{-12} = 4,59147 \cdot 10^{-12} \text{ N}^{-1} \text{ m}^5.$$

5.1.4 Volené hodnoty

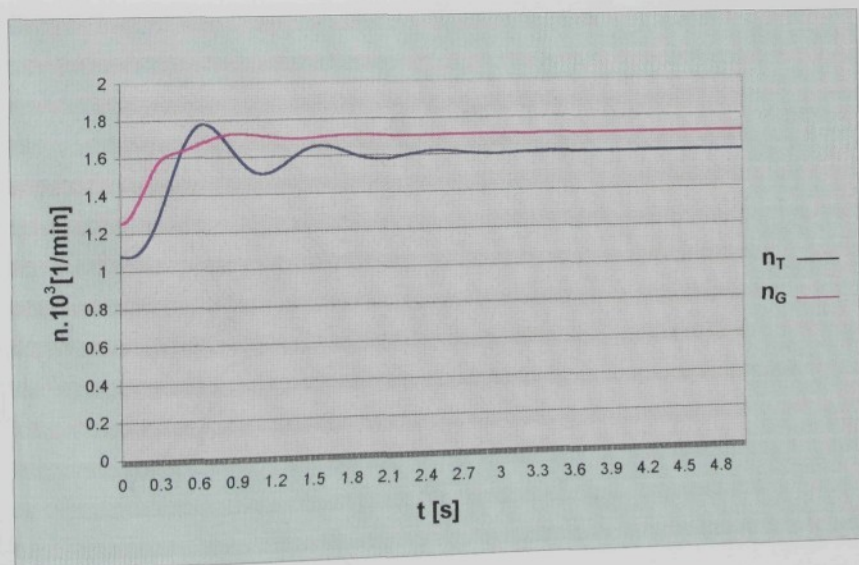
S ohledem na charakter modelovaného jevu, na kapacitu počítače a na reálný čas řešení byly volitelné hodnoty zvoleny následovně:

- počáteční čas (start time) : 0 s
- konečný čas (stop time) : 6 s
- minimální krok iterace: 0,001
- maximální krok iterace: 0,1
- tolerance: $1 \cdot 10^{-8}$

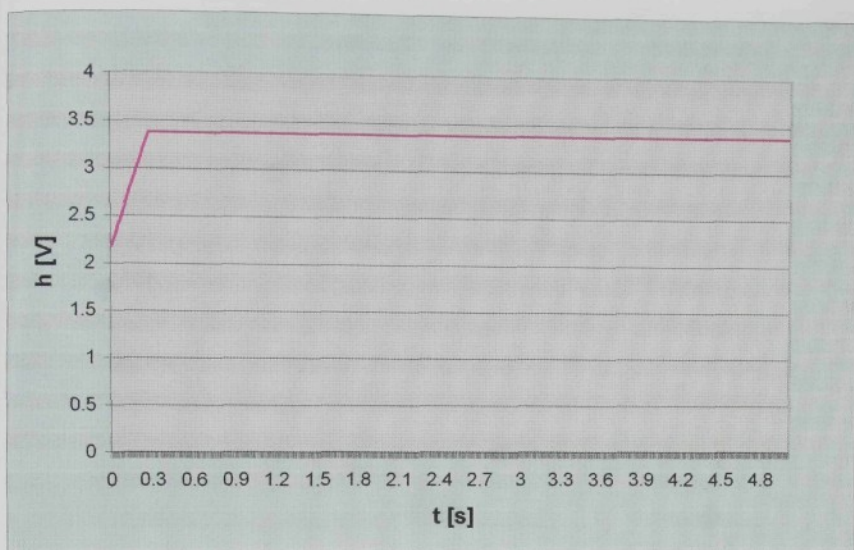
5.2 Výsledky řešení diferenciálních rovnic modelu HsP



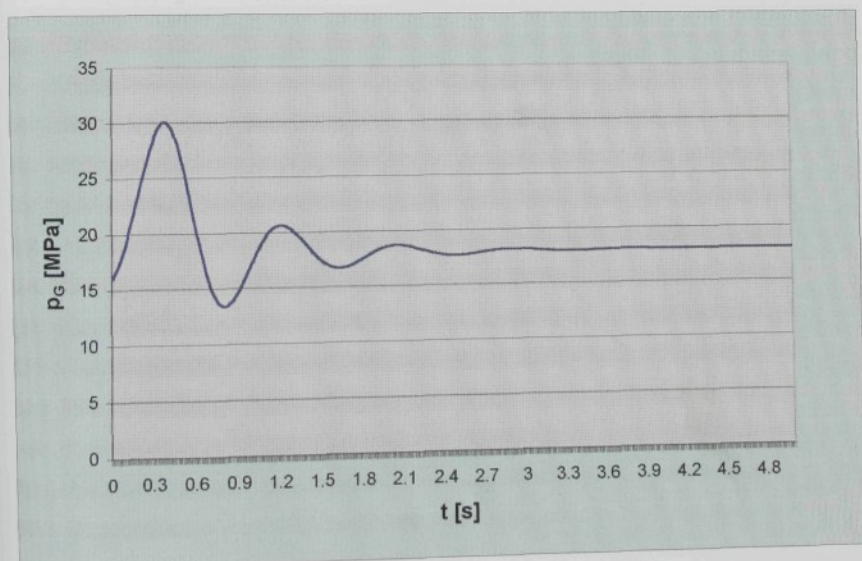
Obr.64 Simulace č.1 – průběh tlaku



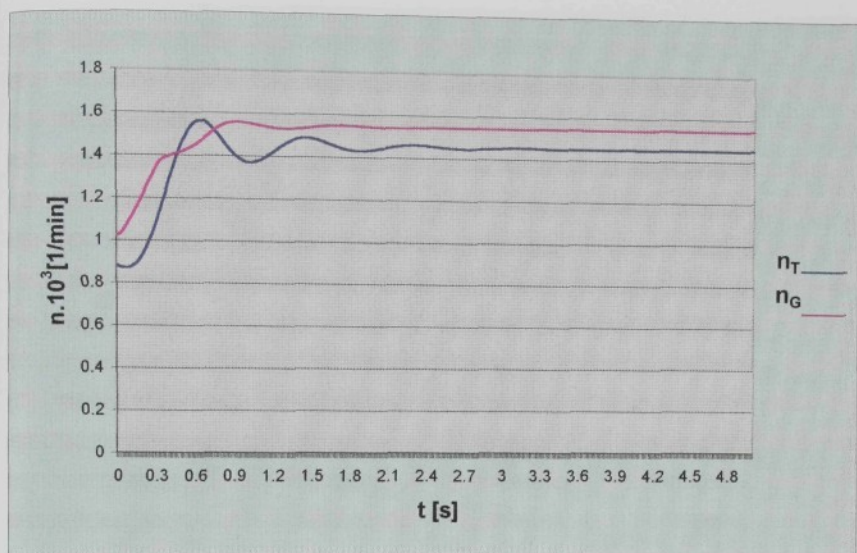
Obr.65 Simulace č.1 – průběh otáček spalovacího motoru a hydrogenerátoru



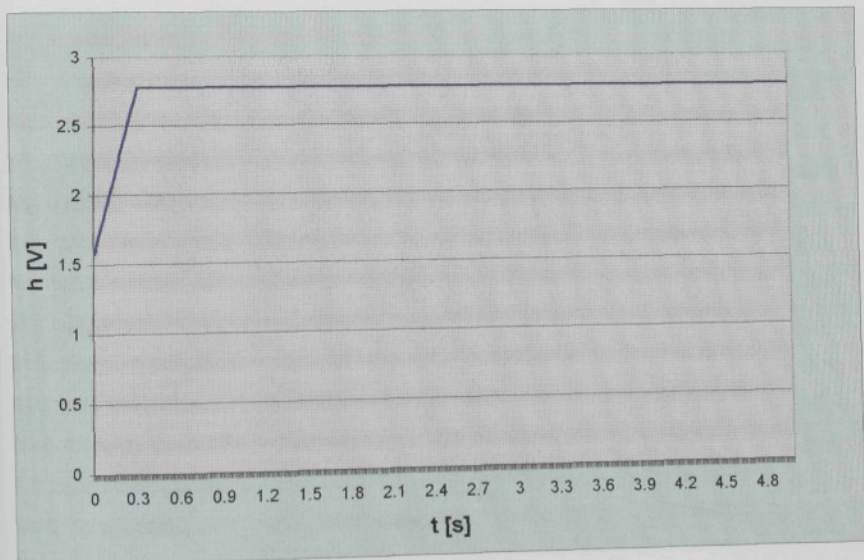
Obr.66 Simulace č.1 – průběh skokové změny



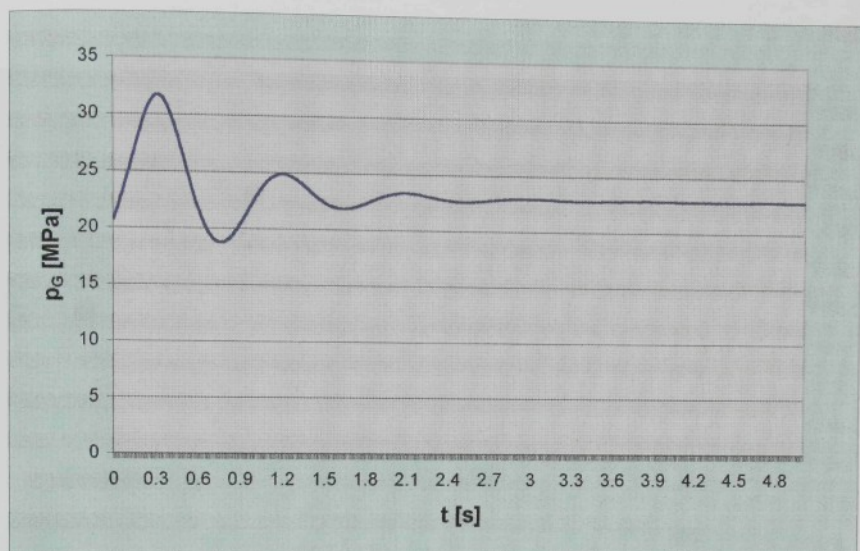
Obr.67 Simulace č.2 – průběh tlaku



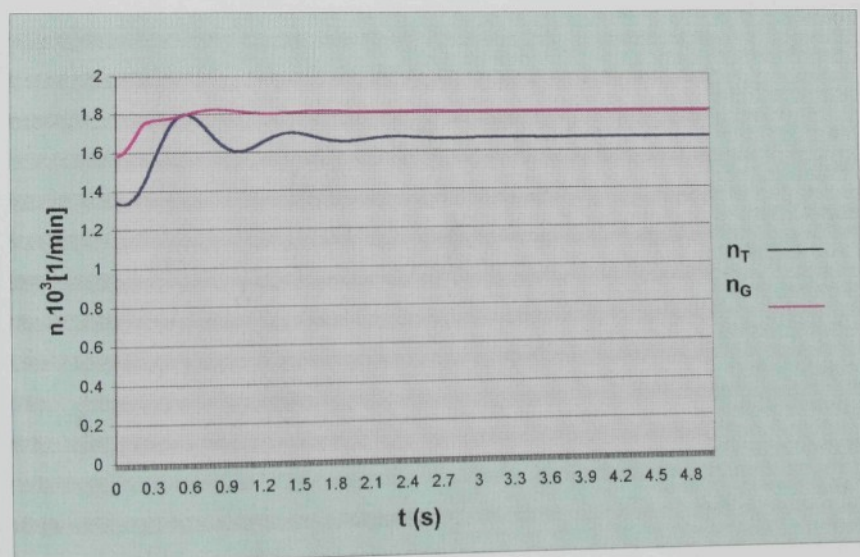
Obr.68 Simulace č.2 – průběh otáček spalovacího motoru a hydrogenerátoru



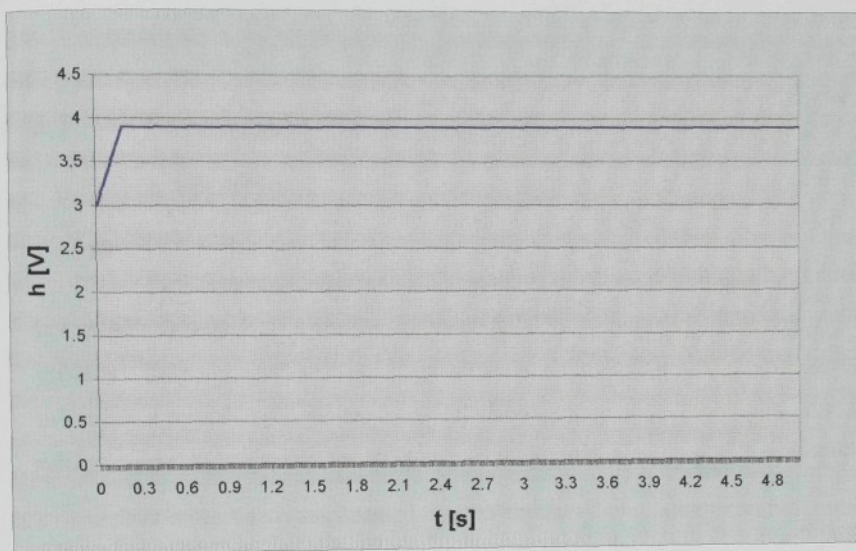
Obr.69 Simulace č.2 – průběh skokové změny



Obr.70 Simulace č.3 – průběh tlaku



Obr.71 Simulace č.3 – průběh otáček spalovacího motoru a hydrogenerátoru



Obr.72 Simulace č.3 – průběh skokové změny

6 Výsledky disertace s uvedením nových poznatků

6.1 Porovnání výsledků experimentálního měření a výpočtu

Protože z technických důvodů bylo možno při experimentálním měření snímat jen průběh tlaku v HsP a otáček hydromotoru, budou srovnávány tyto průběhy s průběhy tlaku v HsP a otáček hydromotoru vypočtenými. Pro porovnání rozdílů měřených a vypočtených hodnot jsou zde použity dva druhy odchylek (maximální odchylka amplitudy a odchylka frekvence průběhu tlaku v HsP a otáček hydromotoru).

Maximální celková odchylka tlaku d_p

$$d_p = \frac{|p_{Gv} - p_{Gn}|}{p_{Gv}} \cdot 100 (\%), \text{ kde}$$

p_{Gn} - naměřená hodnota tlaku

p_{Gv} - vypočtená hodnota tlaku

Maximální odchylka frekvence d_{pf}

$$d_{pf} = \frac{|T_{fv} - T_{fn}|}{T_{fv}} \cdot 100 (\%), \text{ kde}$$

T_{fn} - naměřená frekvence průběhu tlaku

T_{fv} - vypočtená frekvence průběhu tlaku

Maximální celková odchylka otáček d_n

$$d_n = \frac{|n_{Mv} - n_{Mn}|}{n_{Mv}} \cdot 100 (\%), \text{ kde}$$

n_{Mn} - naměřená hodnota otáček

n_{Mv} - vypočtená hodnota otáček

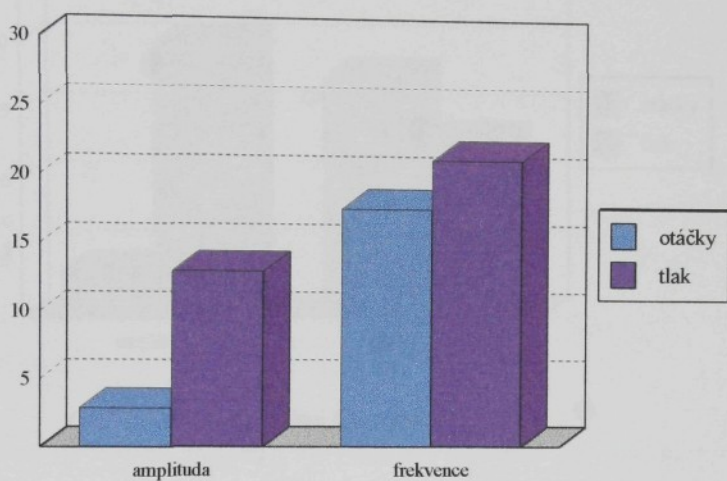
Maximální odchylka frekvence průběhu otáček d_{nf}

$$d_{nf} = \frac{|T_{nv} - T_{nn}|}{T_{nv}} \cdot 100 (\%), \text{ kde}$$

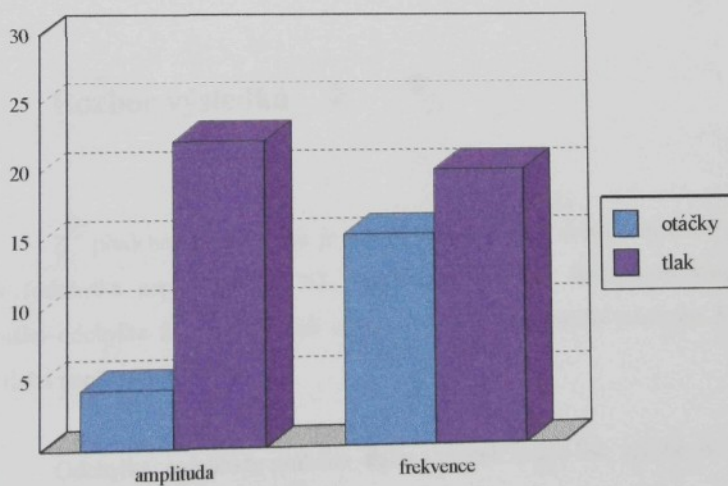
T_{nn} - naměřená hodnota otáček

T_{nv} - vypočtená hodnota otáček

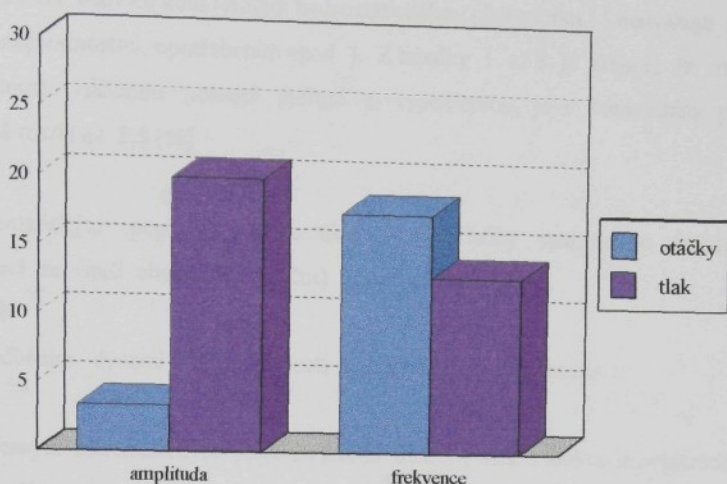
Z vypočtených odchylek dle výše uvedených vztahů byly vytvořeny následující sloupkové grafy.



Graf č.1 Odchylky měření a simulace č. 1



Graf č.2 Odchylky měření a simulace č.2



Graf č.3 Odchylky měření a simulace č.3

Porovnání měření č.4 se simulací nebylo možno provést, protože při vlastní simulaci průběh tlaku v první periodě dosáhl až záporných hodnot, na což použitý software reaguje hlášením chyby a ukončením výpočtu.

6.2 Rozbor výsledků

Z předcházejících grafů je patrná velice dobrá shoda amplitudy průběhu otáček (odchylka nepřesahuje 5 %). Maximální odchylka tlaku nepřesahuje 21%. Maximální odchylka frekvence pulzů otáček je 16% a maximální odchylka frekvence pulzů tlaku nepřesahuje 20%.

Odchylka amplitudy průběhu tlaku a otáček může být způsobena zejména následujícími příčinami:

- matematickým popisem mechanické a objemové účinnosti, který nemůže nikdy zcela postihnout chování konkrétního hydrostatického převodníku (neuvažuje s výrobními nepřesnostmi, opotřebením apod.). Z tabulky 1. až 8. je zřejmé, že rozdíl mezi účinností zjištěnou pomocí měření a vypočítanou, je v konkrétním pracovním bodě rozdíl až 5,5 [%]
- matematickým popisem momentové charakteristiky spalovacího motoru (aproximací se vnáší chyba do výpočtu)
- zanedbáním dynamických vlastností výkonostního regulátoru
- nepřesným matematickým popisem budicí funkce (budicí funkce je popisována pouze jako přímka)
- nepřesným odečítáním z grafů (odečítání je ovlivněno frekvencí superponovanou na průběh tlaku resp. otáček. Superponovaná frekvence na průběhu tlaku je daná frekvencí pístků hydrostatických převodníků, frekvence superponovaná na průběhu otáček je dána konstrukcí tachodynamu (komutátorové rušení)

Odchylka frekvence průběhu tlaku a otáček může být způsobena zejména následujícími příčinami.

- přijatými zjednodušeními - objemový modul pružnosti kapaliny, je zde uvažován jako konstantní (nezávislý na tlaku)
- chybami při stanovení vstupních veličin - není zcela přesně stanoven objemový modul pružnosti kapaliny, protože byl zanedbán vliv nerozpuštěných bublinek (nebyl k dispozici vhodný přístroj na měření obsahu vzduchu v oleji)
- chybami vlastního matematického modelu - využití matematického popisu účinnosti převodníků, které nepopisují přesně chování konkrétního hydrostatického převodníku

- nepřesným odečítáním z grafů (na superponované frekvenci je obtížné přesně určit minima a maxima časového průběhu tlaku resp. otáček)

V měření č.4, které je prováděno takřka při nulovém zatížení s prudkou změnou polohy regulačního orgánu je ve druhé půlperiodě průběhu tlakových pulzů vidět vliv doplňovacího obvodu. Při poklesu tlaku na 1,2 až 1,5 MPa dochází k zastavení poklesu tlaku pomocí doplňování přes jednocestný ventil.

7 Závěr

V předchozích kapitolách byly uvedeny dvě varianty matematického modelu HsP se spalovacím motorem lišící se tím, zda ve zjednodušujících podmínkách se připouští zanedbání doplňovacího obvodu, nebo se s vlivem doplňovacího obvodu nezabývá.

Pro praktické použití se jako vhodnější jeví matematický model zanedbávající vliv doplňovacího obvodu, protože matematický model uvažující vliv doplňovacího obvodu je komplikovaný, pro jeho řešení je nutno získat řadu vstupních údajů měřením což odporuje i cílům dizertace.

Výše uvedený matematický model HsP poháněného spalovacím motorem a zanedbávající vliv spalovacího motoru splňuje následující požadavky.

- Umožňuje analýzu dynamického režimu chodu HsP v závislosti na různých řídicích veličinách (pohyb plynového pedálu, změna zatížení nebo regulační parametr převodníků).

- Na modelu lze snadno analyzovat vliv rozhodujících parametrů HsP na jeho činnost (např. vliv hydraulické kapacity, momentu setrvačnosti, účinnosti převodníků atd.).
- Matematický model je sestaven tak, že k jeho použití stačí většinou firemní materiály o jednotlivých prvcích.
- Pro řešení matematického modelu byl vybrán vhodný software, snadno aplikovatelný na dostupných počítačích řady PC, takže vlastní řešení nepřináší žádné komplikace.

Bylo provedeno porovnání výsledků řešení matematického modelu s výsledky experimentálního měření průběhu tlaku při buzení systému skokovou změnou polohy plynového pedálu. Lze konstatovat, že bylo dosaženo dobré shody výsledků výpočtu s experimentem. Vzhledem k zanedbání funkce doplňovacího obvodu není možné matematický model používat při výpočtech v těch režimech, při kterých je tento obvod v činnosti. Jedná se v podstatě o velké a náhlé změny polohy plynového pedálu při velmi malém zatížení HsP, kdy tlakové pulzy dosahují hodnot nižších než je tlak doplňovacího obvodu. Po otevření příslušného jednocestného ventilu doplňovacího obvodu dochází k tlumení amplitudy tlakových pulzů v hlavním hydraulickém obvodu. K obdobným jevům také dochází při reverzaci otáček hydromotoru. Tyto stavy HsP se ale nedají považovat za běžný pracovní režim HsP (obzvláště ne velké změny polohy plynového pedálu s malým zatížením), proto je možno zanedbání těchto jevů připustit.

Vzhledem k tomu, že s rostoucím využíváním mikropočesorové techniky roste význam regulací HsP optimalizujících jeho činnost (např. fa Mannesmann - Rexroth nabízí 7 verzí elektronických regulací HsP), byl matematický model HsP koncipován tak, aby bylo možno jej využívat při jejich vývoji. Po doplnění o rovnice charakterizujících příslušnou regulaci, lze na něm sledovat vliv činnosti regulace na jednotlivé parametry HsP, což je základním kritériem funkčnosti dané regulace.

Literatura

1. Aktuální problémy mechaniky tekutin, Ústav termomechaniky AV ČR, Praha 1998
2. BEROUN, S.: Příslušenství pohonných jednotek, skripta VŠST, Liberec 1989
3. BLÁHA, J.-BRADA, K.: Hydrostatické stroje a převody, skripta ČVUT, Praha 1990
4. BLÁHA, J.-BRADA, K.: Metoda experimentů a modelování, skripta ČVUT, Praha 1998
5. BRADA, K.-BLÁHA, J.: Hydraulické stroje II, Převody, skripta ČVUT, Praha 1980
6. ČERNÁ, R.-MACHALICKÝ, M.-VOGEL, J.-ZLATNÍK, Č.: Základy numerické matematiky a programování, SNTL/ALFA, Praha 1987
7. ČERVINKA, O. a kol.: Pohonné jednotky I, skripta VŠST, Liberec 1985
8. ČERVINKA, O. a kol.: Pohonné jednotky II, skripta VŠST, Liberec 1985
9. HANUŠ, B. -BALDA, M.: Základy technické kybernetiky - I.část, skripta VŠST - ČVUT, Liberec 1984
10. HANUŠ, B. - BALÁTĚ, J. - ŠVARC, I. - ZIKEŠ, F.: Teorie automatického řízení I -I.část, skripta VŠST, Liberec 1982
11. IHRING, J.: Lineární matematický model hydrostatických pohonů, Hydraulika 55, Alfa, Bratislava 1990
12. IVANTYŠINOVÁ, M.: Neizotermické prúdenie v medzerách hydrostatických strojov.Hydraulika č.48, Alfa, Bratislava 1986
13. JINOC, J. a kol.: Programování v jazyku Pascal. Praha 1988
14. KISTOČKIN, E.S.: Objemnyje gidromechaničeskije peredači. Rasčot i konstruirovanije. Mašinostrojenije, Leningrad 1987
15. KOPÁČEK, J.: Hydrostatické převodové mechanismy. SNTL, Praha 1986
16. KOREIS, J.: Použitie hydrodynamickej spojky pro experimentálne overenie funkcie výkonovej regulácie. Strojírenská výroba 34, č.12, 1986
17. KOREJTKO, L.: Vliv nerovnoměrnosti průběhu kroutícího momentu spalovacího motoru na činnost hydrostatického převodu.In: Sborník vědeckých prací VŠST, Liberec 1989
18. KRITOV, V.I.: Dvigatel vnutrennevo sgoranija kak regulirujemyj objekt. Mašinostrojenije, Moskva 1978
19. MOTT, K.: Tekutinové mechanismy, ZČU, Plzeň 1993
20. NAIŠEL, J.: Tepelná bilancia hydraulických obvodov. Hydraulika 8, č.3, Alfa, Bratislava 1981

21. NEPRAŽ, F.: Dynamika rotačních hydromotorů. Strojírenská výroba, č.33, 1985
22. NOSKIEVIČ, J.: Dynamika tekutinových mechanismů, VŠB, Ostrava 1995
23. OLEHLA, J.: Teoretické základy energetických zařízení I.díl, skripta VŠST, Liberec 1982
24. PEŇAZ, V.: Zásady stavby matematicko - fyzikálních modelů hydraulických soustav. Hydraulika 10, č.43, Alfa, Bratislava 1983
25. PROKEŠ, J.: Syntéza tekutinových mechanismů, skripta ČVUT, Praha 1985
26. PROKEŠ, J.: Hydraulické a pneumatické mechanismy, skripta ČVUT, Praha 1981
27. SIVÁK, V.: Matematicko - fyzikální modely složitých soustav s hydraulickým mechanismem a některé možnosti jejich řešení. Hydraulika 10, č.43, Alfa, Bratislava 1983
28. SIVÁK, V.: Projektování hydraulických systémů, VŠB, Ostrava 1990
29. SKÁLA, J.: Matematika III, skripta VŠST, Liberec 1985
30. STRAKA, L. - DÚCKY, J.: Analogový model vznětového motoru zatěžovaného regulačním hydrogenerátorem. Hydraulika, č.49, Alfa, Bratislava 1987
31. ŠKLÍBA, J.: K problémům hydrodynamické síly a jejím zdvihovým charakteristikám u tlakových ventilů. Hydraulika, č. 4, Alfa, Bratislava 1978
32. Topical problems of fluid mechanics, Ústav termomechaniky AV ČR, Praha 1999
33. Výťah z časopisu:
Öllhydraulik und Pneumatik č. 5/85. Symulácia v hydraulike a pneumatike.
Hydraulika, č.48, Alfa, Bratislava 1986
34. ZEHNULA, K.: Snímače neelektrických veličin, SNTL, Praha 1983
35. ZIMÁK, V.: Dynamika pulsujícího průtoku, PC - DIR, Brno 1994