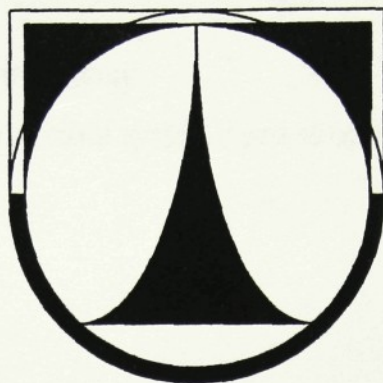


Technická univerzita v Liberci
Fakulta strojní



David Vaněk

**SIMULACE HYDRAULICKÝCH PRVKŮ
V PROSTŘEDÍ MATLAB - SIMULINK**

Diplomová práce

1999

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

Obor : Výrobní systémy

Zaměření : Pružné výrobní systémy pro strojírenskou výrobu

**SIMULACE HYDRAULICKÝCH PRVKŮ V PROSTŘEDÍ
MATLAB – SIMULINK**

KVS – VS – 109

David Vaněk

Vedoucí práce a konzultant : Doc. Ing. Josef Cerha, CSc.

Počet stran : 97

Počet příloh : -

Počet obrázků : 44

Počet tabulek : 13

Datum : 23. 5. 1999



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

Studijní rok: 1998/99

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení

David V a n ě k

obor

23 - 29 - 8 Výrobní systémy

zaměření

pružné výrobní systémy pro strojírenskou výrobu

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

Simulace hydraulických prvků v prostředí MATLAB - SIMULINK

Zásady pro vypracování:

(uved'te hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Rozbor úlohy a cíle řešení.
2. Elektrohydraulická analogie hydraulických odporů.
3. Matematický popis, simulace a návrh obvodů pro experimentální ověření dynamického chování vybraných hydraulických prvků.
4. Shrnutí poznatků, závěrečná doporučení.

V 158/99 S

KVS/PVS
94 s.

Forma zpracování diplomové práce:

- průvodní zpráva 40 – 50 stran
- grafické práce podle potřeby

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

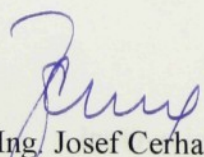
Noskievič, J.: Dynamika tekutinových mechanismů. VŠB-TU, Ostrava 1995.

Watton, J.: Fluid Power System. Prentice Hall, New York 1989.

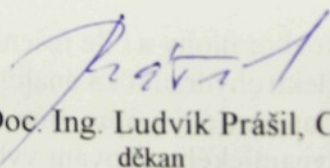
Prokeš, J. - Vostrovský, J.: Hydraulické a pneumatické mechanismy. SNTL/AIFA, Praha 1988

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Josef Cerha, CSc.

Konzultant diplomové práce:


Doc. Ing. Josef Cerha, CSc.
vedoucí katedry




Doc. Ing. Ludvík Prašil, CSc.
děkan

V Liberci dne 31. 10. 1998

Platnost zadání diplomové práce je 15 měsíců od výše uvedeného data. Termíny odevzdání diplomové práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

**TÉMA : SIMULACE HYDRAULICKÝCH PRVKŮ V PROSTŘEDÍ
MATLAB – SIMULINK****ANOTACE :**

Obsahem práce je teoretický rozbor a popis chování vybraných hydraulických prvků: rotačního a přímočarého hydromotoru, škrticího ventilu, rozvaděče, proporcionálního rozvaděče a zdroje tlaku. Na základě matematického popisu jsou sestaveny simulační modely těchto prvků v programovém prostředí MATLAB – SIMULINK. Správnost modelů je ověřena na jednoduchých příkladech hydraulických obvodů. V závěru je podán návrh obvodu pro experimenty.

**THEME : SIMULATION OF ELEMENTS IN SETTING OF
MATLAB – SIMULINK****ANNOTATION:**

The content of the work is theoretical analysis and description of behaviour of choosen hydraulic elements of: a rotary hydraulic motor, a linear hydraulic motor, a throttle value, a distributor, a proportional distributor and a pressure source. Simulational models of these elements, based on mathematical description, are set up in program setting of MATLAB – SIMULINK. Correctness of models is controlled by simple examples of hydraulic circuits. There is given proposal of circuit for experiments at the end.

Desetinné třídění : 620.1

Klíčová slova : hydraulické mechanismy, simulace

Zpracovatel : TU v Liberci – KVS

Dokončeno : 1999

Archivní označení zprávy:

Počet stran : 97

Počet příloh : -

Počet obrázků : 44

Počet tabulek : 13

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

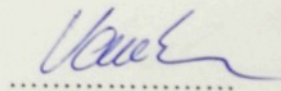
Jsem si vědom toho, že diplomová práce je majetkem školy, že s ní nemohu sám bez svolení školy disponovat a že diplomová práce může být zapůjčena či prodána (kopie) za účelem využití jejího obsahu.

Beru na vědomí, že po 5-ti letech si mohu diplomovou práci vyžádat v Univerzitní knihovně TU v Liberci, kde je uložena.

Jméno a příjmení : David Vaněk

Adresa : Na Karmeli 79/5

293 01 Mladá Boleslav

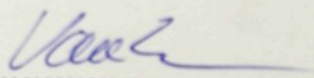


podpis

Místopřísežné prohlášení

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Liberci 23. 5. 1999


.....

podpis

Poděkování

Na tomto místě chci poděkovat svým rodičům za to, že mě všemi prostředky neúnavně podporovali při studiu.

Dále pak vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Josefu Cerhovi, CSc. za vedení diplomové práce a za cenné připomínky při jejím řešení.

Obsah

<i>Seznam použitých zkratk a symbolů</i>	10
1 ÚVOD	12
2 POZNÁMKY K POPISU CHOVÁNÍ HYDRAULICKÝCH PRVKŮ	15
3 ROTAČNÍ HYDROMOTOR	20
3.1 Statické chování hydromotoru	20
3.2 Dynamické chování hydromotoru.....	24
3.3 Dynamické chování hydromotoru při proudovém řízení	26
3.4 Stanovení parametrů rotačního motoru	32
4 PŘÍMOČARÝ (LINEÁRNÍ) HYDROMOTOR	35
4.1 Statické chování hydromotoru	35
4.2 Dynamické chování hydromotoru při proudovém řízení	37
4.3 Parametry přímočarého hydromotoru	41
5 ŘÍDICÍ PRVKY	42
5.1 Škrticí ventil.....	42
5.2 Stanovení parametrů škrticího ventilu	45
5.3 Rozvaděč	47
5.4 Stanovení parametrů rozvaděče.....	52
5.5 Proporcionální rozvaděč.....	53
5.6 Stanovení parametrů proporcionálního rozvaděče	58
6 ZDROJ TLAKU	60
5.1 Stanovení parametrů zdroje.....	63

7 PŘÍKLADY SIMULACE JEDNODUCHÝCH HYDRAULICKÝCH OBVODŮ	65
7.1 Řízení rotačního hydromotoru.....	68
7.1.1 Řízení proporcionálním rozvaděčem.....	68
7.1.2 Řízení škrticím ventilem na vstupu.....	73
7.1.3 Řízení škrticím ventilem na výstupu.....	75
7.1.4 Zpracování výsledků simulace rotačního hydromotoru.....	78
7.2 Řízení přímočarého hydromotoru.....	79
7.2.1 Řízení proporcionálním rozvaděčem.....	80
7.2.2 Řízení škrticím ventilem na vstupu.....	84
7.2.3 Řízení škrticím ventilem na výstupu.....	87
7.2.4 Zpracování výsledků simulace přímočarého hydromotoru.....	90
8 NÁVRH OBVODU PRO EXPERIMENTY	92
9 ZÁVĚR	94
<i>Seznam použité literatury</i>	96

Seznam použitých zkratk a symbolů

b_m	$[N.m.s.rad^{-1}]$	koeficient viskózního tlumení
C	$[N^{-1}m^5]$	hydraulická kapacita
C_0	$[m.s^{-1}]$	rychlost šíření zvuku v použité kapalině
D	$[mm]$	průměr pístu přímočarého hydromotoru
d	$[mm]$	průměr pístní tyče přímočarého hydromotoru
D_a	$[mm]$	jmenovitá světlost škrticího ventilu
D_m	$[m^3.rad^{-1}]$	konstanta rotačního hydromotoru
D_n	$[mm]$	jmenovitá světlost rozvaděče
f	$[Hz]$	budící frekvence <i>elastm!</i>
F_z	$[N]$	zátěžná síla působící proti smyslu pohybu motoru
$G(x)$	$[N^{1/2}.m^4.s^{-1}]$	propustnost škrticího ventilu
G_e	$[N^{-1}m^5.s^{-1}]$	vnější svodová propustnost
G_i	$[N^{-1}m^5.s^{-1}]$	vnitřní svodová propustnost
H	$[N.m^{-5}.s^2]$	hydraulická indukčnost
J_m	$[kg.m^2]$	hmotový moment setrvačnosti hydromotoru
K_e	$[Pa]$	efektivní modul objemové pružnosti
L	$[m]$	pracovní zdvih přímočarého hydromotoru
l	$[m]$	délka spojovacího vedení
m	$[kg]$	hmotnost kapaliny ve sledovaném objemu
M	$[kg.s^{-1}]$	hmotnostní průtok
M_z	$[N.m]$	zátěžný moment na hřídeli rotačního hydromotoru
M_w	$[N.m]$	tlumící moment
p	$[N.m^{-2}]$	tlak
Q	$[m^3.s^{-1}]$	objemový průtok
Q_{zc}	$[m^3.s^{-1}]$	vnější proudové ztráty
Q_{zi}	$[m^3.s^{-1}]$	vnitřní proudové ztráty
R_1	$[N.m^{-5}.s]$	lineární hydraulický odpor
R_2	$[N.m^{-8}.s^2]$	nelineární hydraulický odpor
S_1, S_2	$[m^2]$	činné plochy pístu přímočarého hydromotoru
t	$[s]$	čas

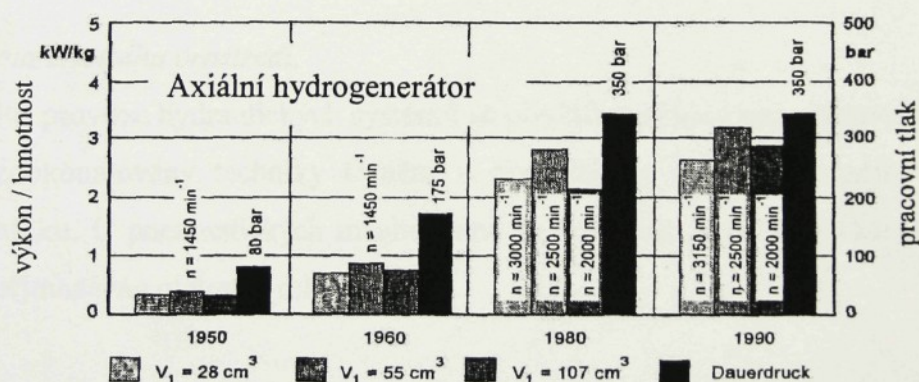
V_t	$[m^3]$	celkový (totální) objem obou poloprostorů motoru
V_p	$[m^3]$	celkový přídavný objem přívodního vedení
V_{om}	$[m^3]$	jmenovitý geometrický objem rotačního hydromotoru
w	$[m.s^{-1}]$	střední rychlost průtoku
x	$[m]$	posunutí pístu přímočarého hydromotoru
x_0	$[m]$	počáteční poloha pístu ve válci přímočarého hydromotoru
$\dot{x}$	$[m.s^{-1}]$	rychlost pístu přímočarého hydromotoru
$\ddot{x}$	$[m.s^{-2}]$	zrychlení pístu přímočarého hydromotoru
Δp	$[N.m^{-2}]$	tlakový spád
φ	$[rad]$	natočení hřídele rotačního hydromotoru
ρ	$[kg.m^{-3}]$	měrná hmotnost použité kapaliny
ω	$[rad.s^{-1}]$	úhlová rychlost rotačního hydromotoru
$\dot{\omega}$	$[rad.s^{-2}]$	úhlové zrychlení rotačního hydromotoru

1 ÚVOD

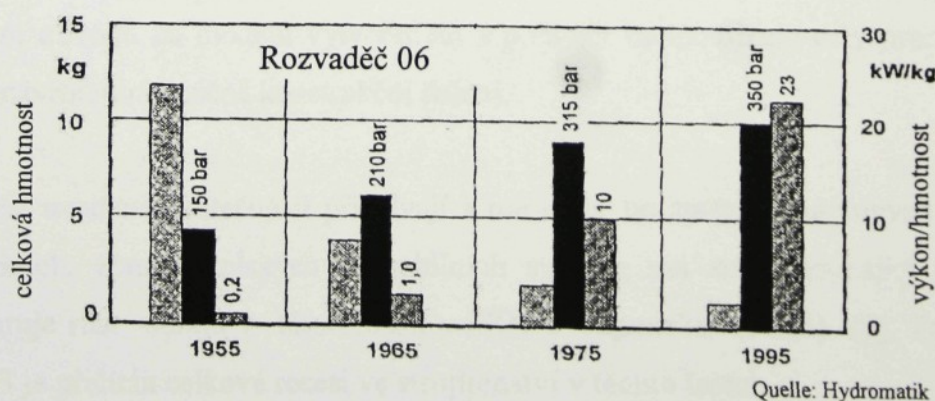
Tekutinové (hydraulické a pneumatické) mechanismy jsou vedle mechanismů tuhých a elektrických významným prostředkem, který se uplatňuje při konstrukci nejrůznějších strojů a výrobních zařízení. V průmyslově vyspělých zemích se vývoji, výrobě a aplikaci tekutinových mechanismů věnuje značná pozornost. V posledních letech se dostávají do popředí zájmu a lze říci, že jsou uspokojivě řešeny následující otázky [6];[12]:

- *snižování pořizovacích nákladů při stejném přenášeném výkonu.*

Tuto skutečnost dokládají změny v poměru hmotnosti k přenášenému výkonu u axiálních pístových hydrogenerátorů (obr.1); jestliže v roce 1950 byl tento poměr kolem 0,3 kW/kg v dnešní době je přibližně 10 krát větší, čehož bylo dosaženo zvýšením pracovního tlaku a otáček. Stejný trend lze vysledovat i u ostatních prvků, jak je uvedeno na příkladu rozvaděčů 4/3 světlosti 6 (obr.2), u kterých došlo k ještě výraznější změně, z 0,2 kW/kg v roce 1955 na 23 kW/kg v roce 1995, což je vzrůst o dva řády;



Obr. 1 Změny v poměru hmotnosti k přenášenému výkonu



Obr. 2 Změny v poměru hmotnosti k přenášenému výkonu

- *zdokonalování konstrukce prvků a systémů.*

Podle údajů uvedených v [11] se na inovaci v oboru tekutinových mechanismů v posledních letech podílela věda a výzkum 20 %, vynálezy a vývoj 30 % a ve zbývajících 50 % šlo o transfer technologií z jiných oborů – především uplatnění elektroniky, resp. mikroelektroniky mělo a má rozhodující vliv na inovaci v oboru. Týká se především integrace mikroelektroniky, senzoriky a aktoriky (piezoelektrické převodníky) do hydraulických a pneumatických prvků. Ve vlastním principu činnosti tekutinových systémů se nenechá očekávat nějaký vývojový skok. Dále se projevuje snaha o zvýšení míry standardizace, modulárnosti konstrukce a komfortu pro ulehčení obsluhy a údržby;

- *minimalizace spotřeby energie.*

Zejména u hydrostatických převodů, které již dnes dosahují vysoké účinnosti, je naplnění tohoto požadavku velmi náročné. Proto jsou zřejmé snahy o dokonalejší řízení pracovní činnosti hydrogenerátorů, hledání a použití vhodnějších materiálů na výrobu kluzných dvojic apod.;

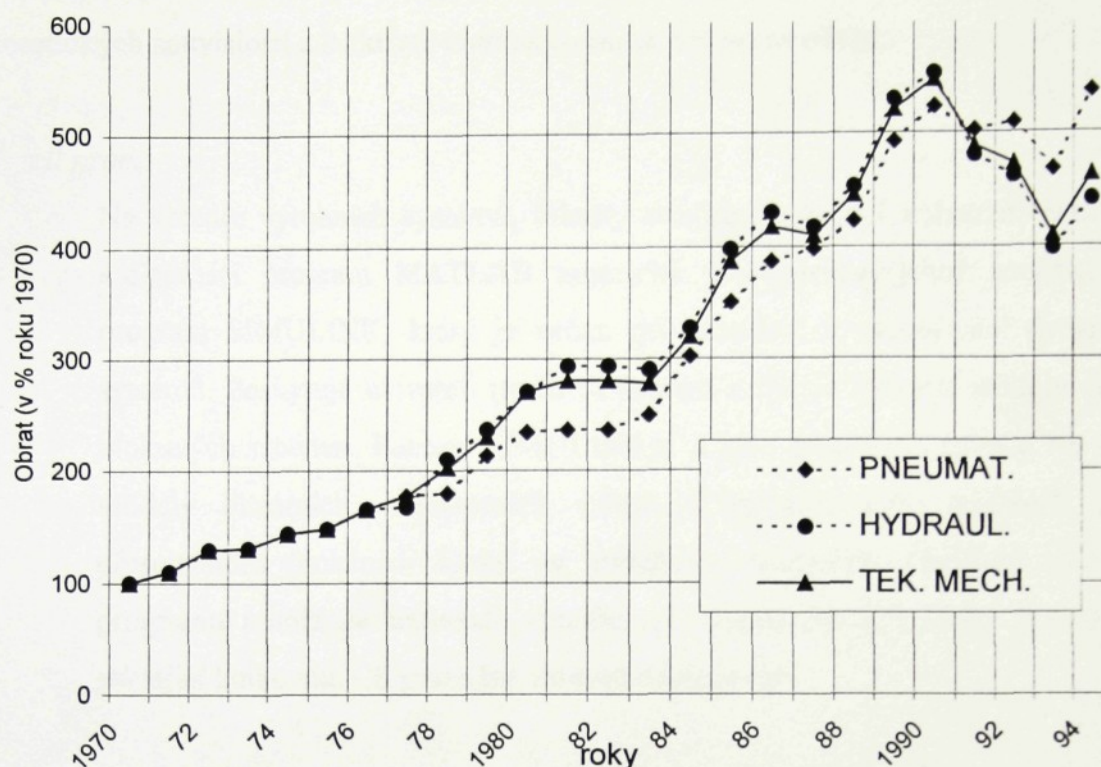
- *ochrana životního prostředí.*

Při provozu hydraulických systémů se používají ekologické pracovní kapaliny, jsou zdokonalovány techniky těsnění a dochází ke snižování hladiny emitovaného hluku. U pneumatických mechanismů se rozšiřuje používání vzduchu, který není přimazáván olejovou mlhou;

- *širší využívání počítačové podpory.*

K tomuto využití dochází při návrhu a konstrukci prvků, resp. celých systémů. Využití metod CAD ke statickému, kinematickému a dynamickému řešení prvků či obvodů na modelu vytvořeném v počítači racionalizuje celý proces tvorby od návrhu po konečné konstrukční řešení.

Výše uvedené skutečnosti přispívají k tomu, že uplatnění tekutinových mechanismů ve výrobních, zpracovatelských a mobilních strojích má stále stoupající tendenci, jak dokumentuje růst obrátu v této oblasti v SRN a Japonsku (obr.3) [9]. Pokles v letech 1991 – 93 je přičítán celkové recesi ve strojírenství v těchto letech.



Obr.3 Vývoj obratu v tekutinových mechanismech v SRN a Japonsku (v roce 1970 tekut. mech. ca. DM 1,0 mld., hydraulika ca. DM 0,77 mld., pneumatika ca. DM 0,23 mld.)

V české republice došlo v poslední době v oboru k podstatným změnám ve struktuře výroby, vývoji i výzkumu. Řada dřívějších výrobců změnila svou orientaci, vlastníka nebo přestala existovat. Výrazně se uplatňují silné zahraniční firmy, které zde zakládají dceřiné společnosti. Výzkum a vývoj je většinou silně zredukován, nebo zcela utlumen. Avšak na stále více propojeném trhu bude schopen obstát jen takový výrobce, který při vysoké kvalitě produkce, krátkých dodacích lhůtách a přijatelných cenách bude schopen rychle inovovat, přijímat či sám přinášet nová progresivní řešení.

V souvislosti s tím co bylo výše uvedeno je zřejmé, že je potřeba věnovat náležitou pozornost výchově odborníků pro tuto oblast a to nejenom z hlediska návrhu a konstrukce prvků tekutinových mechanismů, ale především z hlediska syntézy obvodů, porozumění jejich činnosti a možnostem aplikace. Zejména oblast návrhu obvodů a ověření jejich

chování na počítačovém modelu spolu s experimentem otvírá cestu k hlubšímu pochopení teoretických souvislostí a k aktivní tvořivé činnosti. Odtud se odvíjí:

- *cíl práce.*

Na katedře výrobních systémů, fakulty strojní, Technické univerzity v Liberci je k dispozici program MATLAB americké provenience, jehož součástí je též program SIMULINK, který je určen pro simulaci a modelování dynamických systémů. Poskytuje uživateli možnost snadno a rychle vytvářet modely ve formě blokových schémat. Pomocí SIMULINKu a jeho grafického editoru lze vytvářet modely lineárních, nelineárních v čase diskrétních nebo spojitých systémů přesouváním funkčních bloků ze standardní knihovny. Otevřená architektura programu umožňuje uživateli vytvářet si vlastní funkční bloky a rozšířit tak stávající knihovnu. Cíl práce lze shrnout následovně:

- *vytvořit funkční bloky vybraných hydraulických prvků: hydromotorů, škrtecích ventilů a rozvaděčů,*
- *sestavit typické hydraulické obvody pro symetrické i nesymetrické řízení pohybové frekvence motorů,*
- *navržené modely ověřit na konkrétních příkladech.*

Výsledky práce by měly posloužit k seznámení s prostředím SIMULINKu, ale především k jeho použití při modelování hydraulických mechanismů či prvků v souvislosti s experimenty na fyzikálních modelech a při řešení reálných úloh, nebo ve cvičeních a navazujících diplomových pracích studentů.

2 POZNÁMKY K POPISU CHOVÁNÍ HYDRAULICKÝCH PRVKŮ

Při popisu chování hydraulických prvků budou respektovány ty jejich vlastnosti, které mají podstatný vliv na funkci a parametry potřebné k matematickému popisu lze nalézt v katalogových listech výrobců, nebo je lze kvalifikovaně odhadnout na základě podobných řešení a provést jejich zpřesnění experimentováním na počítačovém modelu, případně je

ověřit na modelu fyzikálním. Modely budou tedy nahlíženy nikoliv z hlediska detailního zkoumání toho kterého prvku, tak jako bychom to prováděli při jeho konstrukci či jeho konstrukčních úpravách, ale z hlediska využití při sestavování obvodů a sledování činnosti takto vytvořených systémů.

Je zřejmé, že se nevyhneme jistým zjednodušením a omezujícím podmínkám, za kterých budou sestavené modely platné. Uvedme nyní ty, které budou platit pro všechny případy:

- a) při matematickém popisu bude využito soustředěných parametrů. Označíme-li $l[m]$ délku spojovacího vedení mezi sledovanými prvky, pak podmínkou pro popis chování obvodu soustředěnými parametry je, aby

$$l < \frac{C_0}{2 \cdot f}, \quad (1)$$

která vychází z formulace přímého hydraulického rázu (Žukovsky),

kde $f[Hz]$... budící frekvence a

$C_0[m \cdot s^{-1}]$... rychlost šíření zvuku v použité kapalině, přičemž

$$C_0 = \sqrt{\frac{K_e}{\rho}}, \quad (2)$$

kde $K_e[Pa]$... efektivní modul objemové pružnosti,

$\rho[kg \cdot m^{-3}]$... měrná hmotnost použité kapaliny.

To znamená, že při $C_0 = (0,9 \text{ až } 1,3) \cdot 10^3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (hydraulické potrubí s kapalinou, $J_s \geq 8$ [17]) a frekvencích řádově (10 až 100) Hz (vlastní frekvence motorů) bychom měli respektovat délky spojovacích vedení l menší než 4,5m;

- b) ve vztahu (2) je uveden ekvivalentní modul objemové pružnosti K_e , který respektuje jak vliv stlačitelnosti kapaliny, tak vliv nerozpuštěného vzduchu v ní a též vliv deformace stěn, zejména vedení. Jestliže poměr vnějšího D a vnitřního d průměru ocelové trubky je

$$\frac{D}{d} > 1,24, \quad (3)$$

pak vliv deformace stěny na velikost ekvivalentního modulu objemové pružnosti je menší než 10% [16]. Vliv nerozpuštěného vzduchu má ovšem pronikavý vliv na

ekvivalentní modul K_e . Avšak při rychlých dějích a obsahu nerozpuštěného vzduchu v celkovém uzavřeném objemu kapaliny kolem 2% se jeho vliv na modul K_e snižuje pod 10% při tlaku kolem 6MPa.

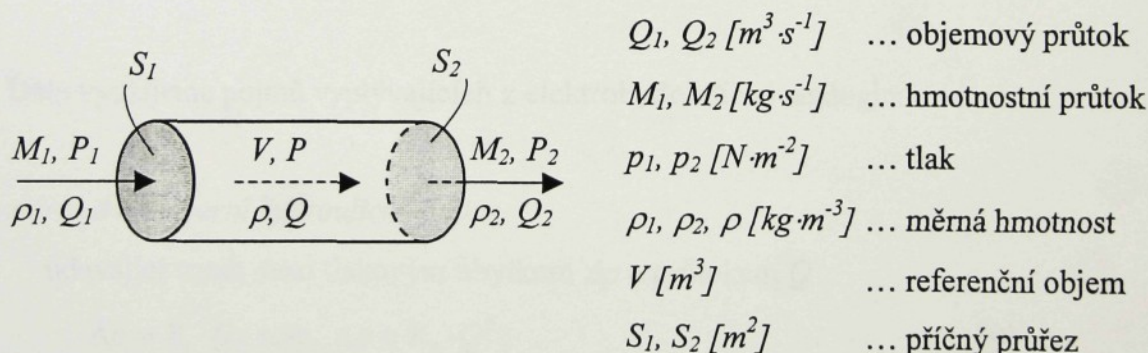
Z výše uvedených důvodů bude dále uvažován ekvivalentní modul objemové pružnosti $K_e = (1,4 \text{ až } 1,6) \cdot 10^9 \text{ Pa}$;

- c) měrná hmotnost kapaliny se mění s tlakem (viz. bod b) a teplotou. Nechá se očekávat, že při sledovaných dějích vznikne teplotní spád, avšak budeme předpokládat, že nijak výrazně neovlivní chování obvodu v důsledku změny měrné hmotnosti kapaliny, vždyť např. u oleje 0T-T3C při změně teploty o 20°C se změní jeho měrná hmotnost o 1,5% [1];
- d) z hlediska řízení budou uvažovány systémy otevřené, pracující bez zpětné vazby.

Při matematickém popisu chování jednotlivých prvků budeme vycházet:

- z rovnice kontinuity,

kterou s ohledem na výše uvedené skutečnosti a v souladu s obr.4, odkud je zřejmý význam jednotlivých veličin, můžeme zapsat ve tvaru



Obr. 4

$$M_1 - M_2 = \rho_1 Q_1 - \rho_2 \dot{Q}_2 = \frac{d}{dt} \cdot (\rho \cdot V). \quad (4)$$

Jestliže budeme uvažovat, že střední hodnota měrné hmotnosti ρ je i vně sledovaného objemu V , tzn. $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, potom rozdíl mezi vstupním proudem Q_1 a výstupním proudem Q_2 bude

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt}. \quad (5)$$

Z definice modulu objemové pružnosti plyne relace

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dp}{K_e}. \quad (6)$$

Vidíme, že rozdíl průtoků je dán dvěma částmi: změnou objemu s časem např. způsobenou pohybem pístu ve válci; druhý výraz postihuje vliv stlačitelnosti kapaliny a deformace stěn postižený modulem K_e .

- z aplikace druhého Newtonova zákona,

který aplikovaný na pohyb kapaliny o sledovaném objemu (obr.4) dává

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - \sum F = m \cdot \frac{dw}{dt}, \quad (8)$$

kde S_1 a S_2 [m^2] ... vstupní a výstupní příčný průřez,
 m [kg] ... hmotnost kapaliny ve sledovaném objemu,
 w [$m \cdot s^{-1}$] ... střední rychlost průtoku,
 $\sum F$ [N] ... součet odporových sil.

Dále využijeme pojmů vyplývajících z elektrohydraulické analogie:

- lineární a nelineární hydraulický odpor,

udávající vztah mezi tlakovým úbytkem Δp a průtokem Q

$$\Delta p = R_1 \cdot Q, \text{ resp. } \Delta p = R_2 \cdot Q^2, \quad (9)$$

kde R_1 [$N \cdot m^{-5} \cdot s$] ... lineární hydraulický odpor,
 R_2 [$N \cdot m^{-8} \cdot s^2$] ... nelineární hydraulický odpor;

- svodovou propustnost,

vyjadřující vztah mezi působícím tlakovým spádem Δp a ztrátovým průtokem Q_z

$$Q_z = G \cdot \Delta p, \quad (10)$$

kde G [$N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}$] ... svodová propustnost;

- *hydraulickou kapacitu,*

kteřa postihuje vliv stlačitelnosti kapaliny ve vztahu k referenčnímu objemu. Pro případ podle obr.4 je kapacita

$$C = \frac{V}{K_e}, \quad (11)$$

kde $C[N^{-1} \cdot m^5]$... hydraulická kapacita,

avšak při výpočtu kapacity motoru je třeba brát v úvahu způsob řízení (symetrický, nesymetrický);

- *hydraulickou indukčnost kapalinového sloupce,*

kteřa je definována jako poměr pohybující se hmotnosti vztažené na kvadrát průtočného průřezu. Pro případ podle obr.4, kdy platí

$$H = \frac{m}{S^2}, \quad (12)$$

kde $H[N \cdot m^{-5} \cdot s^2]$... hydraulická indukčnost.

S využitím vztahů (9) až (12), můžeme pro případ uvedený na obr.4 při $S_1=S_2=S$ a lineárním hydraulickém odporu zapsat rovnici kontinuity (7) a rovnici pohybovou (8) následovně:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + C \cdot \frac{dp}{dt}, \quad (13)$$

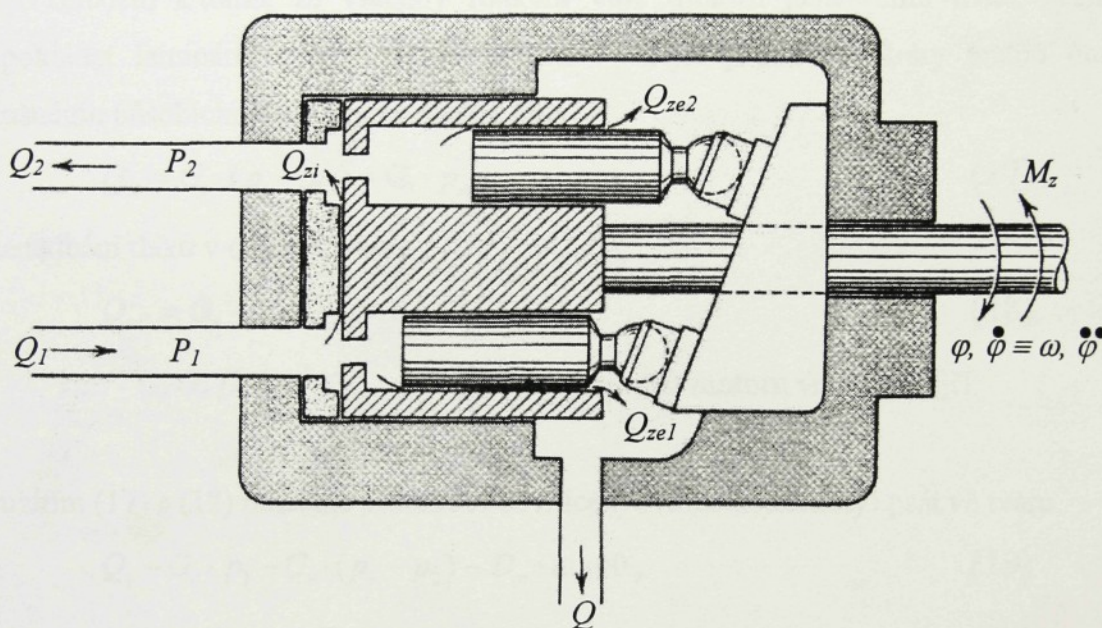
$$p_1 - p_2 = H \cdot \frac{dQ}{dt} + R_1 \cdot Q. \quad (14)$$

3 ROTAČNÍ HYDROMOTOR

Při popisu vlastností rotačního hydromotoru i dalších prvků byla využita literatura uvedená v seznamu pod označením [2], [4], [10], [14] a [16].

3.1 Statické chování hydromotoru

Při popisu budeme uvažovat axiální pístový hydromotor (HM) se šikmou deskou a konstantním geometrickým objemem (obr.5).



Obr. 5 Axiální pístový hydromotor

Pro proud Q_1 vstupující a Q_2 vystupující z motoru můžeme při ustáleném stavu psát rovnice kontinuity (7).

$$Q_1 - Q_{zi} - Q_{ze1} - \frac{V_{0m}}{2 \cdot \pi} \cdot \omega = 0, \quad (15)$$

$$\frac{V_{0m}}{2 \cdot \pi} \cdot \omega + Q_{zi} - Q_{ze2} - Q_2 = 0, \quad (16)$$

kde $V_{0m} [m^3], [cm^3]$... jmenovitý geometrický objem motoru,

$V_{0m}/2 \cdot \pi = D_m [m^3 \cdot rad^{-1}], [cm^3 \cdot rad^{-1}]$... konstanta motoru,

$Q_1 [m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$... vstupní proud,

$Q_2 [m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$... výstupní proud,

$Q_{zi} [m^3 \cdot s^{-1}]$... vnitřní proudové ztráty,

- $Q_{zc1}, Q_{zc2} [m^3 \cdot s^{-1}]$... vnější proudové ztráty na vstupu, resp. na výstupu,
 $p_1, p_2 [N \cdot m^{-2}]$... tlak na vstupu, resp. na výstupu z motoru,
 $\varphi [rad]$... natočení hřídele motoru,
 $\dot{\varphi} \equiv \omega [rad \cdot s^{-1}]$... úhlová rychlost motoru,
 $\ddot{\varphi} \equiv \dot{\omega} [rad \cdot s^{-2}]$... úhlové zrychlení motoru,
 $M_z [N \cdot m]$... zátěžný moment na hřídeli motoru.

Vzhledem k tomu, že všechny funkční vůle motoru jsou velmi malé, nechá se předpokládat laminární průtok, takže vnitřní i vnější proudové ztráty budou úměrné příslušnému působícímu tlakovému spádu, tedy

$$Q_{zi} = G_i \cdot (p_1 - p_2) = G_i \cdot p_m, \quad (17)$$

při zanedbání tlaku v odpadní větvi

$$Q_{ze1} = G_e \cdot p_1, \quad Q_{ze2} = G_e \cdot p_2, \quad (18)$$

kde $G_i/G_e [N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$... svodová propustnost motoru vnitřní/vnější.

S využitím (17) a (18) můžeme průtokové rovnice (rovnice kontinuity) psát ve tvaru

$$Q_1 - G_e \cdot p_1 - G_i \cdot (p_1 - p_2) - D_m \cdot \omega = 0, \quad (19)$$

$$-Q_2 - G_e \cdot p_2 + G_i \cdot (p_1 - p_2) + D_m \cdot \omega = 0. \quad (20)$$

Odečteme-li nyní rovnici (20) od rovnice (19), potom dostaneme

$$Q_1 + Q_2 - G_e \cdot (p_1 - p_2) - 2 \cdot G_i \cdot (p_1 - p_2) - 2 \cdot D_m \cdot \omega = 0,$$

respektive

$$Q_m = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = D_m \cdot \omega + \left(G_i + \frac{G_e}{2} \right) \cdot (p_1 - p_2), \quad (21)$$

$$Q_m = D_m \cdot \omega + G_m \cdot p_m, \quad (22)$$

kde $G_m = G_i + G_e/2$... celková svodová propustnost motoru,

$p_m = p_1 - p_2$... tlakový spád na motoru.

Proud motoru Q_m (proud motoru při zatížení) je definovaný jako průměrná hodnota ze vstupního a výstupního proudu. Proud Q_m je stejný v obou větvích motoru jen tehdy, jestliže jsou nulové vnější proudové ztráty ($G_e = 0$). Zavedení proudu Q_m je užitečné, protože

redukuje dvě průtokové rovnice na rovnici jednu vyjadřující proud pouze jako funkci tlakového spádu p_m a rychlosti ω .

Rovnice (22) se velmi často píše přímo a proud Q_m se interpretuje jako proud v obou vedeních. Definováním proudu Q_m jako průměrného proudu dovoluje vyhnout se omezení $G_i = 0$ a nahlížet na působení vnějších ztrát jako na ztráty vnitřní – z hlediska tlakového spádu. Svodovou propustnost lze potom vyjádřit z průtokové (22) nebo otáčkové (23) charakteristiky hydromotoru při daném zatížení,

$$n = \frac{1}{V_{0m}} \cdot (Q_m - G_m \cdot p_m). \quad (23)$$

Dále nás bude zajímat momentová, resp. zatěžovací charakteristika motoru. Teoretický moment motoru je

$$M_t = D_m \cdot p_m, \quad (24)$$

avšak tento moment při přenosu na hřídel motoru bude snížen o moment pasivních odporů, který se teoreticky dělí na tři složky [10]:

- a) moment úměrný rychlosti otáčení vyvolaný třením kapaliny ve spárách (funkčních vůlích) mezi vzájemně se pohybujícími mechanickými dvojicemi. Tento (tlumící) moment může být vyjádřen jako

$$M_\omega = b_m \cdot \omega, \quad (25)$$

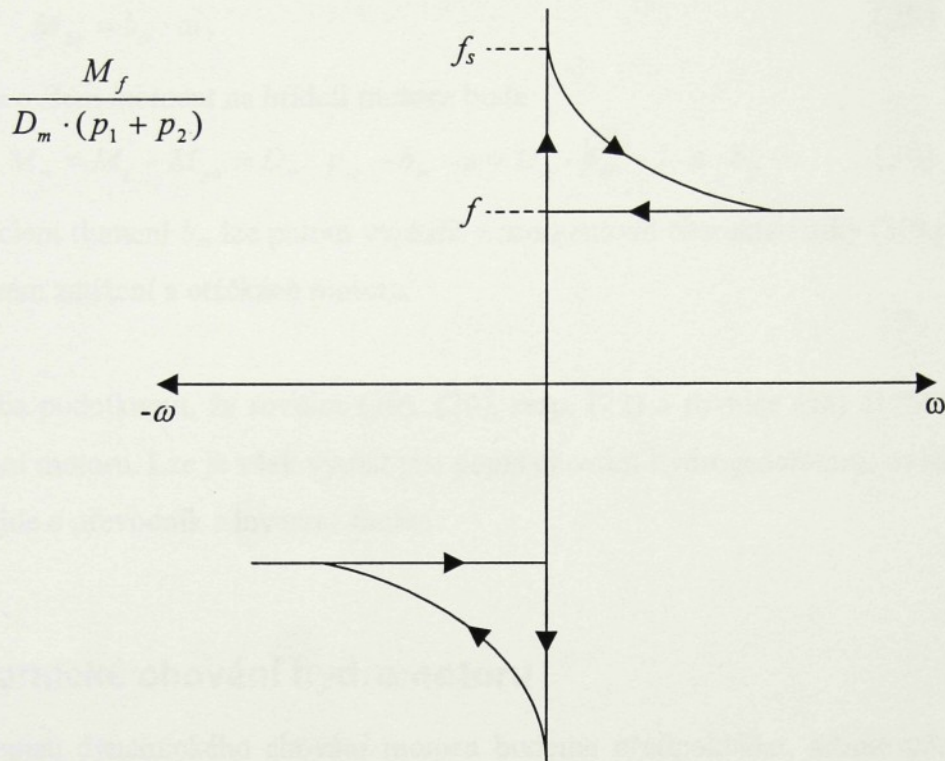
kde $b_m [N.m.s.rad^{-1}]$... koeficient viskózního tlumení.

Tlakové spády na vnitřních tvarových přechodech (odporech) a otáčení rotoru rovněž způsobují momentovou ztrátu úměrnou rychlosti ale méně významnou;

- b) pístový hydromotor převádí přímočarý pohyb pístů na pohyb rotační. Rozborem sil působících na píst by se ukázalo, že třecí síly působící proti pohybu pístu ve vrtání jsou úměrné tlaku působícím v pracovním prostoru válce. Ostatní části motoru, jako ložiska apod. jsou také zatěžovány úměrně působícímu tlaku a rovněž působí třecím momentem. Výsledné působení třecích momentů je úměrné velikosti motoru D_m a součtu tlaků na vstupu a výstupu motoru, viz obr.6. V ustáleném stavu se špička křivky zanedbává a ztrátový moment lze zapsat

$$M_t = \frac{\omega}{|\omega|} \cdot f \cdot D_m \cdot (p_1 + p_2), \quad (26)$$

kde f ... koeficient vnitřního tření za pohybu,
 f_s ... koeficient vnitřního tření za klidu,



Obr. 6 Klidový a pohybový třecí moment způsobený tlakem
 v pracovních prostorech motoru

- c) třetí složku momentu pasivních odporů způsobuje tření těsnících prvků rotačního pohybu, která je konstantní, ale závislá na smyslu otáčení. Označíme-li tento moment M_c , pak působící moment bude

$$\tilde{M}_c = \frac{\omega}{|\omega|} \cdot M_c. \quad (27)$$

Výstupní moment na hřídeli motoru M_m bude

$$M_m = D_m \cdot (p_1 - p_2) - b_m \cdot \omega - \frac{\omega}{|\omega|} \cdot f \cdot D_m \cdot (p_1 + p_2) - \frac{\omega}{|\omega|} \cdot M_c, \quad (28)$$

což je vlastně momentová (zatěžovací) charakteristika vyjadřující závislost momentu na rychlosti (otáčkách) a tlakovém spádu na motoru. Nutno podotknout, že složka momentů pasivních odporů M_f svým výrazně nelineárním charakterem způsobuje nelineární chod motoru (Stick-Slip) při otáčkách (rychlosti) nižších než jsou otáčky, při kterých nastává lokální minimum momentu pasivních odporů $M_{po}(\omega)_{min}$.

Vzhledem k tomu, že se nebudeme zabývat právě touto problematikou, budeme moment pasivních odporů uvažovat lineárně závislý na rychlosti ω motoru, tzn.

$$M_{po} = b_m \cdot \omega, \quad (29)$$

potom ovšem moment na hřídeli motoru bude

$$M_m = M_t - M_{po} = D_m \cdot p_m - b_m \cdot \omega = D_m \cdot p_m - 2 \cdot \pi \cdot b_m \cdot n. \quad (30)$$

Koeficient tlumení b_m lze potom vyjádřit z momentové charakteristiky (30) při daném tlakovém zatížení a otáčkách motoru.

Pozn. Je třeba podotknout, že rovnice (19), (20), resp. (22) a rovnice (28) či (30) popisují chování motoru. Lze je však využít pro popis chování hydrogenerátoru, uvědomíme-li si, že jde o převodník s inverzní funkcí.

3.2 Dynamické chování hydromotoru

Při popisu dynamického chování motoru budeme předpokládat, kromě předpokladů uvedených v kapitole 2, že ve vstupním i výstupním prostoru motoru bude vždy nějaký tlak., tzn., že nebude docházet k nedoplňování pracovních prostorů motoru nebo kavitaci. Budeme-li za těchto podmínek na motor aplikovat rovnici kontinuity, můžeme pro proudy ve vstupním a výstupním prostoru motoru psát

$$Q_1 - G_i \cdot (p_1 - p_2) - G_e \cdot p_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{K_e} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad (31)$$

$$-Q_2 + G_i \cdot (p_1 - p_2) - G_e \cdot p_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{K_e} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (32)$$

kde $G_i, G_e [N^1 \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$...vnitřní/vnější svodová propustnost,

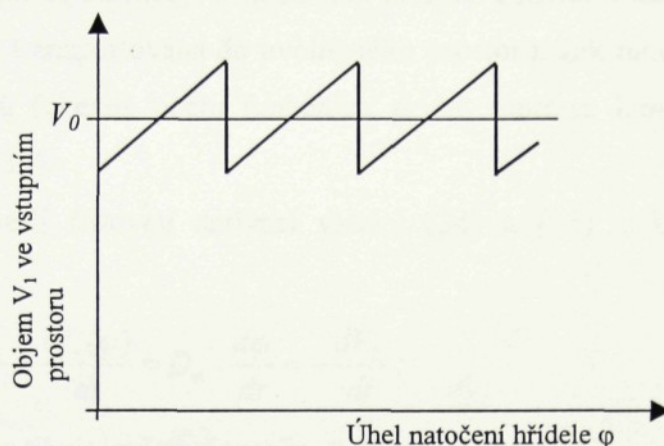
$K_e [N \cdot m^{-2}]$...efektivní modul objemové pružnosti,

$V_1 [m^3]$...objem vstupního prostoru motoru vč. řídicího prvku, spojovacího kanálu nebo potrubí, kanálů v motoru a objem vně pístu,

$V_2 [m^3]$...objem výstupního prostoru motoru vč. řídicího prvku, spojovacího kanálu nebo potrubí, kanálů v motoru a objem vně pístu,

$t [s]$... čas.

Objem ve vstupním a výstupním prostoru motoru není konstantní, nýbrž se mění s natočením hřídele (pilový tvar změny), jak je schematicky znázorněno na obr.7. Tato změna objemu je charakteristická pro všechny typy rotačních motorů.



Obr.7 Změna objemu ve vstupním prostoru motoru

Nerovnoměrnost průtoku lze vyjádřit přibližně [16] vztahem

$$\frac{\text{amplituda zvlnění průtoku}}{\text{střední průtok}} \cong \frac{124}{z^2} \quad [\%] \quad (33)$$

Například pro počet pístků $z=9$ bude nerovnoměrnost činit přibližně 1,52%, pro $z=11$ pouze 1,02%. Zevrubný rozbor tohoto problému je proveden v [11]. Z analýzy proměnlivosti geometrického objemu rotačního pístového hydromotoru je zřejmé, že variace geometrického objemu je docela malá a pro celou řadu motorů ji můžeme zanedbat a považovat geometrický objem za konstantní.

Vrátíme-li se nyní k obr.7, můžeme pro objemy v obou poloprostorech hydromotoru psát:

$$V_1 = V_0 + f_v(\varphi), \quad (34)$$

$$V_2 = V_0 - f_v(\varphi), \quad (35)$$

kde $V_0 [m^3]$... geometrický objem každého poloprostoru,

$f_v(\varphi)$... variace objemu v každém poloprostoru.

Zdalo by se, že objem každého poloprostoru musí být závislý na otáčkách hřídele. Protože však neexistuje přímé spojení mezi oběma poloprostory, kontinuálního průtoku lze dosáhnout pouze tehdy, když objem jednoho poloprostoru rovnoměrně roste a současně druhý poloprostor se zmenšuje s natočením hřídele. Prostor válce je zaplňován kapalinou a tato kapalina je transportována do uvolněného prostoru. Jak mnoho se objemu mění závisí na počtu pístků (obecně počtu funkčních prvků motoru, lamel, zubů apod.), jak bylo uvedeno dříve (33).

Provedeme-li časovou derivaci vztahů (34) a (35) získáme proud tekoucí do a z motoru

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{df_v(\varphi)}{dt} = D_m \cdot \frac{d\varphi}{dt} = -\frac{dV_2}{dt}. \quad (36)$$

Výraz (36) nepostihuje ovšem nespojitost ukázanou na obr.7 a v souladu s výše uvedenými závěry uvažuje konstantní geometrický objem motoru.

Pro další popis je rozhodující způsob řízení hydromotoru. Principiálně je možné řízení

- *proudové,*

kdy řídíme proud motoru, tedy jako rychlost, přičemž moment na hřídeli motoru je dán charakteristikou zátěže;

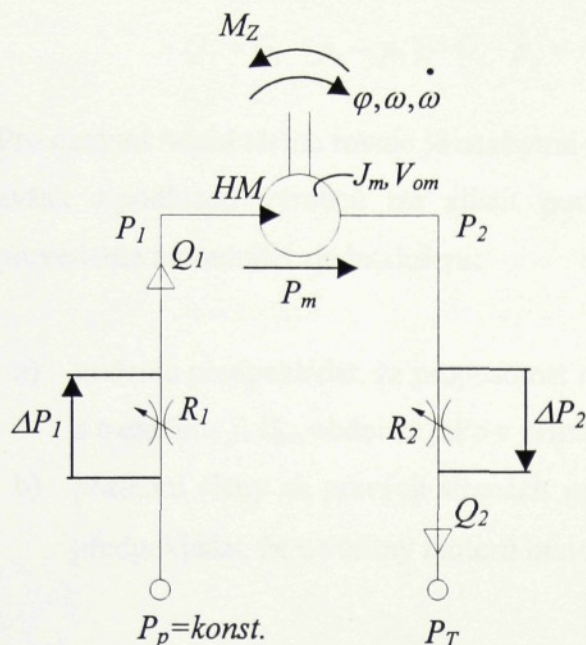
- *tlakové,*

kdy řídíme tlakový spád na motoru, tedy moment na hřídeli, přičemž rychlost motoru je dána charakterem zajišťovaného technologického pochodu apod..

V dalším se omezíme na první případ – *proudové řízení hydromotoru.*

3.3 Dynamické chování hydromotoru při proudovém řízení

K tomuto způsobu řízení může být použit buď servoventil, čtyřcestný proporcionální rozvaděč nebo škrťací ventil v kombinaci s klasickým rozvaděčem. Principiální uspořádání obvodu je znázorněno na obr. 8. Proud do motoru i z motoru je řízen dvěma proměnnými odpory zařazenými v sérii k hydromotoru a tudíž obvod musí být napájen ze zdroje tlaku.



$$P_p - P_T = \Delta P_1 + \Delta P_m + \Delta P_2$$

$$\Delta P_1 = R_1 \cdot Q_1^2$$

$$\Delta P_2 = R_2 \cdot Q_2^2$$

$$\Delta P_m = 2 \cdot \pi \cdot M_Z / V_{om}$$

Obr. 8 Hydromotor při proudovém řízení – principiální uspořádání

Pro další je třeba si uvědomit, že odpory R_1 a R_2 mohou být obecně různé a stejně tak i pracovní poloprostory, které zahrnují i přídavné objemy vedení mezi řídicím, resp. řídicími prvky a vlastním motorem. Abychom postihli i tuto skutečnost, je potřeba rovnice (34) a (35), které zakládají na symetričnosti uspořádání obvodu, zapsat následovně

$$V_t = V_{01} + f_v(\varphi), \quad (37)$$

$$V_t = V_{01} + f_v(\varphi), \quad (38)$$

$$\text{kde } V_{01} = V_{0m}/2 + V_{1p}, \quad (39)$$

$$V_{02} = V_{0m}/2 + V_{2p}, \quad (40)$$

$V_{1p}, V_{2p} [m^3]$...přídavné (mrtvé) objemy přívodních vedení a výstupní/vstupní objemy řídicího či řídicích prvků ve vstupním/výstupním poloprostoru motoru.

V takto pojatém případě musíme vycházet z průtokových rovnic (31) a (32), které můžeme při respektování (36) zapsat následovně

$$Q_1 - G_i \cdot (p_1 - p_2) - G_e \cdot p_1 = D_m \cdot \omega + \frac{V_{01}}{K_e} \cdot \dot{p}_1 + \frac{f_v(\varphi)}{K_e} \cdot \dot{p}_1, \quad (41)$$

$$-Q_2 + G_i \cdot (p_1 - p_2) - G_e \cdot p_1 = -D_m \cdot \omega + \frac{V_{02}}{K_e} \cdot \dot{p}_2 + \frac{f_v(\varphi)}{K_e} \cdot \dot{p}_2 \quad (42)$$

Pro exaktní řešení těchto rovnic je nezbytné znát vnitřní G_i a vnější G_e propustnosti motoru, avšak z podkladů výrobců lze zjistit pouze celkovou propustnost G_m motoru. Proto provedeme následující zjednodušení:

- budeme předpokládat, že propustnost motoru je závislá na tlakovém spádu na motoru a označíme ji G_m , obdobně jako v případě symetrického uspořádání.
- poslední členy na pravých stranách rovnic (41) a (42) zanedbáme, protože můžeme předpokládat, že u většiny motorů bude platit $|f_v(\varphi)| \ll V_{01}$, resp. V_{02} , viz. (33).

Za uvedených zjednodušení nabudou průtokové rovnice tvar

$$Q_1 = D_m \cdot \omega + G_m \cdot p_m + \frac{V_{01}}{K_e} \cdot \dot{p}_1 = D_m \cdot \omega + G_m \cdot p_m + C_1 \cdot \dot{p}_1, \quad (43)$$

$$-Q_2 = -D_m \cdot \omega - G_m \cdot p_m + \frac{V_{02}}{K_e} \cdot \dot{p}_2 = -D_m \cdot \omega - G_m \cdot p_m + C_2 \cdot \dot{p}_2, \quad (44)$$

kde $C_1 = (V_{01} + 2 \cdot V_{1p}) / 2 \cdot K_e$... kapacita vstupního poloprostoru motoru,

$C_2 = (V_{02} + 2 \cdot V_{2p}) / 2 \cdot K_e$... kapacita výstupního poloprostoru motoru.

Průtokové rovnice je potřeba doplnit o rovnici pohybovou. Vyjdeme-li z rovnice (30), můžeme psát:

$$M_t = D_m \cdot p_m = J_m \cdot \ddot{\omega} + b_m \cdot \dot{\omega} + M_z, \quad (45)$$

kde $M_t [N \cdot m]$... teoretický moment,

$J_m [kg \cdot m^2]$... hmotový moment setrvačnosti motoru,

$b_m [N \cdot m / rad \cdot s^{-1}]$... koeficient viskózního tlumení,

$M_z [N \cdot m]$... zátěžný moment.

- Rovnice (45) je pohybovou rovnicí vlastního motoru.
- Zátěž je zahrnuta pouze momentem M_z .
- Pokud bychom uvažovali připojený mechanismus jako dokonale tuhý při nezanedbatelných pohybujících se hmotnostech, pak lze zátěž postihnout hmotovým momentem a silovým působením redukováným na hřídel motoru.

Zvláštní případ nastane, jestliže odpory R_1 a R_2 (obr. 8) budou stejné, resp. budou se i stejně měnit (řízení servoventilem nebo proporcionálním rozvaděčem), potom při stejném průtoku budou i stejné tlakové spády na hranách řídicího prvku. Uvážíme-li ještě, že i přídatné objemy budou stejné, můžeme hovořit nejen o symetrickém řízení, ale i o symetrickém uspořádání obvodu. Potom můžeme sečíst rovnice (39) a (40) a obdržíme

$$V_t = V_1 + V_2 = 2 \cdot V_0 = V_{om} + V_p, \quad (46)$$

kde $V_t [m^3]$... celkový (totální) objem obou poloprostorů motoru,
 $V_p [m^3]$... celkový přídatný objem přívodního vedení.

Vzhledem k symetričnosti obvodu i řízení, můžeme průtokové rovnice (31) a (32) vzájemně odečíst a vyjádřit proud motoru jako průměrnou hodnotu proudů Q_1 a Q_2 . Při využití zavedených parametrů (17), (18), (21) a (36) obdržíme jednu proudovou rovnici

$$Q_m - G_m \cdot (p_1 - p_2) = D_m \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \frac{V_0}{2 \cdot K_e} \cdot \frac{d}{dt} \cdot (p_1 - p_2) + \frac{f_v(\varphi)}{2 \cdot K_e} \cdot \left(\frac{dp_1}{dt} + \frac{dp_2}{dt} \right), \quad (47)$$

poslední člen na pravé straně rovnice (47) může být zanedbán, protože při symetrickém řízení platí $\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p$ pak pro změnu tlaků p_1 a p_2 musí platit

$$\frac{dp_1}{dt} + \frac{dp_2}{dt} = 0 \quad (48)$$

a proudovou rovnici lze zapsat ve tvaru

$$Q_m = D_m \cdot \omega + G_m \cdot p_m + \frac{V_t}{4 \cdot K_e} \cdot \dot{p}_m = D_m \cdot \omega + G_m \cdot p_m + C_m \cdot \dot{p}_m, \quad (49)$$

kde $C_m = \frac{V_t}{4 \cdot K_e}$... kapacita motoru při symetrickém uspořádání obvodu i řízení.

Rovnice (49) je známá průtoková rovnice platná pro většinu symetricky řízených rotačních hydromotorů. Prakticky je obvyklé psát tuto rovnici přímo. Přiváděný proud Q_m pokrývá proud na vyvození otáčení motoru, ztrátový proud způsobený svodovou propustností a proud vyvolaný deformačními vlastnostmi kapaliny a prostoru v němž je uzavřena.

Sestavení modelu proudově řízeného rotačního hydromotoru musí v obecném případě odpovídat simultánnímu řešení tří diferenciálních rovnic. Dvou, které obdržíme z průtokových rovnic (43) a (44) a jedné, plynoucí z rovnice pohybové:

$$\dot{p}_1 = \frac{1}{C_1} \cdot [Q_1 - D_m \cdot \omega - G_m \cdot (p_1 - p_2)], \quad (50)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{1}{C_2} \cdot [D_m \cdot \omega + G_m \cdot (p_1 - p_2) - Q_2], \quad (51)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J_m} \cdot [D_m \cdot (p_1 - p_2) - b_m \cdot \omega - M_z], \quad (52)$$

které doplníme ještě o rovnici postihující úhel natočení hřídele φ , tedy

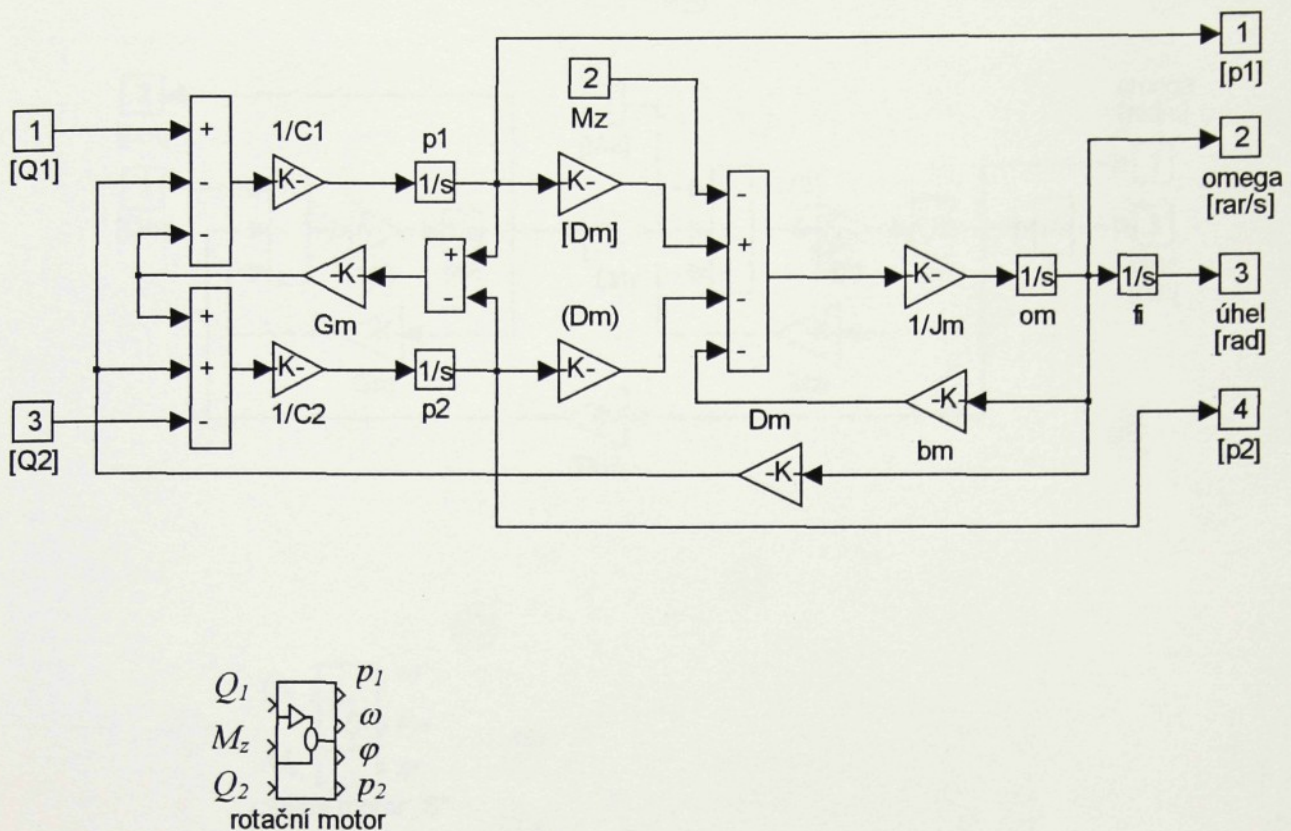
$$\dot{\varphi} = \omega. \quad (53)$$

Pro případ symetrického uspořádání obvodu a řízení můžeme rovnice (50) a (51) nahradit rovnicí jednou, plynoucí z rovnice (49)

$$\dot{p}_m = \frac{1}{C_m} \cdot (Q_m - D_m \cdot \omega - G_m \cdot p_m). \quad (54)$$

Vstupními veličinami jsou proudy Q_1 a Q_2 , resp. Q_m , výstupní veličinou rychlost ω či otáčky n motoru a úhel φ natočení výstupního hřídele. Pomocným výstupem je proud Q_1 , resp. Q_m ovlivňující činnost zdroje a tlaky p_1 a p_2 , resp. tlakový spád p_m ovlivňující průtok řídicím prvkem. Výstupy ω a φ umožňují též modifikovat charakter zátěže, tj. kromě $M_{zo} = konst.$, $M(t)$ zavést závislost $M_z(\omega)$ či $M_z(\varphi)$, resp. uvolnění nebo zablokování některých funkcí.

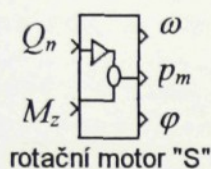
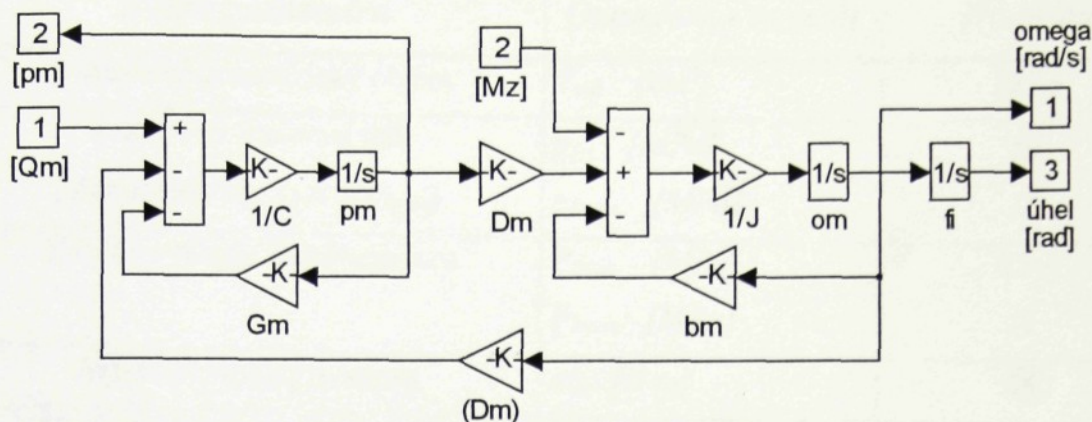
Model hydromotoru odpovídající obecnému popisu, tj. řešení rovnic (50) až (53) je na obr. 9 včetně vlastního funkčního bloku.



Obr. 9 Obecný model rotačního hydromotoru a jeho funkční blok

Model je sestaven ze standardních prvků, které jsou nabízeny v knihovně SIMULINKu (sumátorů, integrátorů, zesilovačů, vstupních a výstupních míst). Masky zesilovačů jsou uspořádány tak, že se do nich zadávají příslušné hodnoty potřebné pro výpočet hodnoty bloku a to v jednotkách, které jsou běžně užívané v katalogových listech výrobce. Např. hodnota $I/C = 4 \cdot K_e / V_t$, přičemž se zadává $V_t [cm^3]$ a $K_e [Nm^{-2}]$ atd.. Prostřednictvím masky integrátoru je možné zadávat počáteční podmínky simulace tzn. $p_m(0)$ či $\omega(0)$. Na vstup „1“ se přivádí proud Q_1 , na vstup „2“ zátěžný moment M_z a na vstup „3“ proud Q_2 . Na výstupu „1“ je tlak p_1 , na výstupu „2“ úhlová rychlost ω na výstupu „3“ úhlové natočení hřídele motoru ϕ , a na výstupu „4“ tlak p_2 . Celý tento model je shrnut do funkčního bloku označeného *rotační motor*.

Model hydromotoru odpovídající popisu motoru při symetrickém uspořádání a řízení, tj. řešení rovnic (52), (53) a (54) je spolu s funkčním blokem uveden na obr.10.



Obr. 10 Model rotačního hydromotoru pro symetrické řízení

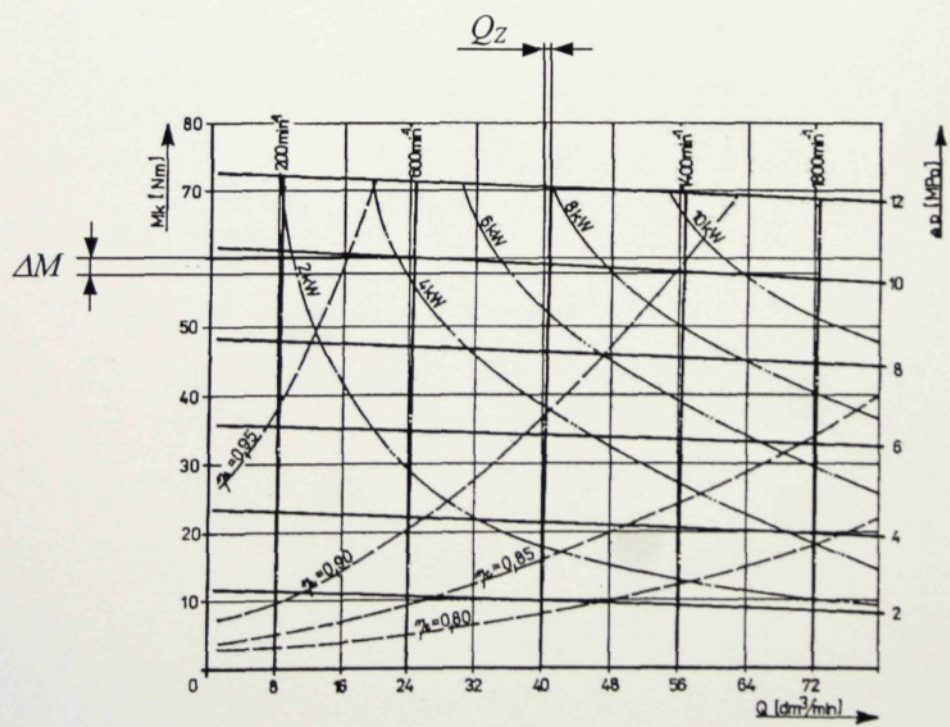
Z uvedeného teoretického rozboru je zřejmé, že obecný model motoru je universální, naopak model pro symetrické uspořádání a řízení motoru je použitelný pouze na tyto případy. Je však nutno říci, že symetrické uspořádání a řízení motoru je velmi časté (řízení proporcionálními rozvaděči).

3.4 Stanovení parametrů rotačního motoru

Jako příklad byl zvolen rotační axiální pístový hydromotor se šikmou deskou MRAK 6-40 (bývalý TOS Rakovník, Hydraulika Vrchlabí). Motor má uloženy písty v rotoru. Řízení průtoku kapaliny motorem je zajištěno plochou rozváděcí deskou. Motor byl použit proto, že je k dispozici na katedře výrobních systémů pro případné experimentální ověření získaných výsledků. Vybrané parametry rotačního hydromotoru MRAK 6-40 jsou uvedeny v tab. 1.

Název parametru	Označení - rozměr	Hodnota
Jmenovitý geometrický objem	$V_{om} \text{ [cm}^3\text{]}$	39,36
Jmenovitý pracovní tlak	$p_{1n} \text{ [MPa]}$	10
Maximální tlak (pro $n \leq n_{max}$)	$p_{1max} \text{ [MPa]}$	12
Tlak na výstupu z hydromotoru	$P_{2min} \text{ [MPa]}$	0,30
	$P_{2max} \text{ [MPa]}$	12
Jmenovitý točivý moment	$M_a \text{ [N}\cdot\text{m]}$	56
Otáčky hydromotoru – jmenovité	N_a	1500
	- minimální $n_{min} \text{ [m}^{-1}\text{]}$	6
	- maximální n_{max}	1800
Hmotový moment setrvačnosti	$J_m \text{ [kg}\cdot\text{m}^2\text{]}$	$4 \cdot 10^{-3}$
Celková účinnost při jmen. Parametrech	η_c	0,88
Jmenovitý výkon	$P_a \text{ [kW]}$	8,8

Tab. 1. Vybrané parametry rotačního hydromotoru MRAK6-40



Obr. 13 Komplexní charakteristika rotačního hydromotoru
MRAK 6-40

Pro simulaci potřebujeme ještě určit svodovou propustnost G_m a koeficient viskózního tlumení b_m motoru, který můžeme vyčíslit pomocí komplexní charakteristiky na obr. 13. Pro určení svodové propustnosti využijeme vztah (23), odkud

$$G_m = \frac{Q_m - n \cdot V_{om}}{p_m} = \frac{Q_z}{p_m} = \frac{V_{om} \cdot Q_z}{2 \cdot \pi \cdot M}. \quad (55)$$

Z charakteristiky odečteme pro $M=70 \text{ N}\cdot\text{m}$ a $a=1000 \text{ min}^{-1}$ $Q_z \approx 1 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Po dosazení do (55) obdržíme:

$$G_m = 1,5 \cdot 10^{-12} [\text{N}^{-1} \cdot \text{m}^5].$$

Koeficient poměrného tlumení určíme pomocí vztahu (30) odkud

$$b_m = \frac{D_m \cdot p_m - M_m}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{\Delta M}{2 \cdot \pi \cdot \Delta n} \Big|_{p_m}. \quad (56)$$

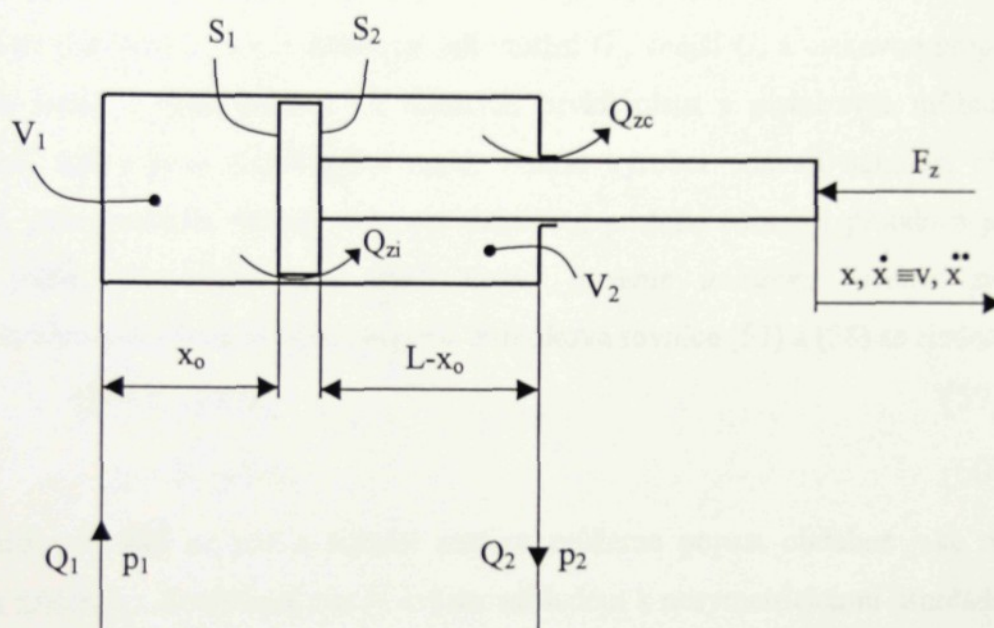
Z charakteristiky odečteme pro tlak $p_m=10 \text{ MPa}$ v rozsahu otáček $n=600 \text{ min}^{-1}$ až $n=1800 \text{ min}^{-1}$, tzn. $\Delta n=1200 \text{ min}^{-1}$, změnu momentu $\Delta M=2,5 \text{ N}\cdot\text{m}$. Dosadíme-li tyto hodnoty do vztahu (56) obdržíme

$$b_m = 0,02 [\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}].$$

4 PŘÍMOČARÝ (LINEÁRNÍ) HYDROMOTOR

Při rozboru vlastností a matematickém popisu bude uvažován přímočarý hydromotor s jednostrannou pístní tyčí (jednostranný) jehož schéma je na obr. 14, kde jsou uvedeny všechny veličiny potřebné pro popis jeho chování.

4.1 Statické chování hydromotoru



Obr. 14 Schéma přímočarého hydromotoru s jednostrannou pístní tyčí

Pro proud vstupující do motoru a vystupující z motoru můžeme při ustáleném stavu psát :

$$Q_1 - Q_{zi} - S_1 \cdot v = 0, \quad (57)$$

$$-Q_2 + Q_{ze} - Q_{ze} + S_2 \cdot v = 0, \quad (58)$$

kde $S_1, S_2 [m^2]$... činné plochy pístu motoru,
 $Q_1, Q_2 [m^3 \cdot s^{-1}]$... vstupní/výstupní proud,
 $Q_{zi}, Q_{ze} [m^3 \cdot s^{-1}]$... vnitřní/vnější proudové ztráty,
 $p_1, p_2 [N \cdot m^{-2}]$... tlak na vstupu/výstupu motoru,
 $x [m]$... posunutí pístu motoru,

$\dot{x} [m.s^{-1}]$	... rychlost pístu motoru,
$\ddot{x} [m.s^{-2}]$	... zrychlení pístu motoru,
$x_0 [m]$	... počáteční poloha pístu ve válci motoru,
$L [m]$	... pracovní zdvih motoru,
$F_z [N]$	... zátěžná síla působící proti smyslu pohybu motoru (pozitivní).

Stejně jako u rotačního hydromotoru lze předpokládat lineární závislost ztrátových proudů na tlakovém spádu a definovat tak vnitřní G_i , vnější G_e a celkovou propustnost G_m motoru, avšak u dnes požívaných těsnících prvků pístu a pístní tyče můžeme říci, že proudové ztráty jsou zanedbatelně malé. Pokud výrobci udávají účinnost přímočarého motoru, pak zpravidla udávají účinnost tlakovou, protože účinnost proudová je přibližně rovna jedné. *Proto pro naše další úvahy budeme uvažovat svodové propustnosti přímočarého hydromotoru $G_i=G_e=G_m=0$.* Průtokové rovnice (57) a (58) se zjednoduší na

$$Q_1 - S_1 \cdot v = 0, \quad (59)$$

$$-Q_2 + S_2 \cdot v = 0. \quad (60)$$

Síly působící na píst a pístnici motoru můžeme popsat obdobně jako momenty u motoru rotačního. Teoretická síla F_t ovšem vzhledem k nesymetrickému uspořádání motoru (jednostranná pístní tyč) je

$$F_t = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2. \quad (61)$$

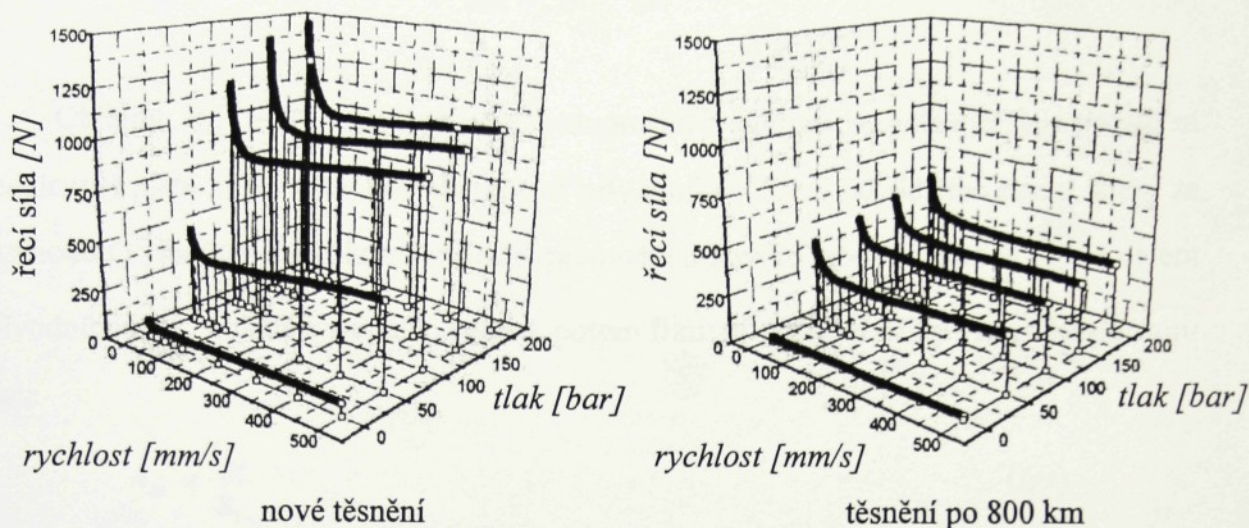
Tato síla bude snížena o sílu pasivních odporů, kterou teoreticky dělíme na tři složky stejně jako moment pasivních odporů rotačního hydromotoru, takže analogicky k vztahu (28) můžeme pro sílu na pístnici motoru psát:

$$F_m = S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2 - b_m \cdot v - \frac{v}{|v|} \cdot f \cdot S_1 \cdot (p_1 + \frac{S_2}{S_1} \cdot p_2) - \frac{v}{|v|} \cdot F_c. \quad (62)$$

Závislost síly pasivních odporů na rychlosti pohybu a pracovním tlaku pro drážkovou manžetu fy. Parker-Hanifin, novou a po uběhnutí dráhy 800 km je na obr. 13. [5]. Z tohoto je zřejmé, že určení síly pasivních odporů není jednoduché. Nicméně v dalším budeme postupovat jako u rotačních motorů, tzn., že se spokojíme s náhradou síly pasivních odporů F_{p0} silou úměrnou rychlosti pohybu motoru, takže obdobně k (30) bude pro sílu na pístnici přímočarého motoru platit:

$$F_m = F_t - F_{p0} = S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2 - b_m \cdot v, \quad (63)$$

Koeficient tlumení b_m lze vyjádřit z rovnice (63) pokud je známá, ovšem s vědomím toho, že jde o parametr, který se může během provozu značně změnit (obr. 13).



Obr. 13 Závislost síly pasivních odporů na rychlosti pohybu a pracovním tlaku pro drážkovou manžetu

4.2 Dynamické chování hydromotoru při proudovém řízení

Při popisu dynamického chování motoru budeme předpokládat, kromě předpokladů uvedených v kap. 2, že v pracovních poloprostorech motoru bude vždy nějaký tlak. Za těchto podmínek a s respektováním (59) a (60) budou průtokové rovnice obou poloprostorů motoru:

$$Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{K_e} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad (64)$$

$$-Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{K_e} \cdot \frac{dp_2}{dt}. \quad (65)$$

Na rozdíl od rotačního hydromotoru u přímočarého hydromotoru nedochází k diskontinuitě (obr. 7), poloprostory motoru nejsou spolu propojovány, avšak poloprostory jsou u motorů jednostranných různé

$$V_1 = \overline{V_{01}} + S_1 \cdot x, \quad (66)$$

$$V_2 = \overline{V_{02}} - S_2 \cdot x \quad (67)$$

a

$$\frac{dV_1}{dt} = S_1 \cdot \frac{dx}{dt} = S_1 \cdot v, \quad \frac{dV_2}{dt} = -S_2 \cdot \frac{dx}{dt} = -S_2 \cdot v. \quad (68)$$

Objemy $\overline{V_{01}}$ a $\overline{V_{02}}$ jsou objemy poloprostorů motoru respektující jak počáteční vzdálenost pístu x_0 od víka, tak také objem přívodního vedení od řídicího prvku, který se s výhodou vyjadřuje jako fiktivní zvětšení pracovního zdvihu motoru. Jestliže $\overline{V_{01}}$ je objem přívodního a $\overline{V_{02}}$ objem výstupního vedení, potom fiktivní zvětšení délky vstupního prostoru bude

$$l_{01} = \frac{V_{01}}{S_1} \quad (69)$$

a délka výstupního prostoru se zvětší o hodnotu

$$l_{02} = \frac{V_{02}}{S_2}. \quad (70)$$

S využitím vztahů (68), (69), (70) a s tím, že počáteční poloha pístu ve válci je dána hodnotou x_0 nabudou průtokové rovnice (64) a (65) tvar:

$$\begin{aligned} Q_1 &= S_1 \cdot v + \frac{S_1}{K_e} \cdot [l_{01} + (x_0 + x)] \cdot \dot{p}_1 = S_1 \cdot v + \frac{S_1 \cdot L}{K_e} \cdot \frac{1}{L} \cdot [l_{01} + (x_0 + x)] \cdot \dot{p}_1 \\ Q_1 &= S_1 \cdot v + \frac{V_{01}}{K_e} \cdot \frac{1}{L} \cdot [l_{01} + (x_0 + x)] \cdot \dot{p}_1, \end{aligned} \quad (71)$$

$$\begin{aligned} -Q_2 &= -S_2 \cdot v + \frac{S_2}{K_e} \cdot [(L + l_{02}) - (x_0 + x)] \cdot \dot{p}_2 = \\ &= S_2 \cdot v + \frac{S_2 \cdot L}{K_e} \cdot \frac{1}{L} \cdot [(1 + l_{02}) - (x_0 + x)] \cdot \dot{p}_2, \\ -Q_2 &= S_2 \cdot v + \frac{V_{02}}{K_e} \cdot \frac{1}{L} \cdot [(1 + l_{02}) - (x_0 + x)] \cdot \dot{p}_2, \end{aligned} \quad (72)$$

kde $V_{01} = S_1 \cdot L$ a $V_{02} = S_2 \cdot L [m^3]$... objemy pracovních poloprostorů motoru při
plném pracovním zdvihu,
 $x [m]$... okamžité posunutí pístu.

Zdalo by se vhodné zavést místo absolutních hodnot l_{01} , l_{02} , x_0 , a x hodnoty bezrozměrné l_{01}/L atd., avšak při řízení odvozeném od okamžité polohy pístu by byla nutná zpětná transformace.

Nyní zbývá doplnit průtokové rovnice rovnicí pohybovou, aby byl popis úplný

$$S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2 = m \cdot \dot{v} + b_m \cdot v + F_z, \quad (73)$$

kde m [kg] ... pohybující se hmotnost pevných částí motoru,
 b_m [N/m.s⁻¹] ... koeficient viskózního tlumení,
 F_z [N] ... zátěžná síla.

Sestavení modelu proudově řízeného přímočarého motoru musí odpovídat současnému řešení tří diferenciálních rovnic. Dvou, které získáme z průtokových rovnic (71) a (72) a jedné, vyplývající z rovnice pohybové (73):

$$\dot{p}_1 = \left\{ \frac{V_{01}}{K_e \cdot L} \cdot [l_{01} + (x_0 + x)] \right\}^{-1} \cdot (Q_1 - S_1 \cdot v), \quad (74)$$

$$\dot{p}_2 = \left\{ \frac{V_{02}}{K_e \cdot L} \cdot [(1 + l_{02}) - (x_0 + x)] \right\}^{-1} \cdot (S_2 \cdot v - Q_2), \quad (75)$$

$$\dot{v} = \frac{1}{m} \cdot [(S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2) - b_m \cdot v - F_z], \quad (76)$$

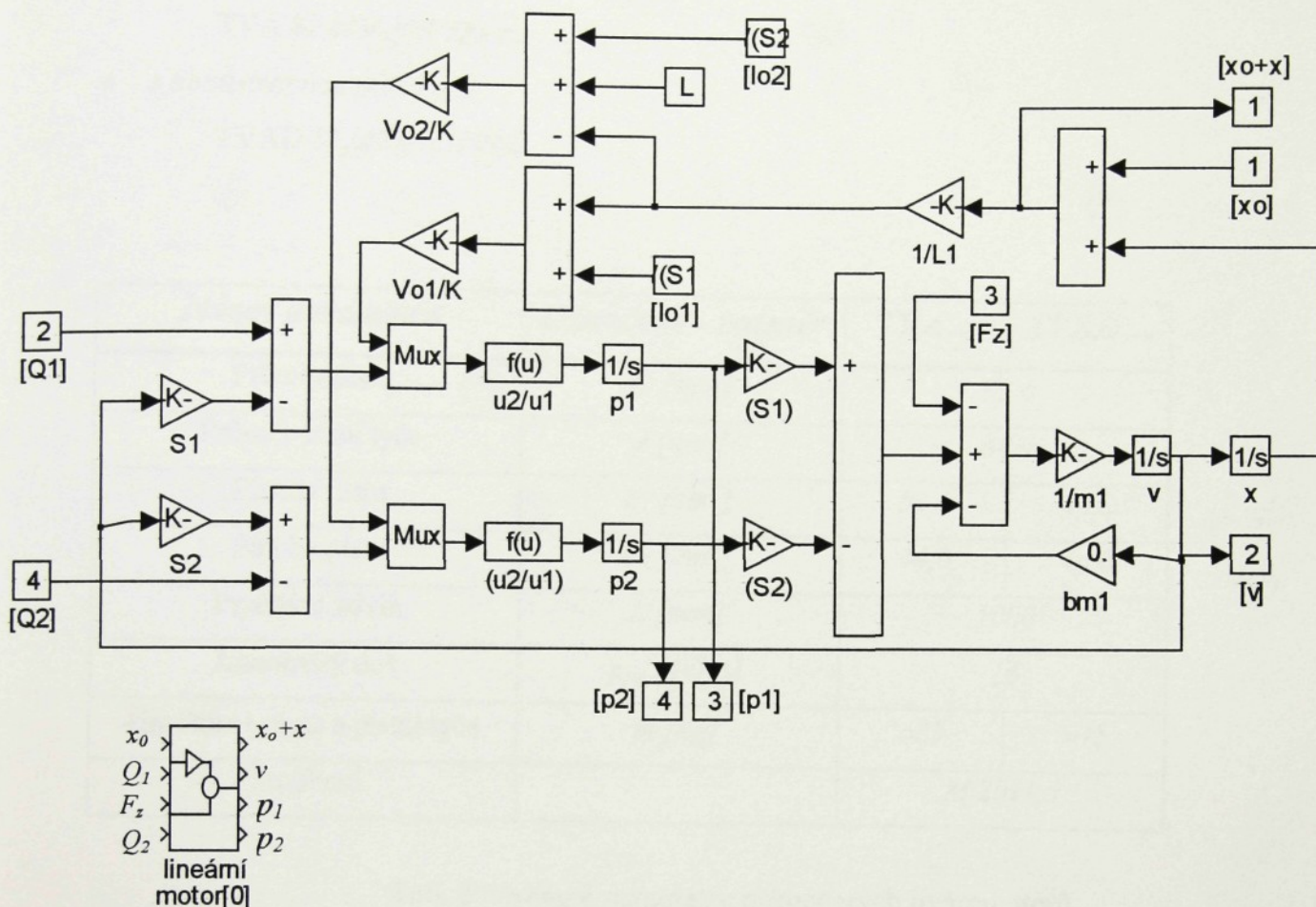
které doplníme ještě o rovnici postihující posunutí pístu motoru

$$\dot{x} = v. \quad (77)$$

Vstupními veličinami jsou řízené proudy Q_1 a Q_2 a výstupní veličinou je rychlost v a posunutí x pístu motoru. Na další výstupy jsou vyvedeny tlaky p_1 a p_2 , které ovlivňují zpětné průtoky na řídicích prvcích. Vstupní hodnota x_0 umožňuje měnit základní (výchozí) polohu pístu ve válci. Výstupy $(x_0 + x)$, resp. v umožňují modifikovat charakter zátěže, či uvolnění nebo naopak blokování některých funkcí širěji pojatého systému.

Zde se nabízí možnost uvážit zvlášť případ symetricky uspořádaného motoru a symetrického řízení stejně jako u rotačního hydromotoru, ale abychom se dopracovali „stejného“ výsledku, bylo by potřeba přijmout výrazné omezení a to, že přímočarý motor má nejen stejné plochy pístu (oboustranná pístní tyč), ale navíc se píst nachází právě v polovině pracovního zdvihu ($x_0 = L/2$) a tudíž by bylo možné sledovat změny pouze v okolí této polohy. Navíc případ popsany rovnicemi (74) až (77) je natolik obecný, že dovoluje postihnout i tento zvláštní případ, tj. $S_1 = S_2 = S$.

Model přímočarého hydromotoru odpovídající simultánnímu řešení diferenciálních rovnic (74) až (77) je uveden na obr. 13. Bližší popis modelu jistě není nutný, protože by byl opakováním již dříve uvedených skutečností. Model je shrnut do funkčního bloku *lineární motor*.



Obr. 13 Model přímočarého hydromotoru

Na vstupu číslo „1“ je zadávána počáteční poloha pístu ve válci motoru, na vstup „2“ se přivádí proud $Q_1 [m^3 s^{-1}]$, na vstup „3“ zatěžovací síla $F_Z [N]$ a na vstup „4“ proud $Q_2 [m^3 s^{-1}]$. Na výstupu „1“ je celkové posunutí pístu $X_o + X [m]$, na výstupu „2“ rychlost pístu $v [m s^{-1}]$, na výstupu „3“ tlak $p_1 [Mpa]$ a na výstupu „4“ je tlak $p_2 [Mpa]$.

4.3 Parametry přímočarého hydromotoru

Pro příklad byl vybrán přímočarý hydromotor firmy *Vickers*, který se vyrábí v modifikacích

- *s jednostrannou pístní tyčí*
TVA 82,6/34,9x1000-z;
- *s oboustrannou pístní tyčí*
TVAD 82,6/34,9x1000-z.

Název parametru	Označení - rozměr	TVA...	TVAD...
Průměr pístu	$D [mm]$	82,6	
Průměr pístní tyče	$d [mm]$	34,9	
Plocha pístu	$S_1 [cm^2]$	53,6	44,0
Plocha pístu	$S_2 [cm^2]$	44,0	44,0
Pracovní zdvih	$L [mm]$	1000	
Jmenovitý tlak	$p_{jm} [MPa]$	16	
Hmotnost pístu a pístní tyče	$m [kg]$	≈25	≈45
Šroubení		M 20x1,5	

Tab. 2 Vybrané parametry přímočarých hydromotorů

Další parametry, které výrobce uvádí nejsou pro simulaci zajímavé a ty, které by zajímavé byly, nejsou uvedeny. V uvedeném typovém označení motorů písmeno *A* znamená uchycení motoru na patky a písmeno *Z*, že jde o motory bez tlumení. Hmotnost pístů a pístní tyče byla vypočtena z rozměrů motoru.

5 ŘÍDICÍ PRVKY

V této kapitole budou popsány vybrané řídicí prvky potřebné pro sestavování modelů hydraulických obvodů tak, jak bylo uvedeno v kapitolách 2 a 3 s tím, aby bylo možno využít k stanovení potřebných parametrů údajů z katalogových listů výrobců.

5.1 Škrticí ventil

Při popisu se omezíme na *škrticí ventil bez stabilizace tlakového spádu*, pro který obecně platí průtoková rovnice

$$Q = G(x) \cdot \sqrt{\Delta p}, \quad (78)$$

kde $Q [m^3 \cdot s^{-1}]$... okamžitý proud škrticím ventilem,
 $G(x) [N^{1/2} \cdot m^4 \cdot s^{-1}]$... propustnost škrticího ventilu závislá na geometrii průtočného průřezu, otevření x a měrné hmotnosti kapaliny,
 $\Delta p [N \cdot m^{-2}]$... tlakový spád na škrticím ventilu.

Přijmeme-li skutečnost, že průtočná plocha škrticího ventilu je zpravidla závislá na kvadrátu posunutí funkčního prvku ventilu, můžeme pro okamžitý proud ventilem psát

$$Q = K \cdot x^2 \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (79)$$

a pro maximální proud

$$Q_{\max} = K \cdot x_{\max}^2 \cdot \sqrt{\Delta p_{\max}}. \quad (80)$$

Podělíme-li rovnici (79) rovnicí (80) a vyjádříme okamžitý proud Q , bude

$$Q = \left(\frac{x}{x_{\max}} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{\max}}} \cdot Q_{\max} = X^2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{\max}}} \cdot Q_{\max}, \quad (81)$$

kde $x/x_{\max} = X$... je poměrné otevření ventilu, které může nabývat hodnot z intervalu $<0;1>$,

$Q_{\max} [m^3 \cdot s^{-1}]$... je maximální proud při maximálním možném tlakovém spádu $\Delta p_{\max}$ na ventilu při otevření $X=1$.

Průtoková rovnice (81) popisuje charakteristiku libovolného škrticího ventilu. Skutečná charakteristika je potom modifikována konstantami $Q_{\max}$ a $\Delta p_{\max}$.

Další podstatnou skutečností je zařazení ventilu v obvodu, protože podle toho bude definován tlakový spád na něm:

- rotační HM, škrticí ventil v sérii na vstupu do motoru (obr. 8).

Pro tlakový spád platí $\Delta p = p_p - p_l$. Maximální tlakový spád na škrticím ventilu může být:

$$\Delta p = \Delta p_{\max} \cdot \frac{p_p}{p_p} \quad (82)$$

V případě, že ve výstupní větvi bude tlak $p_2 = p_T = 0$ a motor bude pracovat bez zatížení (to je samozřejmě fiktivní případ, který nastat prakticky nemůže (pasivní odpory, odpory vedení), ale při simulaci ano) potom průtoková rovnice bude

$$Q = X^2 \cdot \sqrt{\frac{p_p - p_l}{p_p}} \cdot Q_{\max} = X^2 \cdot \sqrt{1 - \frac{p_l}{p_p}} \cdot Q_{\max}, \quad (83)$$

kterou pro simulaci upravíme na

$$Q = X^2 \cdot \sqrt{\left|1 - \frac{p_l}{p_p}\right|} \cdot Q_{\max} \cdot \text{sign}\left(1 - \frac{p_l}{p_p}\right). \quad (84)$$

- rotační HM, škrticí ventil v sérii na výstupu z motoru (obr. 8).

Tlakový spád $\Delta p = p_2 - p_l$. Maximální tlakový spád na škrticím ventilu může opět být:

$$p_2 - p_l = p_1 = p_p, \quad (85)$$

takže

$$Q = X^2 \cdot \sqrt{\frac{p_2 - p_l}{p_p}} \cdot Q_{\max} \cdot \text{sign}(p_2 - p_T). \quad (86)$$

- přímočarý HM, škrticí ventil v sérii na vstupu do motoru.

Analogicky stejnému případu s rotačním HM bude platit rovnice (84);

- přímočarý HM, škrticí ventil v sérii na výstupu z motoru.

Tlakový spád je $\Delta p = p_2 - p_T$, maximální tlakový spád na ventilu je ovšem

$$\Delta p = \Delta p_{\max} = \frac{p_2 - p_l}{p_p} \cdot \frac{S_1}{S_2} \quad (87)$$

a upravená průtoková rovnice

$$Q = X^2 \cdot \sqrt{\frac{p_2 - p_T}{p_p}} \cdot \frac{S_2}{S_1} \cdot Q_{\max} \cdot \text{sign}(p_2 - p_T). \quad (88)$$

Pro tvorbu modelu byly použity rovnice (84) a (88), které byly doplněny o tlakové úbytky na rozvaděči p_{r1} a p_{r2} , takže pro škrticí ventil na vstupu do hydromotoru v sérii platí

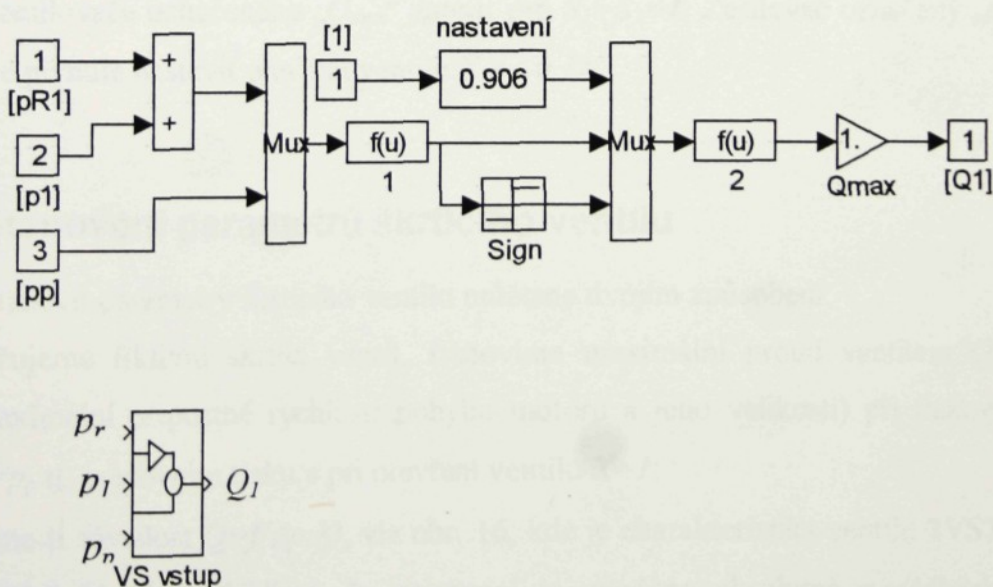
$$Q = X^2 \cdot \sqrt{1 - \frac{p_1 \pm p_{r1}}{p_p}} \cdot Q_{\max} \cdot \text{sign}\left(1 - \frac{p_1 \pm p_{r1}}{p_p}\right) \quad (89)$$

a pro škrticí ventil na výstupu z hydromotoru v sérii

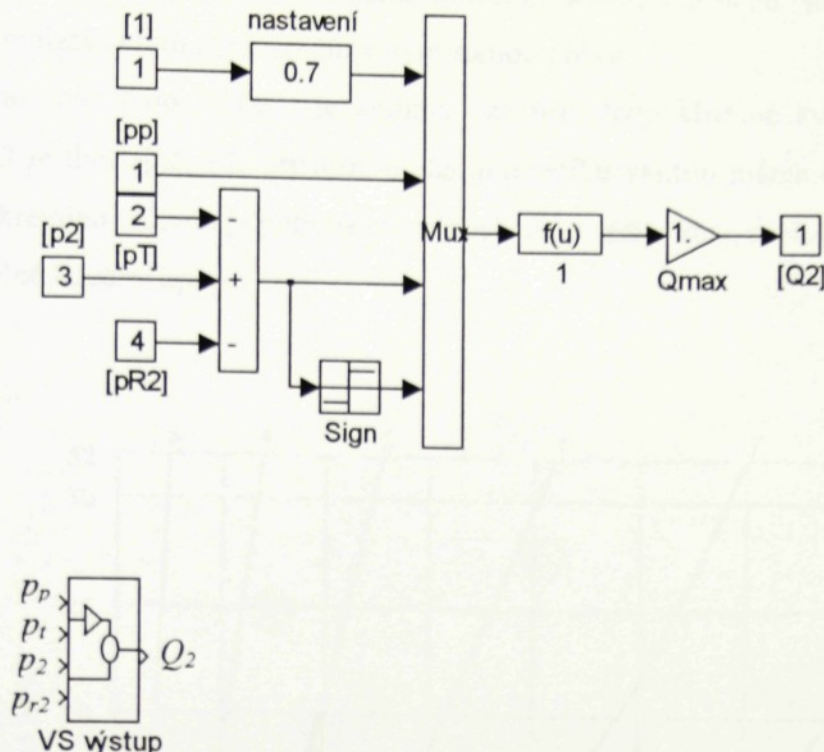
$$Q = X^2 \cdot \sqrt{\frac{p_2 - p_T \pm p_{r2}}{p_p}} \cdot \sqrt{\frac{S_2}{S_1}} \cdot Q_{\max} \cdot \text{sign}(p_2 - p_T \pm p_{r2}), \quad (90)$$

znaménko $+$ u p_{r1} platí pro umístění škrticího ventilu před rozvaděčem a znaménko $-$ za rozvaděčem. Znaménko $-$ u p_{r2} platí pro umístění škrticího ventilu za rozvaděčem a znaménko $+$ před rozvaděčem.

Model škrticího ventilu pro umístění na vstupu hydromotoru je na obr. 14 včetně funkčního bloku označeného *VS vstup*. Model škrticího ventilu pro umístění na výstupu z hydromotoru je na obr. 15 spolu s funkčním blokem, který je označen *VS výstup*.



Obr. 14 Model škrticího ventilu pro umístění na vstup hydromotoru



Obr. 15 Model škrticího ventilu pro umístění na výstup z hydromotoru

Model *VS výstup* je modifikován hodnotou $\sqrt{S_2/S_1}$, pro rotační motor je potřeba do masky zesilovače označeného „ Q_{max} “ zapsat pro $S_1=S_2=1$. Zesilovač označený „*nastavení*“ dovoluje plynule nastavit otevření ventilu $X \in <0, 1>$.

5.2 Stanovení parametrů škrticího ventilu

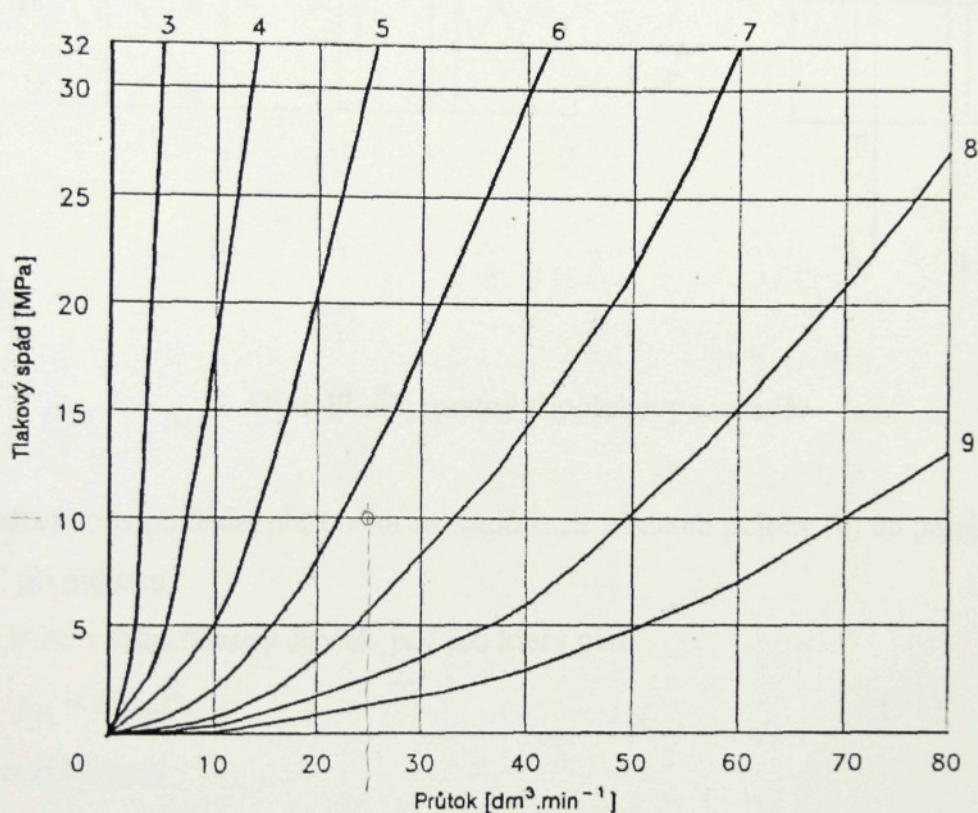
Stanovit parametry škrticího ventilu můžeme dvojím způsobem:

- uvažujeme fiktivní škrticí ventil, stanovíme maximální proud ventilem Q_{max} (např. z maximální přípustné rychlosti pohybu motoru a jeho velikosti) při tlakovém spádu $\Delta p = p_p$ tj. pracovním tlaku a při otevření ventilu $X=1$;
- známe-li závislost $Q=f(\Delta p, X)$, viz obr. 16, kde je charakteristika ventilu 2VS3-04 firmy HYTOS Vrchlabí. Vidíme, že nastavení je uvedeno absolutně v otáčkách rukojeti. Záleží na nás, kterou hodnotu určíme jako $X=1$.

Např.: nechť $p_p = 10 \text{ Mpa}$ a maximální proud, který připustíme při tomto tlakovém spádu je $Q_{max} = 25 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, tzn. že otevření ventilu $X=1$ bude procházet bodem

(p_p, Q_{max}) což odpovídá reálnému otočení rukojeti o „trochu více“ než 6 otáček. Při simulaci ovšem nepřekročíme vymezenou oblast.

Z toho co bylo řečeno je zřejmé, že při předpokládané kvadratické závislosti $Q=f(\Delta p, X)$ je lhostejné, zda příslušnou charakteristiku ventilu máme či nikoli. Avšak při řešení konkrétního případu je potřeba charakteristiku ventilu znát, protože může být lineární nebo částečně lineární apod..



Obr. 16 Charakteristika ventilu 2VS3-04 firmy HYTOS

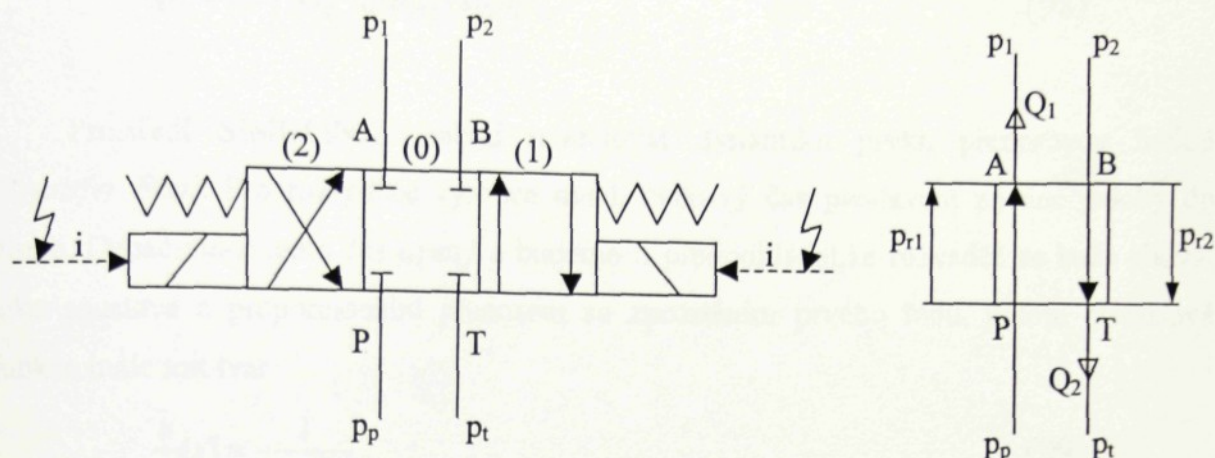
Vrchlabí

<i>Parametr</i>	<i>Označení - rozměr</i>	<i>Hodnota</i>
Jmenovitá světlost	$D_a [mm]$	4
Maximální průtok	$Q [dm^3 \cdot min^{-1}]$	25
Maximální tlak	$P_{max} [Mpa]$	32

Tab. 3 Vybrané parametry škrticího ventilu 2VS3-04

5.3 Rozvaděč

Při následujícím popisu se omezíme na čtyřcestný třípolohový rozvaděč, jehož blokové schéma s elektromagnetickým ovládáním je na obr. 17,



Obr. 17 Čtyřcestný třípolohový rozvaděč

přičemž budeme předpokládat přestavení rozvaděče ze základní polohy (0) do polohy (1) a zpět. Necht' při průtoku :

P-A: vzniká tlakový úbytek p_{r1} , pro který platí

$$p_{r1} = R_1 \cdot Q_1^2, \quad (91)$$

resp. pro proud lze psát

$$Q_1 = G_1 \cdot \sqrt{p_{r1}}, \quad (92)$$

B-P: obdobně

$$p_{r2} = R_2 \cdot Q_2^2, \quad (93)$$

$$Q_2 = G_2 \cdot \sqrt{p_{r2}}, \quad (94)$$

kde R_1 , R_2 , resp. G_1 , G_2 jsou odpory či propustnosti rozvaděče při průtoku jednotlivými cestami při úplném přestavení rozvaděče.

Přestavení rozvaděče působením elektromagnetu a jeho vrácení do základní polohy pružinami bude mít za následek změnu proudu Q_1 a Q_2 , kterou lze modelovat časovou změnou posunutí šoupátka rozvaděče $x(t) \in \langle 0, l \rangle$ a funkce (91) až (94) jí násobit, takže rovnice můžeme postupně zapsat:

$$p_{r1} = x(t) \cdot R_1 \cdot Q_1^2 \cdot \text{sign}Q_1, \quad (95)$$

$$p_{r2} = x(t) \cdot R_2 \cdot Q_2^2 \cdot \text{sign}Q_2, \quad (96)$$

$$Q_1 = x(t) \cdot G_1 \cdot \sqrt{|p_{r1}|} \cdot \text{sign}p_{r1}, \quad (97)$$

$$Q_2 = x(t) \cdot G_2 \cdot \sqrt{|p_{r2}|} \cdot \text{sign}p_{r2}. \quad (98)$$

Prostředí SIMULINKu nabízí modelovat dynamiku prvku přenosovou funkcí [Transfer Fcn]. Pro rozvaděče výrobce uvádí celkový čas přestavení z jedné polohy do druhé. Označíme-li tento čas $t_r[\text{ms}]$ a budeme-li předpokládat, že rozvaděč se bude chovat jako soustava s proporcionální přenosem se zpožděním prvního řádu, potom přenosová funkce bude mít tvar

$$\frac{x}{i}(s) = \frac{1}{T \cdot s + 1}, \quad (99)$$

kde zesílení je rovno jedné (chceme násobit průběžně funkcí, která se s časem mění od hodnoty 0 do 1)

T ... časová konstanta rozvaděče, kterou budeme brát

$$T = \frac{t_R}{3}, \quad (100)$$

kdy jak víme z vlastností exponenciální funkce, bude dosaženo 95% konečné hodnoty, tzn. $x=0,95$.

Pro sestavení modelu rozvaděče máme k dispozici všechny potřebné rovnice, avšak nyní je nutné povšimnout si blíže činnosti rozvaděče v obvodu.

Ve statických výpočtech při návrhu obvodu chápeme rozvaděč jako prvek, kterým měníme smysl průtoku a hradíme průtok motorem nebo jinou částí soustavy na kterém vzniká při průtoku jistý tlakový úbytek – tlaková ztráta.

Při sledování *dynamiky obvodu* se ovšem rozvaděč projeví jak dobou přestavení z jedné do druhé pracovní polohy tak časovou změnou odporů či propustností, přičemž jejich vliv bude různý podle toho, kde bude umístěn škrťací ventil. Pro další úvahy se omezíme na umístění škrťacího ventilu v sérii k motoru (viz též obr.8):

- na vstupu, obr. 18 a,
- na výstupu, obr. 18b,

Dosadíme-li do rovnice (101) za jednotlivé tlakové spády z rovnice (103), můžeme stanovit celkovou propustnost G_c škrticího ventilu a cesty P-A rozvaděče

$$\mathcal{Q}_2 = G_2 \cdot \sqrt{p_2 - p_T} \tag{104}$$

$$\mathcal{Q}_1 = G_c \cdot \sqrt{p_p - p_1} = G_v \cdot \sqrt{p_s} = G_1 \cdot \sqrt{p_{r1}} \tag{103}$$

a pro proudy

$$p_{r2} = p_2 - p_T \tag{102}$$

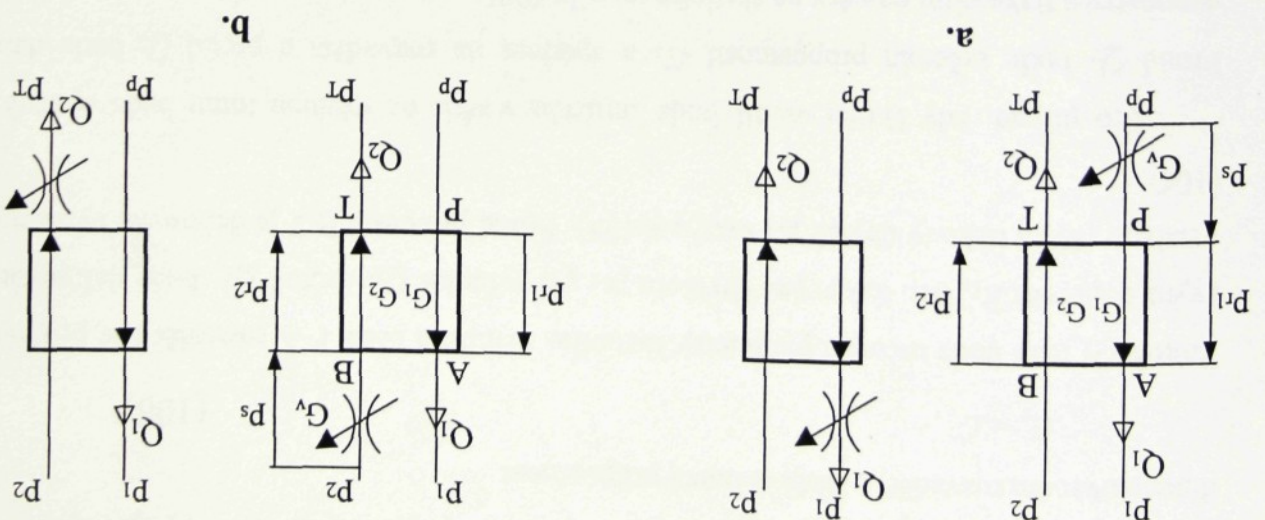
$$p_p - p_1 = p_s + p_{r1} \tag{101}$$

v jednotlivých větvích psát:

Ještěže budeme předpokládat, že škrticí ventil je umístěn v bezprostřední blízkosti rozvaděče (např. stavebnicové uspořádání), můžeme pro celkové tlakové spády škrticího ventilu G_v .

Všimneme si blíže případu, kdy škrticí ventil je umístěn v sérii na vstupu do motoru (obr. 18 a), kde jsou vyznačeny tlakové spády na rozvaděči p_{r1} a p_{r2} a na škrticím ventilu p_s , průtoky jednotlivými větvemi $\mathcal{Q}_1$, $\mathcal{Q}_2$ jejich propustnosti G_1 , G_2 a propustnost

Obr. 18 a) Škrticí ventil ve vstupní větvi motoru
b) Škrticí ventil ve výstupní větvi motoru



$$G_c = \frac{G_v \cdot G_l}{\sqrt{G_v^2 + G_l^2}}, \quad (105)$$

kde G_v je propustnost škrticího ventilu, pro kterou lze přijmout, že $G_v \ll G_l$ (při správně dimenzovaném rozvaděči), takže celková propustnost

$$G_c = G_v. \quad (106)$$

Průtok Q_l tedy bude určován parametry škrticího ventilu a cesta P-A rozvaděče se projeví svým odporem R_l , tzn. tlakovým úbytkem p_{rl} při průtoku Q_l . Průtok Q_l bude definován vztahem (89) a tlakový úbytek p_{rl} vztahem (95). Proud pro cestu B-T je definován výrazem (104).

Pro případ, kdy škrticí ventil bude umístěn v sérii na výstupu tomu bude opačně. Proud Q_l bude určován propustností G_l a spádem na rozvaděči a proud Q_2 bude dán parametry a tlakovými poměry na škrticím ventilu (90).

Na základě výše uvedených skutečností byly sestaveny dva modely rozvaděčů, které respektují to, zda škrticí ventil je umístěn v sérii:

- na vstupu – model **R vstup** (obr. 19), který řeší algebraické rovnice

$$p_{rl} = x(t) \cdot R_l \cdot Q_l^2 \cdot \text{sign} Q_l, \quad (107)$$

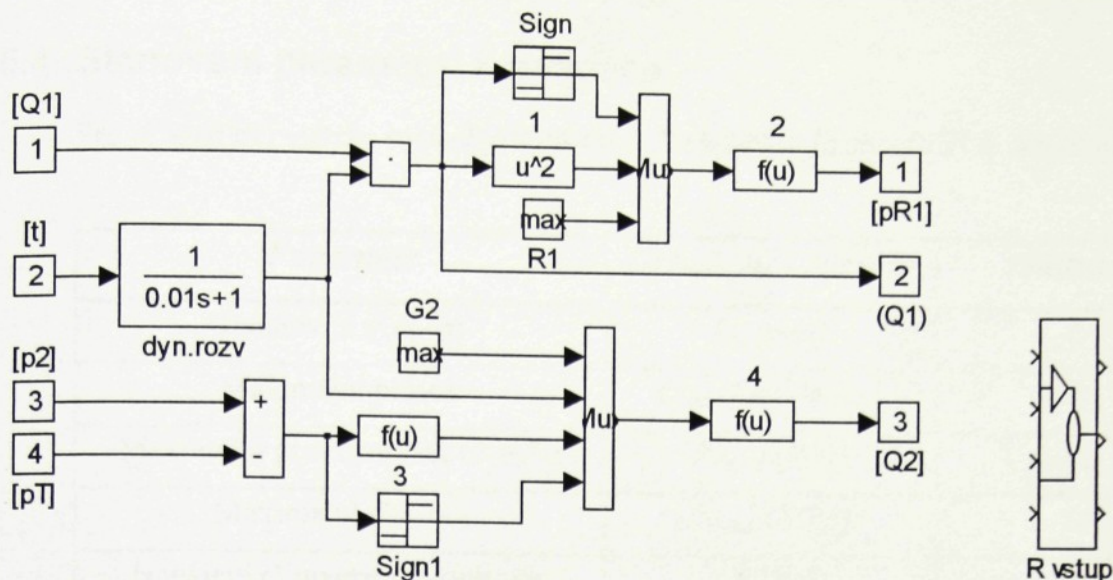
$$Q_2 = x(t) \cdot G_2 \cdot \sqrt{|p_2 - p_T|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_T); \quad (108)$$

- na výstupu – model **R výstup** (obr. 20), který řeší algebraické rovnice

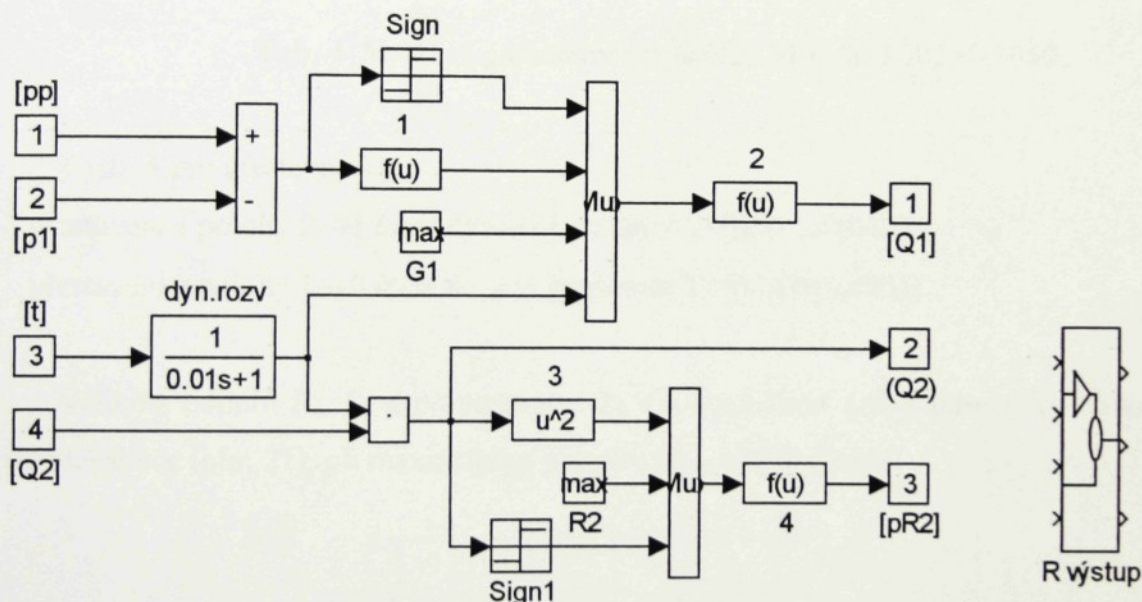
$$p_{r2} = x(t) \cdot R_2 \cdot Q_2^2 \cdot \text{sign} Q_2, \quad (109)$$

$$Q_l = x(t) \cdot G_l \cdot \sqrt{|p_p - p_l|} \cdot \text{sign}(p_p - p_l) \quad (110)$$

Časová funkce pro oba případy je definována vztahem (99).



Obr. 19 Schéma rozvaděče pro škrticí ventil v sérii na vstupu hydromotoru a jeho funkční blok



Obr. 20 Schéma rozvaděče pro škrticí ventil v sérii na výstupu z hydromotoru a jeho funkční blok

U modelu *R vstup* (cesta P-A) vstupní proud Q_I je násoben časovou funkcí a vyveden na výstup a současně vlivem odporu R_I způsobuje (vytváří) tlakovou ztrátu p_{rI} , která je rovněž vyvedena na výstup. V druhé větvi modelu (cesta B-T) se vlivem tlakového spádu ($p_2 - p_T$) na časově proměnné propustnosti G_2 vytváří proud Q_2 , který je vyveden na výstup.

Model *R výstup* je vlastně zrcadlově otočený oproti modelu *R vstup*.

5.4 Stanovení parametrů rozvaděče

Pro příklad byl vybrán rozvaděč RPE-06 3 Z 11/23050 firmy HYTOS Vrchlabí.

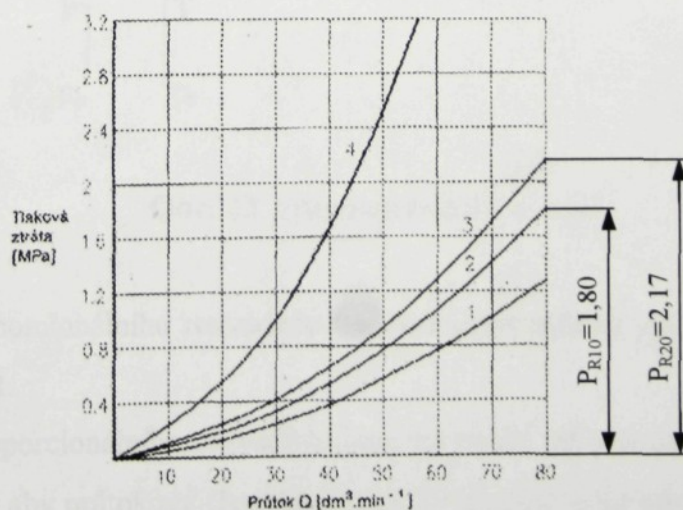
<i>Parametr</i>	<i>Označení - rozměr</i>	<i>Hodnota</i>
Jmenovitá světlost	$D_n [mm]$	6
Maximální průtok	$Q_{max} [dm^3 \cdot min^{-1}]$	80
Maximální provozní tlak (P,A,B)	$P_{max} [MPa]$	32
Maximální tlak (T)	$P_{Tmax} [MPa]$	16
Napájení el. magnetů / kmitočet	$[V/Hz]$	230/50
Přestavný čas při vybuzení magnetu	$t_{R1} [ms]$	30-40
Vratný čas	$t_{R0} [ms]$	30-70

Tab. 4 Vybrané parametry rozvaděče RPE-06 3 Z 11/23050

Z tab. 4 pro přestavné časy:

- přestavení z polohy 0→1 bude časová konstanta $T=(0,010 \div 0,013)s$,
- přestavení z polohy 1→0 bude časová konstanta $T=(0,010 \div 0,023)s$.

Velikost odporů R_1 , R_2 a propustností G_1 , G_2 stanovíme z charakteristiky tlakových ztrát rozvaděče (obr. 21), při maximálním průtoku $Q_{max}=80 dm^3 \cdot min^{-1}$.



Obr. 21 Charakteristika tlakových ztrát rozvaděče (pro průtok P-A platí křivka 2, B-T platí křivka 3)

Tak jak jsme definovali propustnosti G_1 a G_2 (91) až (94) platí

$$G_1 = \frac{1}{\sqrt{R_1}}, G_2 = \frac{1}{\sqrt{R_2}}, \quad (111)$$

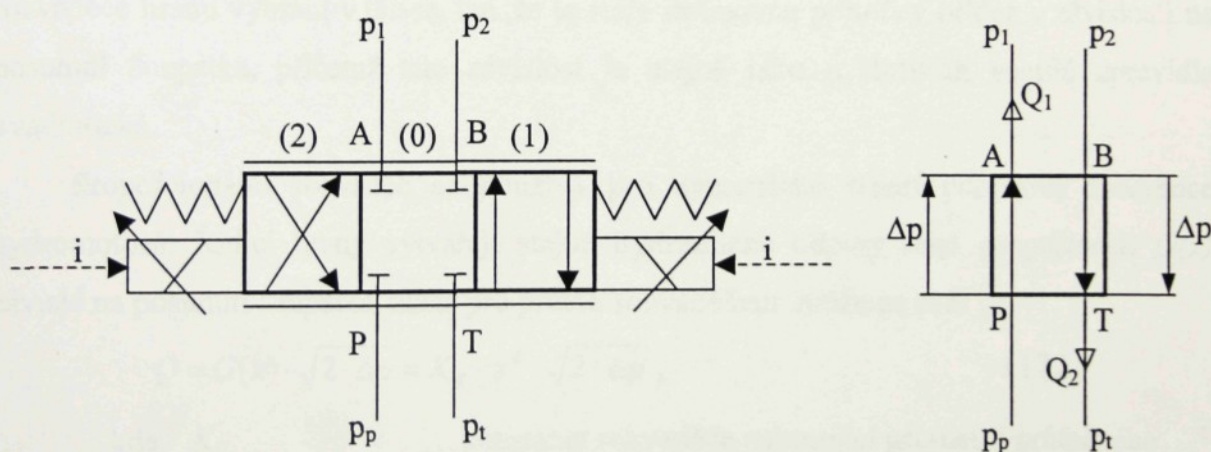
$$\text{a } R_1 = \frac{P_{r10}}{Q_{\max}^2} \cdot 36 \cdot 10^8, R_2 = \frac{P_{r20}}{Q_{\max}^2} \cdot 36 \cdot 10^8.$$

Odečtené hodnoty tlakových spádů p_{r10} a p_{r20} v $[N.m^{-2}]$ a $Q_{\max}$ $[dm^3.min^{-1}]$ se zapisují do masek konstant R_1 , R_2 , G_1 a G_2 v uvedených jednotkách.

5.5 Proporcionální rozvaděč

Proporcionální rozvaděč byl zahrnut do skupiny vybraných prvků pro simulaci proto, že je dnes jedním z nejpoužívanějších prvků ve stavbě moderních hydraulických obvodů.

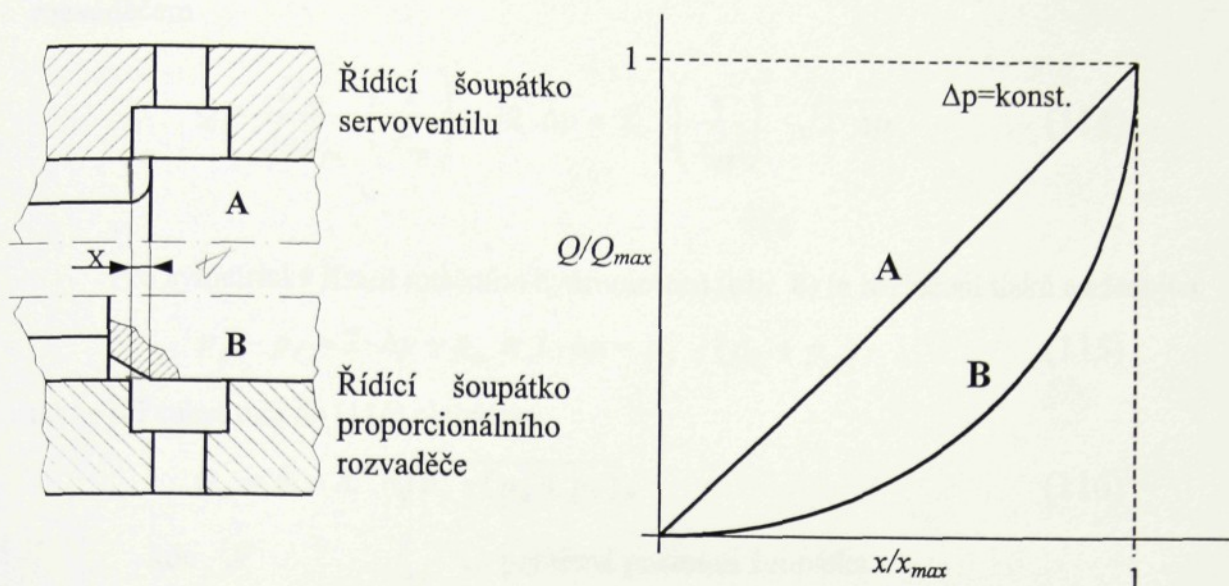
V dalším si tedy všimneme proporcionálního rozvaděče jehož principiální schéma je uvedeno na obr. 22.



Obr. 22 Proporcionální rozvaděč

Při činnosti proporcionálního rozvaděče budeme předpokládat přestavování z polohy (0) do polohy(1) a zpět.

Řídící hrany proporcionálního rozvaděče jsou na rozdíl od hran servoventilu tvarově upraveny (zářezy) tak, aby průtoková charakteristika $Q=Q(x)/\Delta p$ měla progresivní charakter, viz obr. 23.



Obr. 23 Řídící hrany proporcionálního rozvaděče a jeho průtoková charakteristika

Na rozdíl od klasického rozvaděče neodkryje hrana šoupátka proporcionálního rozvaděče hranu vybrání v tělese, tzn., že je stále definován průtočný průřez v závislosti na posunutí šoupátka, přičemž tato závislost je stejně jako u škrťacích ventilů zpravidla kvadratická.

Proporcionální rozvaděč se používá pro symetrické řízení pohybové frekvence hydromotorů. Řídící hrany vytvářejí stejné hydraulické odpory resp. propustnosti $G(x)$ závislé na posunutí šoupátka, takže pro průtok rozvaděčem můžeme psát

$$Q = G(x) \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p} = K_R \cdot x^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p}, \quad (112)$$

kde K_R ... konstanta rozvaděče zahrnující geometrii průtočného průřezu, průtokové poměry a měrnou hmotnost kapaliny,
 $2 \cdot \Delta p$... celkový tlakový spád na rozvaděči tj. na obou řídících hranách.

Jmenovitý průtok rozvaděčem Q_{jm} je definován

$$Q_{jm} = K_R \cdot x_{jm}^2 \cdot \sqrt{\Delta p_{jm}}, \quad (113)$$

kde x_{jm} ... jmenovité (maximální) posunutí šoupátka,
 Δp_{jm} ... jmenovitý celkový tlakový spád na rozvaděči, tedy na obou hranách.

Uděláme-li poměr obou vztahů (112) a (113), můžeme vyjádřit okamžitý průtok rozvaděčem

$$Q = \frac{Q_{jm}}{\sqrt{\Delta p_{jm}}} \cdot \left(\frac{x}{x_{jm}} \right)^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p} = K_r \cdot \left(\frac{x}{x_{jm}} \right)^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p} \quad (114)$$

Pro symetrické řízení rotačního hydromotoru (obr. 8) je rozložení tlaků následující

$$p_p - p_T = 2 \cdot \Delta p + p_m \text{ a } 2 \cdot \Delta p = p_p - (p_T + p_m) \quad (115)$$

takže při substituci do (114) obdržíme

$$Q_m = K_r \cdot X^2 \cdot \sqrt{p_p - (p_m + p_T)}, \quad (116)$$

kde X ... poměrné posunutí šoupátka.

Vzhledem k tomu, že v přechodovém stavu může být $(p_m + p_T) > p_p$, je třeba výraz (116) zapsat pro simulaci následovně

$$Q_m = K_r \cdot X^2 \cdot \sqrt{|p_p - (p_m + p_T)|} \cdot \text{sign}[p_p - (p_m + p_T)]. \quad (117)$$

U přímočarého hydromotoru, byť s oboustrannou pístní tyčí, mohou být pracovní poloprostory motoru různé (vyjma, kdy $x=L/2$) a rozdílnost jejich kapacit se projeví rozdílnými průtoky Q_1 a Q_2 tekoucími přes jednotlivé hrany šoupátka rozvaděče. Pro tento případ platí pro rozložení tlaků

$$\Delta p_1 = p_p - p_1, \quad (118)$$

$$\Delta p_2 = p_2 - p_T. \quad (119)$$

S ohledem na tuto skutečnost bude pro okamžité průtoky přes hrany šoupátka rozvaděče platit

$$Q_1 = K_{r0} \cdot X^2 \cdot \sqrt{|p_p - p_1|} \cdot \text{sign}(p_p - p_1), \quad (120)$$

$$Q_2 = K_{r0} \cdot X^2 \cdot \sqrt{|p_2 - p_T|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_T), \quad (121)$$

kde K_{r0} ... konstanta rozvaděče.

Vzhledem k tomu, že je uvažován průtok každou hranou zvlášť je

$$K_{r0} = \frac{Q_{jm}}{\sqrt{\Delta p_{jm}/2}}. \quad (122)$$

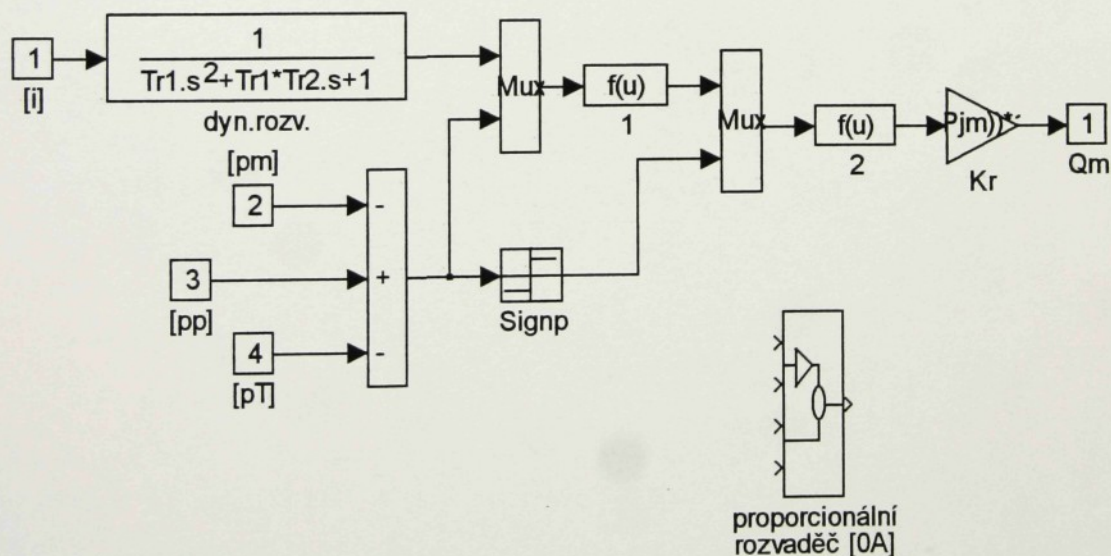
Otvírání (zavírání) proporcionálního rozvaděče lze realizovat obdobně jako u normálního rozvaděče přenosovou funkcí vyjadřující dynamiku rozvaděče při transformaci vstupního signálu, proudu na cívky proporcionálního magnetu, na posunutí šoupátka. Pro další budeme tento přenos uvažovat jako proporcionální se zpožděním druhého řádu, tedy

$$\frac{X}{i}(s) = \frac{K_i}{\frac{s^2}{\omega_r^2} + \frac{2 \cdot \xi_r}{\omega_r} \cdot s + 1} = \frac{K_i}{T_{r1}^2 \cdot s^2 + T_{r1} \cdot T_{r2} \cdot s + 1}, \quad (123)$$

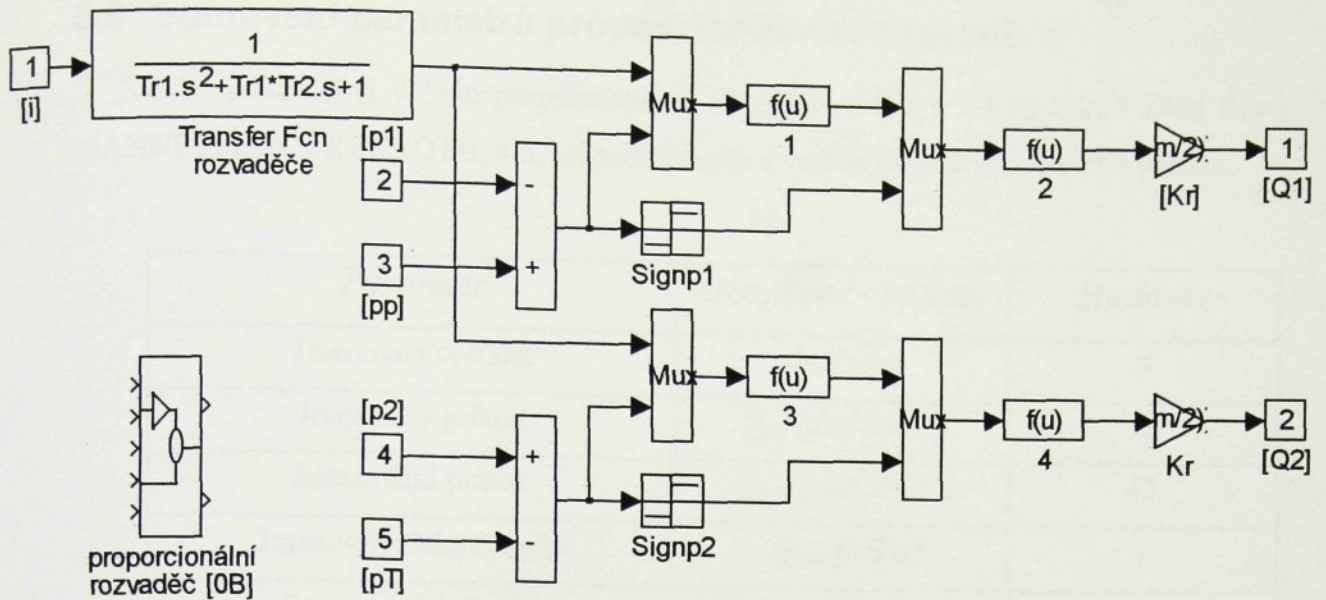
kde $K_i = x_{jm}/i_{jm}$... zesílení,
 ω_r ... vlastní frekvence netlumeného kmitání,
 ξ_r ... poměrné tlumení,
 $T_{r1} = 1/\omega_r$... časová konstanta rozvaděče.

Na základě rovnic (117) a (123) byl sestaven model proporcionálního rozvaděče pro symetrické řízení rotačního hydromotoru, který je spolu s funkčním blokem označeným *proporcionální rozvaděč [0A]* uveden na obr. 24.

Rovnice (120), (121) a (123) posloužily k sestavení modelu proporcionálního rozvaděče pro symetrické řízení přímočarého motoru. Model rozvaděče včetně funkčního bloku s označením *proporcionální rozvaděč [0B]* je na obr. 25.



Obr. 24 Model proporcionálního rozvaděče pro symetrické řízení rotačního hydromotoru a jeho funkční blok



Obr. 25 Model proporcionálního rozvaděče pro symetrické řízení přímočarého hydromotoru a jeho funkční blok

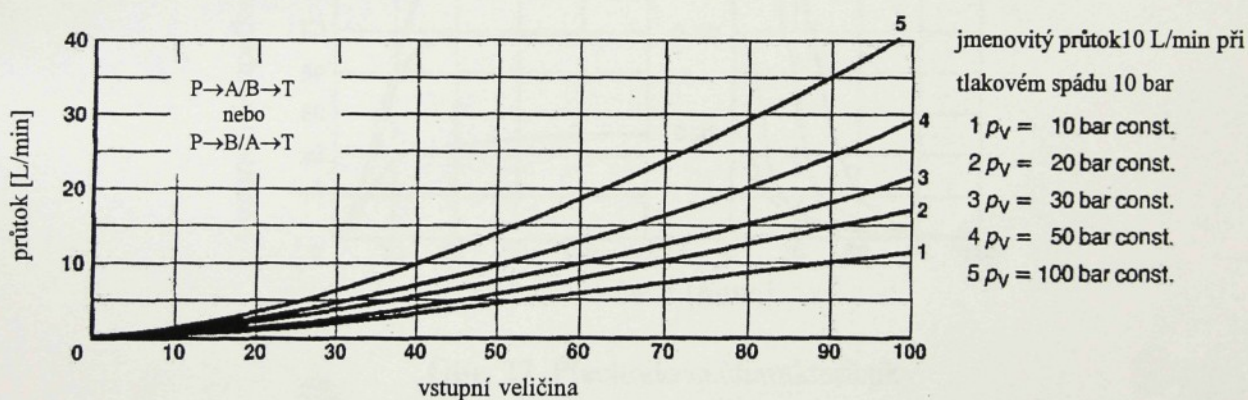
Vstupními veličinami jsou příslušné tlaky, výstupními veličinami proud Q_m , resp. proudy Q_1 a Q_2 . Zadání parametrů přenosové funkce a hodnoty rozvaděče K_r se provádí prostřednictvím masek příslušných prvků modelu.

5.6 Stanovení parametrů proporcionálního rozvaděče

Jako příklad byl vybrán proporcionální rozvaděč WRE 6 E3-08-1X/24 Z4M firmy MANNESMANN-REXROTH, 4/3, jednostupňový s vnitřní polohovou zpětnou vazbou.

<i>Parametr</i>	<i>Označení - rozměr</i>	<i>Hodnota</i>
Jmenovitá světlost	$d_{jm} [mm]$	6
Jmenovitý průtok	$Q_{jm} [dm^3 \cdot min^{-1}]$	10
Maximální průtok	$Q_{max} [dm^3 \cdot min^{-1}]$	65
Jmenovitý tlakový spád	$\Delta p_{jm} [MPa]$	1
Pracovní tlak P,A,B	$p [MPa]$	31,5
Pracovní tlak T	$p_T [MPa]$	16
Napájecí stejnosměrné napětí	$U [V]$	24

Tab. 5 Vybrané parametry rozvaděče WRE 6 E3-08-1X/24 Z4M



Obr. 26 Průtoková charakteristika rozvaděče WRE 6

- Hodnotu konstanty rozvaděče K_r můžeme stanovit z tabulkových údajů nebo pomocí průtokové charakteristiky obr. 26, kde jsou vyznačeny průtoky v závislosti na vstupním signálu pro různé tlakové spády Δp . podíváme-li se na přechodovou charakteristiku rozvaděče (obr. 28) vidíme, že procentu vstupního signálu odpovídá stejné procento posunutí šoupátka, tzn., že $i/i_{max} = x/x_{max} = X$, takže průtoková charakteristika na obr. 26 je vlastně $Q = Q(x)/\Delta p$, $K_i = 1$. Přenos (123) je

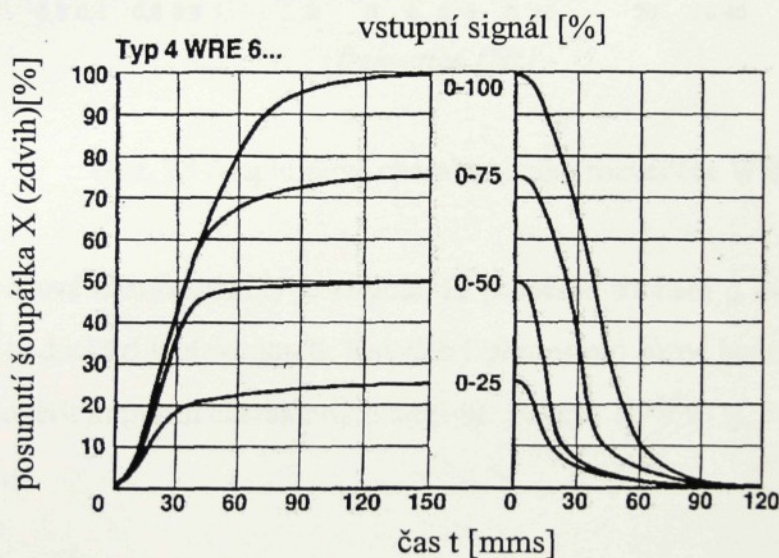
však potřeba modifikovat skutečnými průtokovými poměry, tzn. násobit zesílením K_r . Z charakteristiky odečteme pro $X=1$ (100%), tlakový spád $\Delta p=10\text{bar}=1\cdot 10^6\text{Pa}$, jmenovitý proud $Q_m=11,16\text{ dm}^3\cdot\text{min}^{-1}$, konstanta rozvaděče K_r potom

$$K_r = \frac{Q_{jm} [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]}{\sqrt{\Delta p [\text{Pa}]}} \cdot 1,667 \cdot 10^{-5},$$

pro *proporcionální rozvaděč [0A]* určený k řízení rotačního hydromotoru a K_{r0} pro *proporcionální rozvaděč [0B]* určený k řízení přímočarého hydromotoru

$$K_{r0} = \frac{Q_{jm} [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]}{\sqrt{\Delta p/2}} \cdot 1,667 \cdot 10^{-5}.$$

Hodnoty obou konstant se vypočítají po dosazení Q_{jm} a Δp_{jm} do masky (dialogového okna) příslušného zesilovače.



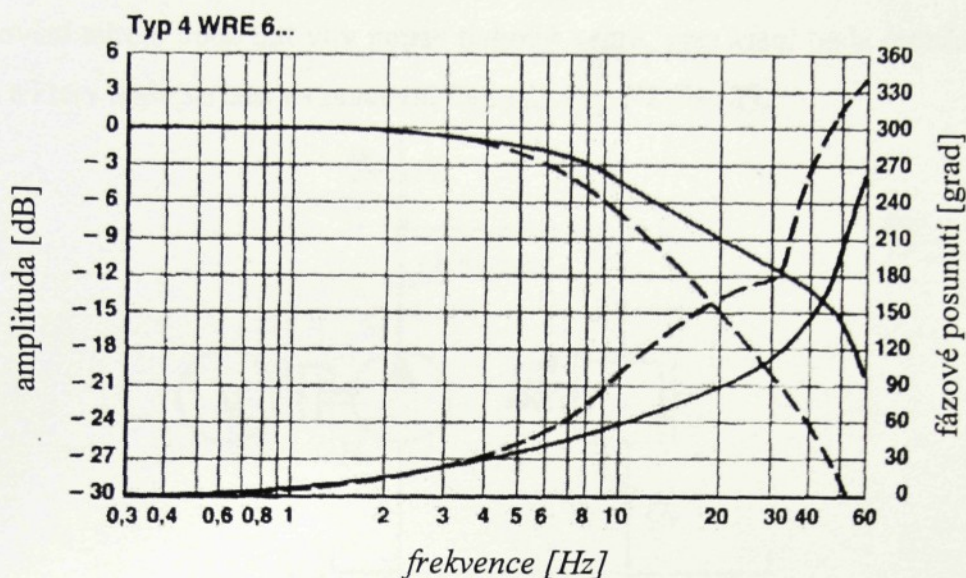
Obr. 27 Přechodové charakteristiky
rozvaděče WRE 6

- Hodnoty parametrů přenosu se určí z amplitudofázové charakteristiky (obr.28), pokud je výrobce uvádí, v porovnání s charakteristikou přechodovou (obr. 27). V našem případě známe průběh obou charakteristik. Zesílení $K_t=1$. Z amplitudové charakteristiky určíme frekvenci f_r při 100% vstupním signálu a při poklesu amplitudy o - 3 dB, která je $f_r=6\text{Hz}$, takže parametr u operátoru s^2 je

$$T_{r1}^2 = \frac{1}{\omega_r^2} = \left(\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f_r} \right)^2 = 7,036 \cdot 10^{-4}.$$

Parametr u operátoru s je

$$2 \cdot \xi_r \cdot T_r = \frac{\xi_r}{\pi \cdot f_r} = T_{r1} \cdot T_{r2} = 0,053 \cdot \xi_r. \quad (124)$$



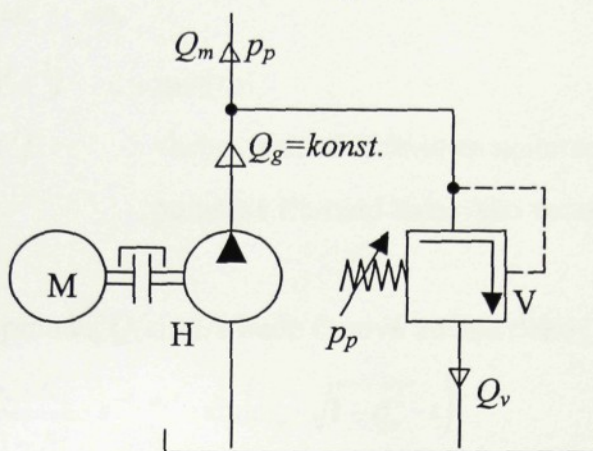
Obr. 28 Amplitudová charakteristika rozvaděče WRE 6

Z přechodové charakteristiky je zřejmé, že poměrné tlumení ξ_r bude větší než 0,7, protože nedochází k překmitnutí. Navržený přenos pro různé hodnoty $0,7 < \xi_r < 1$ lze snadno ověřit impulsní charakteristikou (obr. 30) pro $\xi_r = 0,9$, tj. $2 \cdot \xi_r \cdot T_r = 0,048$.

6 ZDROJ TLAKU

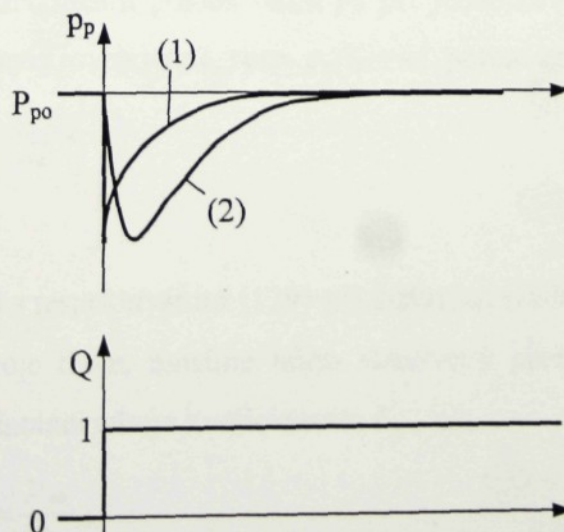
Zdroj tlaku je součástí každého hydraulického obvodu, kde je řízena pohybová frekvence proměnnými hydraulickými odpory zařazenými v sérii k motoru. V simulačních modelech by bylo možné uvažovat zdroj jako ideální, udržující pracovní tlak p_p na konstantní hodnotě bez ohledu na odebíraný proud. Ve skutečnosti tomu tak nebude neboť se svou dynamikou projeví jak tlakový ventil tak hydrogenerátor s pohonným motorem. Aby bylo postiženo alespoň přibližně chování reálného zdroje tlaku, byl vytvořen jeho model, který je založen na následujících předpokladech a úvahách:

- předpokládáme, že zdroj je tvořen hydrogenerátorem (HG) s konstantním geometrickým objemem s paralelně připojeným tlakovým ventilem (VT);
- elektromotor a hydrogenerátor tvoří ideální zdroj proudu $Q_g = \text{konst.}$, tzn., že na chování zdroje bude mít vliv pouze tlakový ventil, přes který bude protékat proud Q_v a který bude seřízen na pracovní tlak p_{po} , viz též obr. 29;



Obr. 29 Zdroj tlaku

- tlakový ventil bude popsán přenosem vyjadřujícím zněnu tlaku p_p na proud Q_m odebíraném ze zdroje;
- je-li zdroj v chodu a odebíraný proud $Q_m = 0$, potom $Q_v = Q_g$ a tlak na výstupu zdroje je $p_p = p_{po}$, jestliže však dojde náhle k odběru, $Q_m \neq 0$, potom $Q_v = Q_g - Q_m$ a tlak p_p poklesne více či méně pod úroveň p_{po} , viz obr. 30, kde je obecně ukázána změna tlaku p_p jako odezva na jednotkový skok v odběru proudu.



Obr. 30 Impulsní charakteristika zdroje

Průběhy přechodové charakteristiky odpovídají přenosu derivačního členu se zpožděním prvního (1) a druhého (2) řádu.

Pro další budeme uvažovat, že tlakový ventil se bude chovat podle (2), to znamená, že přenos bude mít tvar

$$\frac{p_v}{Q_m}(s) = -\frac{K_v \cdot s}{\frac{s^2}{\omega_r^2} + \frac{2 \cdot \xi_v}{\omega_v} \cdot s + 1}, \quad (125)$$

kde $K_v [Pa/m^3 \cdot s^{-1}]$... zesílení,

$\omega_v [rad \cdot s^{-1}]$... vlastní úhlová frekvence netlumených kmitů,

ξ_v ... poměrné tlumení tlakového ventilu.

Při jednotkovém skoku proudu, $Q(s) = 1/s$ bude časová změna tlaku [14]

$$p_v(t) = -\frac{\omega_r \cdot K_v}{\sqrt{1 - \xi_v^2}} \cdot e^{-\xi_v \cdot \omega_v \cdot t} \cdot \sin(\omega_v \cdot \sqrt{1 - \xi_v^2} \cdot t). \quad (126)$$

Jestliže nalezneme extrém (lokální minimum) funkce (126), tj. $\frac{\partial p_p(t)}{\partial t} = 0$, zjistíme, že nastane v čase $t = t_0$,

$$t_0 = \frac{\arcsin \sqrt{1 - \xi_v^2}}{\omega_v \cdot \sqrt{1 - \xi_v^2}} \quad (127)$$

a jeho hodnota bude

$$p_v(t_0) = -K_v \cdot \omega_v \cdot e^{-\frac{\arcsin \sqrt{1 - \xi_v^2}}{\omega_v \cdot \sqrt{1 - \xi_v^2}}}. \quad (128)$$

Výraz (128) je vlastně maximální pokles tlaku p_p při jednotkovém skoku Q . Budeme-li požadovat, aby i odezva byla rovna jedné, resp. $p_p(t_0) = -1$, potom ze vztahu (128) plyne, že

$$K_v = \left[\omega_v \cdot e^{\frac{\xi_v \arcsin \sqrt{1 - \xi_v^2}}{\sqrt{1 - \xi_v^2}}} \right]^{-1}. \quad (129)$$

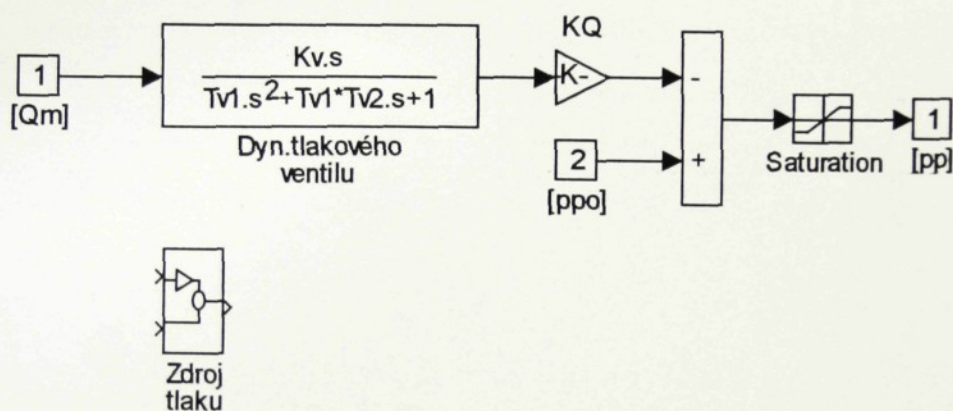
Při využití přenosu (125) s respektováním (129) při známých (zadaných) hodnotách ω_v a ξ_v pro potřeby modelu zdroje tlaku, musíme takto stanovený přenos ještě modifikovat ve vztahu ke skutečným hodnotám zdroje koeficientem K_Q , kde

$$K_Q = \frac{p_{p0}}{Q_{v \max}} = \frac{p_{p0}}{Q_g}, \quad (130)$$

takže pro přenos, resp. pro chování zdroje tlaku můžeme psát:

$$\begin{aligned}
 p_p(s) &= p_{p0}(s) + p_v(s) = p_{p0}(s) - \frac{K_v \cdot K_Q \cdot Q_m(s)}{\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2 \cdot \xi_v}{\omega_v} \cdot s + 1} \\
 &= p_{p0}(s) - \frac{K_v \cdot K_Q \cdot Q_m(s)}{T_{v1}^2 \cdot s^2 + T_{v1} \cdot T_{v2} \cdot s + 1}.
 \end{aligned} \quad (131)$$

Na základě rovnice (131) byl sestaven model zdroje tlaku, obr. 31, kde je rovněž uvedeno schéma funkčního bloku uložené pod názvem *zdroj tlaku*. Vstupní veličinou je proud Q odebíraný připojeným obvodem a výstupem je okamžitý tlak zdroje p_p . Do masky označené *Dyn. tlakového ventilu* se zadávají předem stanovené hodnoty ω a ξ a vypočtená hodnota K_v (124), do masky zesílení označené K_Q se zadají hodnoty Q_g a p_p .



Obr. 31 Model zdroje tlaku a jeho funkční blok

6.1 Stanovení parametrů zdroje

Jako příklad byl vybrán hydraulický agregát SA4-60H (HYTOS Vrchlabí) vybavený zubovým hydrogenerátorem s pohonem asynchronním elektromotorem.

<i>Parametr</i>	<i>Označení – rozměr</i>	<i>Hodnota</i>
Proud hydrogenerátoru	$Q_g [dm^3 \cdot min^{-1}]$	36
Max. pracovní tlak	$p_{pmax} [Mpa]$	25
Velikost nádrže	$V [dm^3]$	60

Tab. 6 Vybrané parametry hydraulického agregátu SA4-60H

Pro stanovení parametrů přenosu předpokládáme vlastní frekvenci tlakového ventilu $f_v=100\text{Hz}$ a poměrné tlumení $\xi_v=0,7$. Parametr u operátoru s^2 bude

$$T_{v1}^2 = \frac{1}{\omega_v^2} = \left(\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f_v} \right)^2 = 2,5 \cdot 10^{-6},$$

parametr u s potom

$$2 \cdot \xi_v \cdot T_{v1} = \frac{2 \cdot \xi_v}{\omega_v} = \frac{\xi_v}{\pi \cdot f_v} = T_{v1} \cdot T_{v2} = 2,2 \cdot 10^{-3}$$

koeficient vypočtený ze vztahu (129) $K_v=3,34 \cdot 10^{-3}$. Pro stanovení zesílení K_Q byly zadány hodnoty $p_p=10\text{ MPa}$, $Q_g=36\text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

7 PŘÍKLADY SIMULACE JEDNODUCHÝCH HYDRAULICKÝCH OBVODŮ

V této kapitole je na příkladech jednoduchých hydraulických obvodů, pro řízení pohybové frekvence motorů škrcením, ukázána jejich simulace s využitím dříve sestavených modelů jednotlivých prvků, s cílem dokumentovat především funkčnost modelů se zřetelem na „očekávané chování“. Není tedy diskutována např. problematika vhodné volby velikosti prvků, či otázky tlumení nebo možných konstrukčních úprav apod..

Jednotlivé simulační modely jsou sestaveny z prvků, jejichž výpočtové parametry jsou shrnuty v tabulce 7. Dále jsou pak uvedeny užité rampové spouštěcí a zatěžovací funkce [15]. Pro přehlednost je vždy uvedeno schéma hydraulického obvodu s vyznačením jednotlivých veličin a parametrů spolu se vztahy platnými pro ustálený stav, simulační model a výsledky simulace zadaného příkladu. V simulačních modelech je použita řada zesilovačů, kterými jsou upravovány jednotlivé veličiny tak, aby je bylo možné zobrazit v jednom grafu, např. vstupní veličina, rychlost, posunutí apod.. Pro integraci byla z metod nabízených v programu SIMULINK užita metoda *Runge-Kuta*, vhodná pro simulaci silně nelineárních, spojitých i diskrétních systémů.

Shrnutí výpočtových parametrů jednotlivých prvků použitých při simulaci.

Rotační hydromotor MRAK 6-40

geometrický objem	$V_{om} [cm^3]$	39,36
hmotový moment setrvačnosti	$J_m [kg \cdot m^2]$	$4 \cdot 10^{-3}$
koeficient viskózního tlumení	$b_m [N \cdot m / rad \cdot s^{-1}]$	0,022
svodová propustnost	$G_m [N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$	$1,5 \cdot 10^{-12}$

Přímočarý hydromotor TVA 82,6/34,9x1000

činné plochy pístu	$S_1 [cm^2]$	53,6
	$S_2 [cm^2]$	44,0
hmotnost	$m [kg]$	25

Přímočarý hydromotor TVAD 82,6/34,9x1000

činná plocha pístu	$S [cm^2]$	44,0
hmotnost	$m [kg]$	45

Společné parametry motorů TVA, TVAD

pracovní zdvih	$L [cm]$	100
koeficient viskózního tlumení	$b_m [N/m \cdot s^{-1}]$	0,025
svodová propustnost	$G_m [N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$	0

Proporcionální rozvaděč WRE 6...

jmenovitý proud	$Q_{jm} [dm^3 \cdot min^{-1}]$	11,16
jmenovitý tlakový spád	$\Delta p_{jm} [MPa]$	1
přechodové charakteristiky viz. kapitola 5.6		

Rozvaděč RPE-06

maximální proud	$Q_{max} [dm^3 \cdot min^{-1}]$	80
tlaková ztráta při Q_{max} - cesta P – A	$\Delta p_{R10} [MPa]$	1,8
B - T	$\Delta p_{R20} [MPa]$	2,17
čas přestavení	$t_{R1} [ms]$	30

Škrticí ventil VS02-10

max. proud při plném otevření a max. tl. spádu 10MPa	$Q_{max} [dm^3 \cdot min^{-1}]$	100
---	---------------------------------	-----

Zdroj tlaku

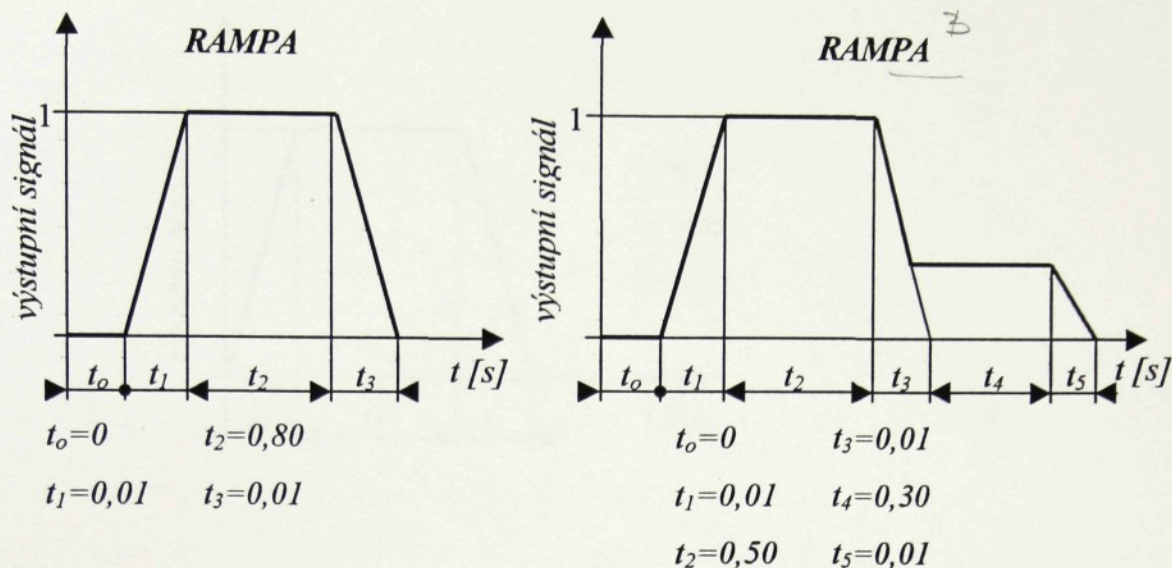
nastavení tlakového ventilu	$p_{po} [Mpa]$	10
proud generátoru	$Q_g [dm^3 \cdot min^{-1}]$	100
vlastní frekvence ventilu	$f_v [Hz]$	100

Vedení – ocelová bezešvá trubka

jmenovitá světlost	$d_a [mm]$	13
délka mezi řídicím prvkem a motorem	$l_1, l_2 [cm]$	150
přídavné objemy	$V_1, V_2 [cm^3]$	200
objemový modul pružnosti kapaliny	$K [Pa]$	$1,4 \cdot 10^9$

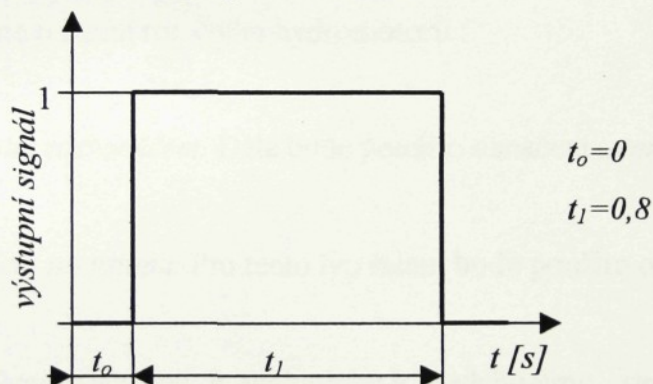
Tab. 7 Parametry jednotlivých prvků použitých při simulaci

Použité rampové funkce pro proporcionální rozvaděč.



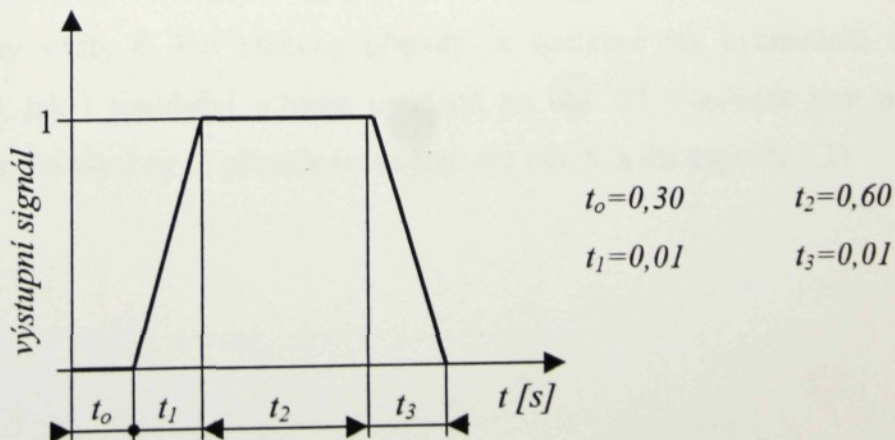
Při vlastní simulaci je výstupní signál modifikován pomocí zesilovače.

Spínací funkce „Start / Stop“ pro rozvaděč.

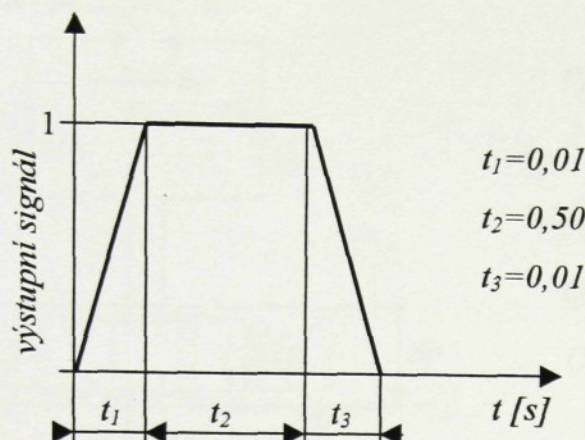


Časové průběhy zátěže jsou realizovány pomocí rampových funkcí o výstupním signálu „1“ a následně zesíleny na požadovanou hodnotu zátěžného momentu M_z či síly F_z .

Časový průběh zátěže M_z násobený hodnotou $M_z=20 \text{ N}\cdot\text{m}$.



Časový průběh rampové funkce F_z násobený hodnotou $F_z = 2 \cdot 10^4 \text{ N}$.



7.1 Řízení rotačního hydromotoru

V této kapitole budou popsány a nasimulovány tři způsoby řízení rotačního hydromotoru. Půjde o řízení rotačního hydromotoru :

- *proporcionálním rozvaděčem*. Dále bude použito označení „*rmotpv0*“;
- *škrticím ventilem na vstupu*. Pro tento typ řízení bude použito označení „*rmotvs1*“;
- *škrticím ventilem na výstupu*. A analogicky k předchozímu „*rmotvs2*“.

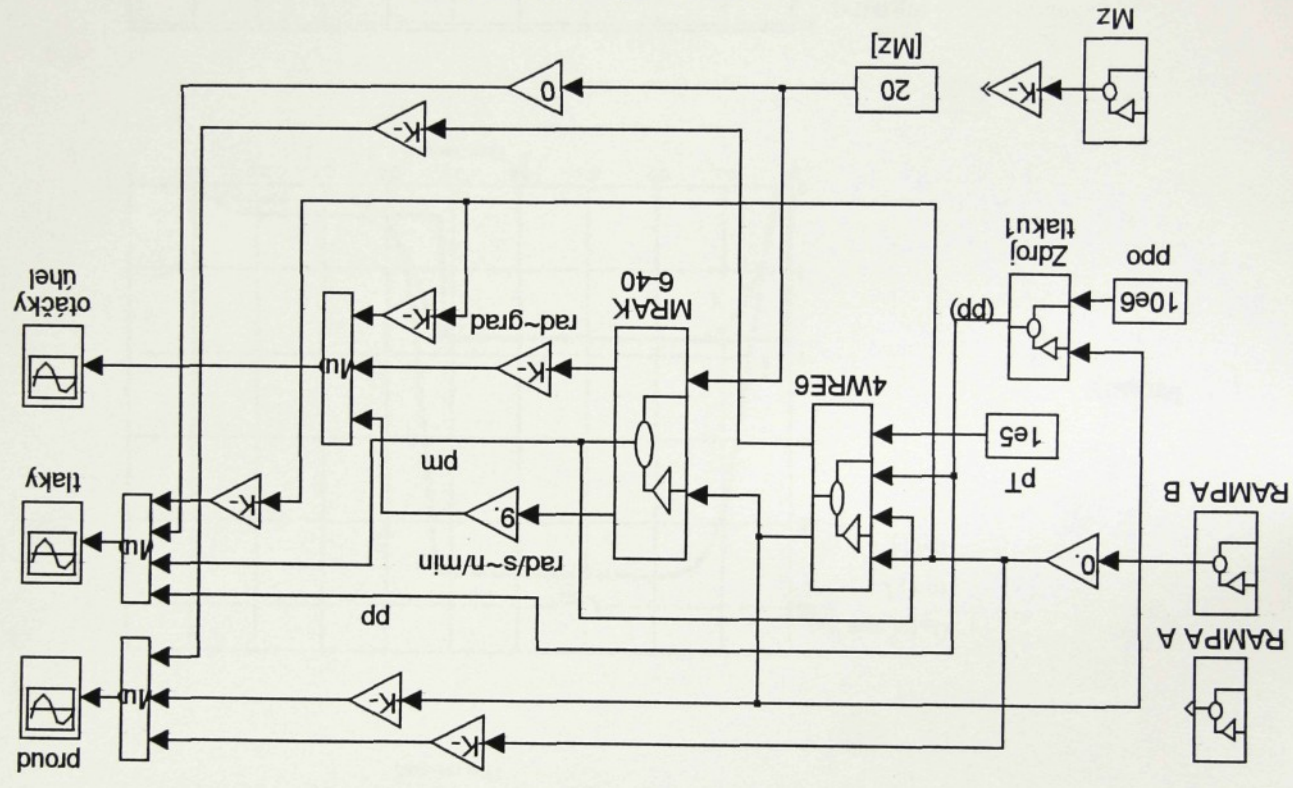
7.1.1 Řízení proporcionálním rozvaděčem

Simulace tohoto způsobu řízení byla provedena pro tři různé případy, které jsou přehledně uvedeny v tab. 8. Pro všechny případy je společné jak hydraulické schéma obvodu (obr. 32), tak i simulační schéma uvedené na obr. 33. Následně jsou uvedeny výsledky simulace pro všechny tři případy (označení dle tab. 8, a dle kapitoly 7.1).

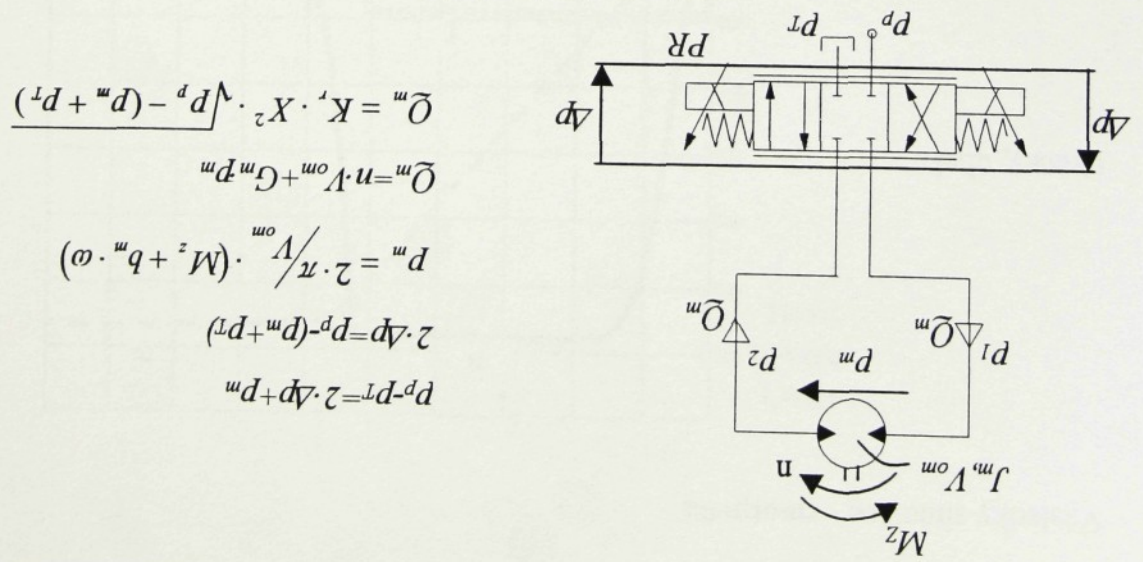
Tab. 8 Tabulka zadávaných parametrov simulácie

príklad	M_z [N·m]	J_m [kg·m ²]	b_m [N·m/rad·s ⁻¹]	$p_m(0)$ [MPa]	vstupný signál	zosilnení vstup. signálu
a	20	4·10 ⁻³	0,022	0	rampa B	0,9
b		4·10 ⁻²				
c		4·10 ⁻³			rampa A	

Obr. 33 Simulační schéma



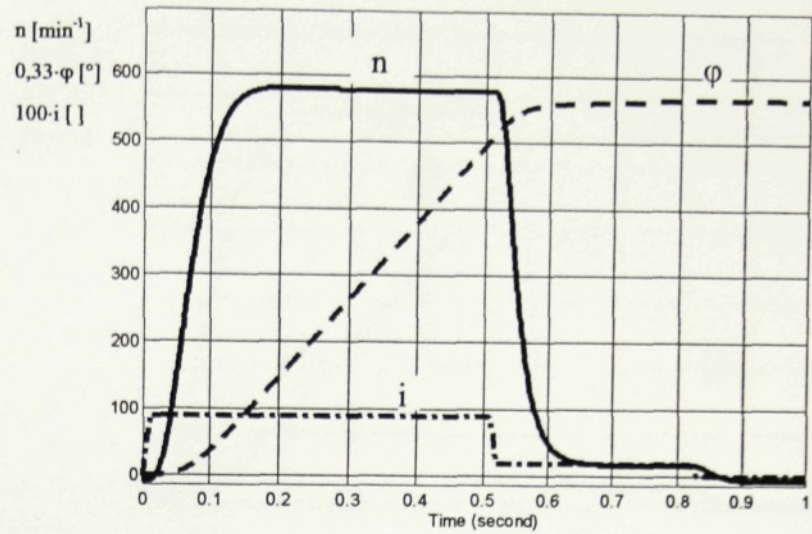
Obr. 32 Hydraulické schéma



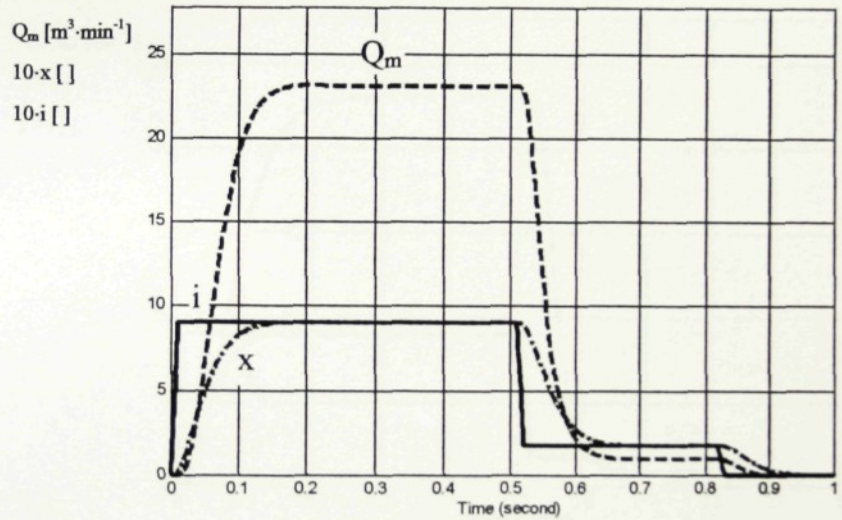
$$\begin{aligned} p^d - p^T &= 2 \cdot \Delta p + p^m \\ 2 \cdot \Delta p &= p^d - (p^m + p^T) \\ p^m &= 2 \cdot \pi \cdot V_{om} / (M_z + b^m \cdot \omega) \\ \dot{Q}^m &= n \cdot V_{om} + G^m \cdot p^m \\ \dot{Q}^m &= K_r \cdot X_z \cdot \sqrt{p^d - (p^m + p^T)} \end{aligned}$$

Výsledky simulace - rmotpv0a

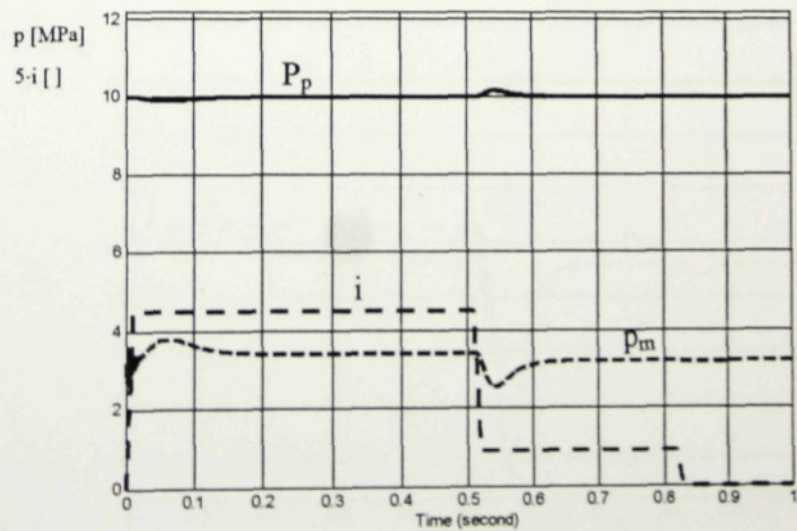
Otáčky, úhel



Proudy

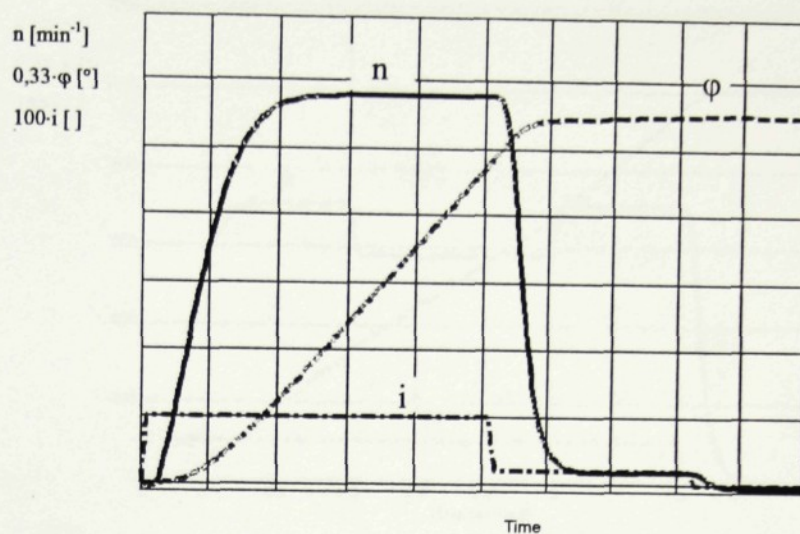


Tlaky

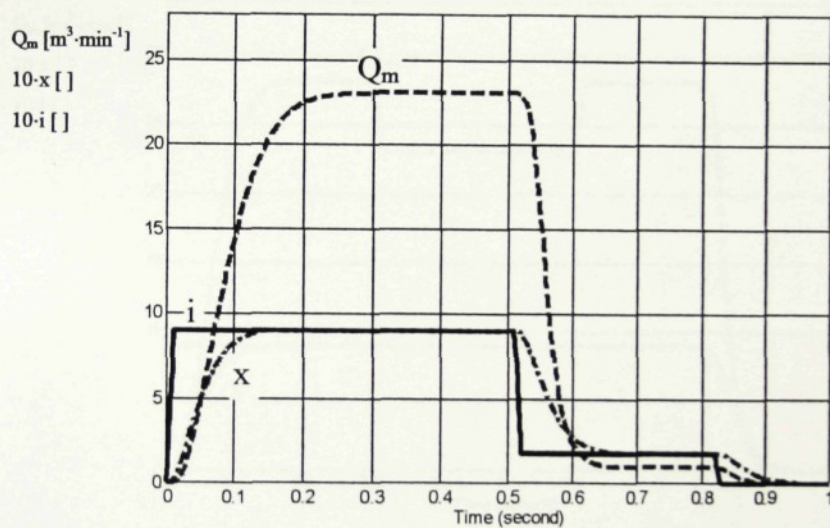


Výsledky simulace – **rmotpv0b**

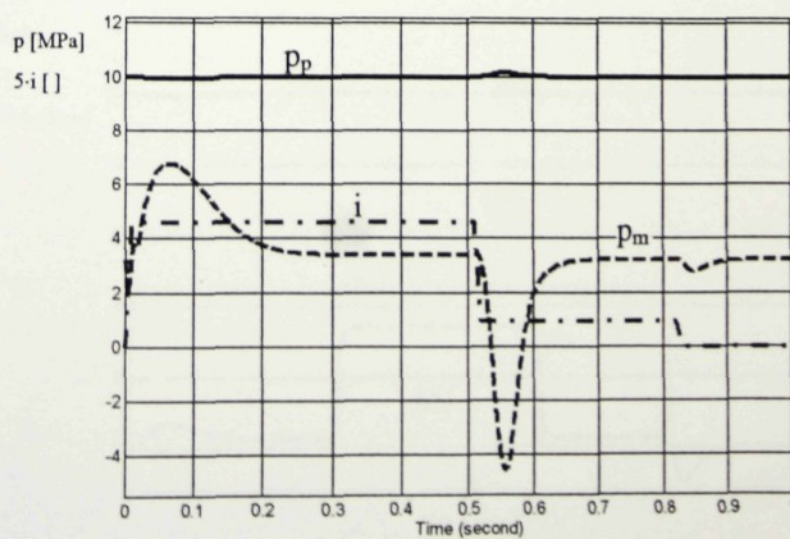
Otáčky, úhel



Proudy

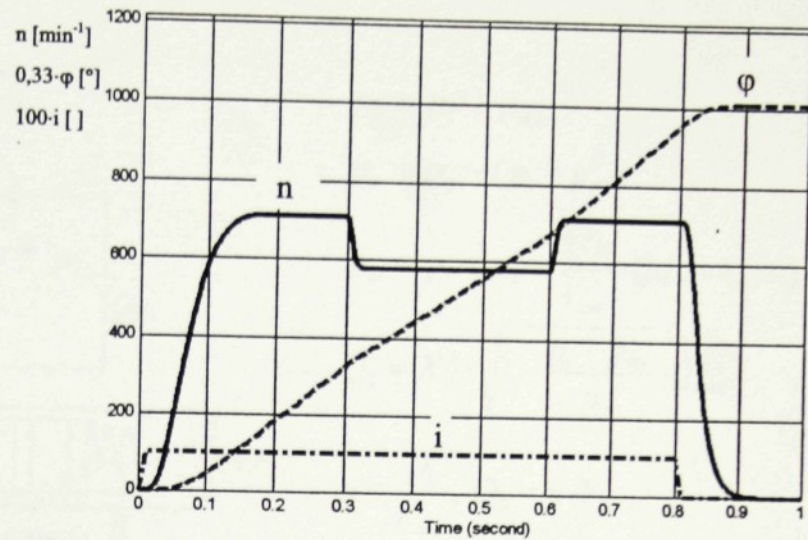


Tlaky

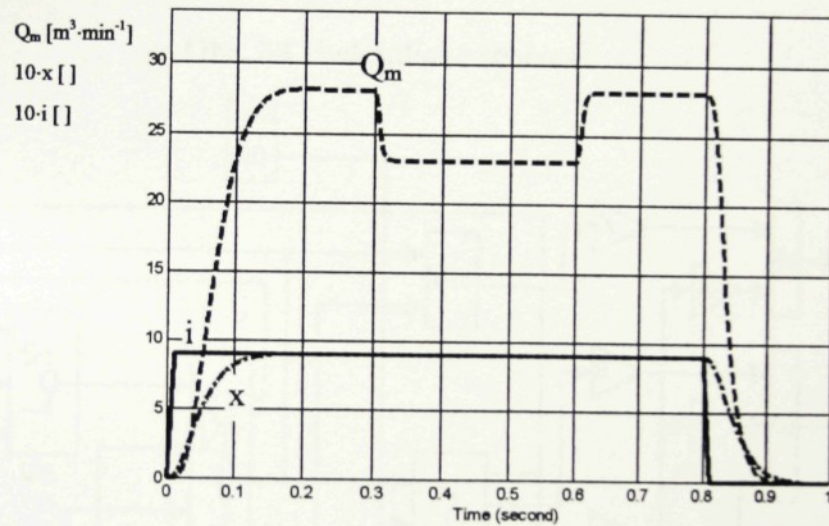


Výsledky simulace – rmotpv0c

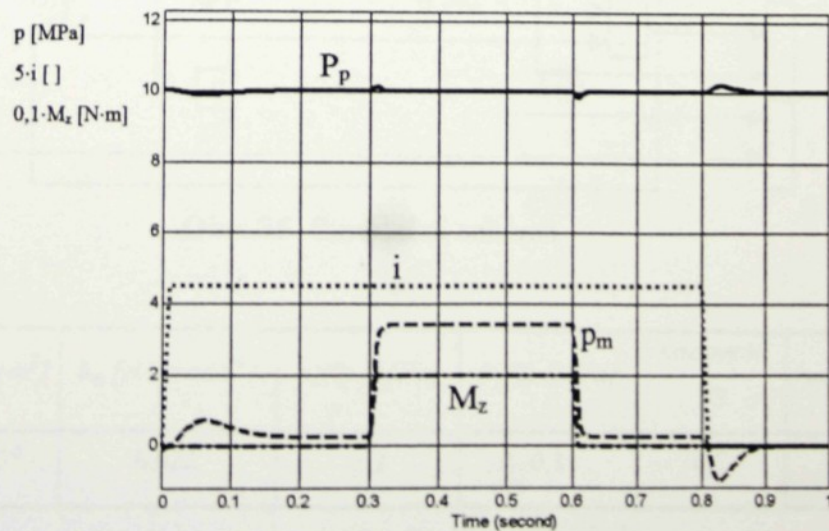
Otáčky, úhel



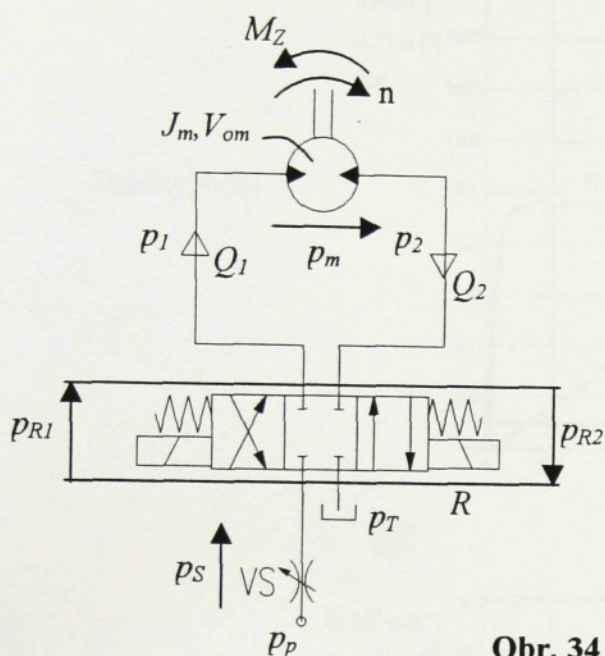
Proudy



Tlaky



7.1.2 Řízení škrticím ventilem na vstupu



$$p_2 = p_T + p_{R2}$$

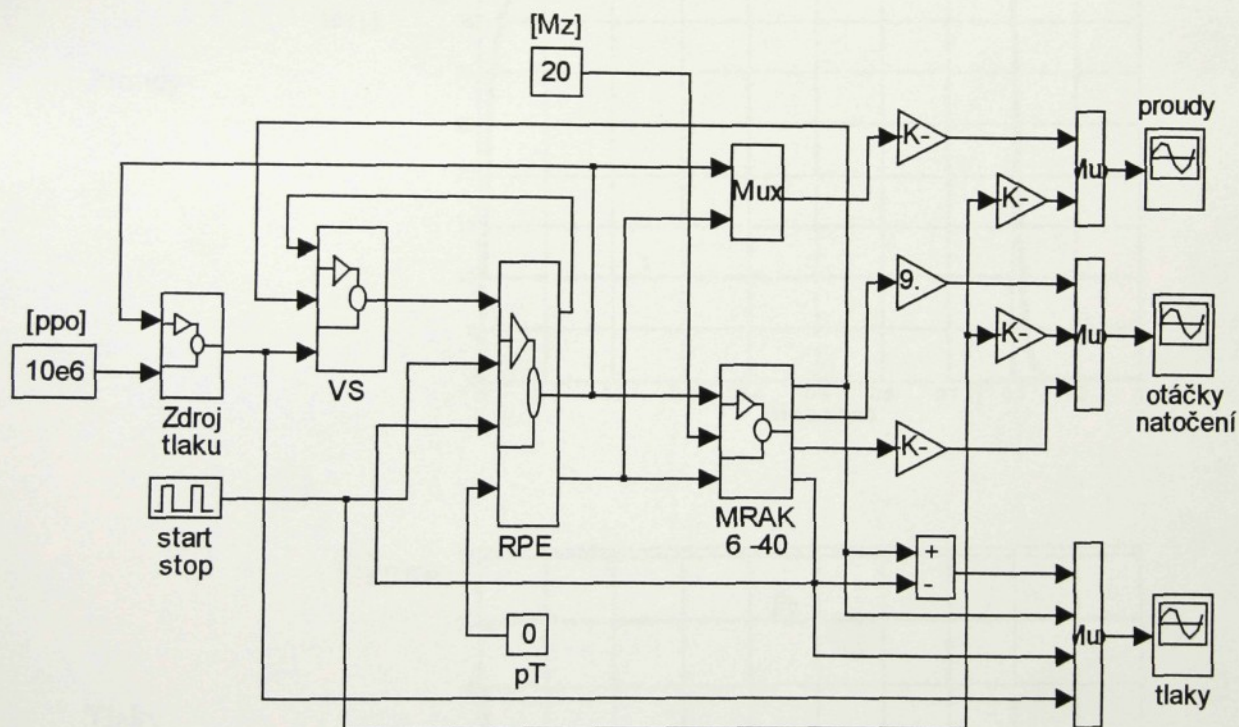
$$p_s = p_p - (p_1 + p_{R1})$$

$$p_m = p_1 - p_2 = \frac{2 \cdot \pi}{V_{om}} \cdot (M_z + b_m \cdot \omega)$$

$$Q_2 = X^2 \cdot \sqrt{1 - \frac{p_1 + p_{R1}}{p_p}} \cdot Q_{\max}$$

$$n = \frac{Q_1}{V_{om}}, Q_2 = n \cdot V_{om}$$

Obr. 34 Hydraulické schéma



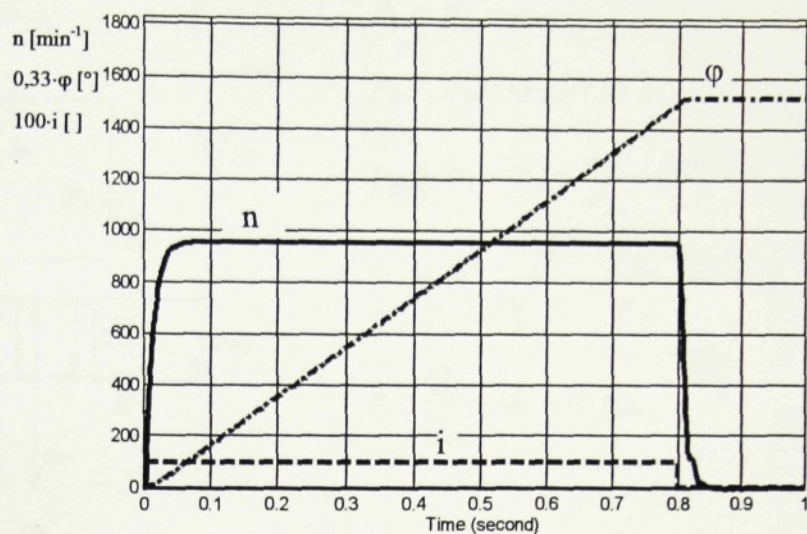
Obr. 35 Simulační schéma

příklad	M_z [N·m]	J_m [kg·m ²]	b_m [N·m/rad·s ⁻¹]	$p_1(0)$ [MPa]	$p_2(0)$ [MPa]	nastavení VS	vstupní signál
a	20	$4 \cdot 10^{-3}$	0,022	3,2	0,1	0,7	start/stop

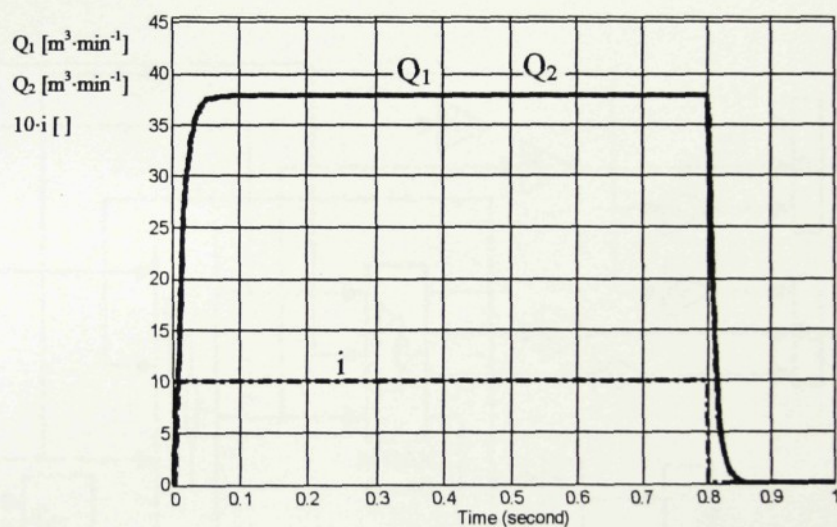
Tab. 9 Tabulka zadávaných parametrů simulace

Výsledky simulace – **rmotvs1a**

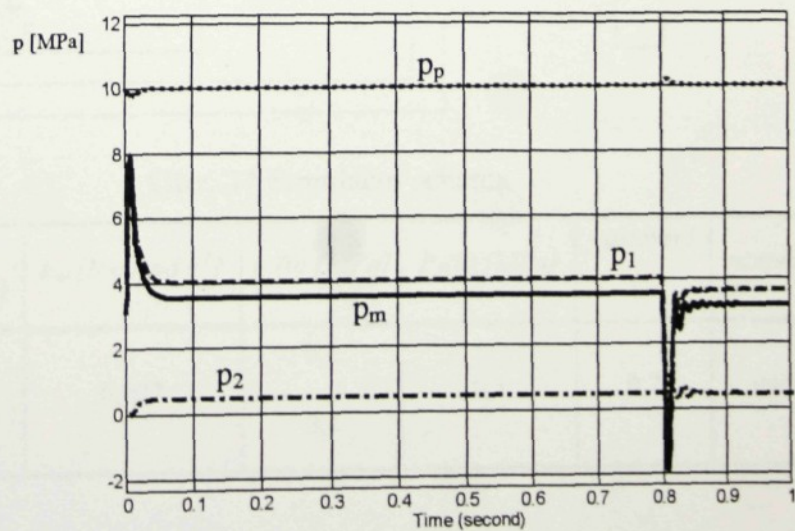
Otáčky, úhel



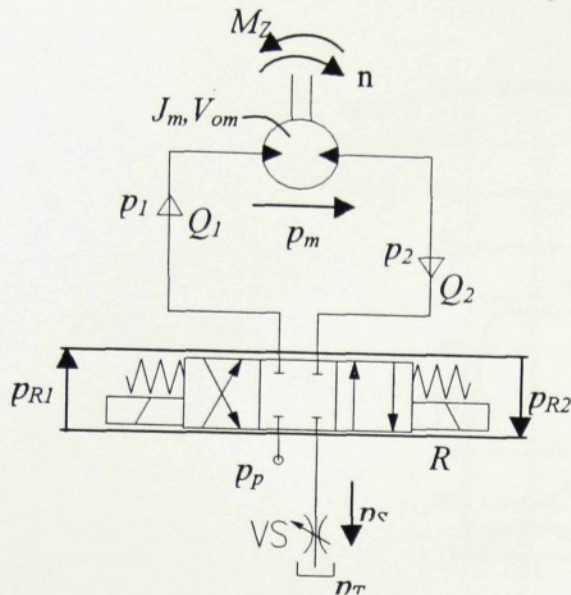
Proudy



Tlaky



7.1.3 Řízení škrticím ventilem na výstupu



$$p_1 = p_p - p_{R1}$$

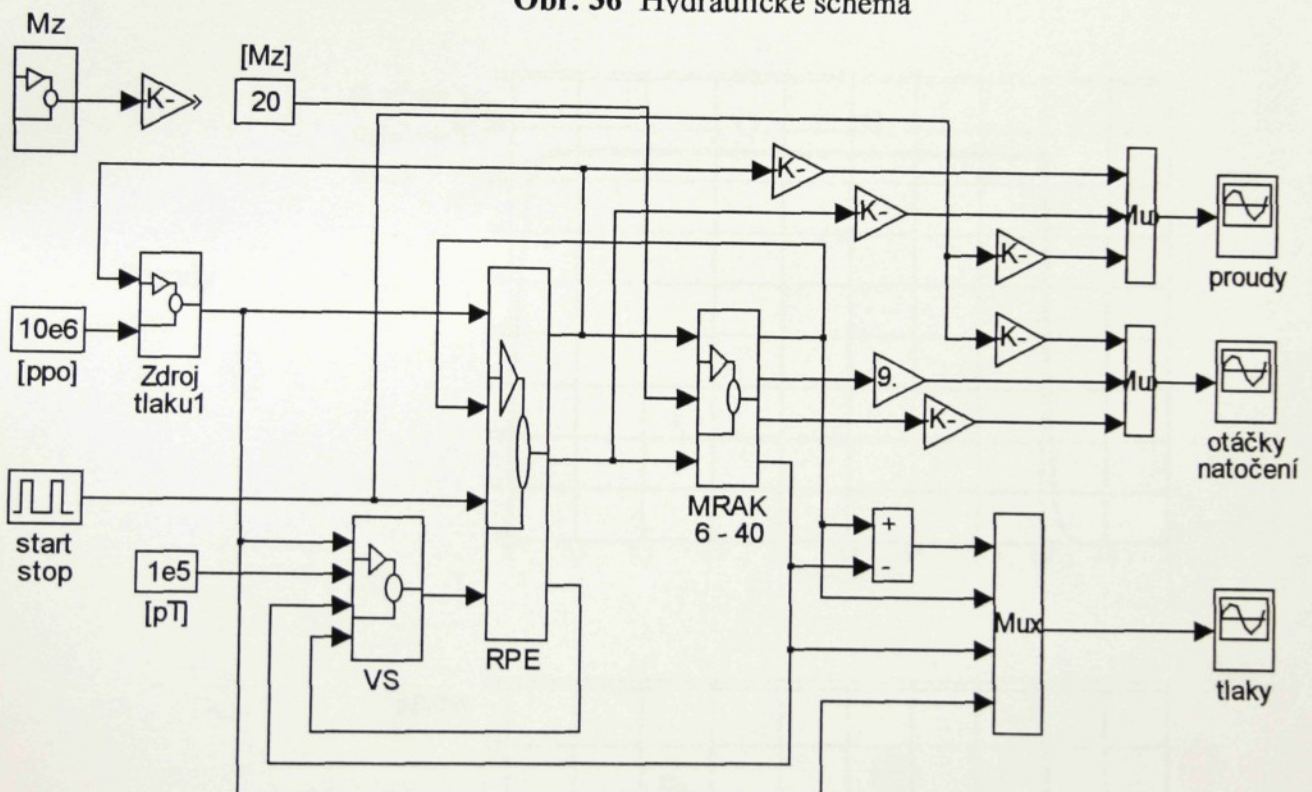
$$p_s = p_2 - (p_{R2} + p_T)$$

$$p_m = p_1 - p_2 = \frac{2 \cdot \pi}{V_{om}} \cdot (M_z + b_m \cdot \omega)$$

$$Q_2 = X^2 \cdot \sqrt{\frac{p_2 - (p_{R2} + p_T)}{p_p}} \cdot Q_{\max}$$

$$n = \frac{Q_2}{V_{om}}, Q_1 = n \cdot V_{om}$$

Obr. 36 Hydraulické schéma



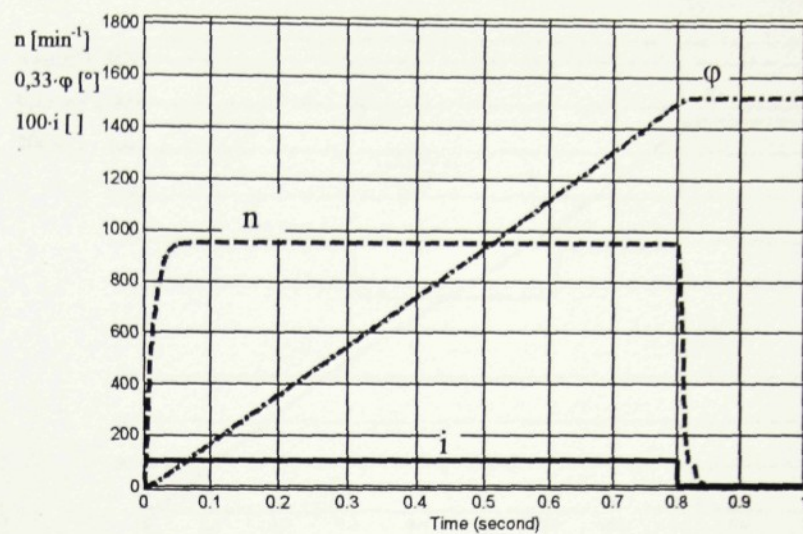
Obr. 37 Simulační schéma

příklad	M_z [N·m]	J_m [kg·m ²]	b_m [N·m/rad·s ⁻¹]	$p_1(0)$ [MPa]	$p_2(0)$ [MPa]	nastavení VS	vstupní signál
A	20	$4 \cdot 10^{-3}$	0,022	3,2	0,1	0,7	start/stop
b	rampa M_z			0,1			

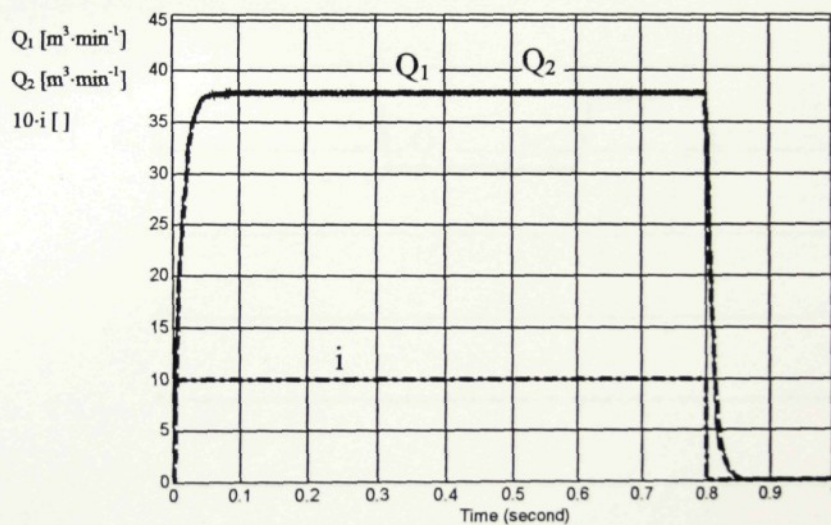
Tab. 10 Tabulka zadávaných parametrů simulace

Výsledky simulace – **rmotvs2a**

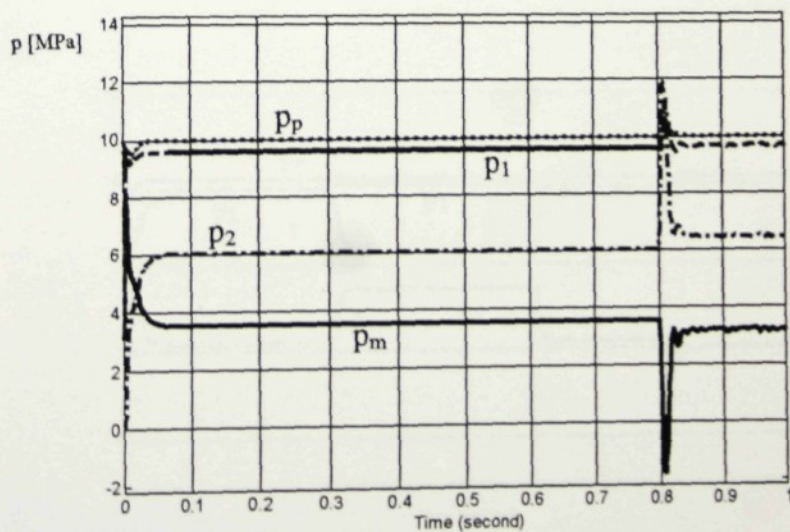
Otáčky, úhel



Proudy

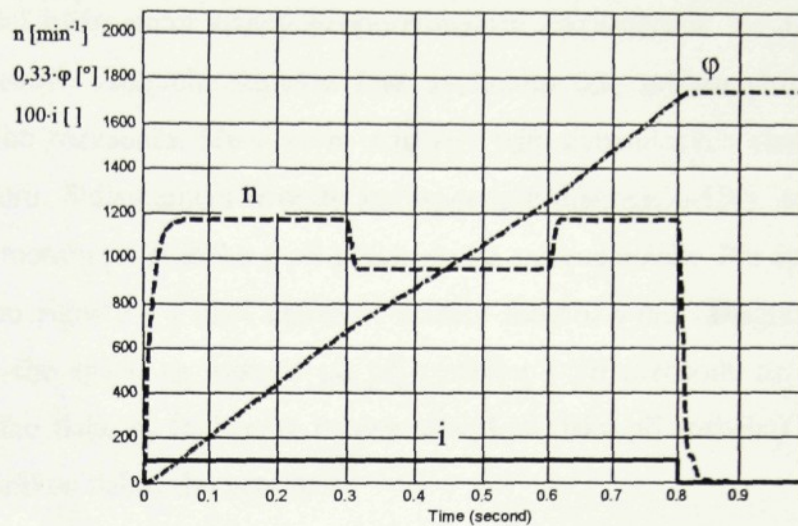


Tlaky

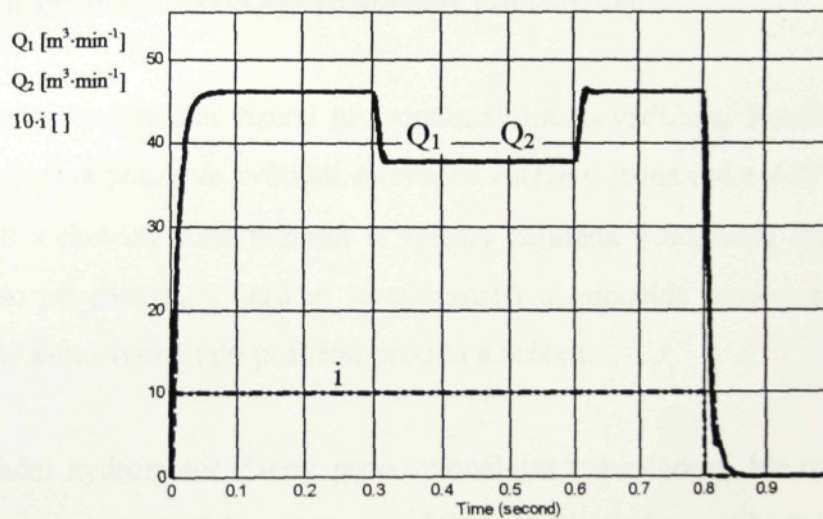


Výsledky simulace – **rmotvs2b**

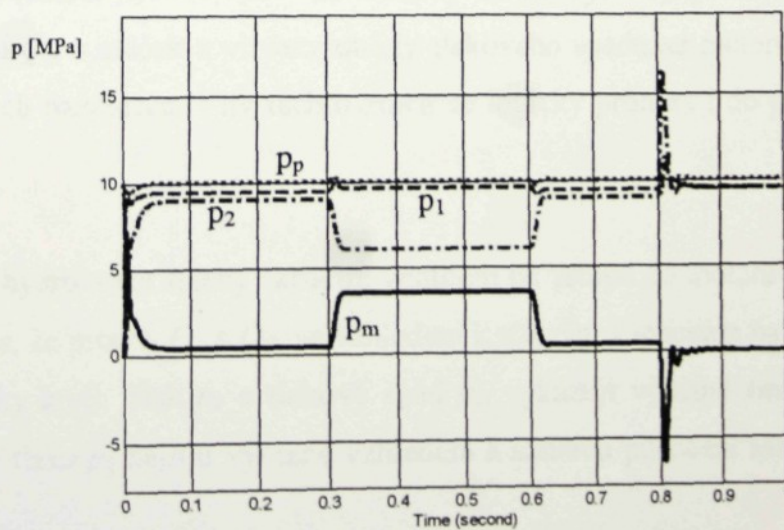
Otáčky, úhel



Proudy



Tlaky



7.1.4 Zpracování výsledků simulace rotačního hydromotoru

řmotřv0a – rotační hydromotor řízený proporcionálním rozvaděčem. Na diagramu proudy je znázorněn průběh vstupního signálu i se zesílením 0,9, průběh posunutí X šoupátka proporcionálního rozvaděče, který zachycuje vliv jeho dynamických vlastností a průběh proudu Q_m motoru. S diagramem proudy koresponduje diagram otáčky, odkud je zřejmý průběh otáček n motoru při rozběhu a při přechodu na snížené otáčky. Pro úplnost je uveden průběh vstupního signálu i a úhel natočení hřídele motoru v rad. Diagram tlaky zobrazuje průběh tlakového spádu na motoru p_m při rozběhu a při přechodu na snížené otáčky. Průběh pracovního tlaku p_p zachycuje projev (zvýšení tlaku při rozběhu) brzdění motoru způsobený dynamikou tlakového ventilu.

Pozn.: Struktura diagramů je prakticky pro všechny příklady stejná.

řmotřv0b – rotační hydromotor řízený proporcionálním rozvaděčem. Rozdíl oproti předchozímu případu spočívá pouze ve zvětšení setvačné zátěže o jeden řád z $4 \cdot 10^{-3} \text{ kg m}^2$ na $4 \cdot 10^{-2} \text{ kg m}^2$. Rozdíl v chování obou případů je zřejmý zejména v *diagramu tlaky*, kdy změna tlakového spádu při rozběhu i brzdění je výraznější a odpovídá setvačné zátěži. Tento projev se promítá samozřejmě i do průběhu proudu a otáček.

řmotřv0c – rotační hydromotor řízený proporcionálním rozvaděčem. Jde o příklad srovnatelný s případem *řmotřv0a*, avšak motor se rozbíhá a zastavuje bez zatížení. Zatížení momentem M_z probíhá v rozmezí (0,3 - 0,6)s. Vliv záměny zatížení je zřejmý ze všech tří diagramů – pokles proudu Q_m a otáček n vlivem změny tlakového spádu na motoru, resp. tlakového spádu na hranách rozvaděče. Vliv těchto změn se logicky promítá i do průběhu pracovního tlaku p_p .

řmotřv1a – rotační hydromotor řízený škrtícím ventilem na vstupu do motoru v sérii Z diagramů (n, Q, p) vidíme, že proudy Q_1 a Q_2 , se vzhledem k stejným kapacitám na vstupu i výstupu motoru prakticky kryjí. Tlak p_1 a tlakový spád p_m vykazují výrazné změny při rozběhu / brzdění. Změny tlaku p_2 nejsou výrazné vzhledem k stálému působení zátěžného momentu M_z .

rmotvs2a – rotační hydromotor řízený škrticím ventilem na výstupu z motoru v sérii. Z diagramu $(n, Q, p,)$ je zřejmé, že proudy Q_1 a Q_2 jsou téměř stejné, jisté odchylky jsou při zastavování motoru. Průběh otáček odpovídá průběhu proudů. Tlak p_1 při rozběhu vzrůstá a kopíruje průběh tlaku p_p s rozdílem odpovídajícím tlakové ztrátě na rozvaděči. Tlak p_2 rovněž při rozběhu roste a ustaluje se na hodnotě odpovídající průtokovým poměrům na škrticím ventilu. Při brždění tlaky p_1 a p_2 vzrůstají, tlakový spád p_m na motoru mění smysl.

rmotvs2b – rotační hydromotor řízený škrticím ventilem na výstupu z motoru v sérii. Jde o stejný případ jako v předchozím příkladu s tím rozdílem, že se mění v průběhu pohybu motoru zatížení. Motor se rozbíhá a zastavuje bez zatížení, což se projevuje ve výraznější změně tlaků p_1 , p_2 a p_m při rozběhu (menší nárůst) a při brždění (výraznější nárůst). Působení zátěžného momentu M_z v rozmezí $(0,3 - 0,6)s$ způsobuje očekávané změny (pokles proudů a adekvátně k tomu i pokles otáček) jako důsledek změny tlakového spádu na škrticím ventilu.

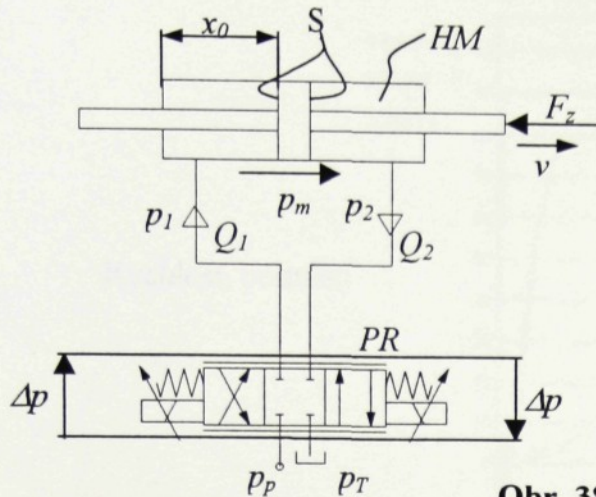
7.2 Řízení přímočarého hydromotoru

Opět půjde o simulaci tří způsobů řízení pohybové frekvence hydromotoru, jako tomu bylo v případě rotačního hydromotoru. Způsoby řízení tedy jsou:

- *proporcionálním rozvaděčem, označení „lmotpv0“;*
- *škrticím ventilem v sérii na vstupu do motoru, pod označením „lmotvs1“;*
- *škrticím ventilem v sérii na výstupu z motoru, označen „lmotvs2“.*

Při prezentaci výsledků bude použito stejného stylu, jak tomu bylo u rotačních hydromotorů. Pro každý způsob řízení bude uvedeno hydraulické schéma simulovaného obvodu, simulační schéma a tabulka parametrů použitých při simulaci. Výsledky budou uvedeny v grafech závislosti $n, Q, p=f(t)$.

7.2.1 Řízení proporcionálním rozvaděčem



$$p_p - p_T = 2 \cdot \Delta p + p_m$$

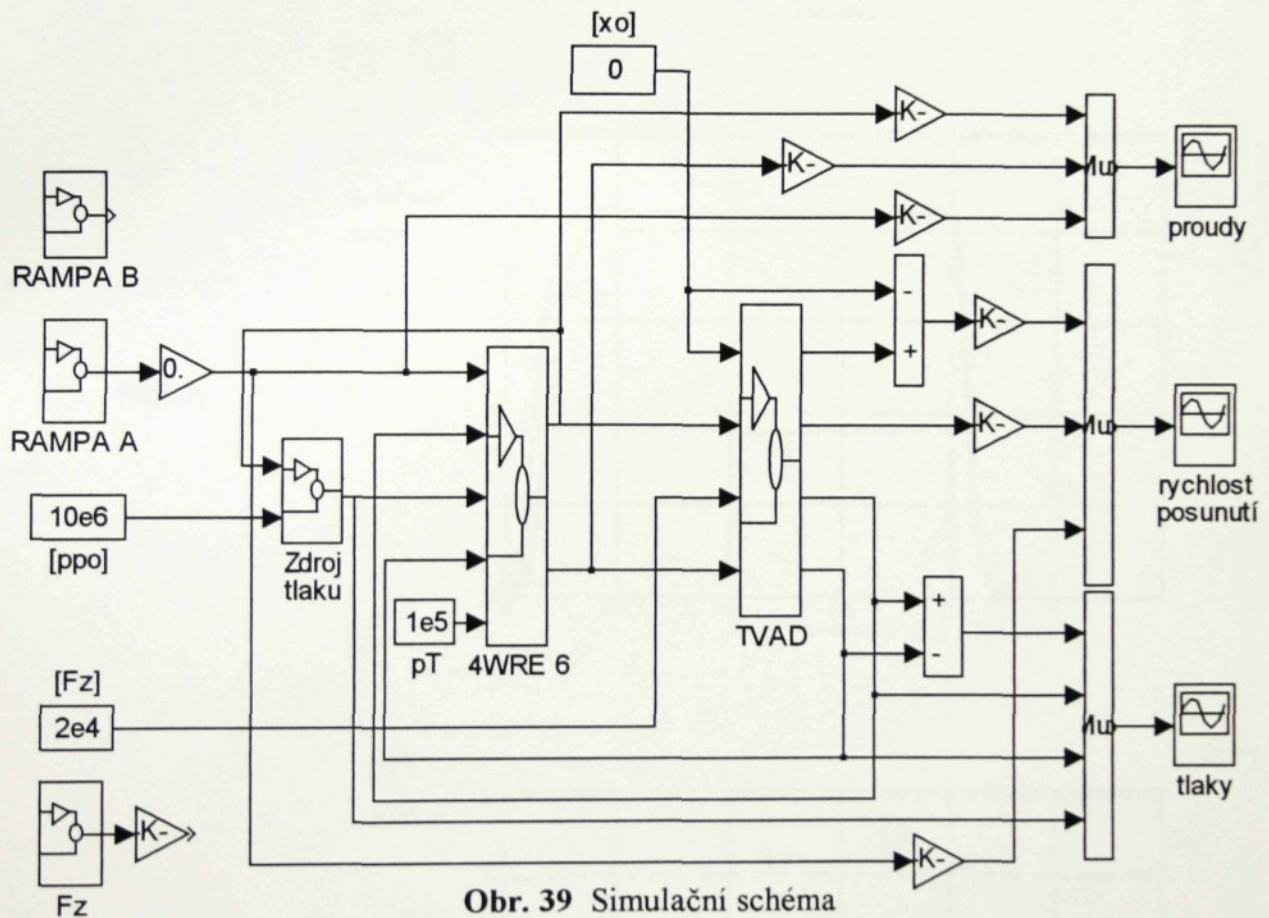
$$2 \cdot \Delta p = p_p - (p_m + p_T)$$

$$p_m = \frac{1}{S} \cdot (F_z + b_m \cdot v)$$

$$Q_m = K_r \cdot X^2 \cdot \sqrt{p_p - (p_m + p_T)} \cdot Q_{\max}$$

$$v = \frac{Q_m}{S}, Q_1 = Q_2 = Q_m$$

Obr. 38 Hydraulické schéma



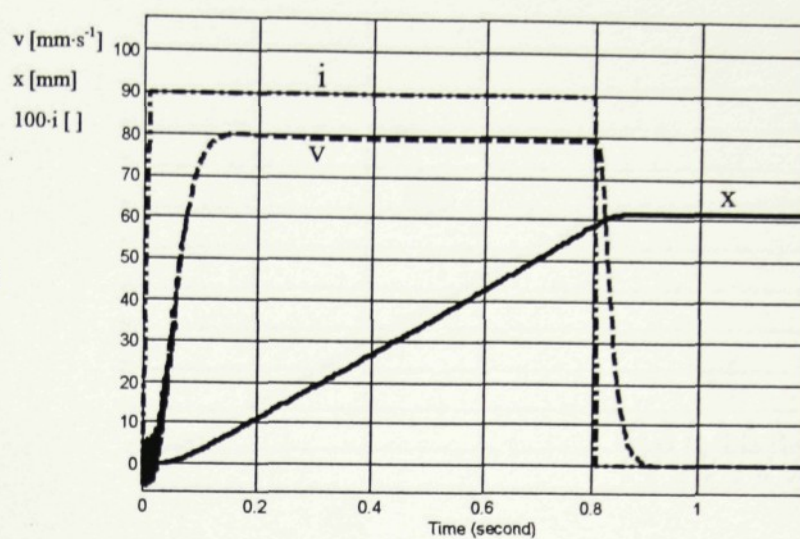
Obr. 39 Simulační schéma

příklad	F_z [N]	m [kg]	b_m [N·m/rad·s ⁻¹]	x_0 [m]	$p_1(0)$ [MPa]	$p_2(0)$ [MPa]	vstupní signál	zesilení vstup. signálu
a	$2 \cdot 10^4$	45	0,025	0	4,54	0,1	rampa A	0,9
b		4500		0				
c		4500		0,9				

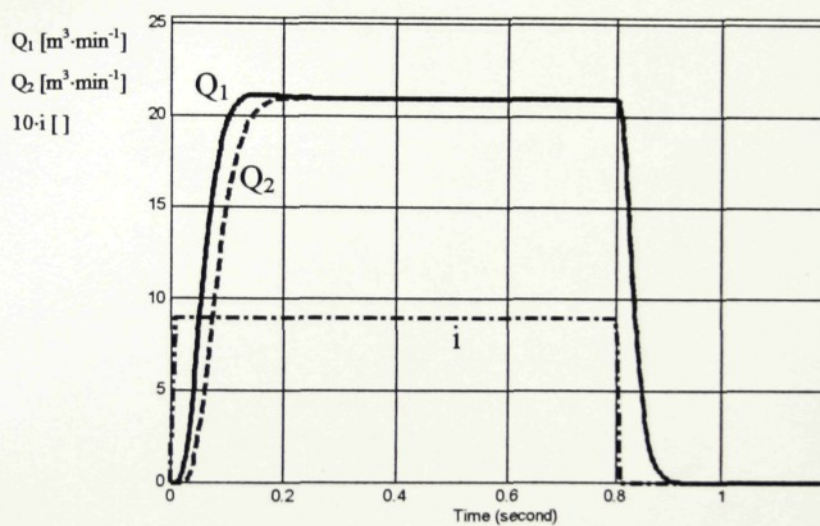
Tab. 11 Tabulka zadávaných parametrů simulace

Výsledky simulace – **Imotpv0a**

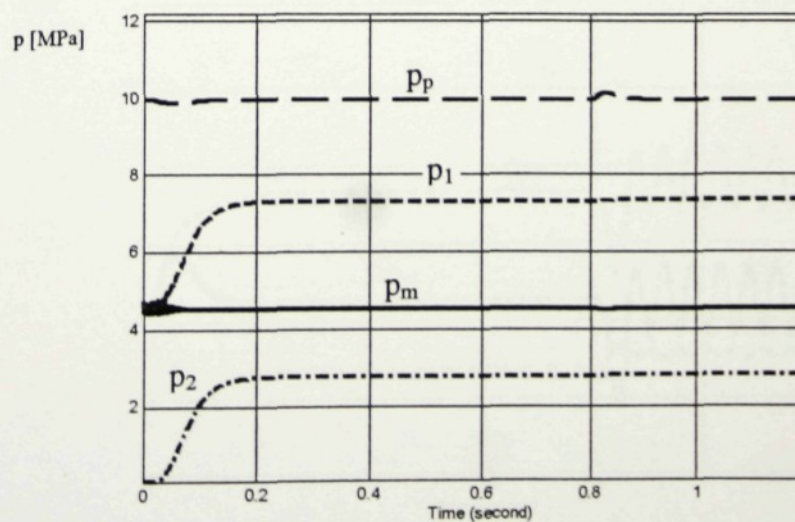
Rychlost, posunutí



Proudy

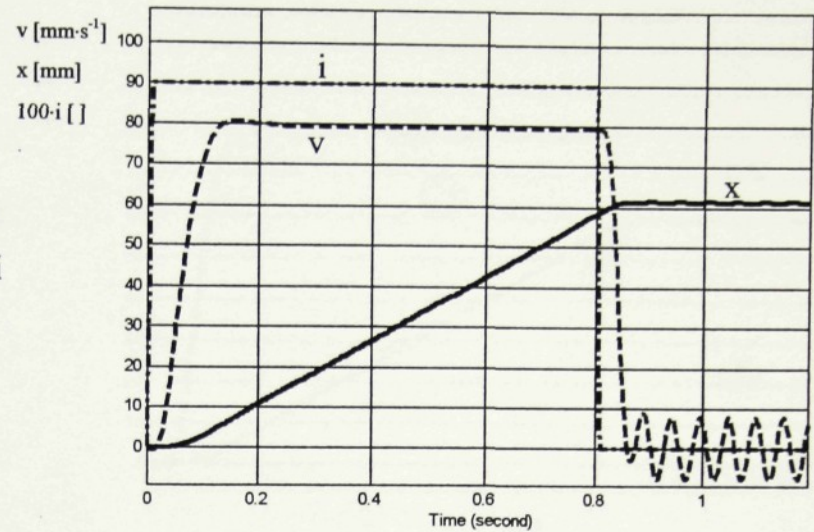


Tlaky

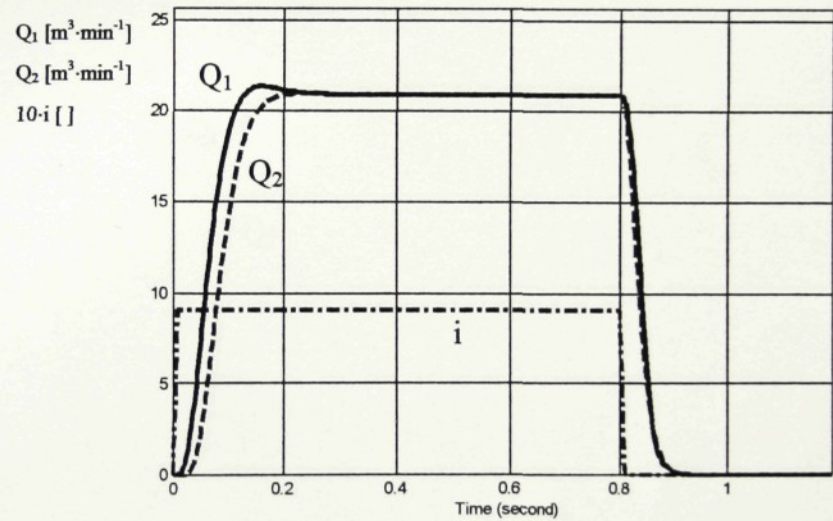


Výsledky simulace – **Imotpv0b**

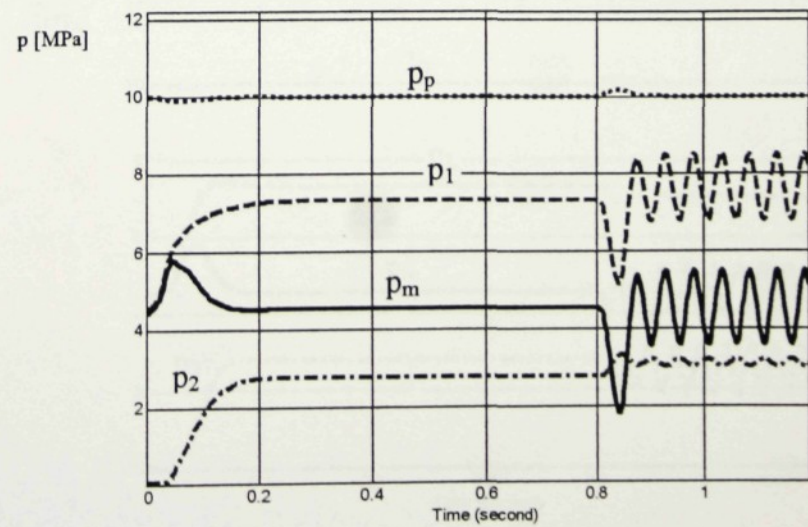
Rychlost, posunutí



Proudy

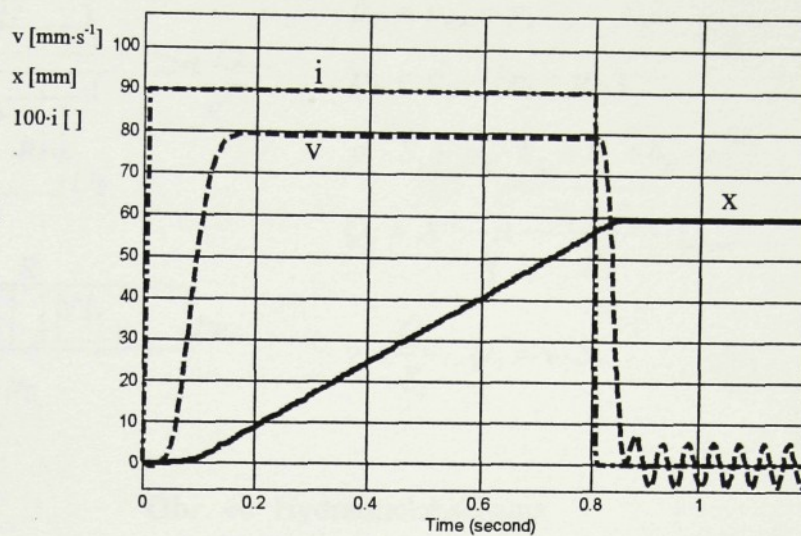


Tlaky

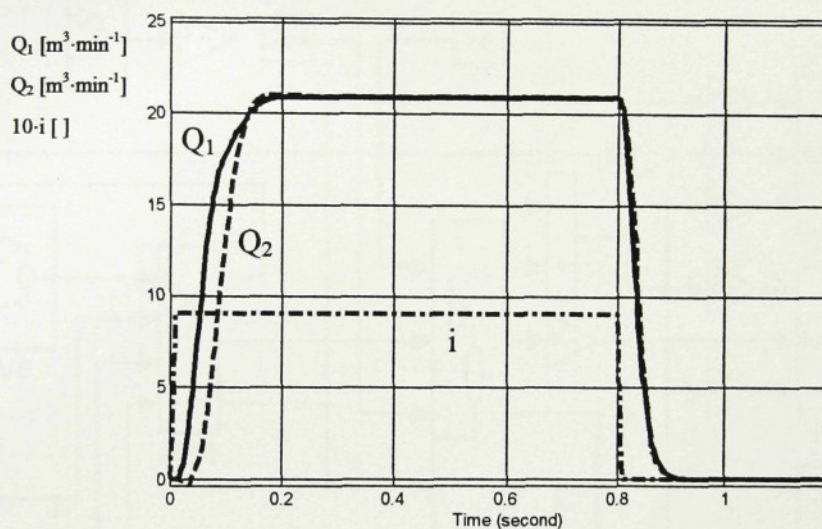


Výsledky simulace – **Imotpv0c**

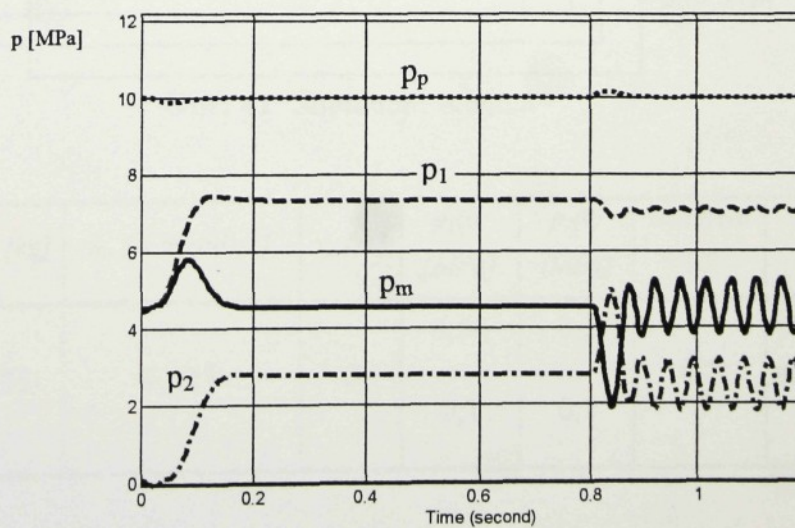
Rychlost, posunutí



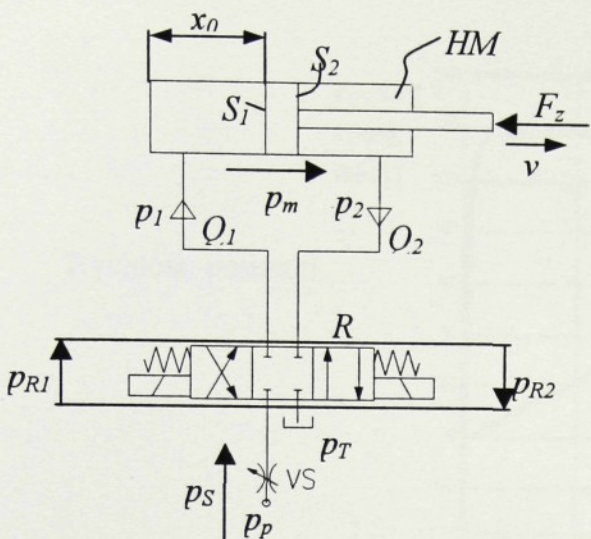
Proudy



Tlaky



7.2.2 Řízení škrticím ventilem na vstupu



$$p_2 = p_{R2} + p_T$$

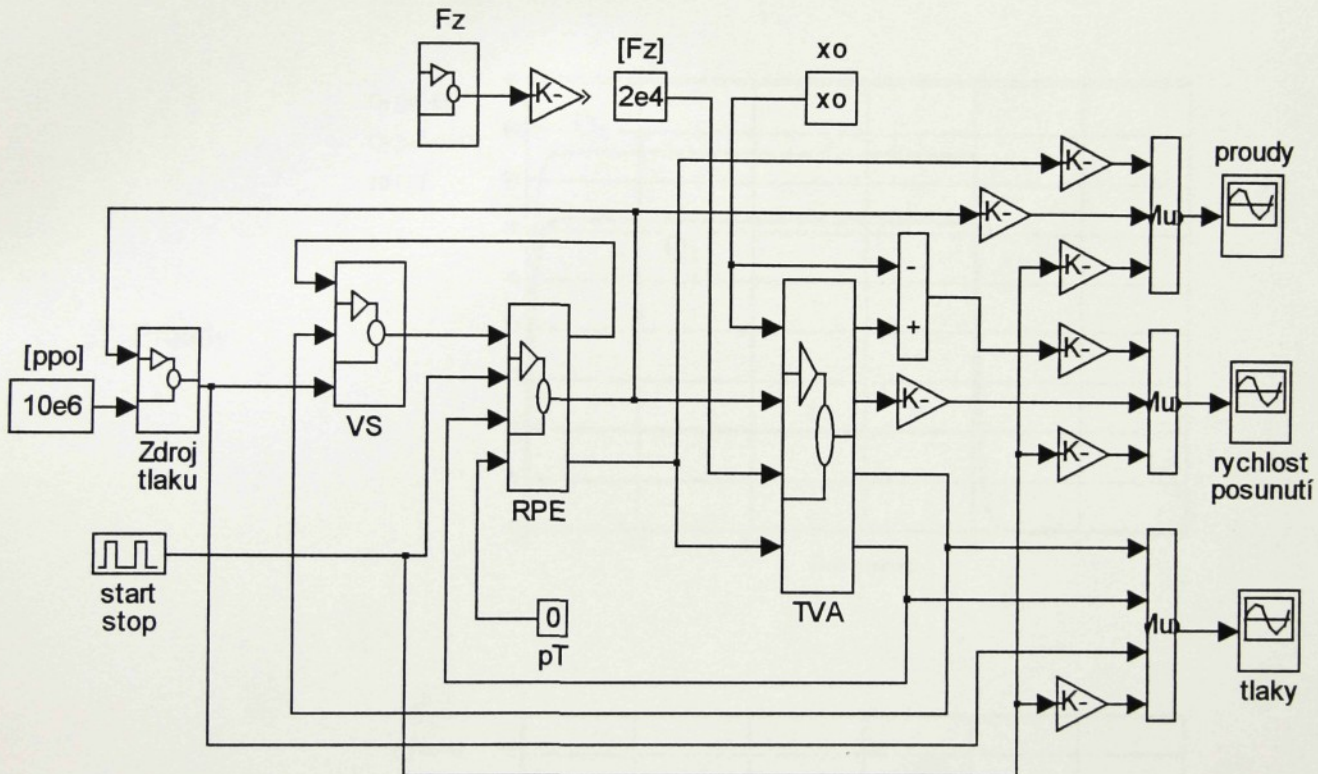
$$p_S = p_p - (p_1 + p_{R1})$$

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 = F_z + b_m \cdot v$$

$$Q_1 = X^2 \cdot \sqrt{1 - \frac{p_1 + p_{R1}}{p_p}} \cdot Q_{\max}$$

$$v = \frac{Q_1}{S_1}, \quad Q_2 = v \cdot S_2$$

Obr. 40 Hydraulické schéma



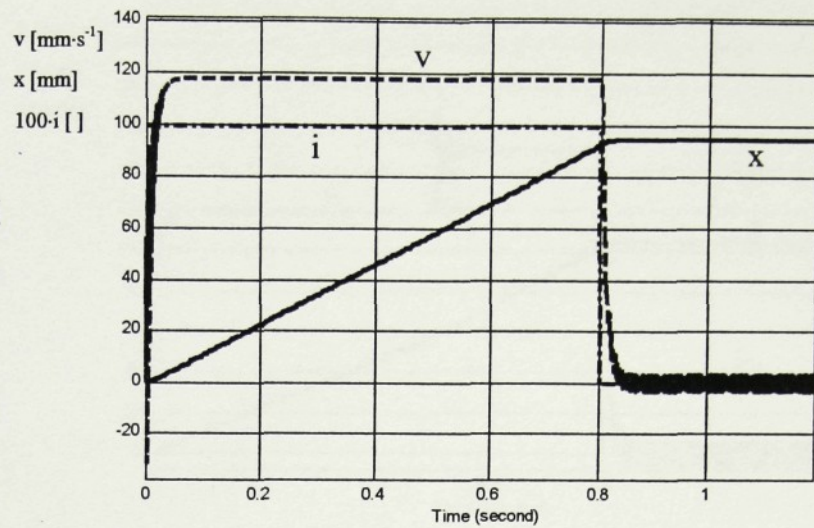
Obr. 41 Simulační schéma

příklad	F_z [N]	m [kg]	b_m [N·m/rad·s ⁻¹]	x_o [m]	$p_1(0)$ [MPa]	$p_2(0)$ [MPa]	nastavení VS	vstupní signál
a	$2 \cdot 10^4$	25	0,025	0	4,54	0,1	0,7	start/stop
b	rampa F_z				0,1	0,1		

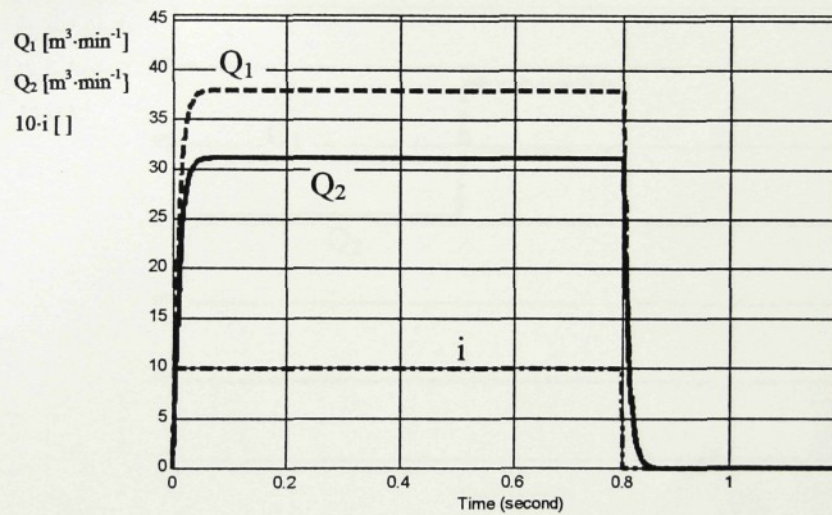
Tab. 12 Tabulka zadávaných parametrů simulace

Výsledky simulace – **Imotvs1a**

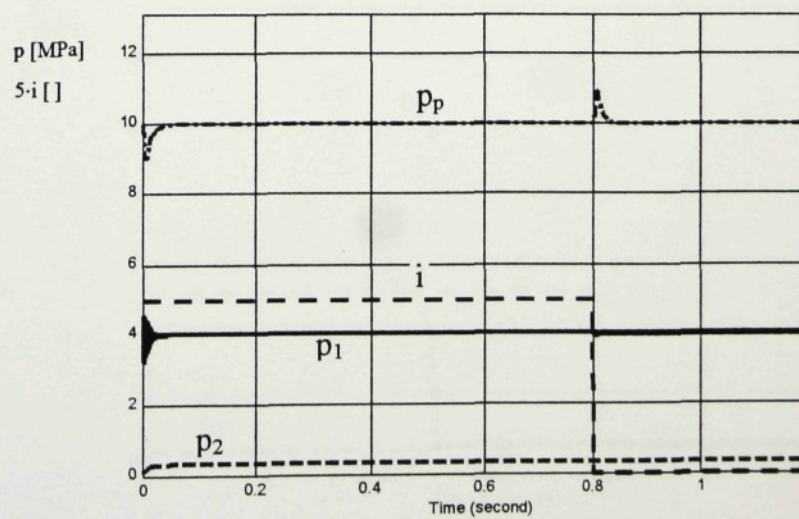
Rychlost, posunutí



Proudy

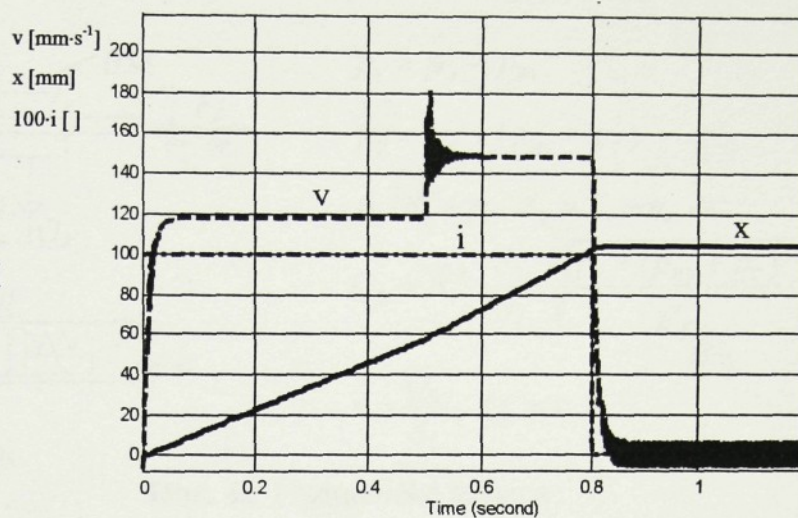


Tlaky

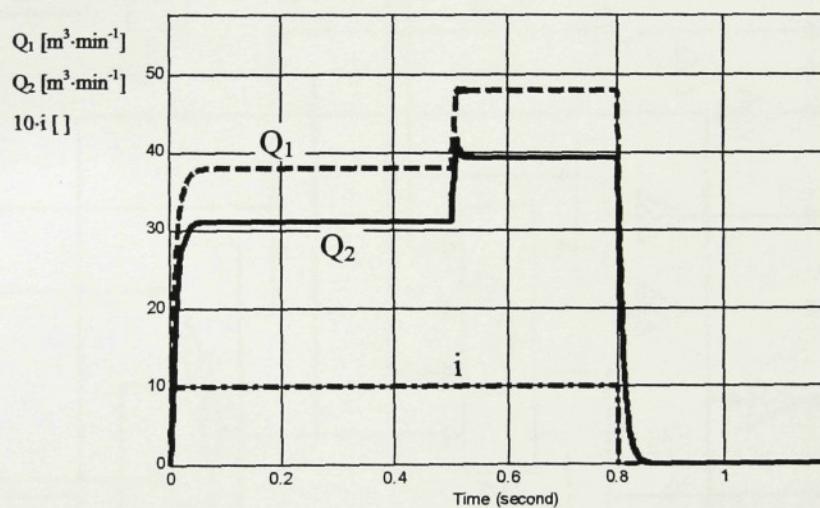


Výsledky simulace – **Imotvs1b**

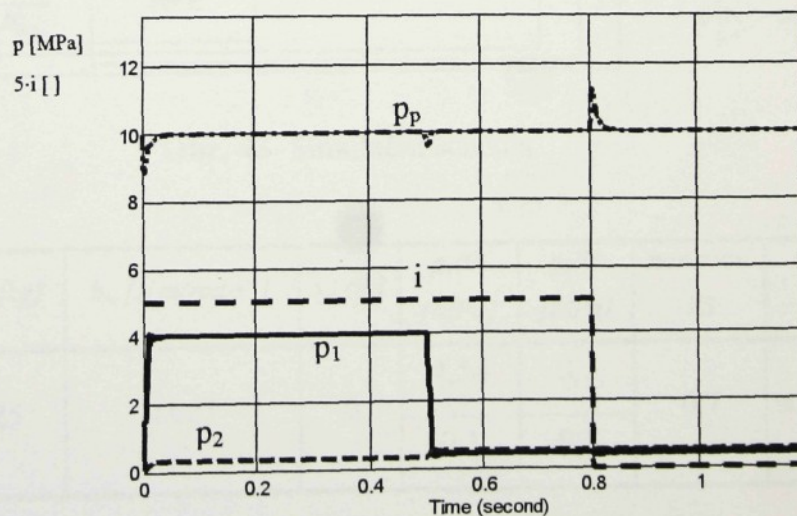
Rychlost, posunutí



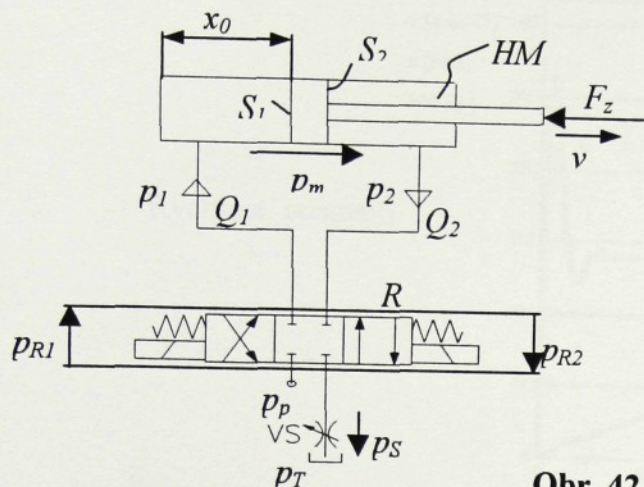
Proudy



Tlaky



7.2.3 Řízení škrticím ventilem na výstupu



$$p_1 = p_p - p_{R1}$$

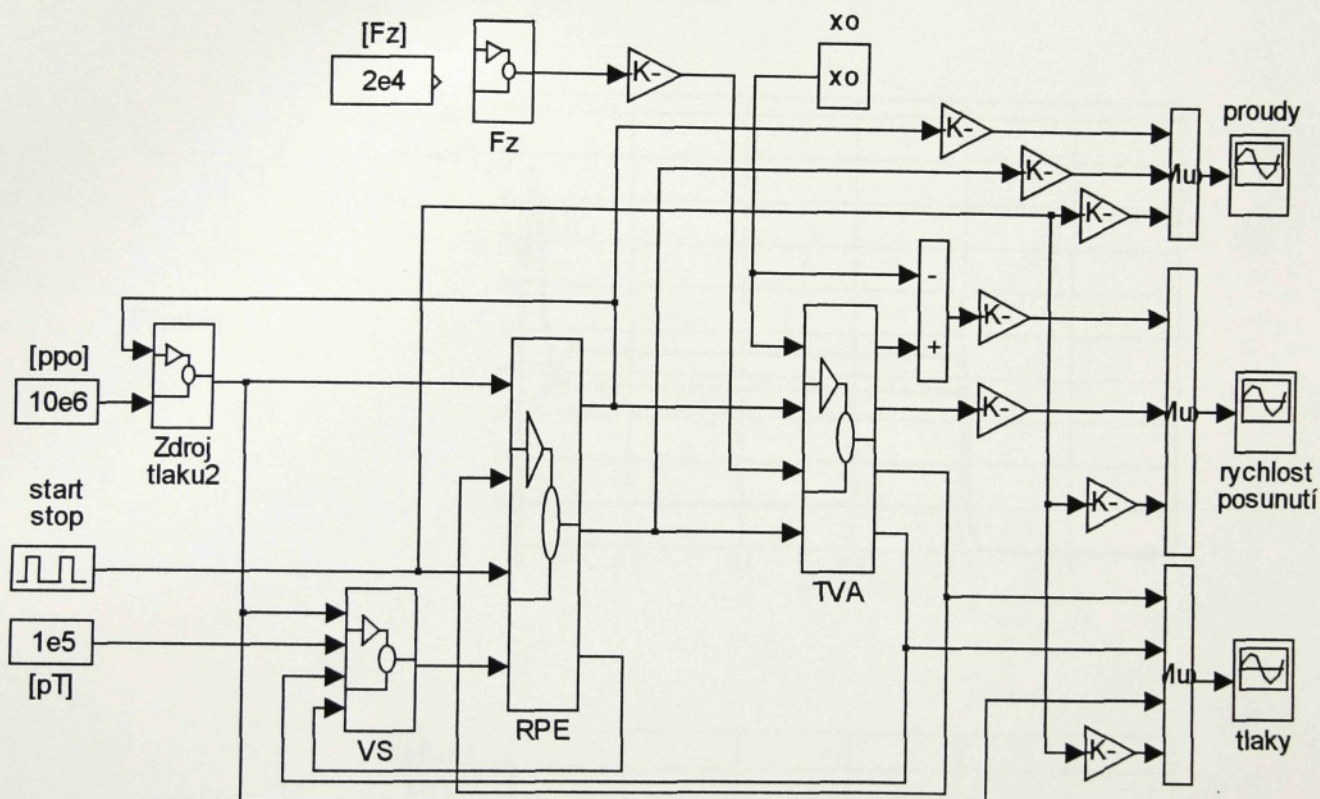
$$p_s = p_2 - (p_{R2} + p_T)$$

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 = F_z + b_m \cdot v$$

$$Q_2 = X^2 \cdot \frac{S_2}{S_1} \cdot \sqrt{\frac{p_2 - (p_{R2} + p_T)}{p_p}} \cdot Q_{\max}$$

$$v = \frac{Q_2}{S_2}, \quad Q_1 = v \cdot S_1$$

Obr. 42 Hydraulické schéma



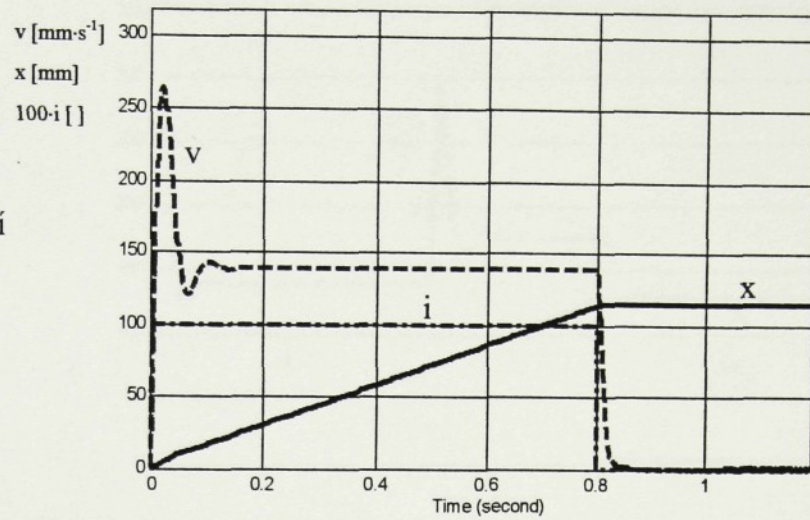
Obr. 43 Simulační schéma

příklad	F_z [N]	m [kg]	b_m [N·m/rad·s ⁻¹]	x_o [m]	$p_1(0)$ [MPa]	$p_2(0)$ [MPa]	nastavení VS	vstupní signál
a	$2 \cdot 10^4$	25	0,025	0	4,54	0,1	0,7	start/stop
b	rampa F_z				0,1	0,1		

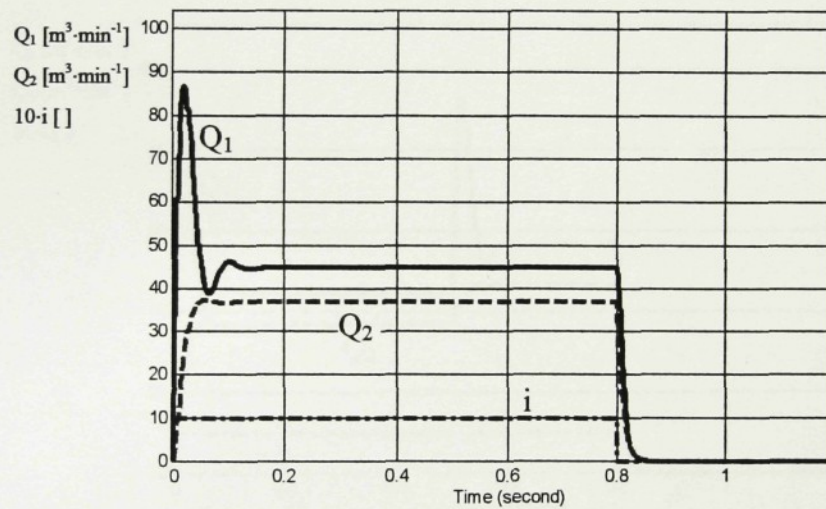
Tab. 13 Tabulka zadávaných parametrů simulace

Výsledky simulace – Imotvs2a

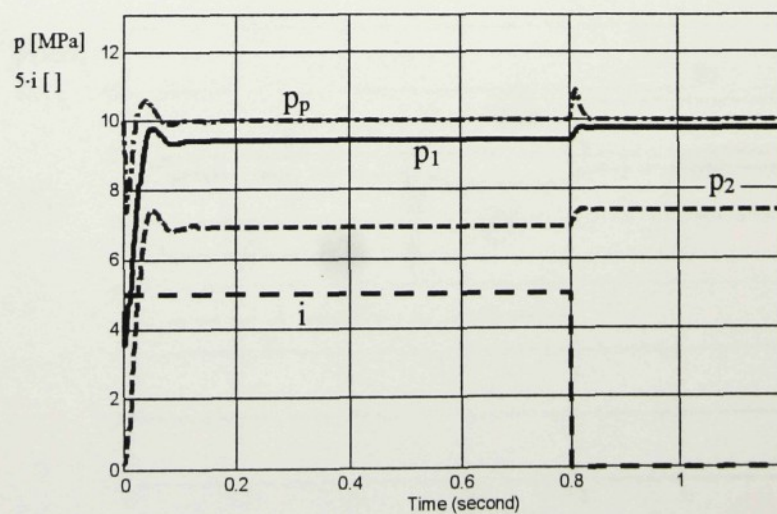
Rychlost, posunutí



Proudy

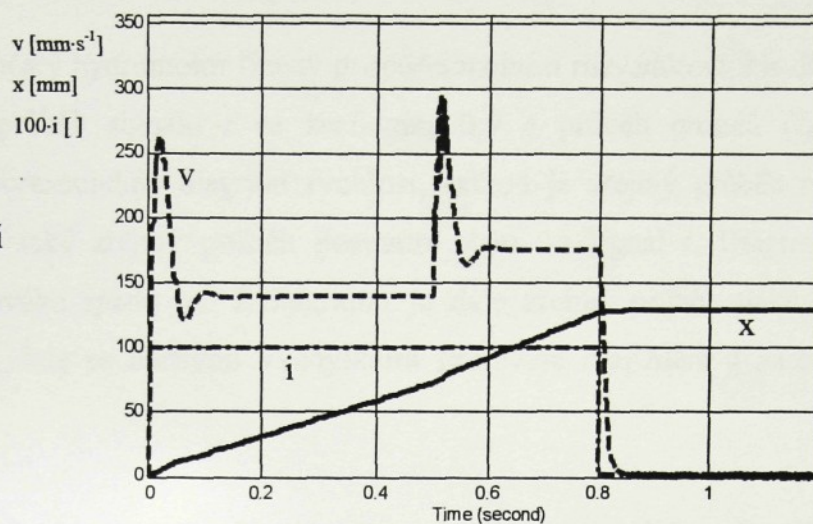


Tlaky

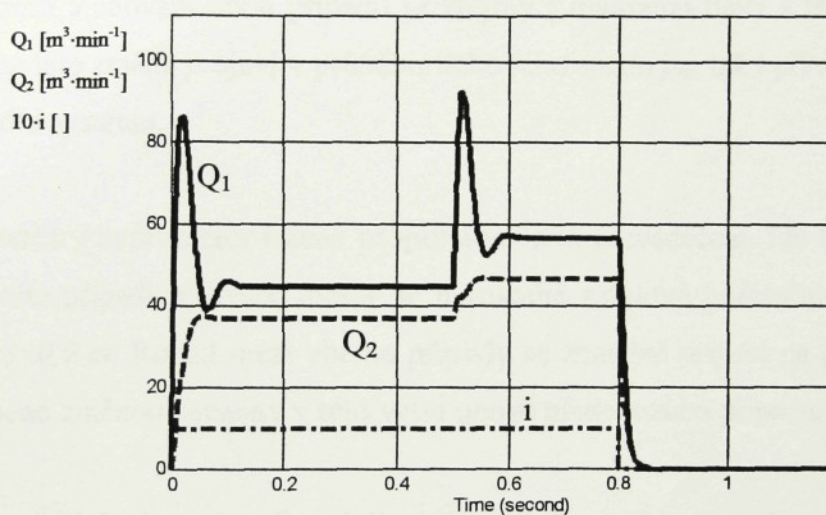


Výsledky simulace – **Imotvs2b**

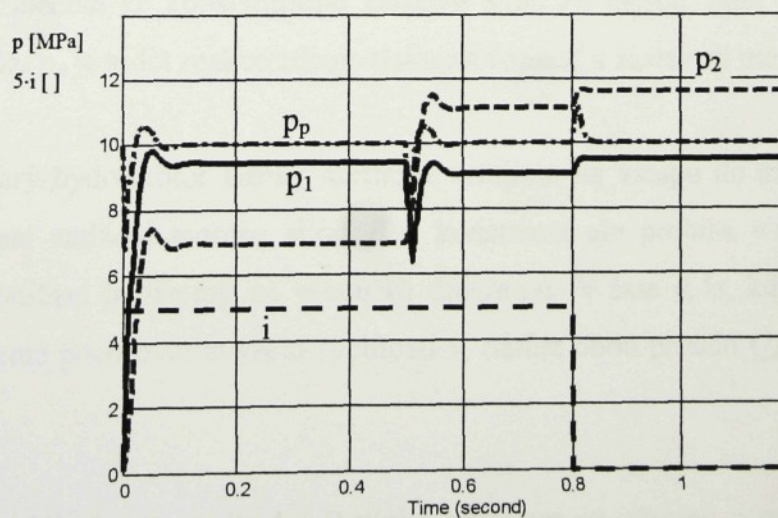
Rychlost, posunutí



Proudy



Tlaky



7.2.4 Zpracování výsledků simulace přímočarého hydromotoru

Imotpv0a – přímočarý hydromotor řízený proporcionálním rozvaděčem. Na diagramu proudy je znázorněn průběh signálu i se zesílením 0,9 a průběh proudů Q_1 a Q_2 . S diagramem proudy koresponduje diagram rychlost, odkud je zřejmý průběh rychlosti motoru. Z diagramu je také zřejmý průběh posunutí pístu a signál i . Diagram tlaky zobrazuje průběh tlakového spádu p_m . Z diagramu je dále zřejmý průběh tlaků p_1 , p_2 a pracovního tlaku p_p , kde se mírnými výchyly projevuje rozjíždění a zastavování motoru.

Imotpv0b – přímočarý hydromotor řízený proporcionálním rozvaděčem. Rozdíl oproti předchozímu případu spočívá ve zvětšení hmotnosti pohybujících se pevných částí motoru z 45 kg na 4500 kg. Rozdíl v chování obou případů je zřejmý z diagramu tlaky a to jak při rozjezdu motoru, kdy se tato změna projeví v průběhu tlakového spádu p_m , tak i při dojezdu, kdy se projeví nelinearita systému.

Imotpv0c – přímočarý hydromotor řízený proporcionálním rozvaděčem. Jde o případ srovnatelný s předchozím případem, avšak motor se nerozbíhá z nulové počáteční polohy nýbrž tato poloha je $x_0=0,9\text{ m}$. Rozdíl mezi oběma případy se znatelně projeví na průběhu tlaku p_1 , což je způsobeno změnou kapacity v této větvi oproti předchozímu případu.

Imotvs1a – přímočarý hydromotor řízený škrticím ventilem na vstupu do motoru v sérii. Z diagramů (v , Q , p) vidíme, že proudy Q_1 a Q_2 jsou rozdílné a to úměrně k poměru ploch S_1 a S_2 motoru. Vzhledem ke konstantnímu zatížení silou F_Z nejsou vidět výrazné změny tlaků. Pouze na tlaku p_p je vidět reakce zdroje tlaku na rozjezd a zastavení motoru.

Imotvs1b – přímočarý hydromotor řízený škrticím ventilem na vstupu do motoru v sérii. V tomto případě není zatížení motoru silou F_Z konstantní ale probíhá v rozmezí $(0 - 0,5)s$. Vliv změny zatížení je zřejmý ze všech tří diagramů. V čase $0,5s$, kdy dojde k odlehčení motoru, můžeme pozorovat zvýšení rychlosti v , nárůst obou proudů Q_1 a Q_2 a snížení tlaku p_1 .

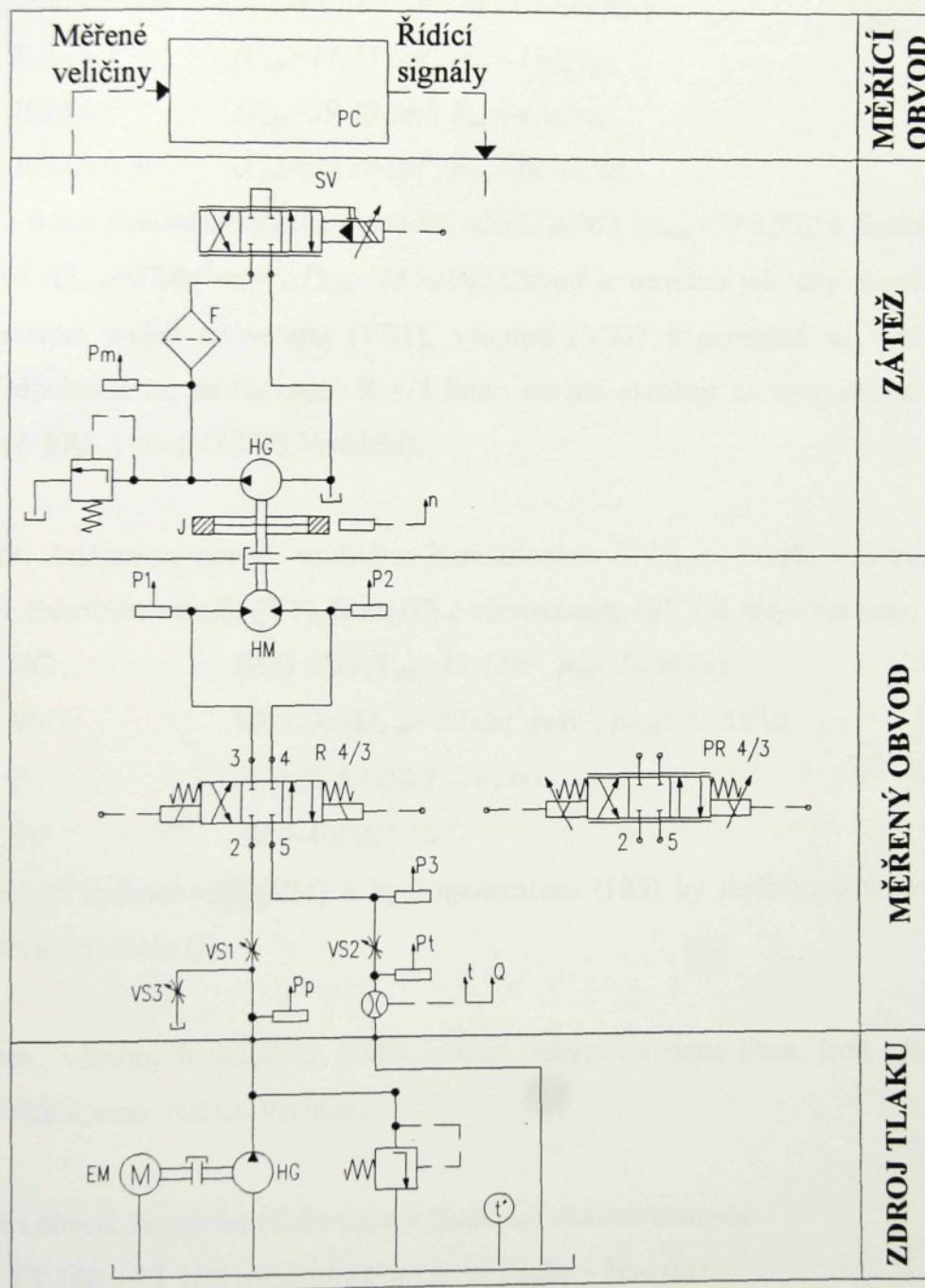
Imotvs2a – přímočarý hydromotor řízený škrticím ventilem na výstupu z motoru v sérii. Změna umístění škrticího ventilu oproti předchozímu případu se projeví hlavně při

rozběhu motoru a to v diagramu proudu, kde dojde k výrazné špičce proudu Q_1 . Tomuto průběhu proudů odpovídá průběh rychlosti v . Rozdíl ve velikosti proudů Q_1 a Q_2 při ustáleném stavu opět odpovídá poměru ploch S_1 a S_2 motoru.

Imotvs2b – přímočarý hydromotor řízený škrtkícím ventilem na výstupu z motoru v sérii. Rozdíl oproti předchozímu případu je v zatížení motoru silou F_Z , která v tomto případě není konstantní ale probíhá v rozmezí $(0 - 0,5)s$. Odlehčení motoru silou F_Z je pozorovatelné na všech třech diagramech (v, Q, p) .

8 NÁVRH OBVODU PRO EXPERIMENTY

Navržené modely dovolují simulovat obvody pracující jak s rotačními, tak přímočarými motory. Experimentování s reálnými přímočarými motory s sebou nese jisté obtíže vyplývající z omezeného zdvihu a zatěžování motoru. Proto při návrhu obvodu (obr. 44) pro experimenty byl uvažován rotační hydromotor s možností realizace jeho řízení v souladu s počítačovou simulací.



Obr. 44 Hydraulický obvod pro experimenty

Navržený obvod se skládá:

- *ze zdroje tlaku.* Na katedře výrobních systémů (KVS) jsou k dispozici hydraulické agregáty:

SA 3-12000-530 ($p_p=12 \text{ MPa}$, $5,5 \text{ kW}$) - regulační HG s regulací na konstantní tlak,

PA 2-63-1 ($p_p=4 \text{ MPa}$, $1,5 \text{ kW}$) - HG s konstantním geom. objemem.

- *měřeného obvodu.* K dispozici jsou rotační hydromotory:

JHMA 1 ($V_{om}=17,75 \text{ cm}^3$, $P_{jm}=4 \text{ MPa}$),

JHMA 2 ($V_{om}=39,48 \text{ cm}^3$, $P_{jm}=4 \text{ MPa}$),

JHMA 6-40 ($V_{om}=39,36 \text{ cm}^3$, $P_{jm}=10 \text{ MPa}$).

Pro řízení motoru byl využit rozvaděč RSPE 2-063 ($p_{max}=32 \text{ MPa}$) a škrťací ventil VS 1-06 ($Q_{max}=22 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$, $P_{max}=25 \text{ MPa}$). Obvod je navržen tak, aby dovozoval řízení škrcením v sérii na vstupu (VS1), výstupu (VS2) a paralelně na vstupu (VS3). Předpokládá se, že rozvaděč R 4/3 bude možné zaměnit za proporcionální PR 4/3 např. PRL 1-06 (HYTOS Vrchlabí),

- *zátěže.* Zatěžovací obvod, vzhledem k možnostem KVS, se skládá z hydrogenerátoru (HG), tlakového ventilu (VT), filtru (F) a servoventilu (SV). K dispozici jsou:

HG JHZJ 25G ($V_{og}=19,1 \text{ cm}^3$, $p_{jm}=10 \text{ MPa}$),

VT VP 3-06 ($Q_{max}=30 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$, $p_{max}=32 \text{ MPa}$),

F PUROLATOR ($<10 \mu\text{m}$),

SV SV 6-40/MO-10-0.

Spojení hydromotoru (HM) a hydrogenerátoru (HG) by mělo umožňovat připojení setrvačné zátěže (J).

Pozn.: všechny hydraulické prvky, pokud nebylo uvedeno jinak, jsou výrobky TOS Vrchlabí, resp. Nářadí Vrchlabí.

- *Měřicí obvod.* Pro měření tlaku jsou k dispozici tlakové snímače:

TT 100 a TT 160 (10 a 16 MPa), ZPA Praha – Jinovice

a diferenciální tlakové snímače

PE 12-10, PE 12-50 (1 a 5 MPa), HYDROTECHNIK KG.

Pro snímání průtoku jsou k dispozici turbínkové průtokoměry

RE 2-12/20 měřící rozsah proudu $(3-20)dm^3 \cdot min^{-1}$, HYDROTECHNIK KG

RE 1-14/32 měřící rozsah proudu $(6-32)dm^3 \cdot min^{-1}$, HYDROTECHNIK KG

RE 1-20/70 měřící rozsah proudu $(12-70)dm^3 \cdot min^{-1}$, HYDROTECHNIK KG,

při pracovním zatížení 32 MPa. Každý průtokoměr má zabudováno místo pro snímání tlaku a teploty.

K dispozici je tzv. „měřící kufr“ vybavený ručkovým ukazatelem průtoku a s el. výstupem analogovým a digitálním. Stejně tak tomu je i s fotoelektrickým snímáním otáček.

Měřicí zařízení je z konce 70 let. Perspektivně je uvažováno s měřícím počítačem včetně řízení experimentu.

9 ZÁVĚR

Předložená diplomová práce se zabývá teoretickým rozbořem a popisem chování vybraných hydraulických prvků: rotačního a přímočarého hydromotoru, škrtkového ventilu, rozvaděče, proporcionálního rozvaděče a zdroje tlaku. Matematický popis prvků se omezuje na ty vlastnosti, které mají podstatný vliv na jejich chování a parametry. Tyto parametry se vyskytují v diferenciálních nebo algebraických rovnicích a lze je nalézt v katalogových listech výrobců, resp. je lze stanovit z uváděných charakteristik.

Na základě matematického popisu jsou stanoveny simulační modely prvků v programovém prostředí *MATLAB / SIMULINK*. Při práci s tímto programem jsou využity zkušenosti shrnuté v diplomových pracích [7], [15] vypracovaných na katedře výrobních systémů.

Správnost chování navržených modelů je ověřena na příkladech jednoduchých hydraulických obvodů pro řízení pohybové frekvence škrčením. Je možné konstatovat, že průběhy jednotlivých veličin, proudů, tlaků a pohybové frekvence, vykazují očekávaný průběh.

V závěru je uveden návrh obvodu pro experimentální ověření průběhu tlaků, proudů a pohybové frekvence s respektováním možností katedry. Zkušební obvod předpokládá různé možnosti zapojení korespondující se simulačními modely, které lze tak ověřit a případně zpřesnit.

Výsledky této práce jsou základem pro další tvorbu dílčích i složitějších simulačních modelů tzn. prvků (škrticí ventily se stabilizací tlakového spádu, tlakové ventily, proporcionální ventily, vedení) a otevřených či uzavřených obvodů a samozřejmě jejich využití ve výuce.

Seznam použité literatury

- [1] CERHA, J.: Problematika stabilizace kapacitních vlastností kapaliny užívané v hydraulických mechanismech. In. 2 mezinárodní vědecká konference. VŠB, Ostrava 1980.
- [2] CERHA, J.: Hydraulické mechanismy v oboru výrobních strojů. VŠST, Liberec 1971.
- [3] CERHA, J.: Příspěvek k problematice hydraulických mechanismů jedno a dvoufázových. [Kandidátská disertační práce]. VŠST, Liberec 1981
- [4] DRÁŽDIL, M.: Dynamické chování rotačních hydromotorů při proudovém a tlakovém řízení. Automatizace, roč. 13, 1970, č. 10, s. 259-269.
- [5] GESSAT, J.: Reibungsverhalten von Hydraulik-dichtungen und Führungselementen. Ölhydraulik und Pneumatik, vol. 41, 1997, Nr. 10, s. 743-746.
- [6] HELDUSER, S.: Innovationen im Maschinenbau durch fluidtechnische Komponenten und Systeme. Ölhydraulik und Pneumatik, vol. 40, 1996, Nr. 6, s. 380-395.
- [7] JAREŠ, D.: Návrh a odladění nelineárního počítačového modelu servopohonu pro posuvy NC obráběcích strojů. Diplomová práce. TU v Liberci, 1996
- [8] KOPÁČEK, J.: Technická diagnostika hydraulických mechanismů. SNTL, Praha 1990
- [9] LANGOSH, P.O.: Weltbilanz. Fluid Markt, 1996, s. 22-27.
- [10] MERITT, H.E.: Hydraulic controls systems. John Wiley & Sons, NY, 1967.
- [11] MURRENHOF, H.: Innovationen in der Fluidtechnik. In. 1 Internationales Fluidtechnisches Kolloquium in Aachen. 1998, s. 23-58.
- [12] NEVERLÝ, J.: Trendy v oboru tekutinových mechanismů. Technický týdeník, roč. XLVII, 1999, č. 6, s. 11-12.
- [13] NIXON, F.E.: Principy soustav automatického řízení. SNTL, Praha 1965.
- [14] PROKOFLEV, V.: Axialno-poršnevoj regulirujemij gidroprivod. Mašinostrojenije, Moskva 1969.

- [15] STŘÍBRNÝ, J.: Návrh výukového modelu polohového servopohonu. Diplomová práce. TU v Liberci 1999.
- [16] WATTON, J.: Fluid Power systems. Prentice Hall, NY, 1989.
- [17] ZYMÁK, V.: Potrubí s oscilačním průtokem kapaliny. Strojírenství, roč. 27, 1977, č. 4, s. 207-211.
- [18] Katalogy firem : HYTOS a. s., Mannesmann-Rexroth, VICKERS.