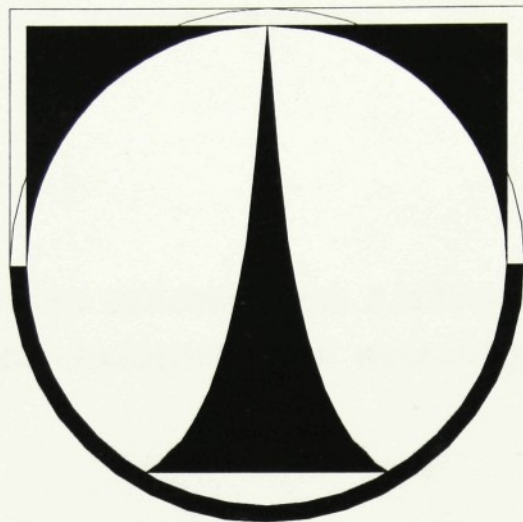


Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní



Miloš Jenšovský

**NÁVRH ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ PRO ZJIŠŤOVÁNÍ
STATICKÝCH A DYNAMICKÝCH CHARAKTERISTIK
ROTAČNÍCH HYDROMOTORŮ**

Bakalářská práce

2000

Technická univerzita v Liberci

Obor : Strojírenství

Zaměření : Výrobní systémy

**NÁVRH ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ PRO ZJIŠŤOVÁNÍ STATICKÝCH A
DYNAMICKÝCH CHARAKTERISTIK ROTAČNÍCH HYDROMOTORŮ**

KVS - VS - 042

Miloš Jenšovský

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

Počet stran : 55

Počet příloh : 19

Počet obrázků : 14

Počet tabulek : 6

Datum : 23.5.2000



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení **Miloš J e n š o v s k ý**

obor **Strojírenství**

zaměření **výrobní systémy**

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

Návrh zkušebního zařízení pro zjišťování statických a dynamických charakteristik rotačních hydromotorů

Zásady pro vypracování:

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

1. Rozbor zadání úlohy a cíle řešení.
2. Principiální návrh napájecího, zatěžovacího a měřicího obvodu.
3. Výběr prvků obvodů.
4. Konstrukce potřebných dílů,, výrobní dokumentace.

**TÉMA : NÁVRH ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ PRO ZJIŠŤOVÁNÍ STATICKÝCH A
DYNAMICKÝCH CHARAKTERISTIK ROTAČNÍCH HYDROMOTORŮ**

ANOTACE :

Práce se zabývá statickými a dynamickými charakteristikami rotačního hydromotoru, jejich popisem a měřením. Podstatný díl práce je věnován konstrukčnímu návrhu mechanické části experimentálního zařízení.

**THEME: A PROPOSAL OF THE MACHINERY TESTING, WHICH IS ABLE TO
TAKE SOME STATIC AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF ROTARY
HYDRO MOTORS**

ANNOTATION:

This work deals with static and dynamic characteristic, description and measurement of the hydro motors rotary. The main part of the work is given to a constructional proposal of the mechanical element of this experimental machinery workup.

Desetinné třídění : DT 681.518.54;621.22

Klíčová slova : zkušební zařízení, rotační hydromotor,
charakteristiky

Zpracovatel : TU v Liberci-KVS

Dokončeno : 2000

Archivní označení zprávy :

Počet stran : 55

Počet příloh : 19

Počet obrázků : 14

Počet tabulek : 6

Počet diagramů : -

Místopřísežné prohlášení

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

V Liberci 23.5.2000

Miloš Kriváček
.....
podpis

Prohlášení k využívání výsledků bakalářské práce

Poděkování

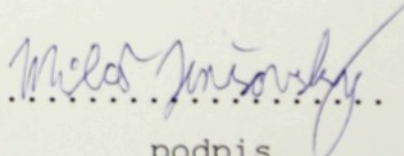
Jsem si vědom toho, že bakalářská práce je majetkem školy, že s ní nemohu sám bez svolení školy disponovat a že bakalářská práce může být zapůjčena či prodána (kopie) za účelem využití jejího obsahu.

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

Jméno a příjmení : Miloš Jenšovský

Adresa : Radimovice 79

463 44 Sychrov


.....
podpis

Poděkování

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

Dále pak vedoucímu bakalářské práce Doc. Ing. Josefu Cerhovi, CSc. za metodickou pomoc a poskytování informací při vypracování práce.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	9
1. ÚVOD	13
2. ROTAČNÍ HYDROMOTORY	21
2.1. Statické charakteristiky rotačního hydromotoru	21
2.2. Dynamické chování rotačního hydromotoru	26
2.3. Měření statických charakteristik	27
2.4. Sledování dynamického chování rotačního hydromotoru ...	29
2.5. Požadavky na konstrukci skupiny hydromotor -zatěžovací hydrogenerátor.....	31
3. VÝBĚR ROTAČNÍHO HYDROMOTORU A HYDROGENERÁTORU	31
4. KONSTRUKCE SKUPINY HYDROMOTOR - HYDROGENERÁTOR	36
4.1. Výpočet přídatné setrvačné zátěže a konstrukce uložení	36
4.1.1. VÝPOČET SETRVAČNÉ ZÁTĚŽE HRÍDELE	40
4.1.2. VÝPOČET PŘIPOJENÉ SETRVAČNÉ ZÁTĚŽE HYDROGENERÁTORU	42
4.1.3. VÝPOČET PŘÍDATNÉ SETRVAČNÉ ZÁTĚŽE	44
4.1.3. KONSTRUKCE ULOŽENÍ	46
4.2. Výběr spojky	50
4.3. Konstrukce držáků hydromotoru,hydrogenerátoru a přídatné setrvačné zátěže.....	51
DRŽÁK HYDROMOTORU (č.v.3-KVS-VS-042-01-05):	52
DRŽÁK HYDROGENERÁTORU (č.v.3-KVS-VS-042-01-03):	52
DRŽÁK PŘÍDATNÉ SETRVAČNÉ ZÁTĚŽE (č.v.3-KVS-VS-042-01-04):	53
5. ZÁVĚR	53
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	54
SEZNAM PŘÍLOH	54
SEZNAM VÝKRESŮ	54
SEZNAM KUSOVNÍKŮ	55

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a, b	.. vzdálenost uvažovaných podpor [mm]
b_m	.. koeficient viskózního tlumení [N.m.s.rad ⁻¹]
C	.. hydraulická kapacita [N ⁻¹ .m ⁵]
C	.. základní dynamická únosnost ložiska [N]
D_h	.. vnější průměr uvažovaného kotouče [mm]
D_m	.. konstanta motoru [m ³ .rad ⁻¹]
d	.. průměr [mm]
dr	.. přírůstek poloměru [mm]
d_{1-10}	.. průměr části [mm]
d_1/d_2	.. vnitřní / vnější průměr válce [mm]
dh_0/dh_1	.. vnitřní / vnější průměr [mm]
F	.. výstupní síla přímočarého převodníku [N]
G	.. tíhová síla [N]
G_{sp}	.. tíhová síla od spojky [N]
G_{1-6}, G_s	.. tíhová síla od uvažované části [N]
G_m	.. svodová propustnost [N ⁻¹ .m ⁵ .s ⁻¹]
g	.. gravitační zrychlení [m.s ⁻²]
J_p	.. připojená setrvačná zátěž [kg.m ²]
J_H	.. hmotový moment setrvačnosti hydrogenerátoru [kg.m ²]
$J_{hř}$	.. hmotový moment setrvačnosti hřídele [kg.m ²]
J_{h1-4}	.. hmotový moment setrvačnosti i-té části [kg.m ²]
$J_{h1'}, J_{h2'}$	.. hmotový moment setrvačnosti i-té části [kg.m ²]
J_{1-10}	.. hmotový moment setrvačnosti části [kg.m ²]
J_m	.. hmotový moment setrvačnosti motoru [kg.m ²]
$J_{příd}$	.. přídatná setrvačná zátěž [kg.m ²]
J_{sp}	.. hmotový moment setrvačnosti spojky [kg.m ²]
J_x	.. hmotový moment setrvačnosti válce k ose x [kg.m ²]
k	.. konstanta [-]
L_h	.. základní trvanlivost [hod.]
ℓ	.. délka [mm]

- ℓ_{g1-6}, ℓ_{gs} .. vzdálenosti jednotlivých tíhových sil [mm]
 $\ell_{h1}, \ell_{h2}, \ell_{h3}, \ell_{h4}$.. délky částí [mm]
 ℓ_{sp} .. vzdálenost tíhové síly spojky [mm]
 ℓ_{1-10} .. délka části [mm]
 M .. točivý moment [N.m]
 M_k .. krouticí moment [N.m]
 M_n .. jmenovitý krouticí moment [N.m]
 m .. hmotnost [kg]
 m_{sp} .. hmotnost spojky [kg]
 m_{1-10}, m_s .. hmotnost částí [kg]
 M_{po} .. celkový moment pasivních odporů [N.m]
 M_t .. teoretický točivý moment [N.m]
 M_n .. jmenovitý krouticí moment [N.m]
 n .. otáčky [s^{-1}]
 n_g .. jmenovité otáčky zdroje proudu [min^{-1}]
 n_g .. otáčky hydrogenerátoru [min^{-1}]
 n_m .. otáčky hydromotoru [min^{-1}]
 n_{max} .. maximální otáčky hydromotoru [min^{-1}]
 P .. přenášený výkon [W]
 P .. ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]
 P_t .. teoretický výkon [W]
 p .. tlak [$N.m^{-2}$]
 p_1 / p_2 .. tlak vstupní / výstupní [$N.m^{-2}$]
 p_g .. pracovní tlak napájecího zařízení [$N.m^{-2}$]
 p_m .. tlakový spád na motoru [$N.m^{-2}$]
 p_{max} .. maximální tlak [$N.m^{-2}$]
 p_{mn} / p_{gn} .. jmenovitý tlak hydromotoru / hydrogenerátoru [Pa]
 p_n .. jmenovitý tlak [Pa]
 Q .. průtok (proud) [$m^3.s^{-1}$]
 Q_c .. kapacitní proud [$m^3.s^{-1}$]
 Q_{gj} .. jmenovitý proud zdroje tlaku [$m^3.min^{-1}$]
 Q_m .. napájecí proud přiváděný do motoru [$m^3.s^{-1}$]
 Q_{max} .. maximální průtok zdroje proudu [$m^3.s^{-1}$]

Q_o / Q_z .. teoretický / ztrátový proud [$m^3.s^{-1}$]

R_1, R_2 .. reakční síly [N]

r .. poloměr [mm]

r_x .. okamžitý poloměr [mm]

r_1/r_2 .. vnitřní / vnější poloměr [mm]

S .. činná plocha přímočarého převodníku [m^2]

T .. teplota pracovní kapaliny [$^{\circ}C$]

T .. těžiště [-]

V .. rotační součinitel [-]

V_o .. geometrický objem převodníku [m^3]

V_{og} .. geometrický objem hydrogenerátoru [m^3]

V_{om} .. geometrický objem hydromotoru [m^3]

V_{1-10}, V_s .. objem části [kg]

v .. rychlost přímočarého pohybu [$m.s^{-1}$]

x, y, z .. osy souřadného systému [-]

ρ .. měrná hmotnost [$kg.m^{-3}$]

η_p .. tlaková účinnost [1]

η_Q .. průtoková (proudová) účinnost [1]

ν .. kinematická viskozita pracovní kapaliny [$m.s^{-2}$]

ω .. úhlová rychlost [$rad.s^{-1}$]

F1 / F2 .. vysokotlaký / nízkotlaký filtr
HG .. hydrogenerátor s konstantním geometrickým objemem
HGR .. hydrogenerátor s proměnným geometrickým objemem
HM .. hydromotor s konstantním geometrickým objemem
J .. setrvačná zátěž
KVS .. katedra výrobních systémů
MK .. snímač točivého momentu
N .. vyrovnávací nádrž
P1, P2, P3 .. snímač tlaku
PC .. personální počítač
PR .. proporcionální rozvaděč
QM .. snímač průtoku (proudu)
R .. rozvaděč
RP .. řídicí prvek (servoventil nebo proporcionální rozvaděč)
SV .. servoventil
S .. pružná spojka
VS .. škrticí ventil
VT .. tlakový ventil

1. ÚVOD

Hydraulické mechanismy jsou významným kompletačním oborem a jsou využívány v konstrukci nejrůznějších strojů a výrobních zařízení. Rostoucí požadavky na výstupní parametry strojů ukázaly, že některým lze vyhovět jedině aplikací hydraulických mechanismů, které mají oproti jiným druhům pohonů nesporné výhody, mezi které patří [1]:

- **možnost snadného rozvodu tlakové kapaliny** do obtížně přístupných a prostorově nepříznivě orientovaných míst a uzlů, které konají relativní pohyb, či propojení spotřebičů na větší vzdálenosti,
- **možnost dosažení velkých silových převodů** a jednoduchými prostředky dosažitelná transformace rotačního pohybu na přímočarý a naopak a to při malých rozměrech a hmotnostech,
- **jednoduché, plynulé i stupňovité řízení výstupních parametrů** (smysl pohybu, pohybová frekvence, síla, točivý moment) a to za provozu při plném zatížení,
- **jednoduché včlenění do automatických cyklů** výrobních a zpracovatelských strojů. Tato skutečnost souvisí s možností elektronického, resp. programového řízení, což umožňují vhodné elektrohydraulické převodníky (rozvaděče, proporcionální ventily a servoventily),
- **možnost skladby hydraulických obvodů ze standardizovaných a typizovaných prvků**, které jsou vyráběny specializovanými firmami v širokém sortimentu provedení, velikostí a parametrů. Tato skutečnost se v provozu projevuje ve snazší údržbě, opravách a technické diagnostice,
- **jednoduchá a spolehlivá ochrana systému proti přetížení** a to pomocí vhodně vestavěného a seřazeného tlakového ventilu.

Samozřejmě, že hydraulické mechanismy nemají pouze přednosti oproti ostatním typům mechanismů. K negativním vlastnostem patří zejména :

- **značná citlivost na nečistoty**, což klade vysoké nároky zvláště na údržbu (požadavky na čistotu kapaliny jsou u hydrogenerátorů a hydromotorů $10\text{ }\mu\text{m}$ a u řídicích prvků $5 \div 3\text{ }\mu\text{m}$),
- **citlivost na změny teploty pracovní kapaliny**, která mění své vlastnosti a ovlivňuje tak přesnost činnosti mechanismu (pohybová frekvence, účinnost). V mnoha případech je nutné zařízení stabilizující teplotu kapaliny (zpravidla chladič),
- **možnost vzniku kmitání** v širokém spektru frekvencí a s tím související hlučnost,
- **z provozního hlediska** případné netěsnosti obvodu a nepříznivý vliv úniku pracovní kapaliny na životní prostředí (dnes se používá zhruba v 90 % aplikací minerální olej).

Výše uvedené vlastnosti hydraulických mechanismů předurčují jejich využití v různých oborech. Hrubý přehled uvádí tab.1,

Obor	%
silniční komunální a kolejová vozidla	11
stavební stroje a stavebnictví	30
dopravní stroje a zařízení	5
zemědělské a lesnické stroje	6
obráběcí stroje	14
stroje tvářecí a pro hutní výrobu	12
stroje na zpracování pryže a plastů	7
různé	15

Tab.1

ze které je patrné, že existují aplikace u nichž je využití hydraulických mechanismů nesporné a těžko nahraditelné a to i přes rozvoj a zdokonalení jiných druhů mechanismů. Do této skupiny strojů patří autojeřáby, mobilní pracovní stroje, které využívají hydraulické mechanismy v pojezdu i pracovních funkcích a stroje tvářecí. Naopak v některých oblastech aplikací hydraulických mechanismů ubývá. Tak je tomu např. u obráběcích strojů nebo manipulátorů, kde jsou nahrazovány elektromechanickými pohony, resp. zpětnovazebními systémy. Hydraulické či pneumatické mechanismy se uplatňují zpravidla v upínačích a úchopných systémech (úchopných hlavicích).

Jak již bylo uvedeno, na použití hydraulických mechanismů mají podstatný vliv jejich technické parametry. K základním parametrům patří tlak p [Pa] a průtok (proud) Q [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$], které obecně limitují výstupní sílu

$$F = S \cdot p, \quad (1)$$

moment

$$M = V_o / (2 \cdot \pi) \cdot p, \quad (2)$$

rychlost přímočarého pohybu

$$v = Q / S, \quad (3)$$

rychlost rotačního pohybu

$$\omega = \frac{Q}{V_o / (2 \cdot \pi)}, \quad (4)$$

resp. Přenášený výkon

$$P = F \cdot v = M \cdot \omega = Q \cdot p. \quad (5)$$

V těchto obecných vztazích značí :

$S [m^2]$... činnou plochu přímočarého převodníku,
 $V_o [m^3]$... geometrický objem rotačního převodníku.

Ze všech uvedených vztahů je zřejmé, že spolu korespondují veličiny S a $V_o/(2\pi)$, které charakterizují velikost převodníků a můžeme je označit společně jako konstantu převodníku. V případě symetricky uspořádaných převodníků - rotačních hydrogenerátorů a hydromotorů a přímočarých hydromotorů oboustranných je potom popis jejich statického i dynamického chování formálně stejný.

Základní parametry, při daném vnějším zatížení a požadované rychlosti pohybu mají tudíž vliv na rozměry (velikost) a hmotnost hydraulických prvků.

Určujícím parametrem pro vývoj hydraulických mechanismů je tlak. Přes různě označované hodnoty tlaku se nejčastěji používají dvě a to jmenovitý tlak p_n , na který je příslušný prvek konstruován a maximální tlak p_{max} , kterým je možné prvek zatížit po omezenou dobu ap.. Poměr mezi těmito tlaky se v dlouhodobém vývoji udržuje na poměru $p_{max}/p_n = 1,2 \div 1,5$.

Postupným využíváním nových materiálů, výrobních technologií i uplatňováním nových konstrukčních principů se v současné době hodnoty tlaku pohybují v rozsahu 35 až 45 MPa, což představuje poměrný výkon 15 až 20 kW/kg.

Pokud se týká průtoku, vyrábějí se hydraulické prvky pro jmenovitý průtok od několika $dm^3 \min^{-1}$ do několika tisíc $dm^3 \min^{-1}$. Uplatněním technologie přesného lití namísto obrábění otvorů se dosáhne zmenšení hydraulických odporů a tím i menších rozměrů a hmotnosti prvků.

Představu o výstupních parametrech současných hydraulických mechanismů dává tab.2.

Parametr	Rozměr	Velikost
síla	N	$10 - 10^6$
moment	N.m	$1 - 10^6$
výkon	kW	$0,1 - 10^3$
rychlost	m.s ⁻¹	$0,01 - 0,5$
otáčky	min ⁻¹	$5 - 10^4$

Tab.2

Mezi základní inovační trendy v oboru hydraulických mechanismů, které jsou v současné době úspěšně řešeny, patří :

- **snížování pořizovacích nákladů** při stejném přenášeném výkonu. Tuto skutečnost dokládá např. změna hodnoty poměrného výkonu rozvaděčů, která byla 0,2 kW/kg v roce 1955 a 23 kW/kg v roce 1995 ,
- **zdokonalování konstrukce prvků a systémů.** Podle údajů [2] 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 mikroelektroniky mělo rozhodující vliv na inovaci oboru. Týká se to především integrace mikroelektroniky do hydraulických a pneumatických prvků, které tak získaly zcela novou kvalitu, protože byly potlačeny nedostatky (vliv teploty, nelinearity) a znásobily se výhody,
- **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 (mikroprocesorové) řízení pracovní činnosti hydrogenerátorů, použití vhodnějších materiálů na výrobu kluzných dvojic apod.,

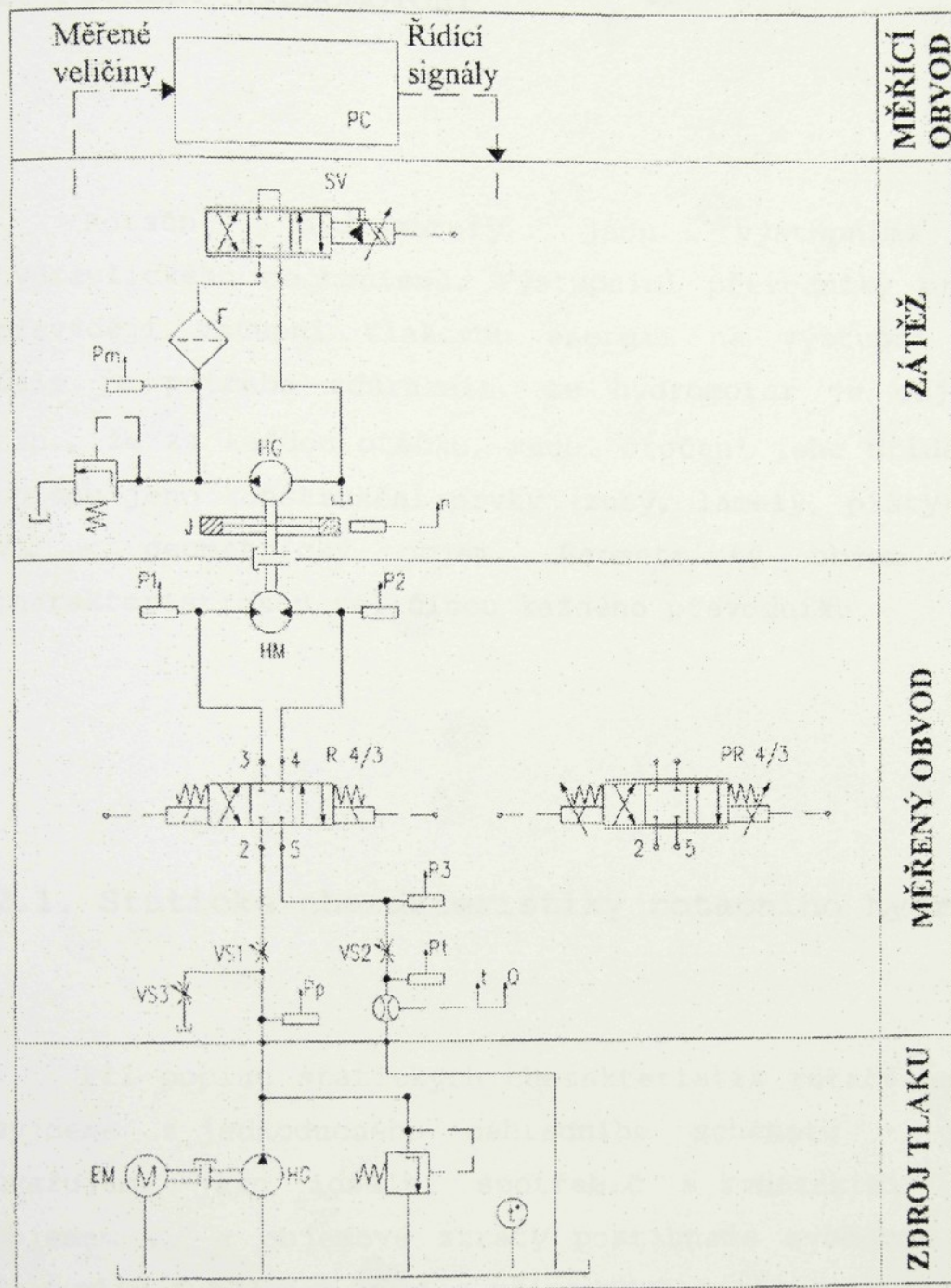
- **ochrana životního prostředí.** Při provozu hydraulických systémů se používají ekologické pracovní kapaliny, jsou zdokonalovány techniky těsnění a dochází ke snižování hladiny emitovaného hluku ,
- **širší využívání počítačové podpory.** K využití dochází při návrhu a konstrukci prvků, resp. celých 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 hydraulických mechanismů ve výrobních, zpracovatelských a mobilních strojích má ve světě stoupající tendenci. V České republice došlo v poslední době v oboru hydraulických mechanismů k podstatným změnám ve struktuře výroby, vývoji i výzkumu. Řada dřívějších výrobců změnila svoji orientaci, vlastníka nebo přestala existovat. Výrazně se uplatňují silné zahraniční firmy. 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 řečeno je zřejmé, že je potřeba věnovat náležitou pozornost i výchově odborníků pro tuto oblast činnosti a to nejenom z hlediska návrhu a konstrukce prvků, ale především z hlediska syntézy obvodů, porozumění jejich činnosti a možnostem aplikace. Zvláště oblast návrhu obvodů a ověření jejich chování na počítačovém modelu spolu s experimentem otevírá cestu k hlubšímu pochopení podstaty dějů a teoretických souvislostí a k aktivní tvořivé činnosti.

Diplomová práce [2], která byla zpracována na Katedře výrobních systémů (KVS), Fakulty strojní, Technické univerzity v Liberci, byla věnována tvorbě simulačních modelů základních prvků hydraulických mechanismů - motorů, rozvaděčů, škrticích ventilů a zdroje tlaku v prostředí MATLAB - SIMULINK. Navržené a odladěné modely prvků dovolují simulovat typické otevřené hydraulické obvody s řízením pohybové frekvence přímočarého nebo rotačního motoru škrcením. Součástí práce byl i návrh obvodu pro experimenty na fyzikálním modelu, který je uveden na obr.1. Obvod sestává ze zdroje tlaku, měřeného obvodu s rotačním hydromotorem, který umožňuje vestavění rozvaděče R 4/3 ve spojení s různě umístěným škrticím ventilem (VS1 - v sérii na vstupu, VS2 - v sérii na výstupu a VS3 - paralelně na vstupu do hydromotoru) nebo proporcionálního rozvaděče PR 4/3 a zátěže. Zátěž je tvořena hydrogenerátorem HG, jehož tlakový spád, resp. moment (viz vztah (2)) je řízen servoventilem SV. Tento obvod je jištěn tlakovým ventilem a doplněn filtrem. Návrh počítá s možností zvětšení setrvačné zátěže J a řízení experimentu a záznamu snímaných hodnot tlaku, průtoku, otáček a teploty počítačem PC.

Tato bakalářská práce je věnována návrhu zkušebního zařízení pro zjišťování statických a dynamických charakteristik rotačních hydromotorů a má úzkou návaznost na výše citovanou diplomovou práci, ve smyslu jejího postupného doplnění o experimentální pracoviště.



Obr.1

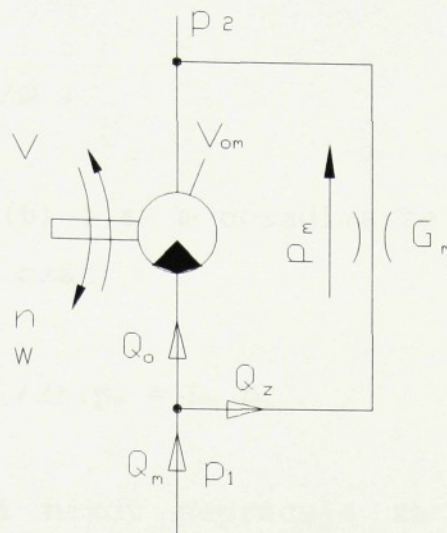
- **Cílem práce** je návrh a konstrukce uchycení rotačního hydromotoru a zatěžovacího hydrogenerátoru a jejich variabilního spojení. Návrh musí respektovat možnosti a podmínky KVS a to jak co do výběru potřebných prvků, tak i co do umístění a pod..

2. ROTAČNÍ HYDROMOTORY

Rotační hydromotory jsou výstupními převodníky hydraulického mechanismu. Výstupními převodníky proto, protože převádějí vstupní tlakovou energii na výstupní mechanickou. Dále je potřeba zdůraznit, že hydromotor je objemový stroj, tzn., že za každou otáčku, resp. otočení jeho hřídele o úhel 2π opíší jeho konstrukční prvky (zuby, lamely, písty) jistý objem V_{om} - geometrický objem. Geometrický objem je základní charakteristickou veličinou každého převodníku.

2.1. Statické charakteristiky rotačního hydromotoru

Při popisu statických charakteristik rotačního hydromotoru vyjdeme z jednoduchého náhradního schématu - obr.2. Motor uvažujeme jako ideální spotřebič s konstantním geometrickým objemem V_{om} a objemové ztráty postihneme svodovou propustností G_m (vliv funkčních vůlí a případných netěsností) [3].



Obr.2

$V_{om}[m^3]$...geometrický objem hydromotoru,

$M [Nm]$...moment na hřídeli hydromotoru(zátěžný moment),

$n [s^{-1}]$...pohybová frekvence (otáčky),

$\omega [rad s^{-1}]$...úhlová rychlost,

$p_1/p_2 [Nm^{-2}]$..tlak na vstupu / výstupu motoru,

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

$G_m [N^{-1}m^5s^{-1}]$...svodová propustnost,

$Q_m [m^3s^{-1}]$...proud přiváděný do motoru,

$Q_o/Q_z [m^3s^{-1}]$..teoretický / ztrátový proud motoru.

Pro teoretický výkon hydromotoru v ustáleném stavu ($p_m = konst.$) platí, viz. (5)

$$P_t = Q_o \cdot p_m . \quad (6)$$

Teoretický proud

$$Q_o = V_{om} \cdot n = V_o / 2\pi \cdot \omega = D_m \cdot \omega , \quad (7)$$

kde D_m [$m^3 \cdot rad^{-1}$] je konstanta motoru. Teoretický točivý moment na hřídeli motoru je

$$M_t = P_t / \omega . \quad (8)$$

Využijeme-li rovnice (6) a za ω dosadíme ze vztahu (7), můžeme pro teoretický moment psát

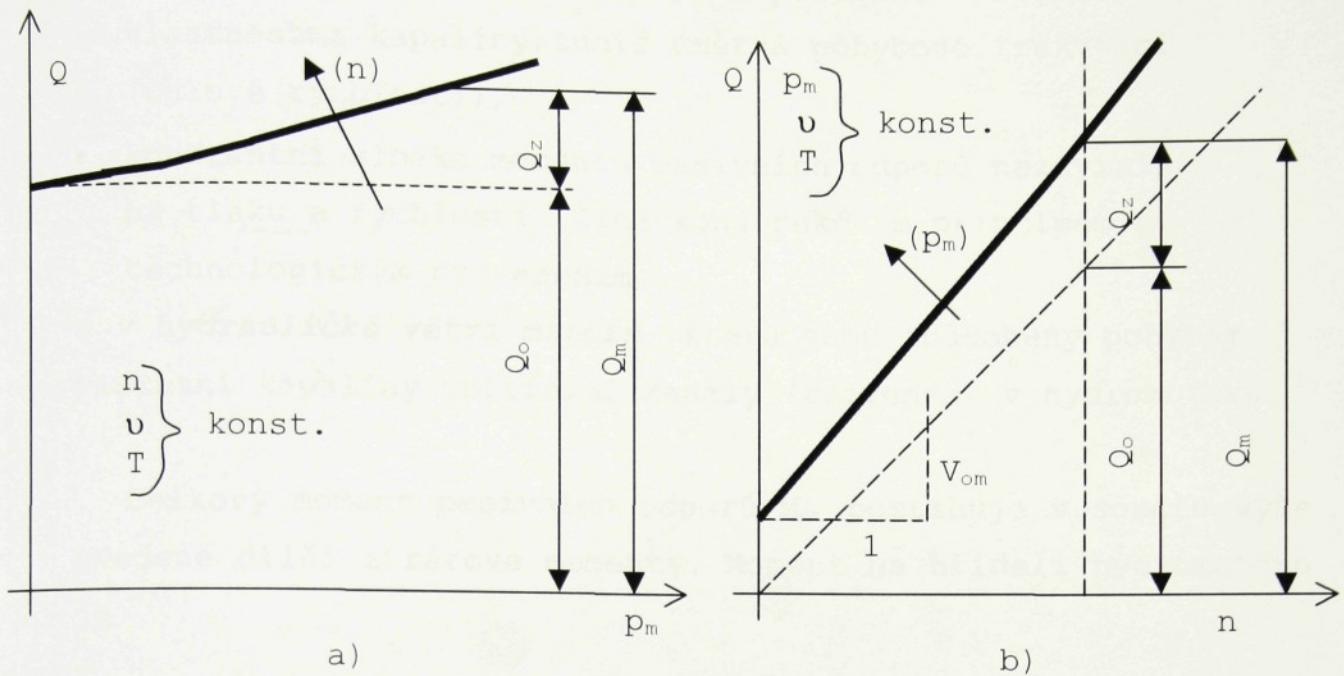
$$M_t = V_{om} / 2\pi \cdot p_m = D_m \cdot p_m . \quad (9)$$

Hydromotor samozřejmě nikdy nepracuje za ideálních podmínek. Reálné podmínky, tzn. vazká a stlačitelná kapalina, funkční vůle, odpory v ložiskách a ucpávkách atd., způsobují rozdíly mezi teoretickými (6)-(9) a skutečnými výstupními parametry.

• **Průtokové ztráty** jsou způsobeny úniky kapaliny vůlemi mezi pracovními prvky, nedostatečným zaplňováním pracovních prostorů a jejich deformacemi vlivem působícího tlaku a stlačitelnosti kapaliny. Součet těchto ztrát dává ztrátový průtok Q_z , který je závislý na velikosti tlakového spádu p_m , resp. zatížení motoru a jeho otáčkách. Skutečný proud, který je potřeba přivést do motoru při daném druhu kapaliny o kinematické viskozitě ν [ms^{-2}], dané teplotě T [$^{\circ}C$] a požadovaných otáčkách je

$$Q_m = Q_o + Q_z . \quad (10)$$

Závislost proudu Q_m na tlakovém spádu a otáčkách je ukázána na obr.3 a je obecně nelineární, avšak vzhledem k tomu, že nelineární průběh v intervalu jmenovitých hodnot tlaku a otáček není nijak dramatický (liší se od lineárního průběhu jen velmi málo) je výpočtově velmi



Obr.3

často využívána náhrada lineárním vztahem s využitím svodové propustnosti, pak je totiž možno pro proud přiváděný do motoru psát

$$Q_m = Q_o + Q_z = n \cdot V_{om} + G_m \cdot p_m \quad (11)$$

Pro průtokovou (proudovou) účinnost hydromotoru platí

$$\eta_Q = \frac{Q_o}{Q_m} = \frac{Q_o}{Q_o + Q_z} = \frac{1}{1 + Q_z / Q_o} \quad (12)$$

odkud s využitím (7)

$$n = Q_m / V_o \cdot \eta_Q \quad (13)$$

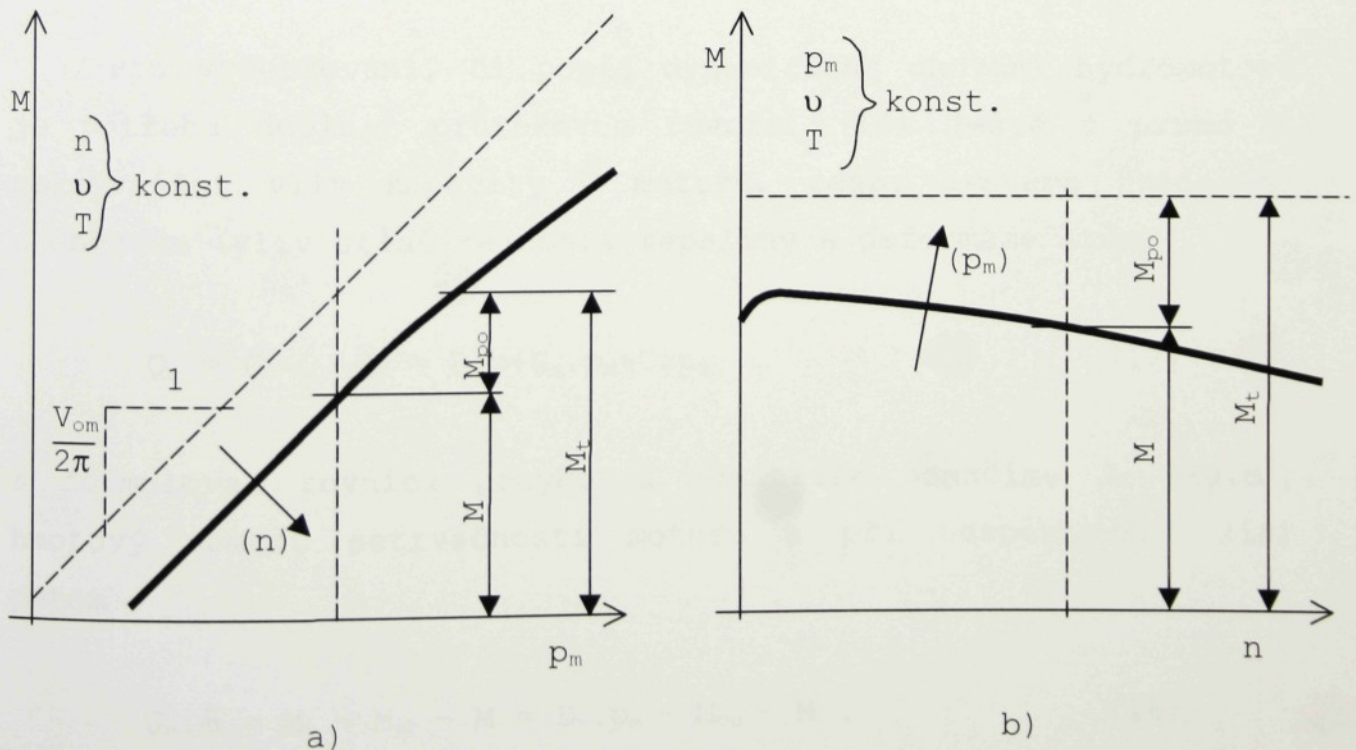
- **Momentové ztráty** jsou způsobeny jednak rozptylem energie v mechanické větvi motoru, tzn.:
- složka momentu pasivních odporů závislá na normálových silách, tedy úměrná součtu tlaků $(p_1 + p_2)$,

- složka momentu pasivních odporů působená viskózními vlastnostmi kapaliny, tudíž úměrná pohybové frekvenci (úhlové rychlosti),
 - konstantní složka momentu pasivních odporů nezávislá na tlaku a rychlosti. Daná konstrukčním principem a technologickým provedením,
- a v **hydraulické větvi motoru**, které jsou způsobeny pohybem viskózní kapaliny vnitřními kanály (rozvodem) v hydromotoru.

Celkový moment pasivních odporů M_{po} postihuje v součtu výše uvedené dílčí ztrátové momenty. Moment na hřídeli hydromotoru je

$$M = M_t - M_{po} \quad , \quad (14)$$

přičemž závislost tohoto momentu na tlakovém spádu a otáčkách v obecné formě je na obr.4, kde je zřejmý rozdíl oproti teoretickým průběhům.



Obr.4

V hydromotoru se tlakový spád transformuje na moment a naopak, proto se mechanicko-hydraulické ztráty motoru postihují tlakovou účinností

$$\eta_p = \frac{M}{M_t} = \frac{M_t - M_{po}}{M_t} = 1 - \frac{M_{po}}{M_t} , \quad (15)$$

odkud s použitím (9)

$$M = V_{om}/2\pi \cdot p_m \cdot \eta_p = D_m \cdot p_m \cdot \eta_p . \quad (16)$$

Pozn.: Šipky v obr.3 a 4 označené (n) a (p_m) vyznačují posun charakteristiky se vzrůstem příslušného parametru.

2.2. Dynamické chování rotačního hydromotoru

Pro vyšetřování, či popis dynamického chování hydromotoru je potřeba doplnit průtokovou rovnici (10) ještě o proud Q_c pokrývající vliv kapacity C motoru, resp. systému spojeného s obvodem (vliv stlačitelnosti kapaliny a deformace stěn)

$$Q_m = Q_o + Q_z + Q_c = D \cdot \omega + G_m \cdot p_m + C \cdot p_m \quad (17)$$

a formulovat rovnici pohybovou. Jestliže označíme J_m [kg.m²] hmotový moment setrvačnosti motoru a při respektování (14) potom

$$J_m \cdot \dot{\omega} = M_t - M_{po} - M = D_m \cdot p_m - M_{po} - M . \quad (18)$$

Rovnici (18) je možné v prvním přiblížení linearizovat tím, že moment pasivních odporů budeme uvažovat úměrný rychlosti otáčení, tedy $M_{po} = b_m \cdot \omega$, takže

$$J_m \cdot \dot{\omega} = D_m \cdot p_m - b_m \cdot \omega - M. \quad (19)$$

Rovnice průtoková (17) a pohybová (18), resp. (19) popisují dynamické chování rotačního hydromotoru, které při simultánním řešení vzhledem ke změně přiváděného proudu Q_m (proudové řízení) nebo vzhledem ke změně zatížení M (porucha) dovolují sledovat nastalé změny úhlové rychlosti, resp. otáček při symetrickém řízení motoru - všechny tyto skutečnosti, bližší teoretický rozbor momentu pasivních odporů a příslušné simulační modely jsou uvedeny v práci [2].

2.3. Měření statických charakteristik

Z popisu statického chování rotačního hydromotoru vyplynulo, že bude potřeba měnit a měřit

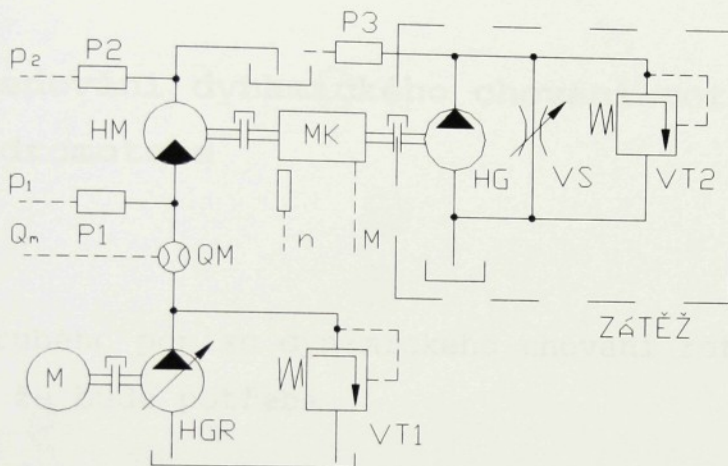
- průtok Q_m ,
- zátěžný moment M ,
- tlaky p_1 a p_2 , resp. tlakový spád p_m ,
- otáčky n motoru.

Tyto veličiny nám dovolí získat závislosti

$$Q_m = Q(p_m)_n - \text{obr.3a} ; \quad Q_m = Q(n)p_m - \text{obr.3b.}$$

$$M = M(p_m)_n - \text{obr.4a} ; \quad M = M(n)p_m - \text{obr.4b.}$$

Principiální uspořádání obvodu pro tato měření je uvedeno na obr.5. Pro napájení je vhodné využít zdroje proudu s regulačním hydrogenerátorem HGR a tlakovým ventilem VT1 (pojišťovací) a měřením proudu na vstupu do motoru snímačem QM. Tlaky p_1 a p_2 , resp. tlakový spád je měřen snímači P1 a P2. Zátěžný moment na hřídeli motoru je vytvářen zatěžovacím obvodem, který vzhledem k možnostem katedry je tvořen hydrogenerátorem HG s konstantním geometrickým objemem, tlakovým ventilem VT2 a řídicím prvkem, kterým může být v nejjednodušším případě škrticí ventil VS.



Obr.5

Obvody jsou vhodně doplněny filtry. Mezi měřený hydromotor HM a zátěž by bylo vhodné umístit snímač momentu MK, který však katedra nemá, možnou náhradou je snímání tlaku na výstupu z hydrogenerátoru HG (snímač P3), který spolu s jeho geometrickým objemem V_{og} dovolí dát určitou představu o velikosti zátěžného momentu (2).

Ze statických charakteristik

$Q_m = Q(p_m)_n$ - můžeme při linearizaci (11) určit svodovou propustnost G_m ,

$M = M(n)p_m$ - můžeme při linearizaci (19) stanovit koeficient viskózního tlumení b_m .

Z naměřených hodnot $Q_m = Q(p_m)_n$, resp. $Q_m = Q(n)p_m$ můžeme výpočtem stanovit proudovou účinnost (12) v závislosti na tlaku a otáčkách. Pakliže by byl k dispozici snímač momentu MK bylo by možné stanovit z naměřených hodnot $M = M(p_m)_n$ a $M = M(n)p_m$ závislosti tlakové účinnosti na tlakovém spádu a otáčkách.

2.4. Sledování dynamického chování rotačního hydromotoru

Z hrubého popisu dynamického chování rotačního hydromotoru vyplývá, že bude potřeba

- měřit stejné veličiny jako při snímání statických charakteristik, tzn. Q_m, p_1, p_2 , resp. p_m, n a M ,
- měnit vstupní proud Q_m při stálém zatížení $M = \text{konst}$,
- měnit zátěžný moment M při stálém proudu $Q_m = \text{konst}$.

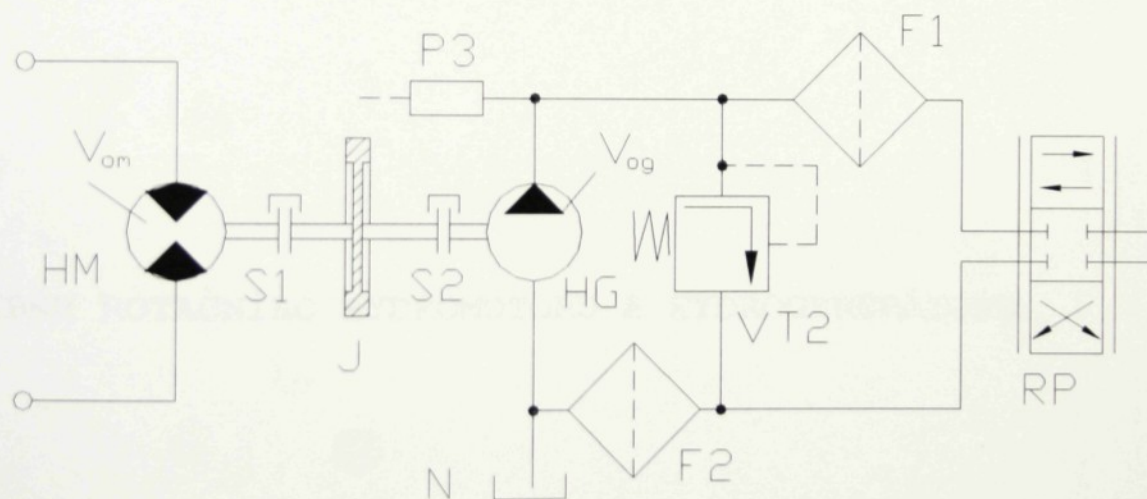
Možnost změny Q_m a M nám umožní získat časový průběh otáček n a tlaků p_1, p_2 či tlakového spádu p_m , tzn. ověřit chování motoru při rozběhu nebo brždění a při změně zatížení.

Chování hydromotoru bude silně závislé na způsobu řízení jeho pohybové frekvence (možné varianty jsou ukázány na obr.1) a na kapacitě C napájecího obvodu.

Zatěžovací obvod může být principiálně uspořádán tak, jak je ukázáno na obr.5 s tím rozdílem, že škrticí ventil VS musí být nahrazen jiným prvkem - servoventilem, nebo proporcionálním

rozvaděčem. Kromě toho by bylo vhodné doplnit zatěžovací systém o možnost změny setrvačné zátěže.

Má-li experimentální zařízení vyhovovat jak zjišťování statického tak i dynamického chování rotačního hydromotoru, musí splňovat značnou variabilitu v napájecí části, viz. obr.1. a obr.5., která nebude v této práci řešena. Naopak pozornost bude věnována spojení hydromotoru se zatěžovacím systémem, který je schématicky znázorněn na obr.6. Zatěžovací obvod je tvořen hydrogenerátorem HG s konstantním geometrickým objemem V_{og} a řídicím prvkem RP (servoventil nebo proporcionální rozvaděč) doplněný o tlakový ventil VT2 (pojišťovací), vysokotlaký F1 a nízkotlaký F2 filtr a vyrovnávací nádrž N. Mezi hydromotor HM a hydrogenerátor je vložena setrvačná zátěž J.



Obr. 6

2.5. Požadavky na konstrukci skupiny hydromotor - zatěžovací hydrogenerátor

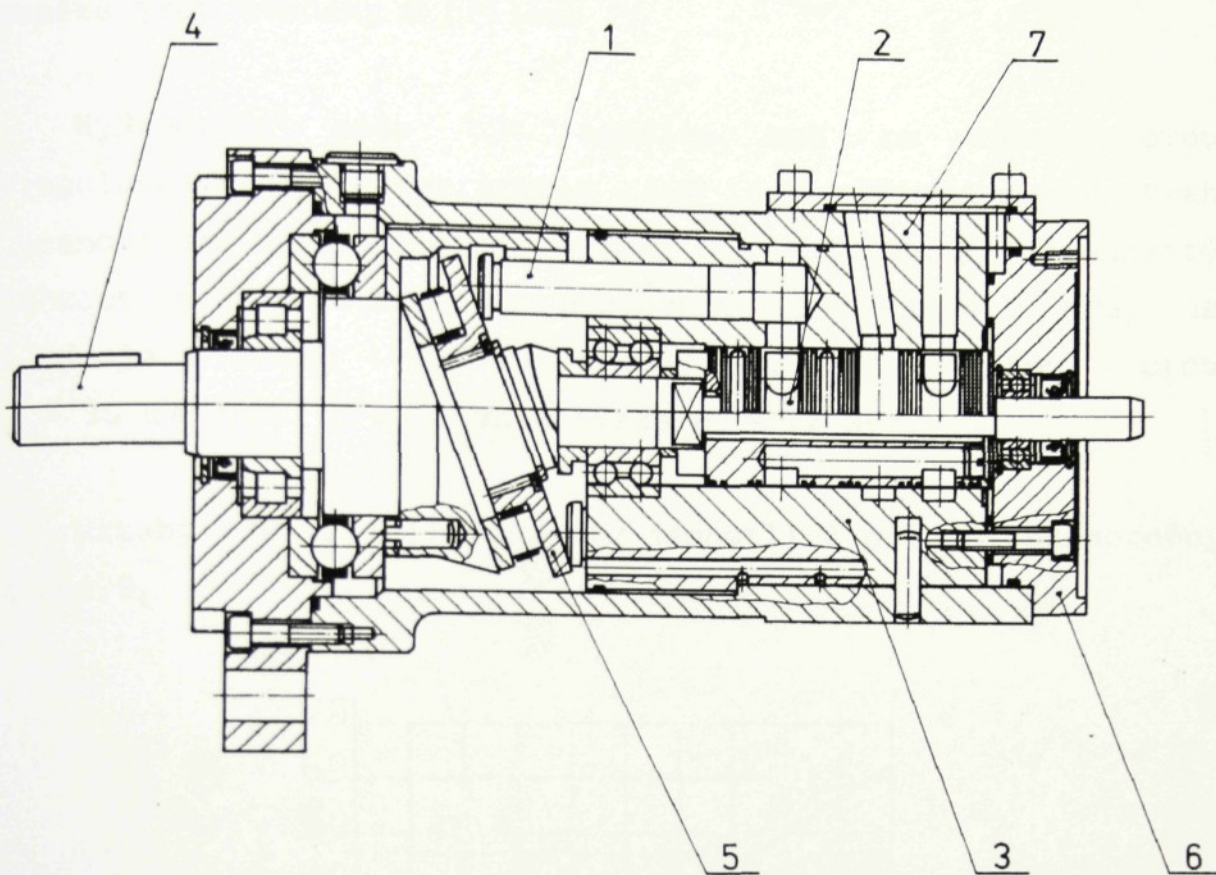
Jak je zřejmé ze schématu na obr.6, bude potřeba :

- a) vybrat vhodnou dvojici hydromotor (HM)-hydrogenerátor (HG),
- b) navrhnout a zkonstruovat držák HM, HG a přídatné setrvačné zátěže J,
- c) navrhnout velikost setrvačné zátěže, zkonstruovat její uložení,
- d) navrhnout, zkonstruovat, nebo vybrat vhodné spojky S1 a S2,
- e) celá skupina HM-SZ-HG bude ustavena na litinovém montážním stole v laboratoři KVS.

3. VÝBĚR ROTAČNÍHO HYDROMOTORU A HYDROGENERÁTORU

Při výběru rotačního hydromotoru a hydrogenerátoru bylo potřeba respektovat možnosti katedry. Pokud se týče hydromotorů byly k dispozici axiální pístové hydromotory JHMA 1, JHMA 2, JHMA 4, MRAK 6-40 a MRAK 5-40. Vzhledem k variabilitě v možnostech řízení i s ohledem na zadní vývod hřídele s možností připojení tachodynamu (snímání otáček) byl vybrán hydromotor MRAK 5-40-11. Hydromotor je axiální pístový s nakloněnou rotující deskou (5) - viz. obr.7.. Písty a čep pro radiální rozvod kapaliny (2) jsou umístěny ve statoru (3).

Hřídel (4) s nakloněnou deskou je uložen ve třech valivých ložiskách. Zadní příruba (6) s vyvedeným hřídelem umožňuje montáž tachodynamu pro snímání otáček. Tento hydromotor je určen především k elektrohydraulickému řízení,



Obr.7

avšak použitím vhodné napájecí desky lze vyhovět různým variantám řízení. Základní technické parametry a rozměrový náčrtek jsou uvedeny v příloze 1.

Výběr hydrogenerátoru musí odpovídat navrženému hydromotoru. Označíme-li V_{om}/V_{og} - geometrický objem hydromotoru / hydrogenerátoru, p_{mn}/p_{gn} - jmenovitý tlak hydromotoru / hydrogenerátoru a zanedbáme-li při této základní úloze ztráty, potom se musejí rovnat teoretické momenty obou převodníků, takže podle (2) bude

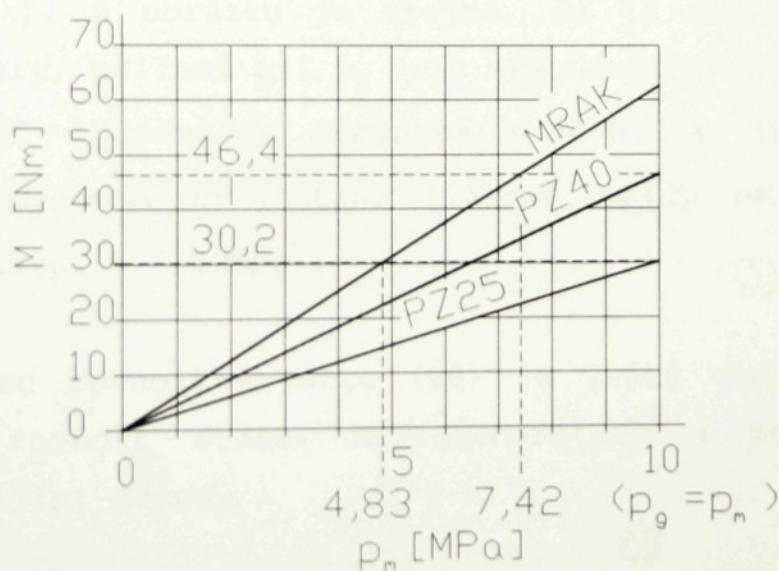
$$V_{om} / 2\pi \cdot p_{mn} = V_{og} / 2\pi \cdot p_{gn} , \quad (20)$$

$$p_{mn} / p_{gn} = V_{og} / V_{om} \quad . \quad (21)$$

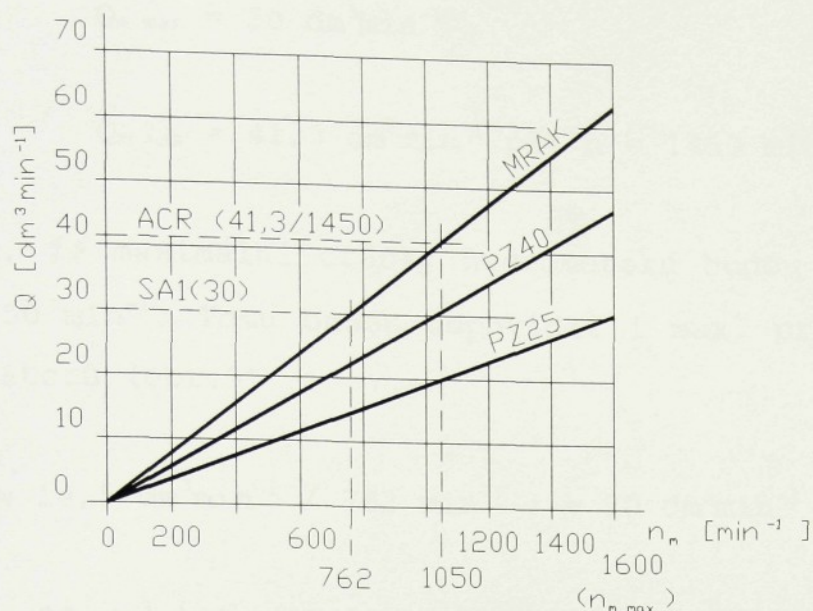
Na KVS jsou k dispozici následující zubové hydrogenerátory JHZJ 10, PZ1-25 a PZ1-40, jejichž parametry vč. připojovacích rozměrů jsou uvedeny v příloze 2.

Hydromotor může být napájen buď ze zdroje proudu s regulačním hydrogenerátorem ACR 16-7 (Technometra Praha) o jmenovitém geometrickém objemu $V_{og} = 28,5 \text{ cm}^3$, jmenovitých otáčkách $n_g = 1450 \text{ min}^{-1}$ a pracovním tlaku $p_g = 12 \text{ MPa}$, nebo ze zdroje tlaku SA3-120 00-530 o jmenovitém proudu $Q_{gj} = 30 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a pracovním tlaku $p_g = 12 \text{ MPa}$.

Vztahy (20) a (21) jsou pro jednotlivé případy znázorněny na obr.8,



Obr.8



Obr. 9

přičemž hydrogenerátor JHZJ 10 nebyl brán vůbec v úvahu (velmi malý geometrický objem, nepříznivá transformace tlaku, nízký pracovní tlak). Z obrázku je zřejmé, že je možné použít oba hydrogenerátory, přičemž při $p_g = 10$ MPa dovoluje hydrogenerátor PZ 25 zatížit hydromotor momentem ≈ 30 Nm a hydrogenerátor PZ 40 momentem ≈ 46 Nm , tzn. tlakové spády na hydromotoru $\approx 4,8$ MPa , resp. $\approx 7,4$ MPa .

Vztah pro rovnost momentů (20) je ještě doplněn o výraz vyjadřující rovnost otáček hydrogenerátoru a motoru, resp. s tím související proudy

$$n_g = n_m , \quad (22)$$

$$n_m = Q_m / V_{om} , \quad (23)$$

kde Q_m je napájecí proud. Napájecí proud bude různý, podle použitého zdroje a způsobu řízení motoru. Uvážíme-li maximální možné průtoky, potom

$$\text{SA1} \quad Q_{m \max} = 30 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1},$$

$$\text{ACR} \quad Q_{m \max} = 41,3 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} \text{ při } n = 1450 \text{ min}^{-1},$$

to znamená, že maximální otáčky hydromotoru budou $\approx 762 \text{ min}^{-1}$, resp. $\approx 1050 \text{ min}^{-1}$. Tomu budou odpovídat i max. proudy brzdných hydrogenerátorů (obr.9)

$$\text{PZ25} \approx 14,5 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} / 762 \text{ min}^{-1} ; \approx 20 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} / 1050 \text{ min}^{-1},$$

$$\text{PZ40} \approx 22 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} / 762 \text{ min}^{-1} ; \approx 31 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} / 1050 \text{ min}^{-1},$$

podle kterých bude potřeba volit velikost řídicího prvku RP (obr.5), velikost filtrů a vyrovnávací nádrže.

Příznivou skutečností je, že oba hydrogenerátory PZ1-25 a PZ1-40 mají stejné rozměry :

- centrážního průměru, roztečné kružnice připevňovacích závitovaných otvorů i jejich velikosti,
- spojky,

liší se pouze

- v šířce a ve světlostech sacího a výtlačného hrdla, tyto rozměry se však neprojeví v zástavbě hydrogenerátoru.

4. KONSTRUKCE SKUPINY HYDROMOTOR – HYDROGENERÁTOR

4.1. Výpočet přídatné setrvačné zátěže a konstrukce uložení

Bylo by vhodné, aby připojená setrvačná zátěž J_p byla „ k ” násobkem momentu setrvačnosti motoru (J_m), přitom nesměla překročit povolenou maximální hodnotu připojené setrvačné zátěže hydromotoru :

$$J_p = k \cdot J_m = J_{hř} + 2 \cdot J_{sp} + J_H + J_{přid} \leq 5 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2, \quad (24)$$

kde :

$J_{hř}$ hmotový moment setrvačnosti hřídele [kg.m^2],

J_{sp} hmotový moment setrvačnosti spojky [kg.m^2],

J_H hmotový moment setrvačnosti
hydrogenerátoru [kg.m^2],

$J_{přid}$ přídatná setrvačná zátěž [kg.m^2].

Pro přídatnou setrvačnou zátěž platí

$$J_{přid} = k \cdot J_m - (J_{hř} + 2 \cdot J_{sp} + J_H). \quad (25)$$

Konstrukce vlastního setrvačníku byla volena tak, aby bylo možno v budoucnosti konstantu „ k ” měnit montovatelnými mezikružími. Počáteční hodnota byla zvolena $k = 2$. Rozměry setrvačníku se odvinuly z přibližného výpočtu hmotového momentu

setrvačnosti a rozměrů hřídele. Nejmenší průměr hřídele vzešel od čepu hydrogenerátoru č.v. 4-KVS-VS-042-01-01. Tento čep se musí vyrobit, protože stávající, který je k dispozici v laboratoři KVS (je vidět na zadní straně přílohy 2, protože je součástí hydrogenerátoru) nevyhovuje spojení pružnou spojkou. Jeho levá strana (podle výkresu) je totožná se stávajícím čepem. Na příloze 2 není vidět, protože je zasunuta v hydrogenerátoru.

Připojená setrvačná zátěž J_p je tvořena těmito rotačními částmi :

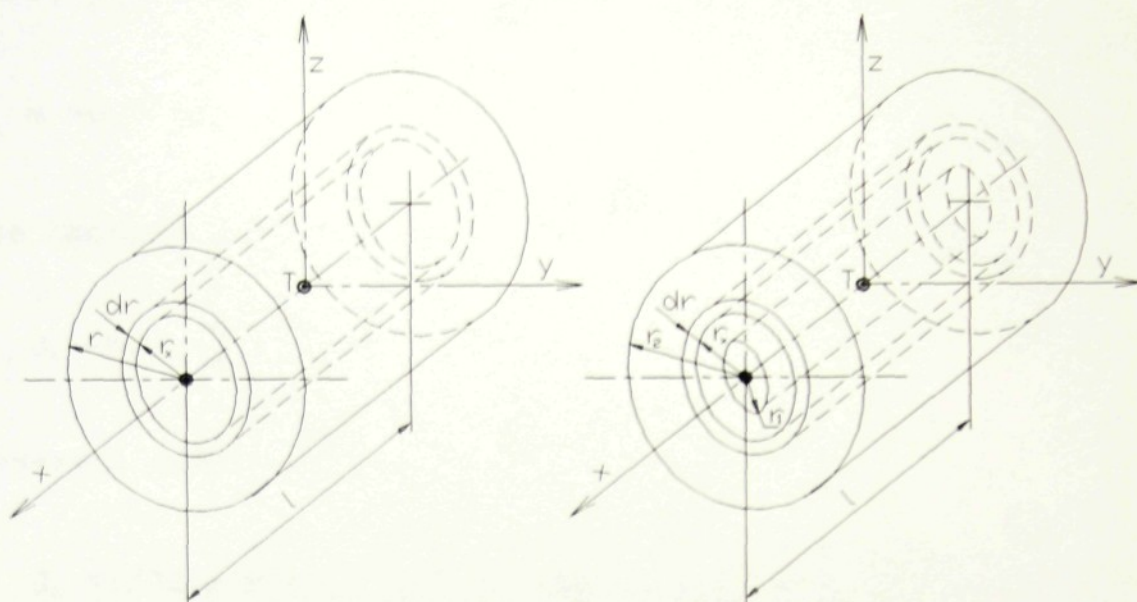
hřídel , rozpěrný kroužek , setrvačnick , pružné spojky, pojistné kroužky, ložiska a rotující části hydrogenerátoru.

Hodnoty momentu setrvačnosti pružných spojek (J_{sp}) a hydromotoru (J_m) jsou známy z katalogů ([6] a příloha 1). Výpočet je jen přibližný, protože nejsou uvažovány drážky pro pera a hodnoty momentu setrvačnosti pojistných kroužků jsou kompenzovány neuvažováním zápichů na hřídeli při výpočtu. Hmotový moment setrvačnosti ložiska je bez velké chyby respektován tím, že jeho vnitřní kroužek je zahrnut při výpočtu do momentu setrvačnosti hřídele [7].

Pro výpočet připojené setrvačné zátěže J_p zbývají tyto rotační části viz. obr.11., obr.12. a obr.13.:

hřídel (s vnitřními kroužky ložisek), rozpěrný kroužek, rotující části hydrogenerátoru a setrvačnick.

Tyto rotační části se dají rozdělit na jednotlivé válce plné, nebo s dutinou a ta se při výpočtu odečítá. Jde tedy o výpočet momentu setrvačnosti válce, event. válce s dutinou.



ℓ .. délka válce; x, y, z .. osy; T .. těžiště válce;
 r .. poloměr válce; r_2 .. vnější poloměr; r_1 .. vnitřní poloměr;
 r_x .. okamžitý poloměr; dr .. přírůstek poloměru.

Obr.10

Hmotový moment setrvačnosti k ose x je :

$$J_x = \int_{(m)} r_x^2 \cdot dm, \quad (26)$$

protože u válce podle obr.10 lze psát :

$$dm = \int_{(m)} \rho \cdot dV = \int_{(m)} \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_x \cdot \ell \cdot dr, \quad (27)$$

je hmotový moment setrvačnosti k ose válce x :

$$J_x = \int_0^r r_x^3 \cdot \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot \ell \cdot dr_x = \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot \ell \cdot [r_x^4]_0^r = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell \cdot r^4. \quad (28)$$

Hmotnost je :

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \ell = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell \cdot d^2 . \quad (29)$$

Pak je hmotový moment setrvačnosti k ose válce (x):

$$J_x = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = \frac{1}{8} \cdot m \cdot d^2 . \quad (30)$$

Po dosazení (29) do (30):

$$J_x = \frac{1}{32} \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell \cdot d^4 . \quad (31)$$

To je pro plný válec. A pro válec s dutinou je hmotový moment setrvačnosti k jeho ose x :

$$J_x = \int_{r_1}^{r_2} r_x^3 \cdot \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot \ell \cdot dr_x = \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot \ell \cdot \left[r_x^4 \right]_{r_1}^{r_2} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell \cdot (r_2^4 - r_1^4) . \quad (32)$$

Hmotnost je pak:

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot \pi \cdot \ell \cdot (r_2^2 - r_1^2) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell \cdot (d_2^2 - d_1^2) . \quad (33)$$

Pak je hmotový moment setrvačnosti válce s dutinou k ose x :

$$J_x = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_2^2 + r_1^2) = \frac{1}{8} \cdot m \cdot (d_2^2 + d_1^2) . \quad (34)$$

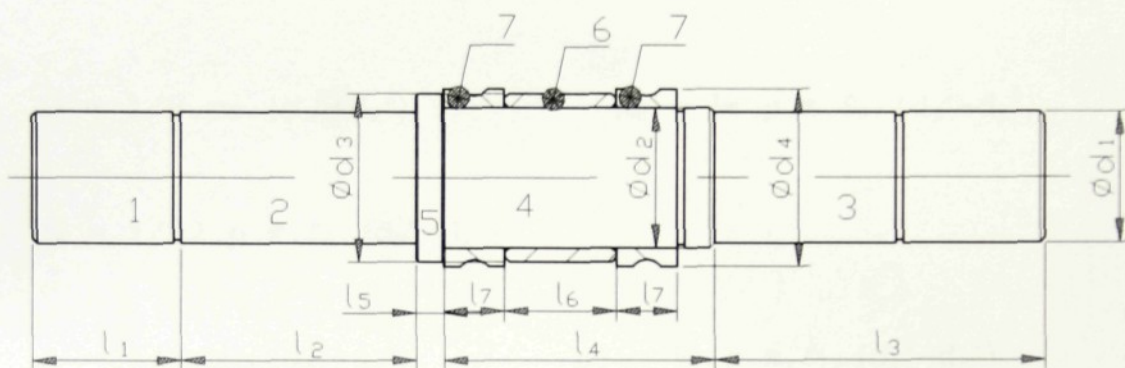
Po dosazení (33) do (34):

$$J_x = \frac{1}{32} \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell \cdot (d_2^4 - d_1^4) . \quad (35)$$

Pro výpočet jednotlivých válců plných byl použit vztah (31), a pro výpočet jednotlivých válců s dutinou vztah (35).

4.1.1. Výpočet setrvačné zátěže hřídele

Pro výpočet byl hřídel rozdělen na válce (1÷5) podle obr.11 a dále byly do výpočtu zahrnuty vnitřní kroužky ložisek (7) a rozpěrný kroužek (6). Pro výsledný moment setrvačnosti hřídele byly momenty jednotlivých částí sečteny. Vypočítané hodnoty jsou v tab.3.



$\varnothing d_1 = 28 \text{ mm}$ $\varnothing d_2 = 30 \text{ mm}$ $\varnothing d_3 = 36 \text{ mm}$ $\varnothing d_4 = 38,2 \text{ mm}$ $l_1 = 31,6 \text{ mm}$ $l_2 = 50 \text{ mm}$
 $l_3 = 70,4 \text{ mm}$ $l_4 = 58 \text{ mm}$ $l_5 = 6 \text{ mm}$ $l_6 = 24 \text{ mm}$ $l_7 = 13 \text{ mm}$

Obr.11

$$J_1 = 1/8 \cdot m_1 \cdot d_1^2$$

$$m_1 = 1/4 \cdot \rho \cdot \pi \cdot l_1 \cdot d_1^2$$

$$J_1 = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot l_1 \cdot d_1^4$$

$$J_2 = 1/8 \cdot m_2 \cdot d_1^2$$

$$m_2 = 1/4 \cdot \rho \cdot \pi \cdot l_2 \cdot d_1^2$$

$$J_2 = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot l_2 \cdot d_1^4$$

$$J_3 = 1/8 \cdot m_3 \cdot d_1^2$$

$$m_3 = 1/4 \cdot \rho \cdot \pi \cdot l_3 \cdot d_1^2$$

$$J_3 = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_3 \cdot d_1^4$$

$$J_4 = 1/8 \cdot m_4 \cdot d_2^2$$

$$m_4 = 1/4 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_4 \cdot d_2^2$$

$$J_4 = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_4 \cdot d_2^4$$

$$J_5 = 1/8 \cdot m_5 \cdot d_3^2$$

$$m_5 = 1/4 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_5 \cdot d_3^2$$

$$J_5 = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_5 \cdot d_3^4$$

$$J_6 = 1/8 \cdot m_6 \cdot (d_3^2 + d_2^2)$$

$$m_6 = 1/4 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_6 \cdot (d_3^2 + d_2^2)$$

$$J_6 = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_6 \cdot (d_3^4 + d_2^4)$$

$$J_7 = 1/8 \cdot m_7 \cdot (d_4^2 + d_2^2)$$

$$m_7 = 1/4 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_7 \cdot (d_4^2 + d_2^2)$$

$$J_7 = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_7 \cdot (d_4^4 + d_2^4)$$

$$J_{hř} = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5 + J_6 + 2 \cdot J_7$$

průměry [mm]				konst.		
d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	ρ [kg/m ⁻³]	π [-]	
28	30	36	38,2	7850	3,14159265	
délky [mm]						
ℓ ₁	ℓ ₂	ℓ ₃	ℓ ₄	ℓ ₅	ℓ ₆	ℓ ₇
31,6	50	70,4	58	6	24	13
momenty [kg.m ²]						
J ₁	J ₂	J ₃	J ₄	J ₅	J ₆	J ₇
1,4969E-05	2,36849E-05	3,33483E-05	3,62062E-05	7,7666E-06	1,6085E-05	1,322E-05
J _{hř}						
1,58496E-04						

Tab. 3

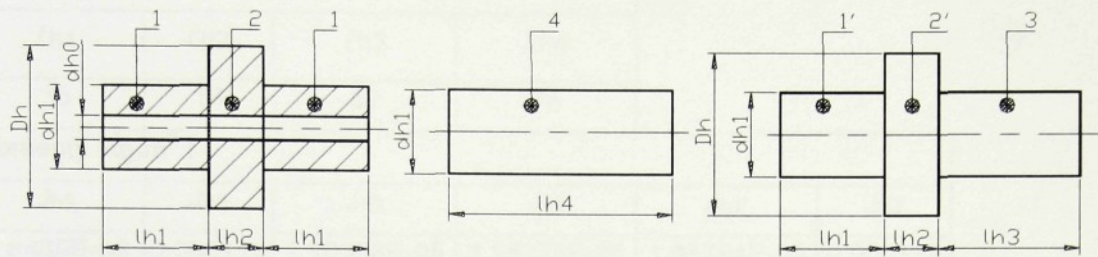
4.1.2. Výpočet připojené setrvačné zátěže hydrogenerátoru

Hodnota momentu setrvačnosti hydrogenerátoru v katalogu nebyla, a proto byla přibližně počítána. Výpočet hmotového momentu setrvačnosti ozubených kol tohoto generátoru byl proveden tak, že nebyly uvažovány jednotlivé zuby a kolo se považovalo za kotouč o průměru rovném roztečnému průměru. Přesnost náhrady závisí na velikosti modulu, na korekci kola a na jeho průměru. Např. u nekorigovaného pastorku v jistém konkrétním případě (modul 4, počet zubů 23 a šířka kola 25 mm) činí rozdíl mezi přesným výpočtem s uvažováním jednotlivých zubů a s přibližným uvažováním roztečné kružnice -2 %. S hlediska přesnosti je takové zjednodušení přípustné [7].

Hydrogenerátor byl demontován a rotační části byly změřeny. Protože ozubená kola jsou uložena v kluzných ložiskách, byly při výpočtu uvažovány tyto části viz. obr.12.:

dvě ozubená kola (jedno s otvorem) a čep, opět se daly rozdělit na válce plné, nebo s otvorem.

Při výpočtu bylo použito též vztahů (31) a (35). Vypočítané hodnoty jsou v tab.4.



$\odot dh0=8 \text{ mm}$ $\odot dh1=28 \text{ mm}$ $\odot Dh=54 \text{ mm}$ $\ell h1=35 \text{ mm}$ $\ell h2=18 \text{ mm}$ $\ell h3=57 \text{ mm}$
 $\ell h4=75 \text{ mm}$

Obr. 12

$$J_{h1} = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell h1 \cdot (dh1^4 - dh0^4)$$

$$J_{h2} = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell h2 \cdot (Dh^4 - dh0^4)$$

$$J_{h1'} = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell h1 \cdot dh1^4$$

$$J_{h2'} = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell h1 \cdot Dh^4$$

$$J_{h3} = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell h3 \cdot dh1^4$$

$$J_{h4} = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell h4 \cdot dh1^4$$

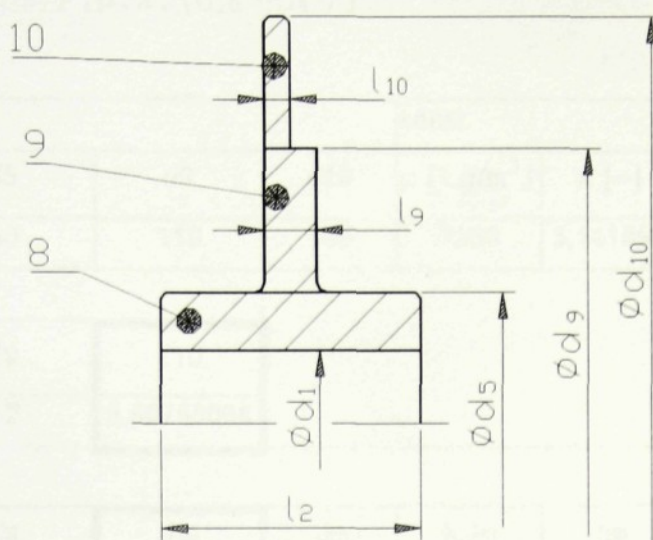
$$J_H = 2 \cdot J_{h1} + J_{h2} + J_{h1'} + J_{h2'} + J_{h3} + J_{h4}$$

průměry [mm]				konst.	
dh0	dh1	Dh		ρ [kg/m ³]	π [–]
8	28	54		7850	3,141593
déłky [mm]					
ℓ h1	ℓ h2	ℓ h3	ℓ h4		
35	18	57	75		
momenty [kg.m ²]					
Jh1	Jh2	Jh3	Jh4	Jh1'	Jh2'
1,6469E-05	0,000118	2,70008E-05	3,55274E-05	1,65794E-05	0,000118
JH					
3,47899E-04					

Tab. 4

4.1.3. Výpočet přídavné setrvačné zátěže

Setrvačník byl předběžně navrhnut podle obr.13 s tím, že délka ℓ_{10} se určí z výpočtu tak, aby platil vztah (25). Pro výpočet byl rozdělen setrvačník na tři válce s dutinou (8÷10) podle obr.13. Při výpočtu bylo použito též vztahů (31) a (35). Vypočítané hodnoty jsou v tab.5.



$\varnothing d_1 = 28 \text{ mm}$ $\varnothing d_5 = 50 \text{ mm}$ $\varnothing d_9 = 110 \text{ mm}$ $\varnothing d_{10} = 160 \text{ mm}$ $\ell_2 = 50 \text{ mm}$ $\ell_9 = 10 \text{ mm}$

$\ell_{10} = ?$

Obr. 13

$$J_8 = 1/8 \cdot m_8 \cdot (d_5^2 + d_1^2)$$

$$m_8 = 1/4 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_2 \cdot (d_5^2 - d_1^2)$$

$$J_8 = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_2 \cdot (d_5^4 - d_1^4)$$

$$J_9 = 1/8 \cdot m_9 \cdot (d_9^2 + d_5^2)$$

$$m_9 = 1/4 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_9 \cdot (d_9^2 - d_5^2)$$

$$J_9 = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_9 \cdot (d_9^4 - d_5^4)$$

$$J_{10} = 1/8 \cdot m_{10} \cdot (d_{10}^2 + d_9^2)$$

$$m_{10} = 1/4 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_{10} \cdot (d_{10}^2 - d_9^2)$$

$$J_{10} = 1/32 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \ell_{10} \cdot (d_{10}^4 - d_9^4)$$

$$J_{příd} = k \cdot J_m - (J_{hf} + 2 \cdot J_{sp} + J_H) = J_8 + J_9 + J_{10}$$

$$\Rightarrow J_{10} = k \cdot J_m - (J_{hf} + 2 \cdot J_{sp} + J_H + J_8 + J_9)$$

$$\Rightarrow \ell_{10} = (32 \cdot J_{10}) / [\rho \cdot \pi \cdot (d_{10}^4 - d_9^4)]$$

průměry [mm]				konst.		
d1	d5	d9	d10	ρ [kg/m ³]	π [-]	k
28	50	110	160	7850	3,141593	2
déłky [mm]						
ℓ_2	ℓ_9	ℓ_{10}				
50	12	5,50755068				
momenty [kg.m ²]						
J8	J9	J10	Jm	k.Jm	Jsp	
0,00021715	0,001296209	2,16E-03	2,20E-03	4,40E-03	1,10E-04	

Tab.5

4.1.3. Konstrukce uložení

Uložení hřídele, na kterém je setrvačník, bylo voleno letmo ve vyráběném tělese. Při klasickém uložení by byla obtížnější montáž, ale hlavně by byl příliš dlouhý hřídel i celá skupina hydromotor - zatěžovací hydrogenerátor, dále by nebyl prostor pro držáky uložení hřídele. Také byl brán zřetel na to, aby byla v budoucnu možná snadná úprava pro montáž montovatelných mezikruží (možnost měnit konstantu k). Byla by to mezikruží s vnějším průměrem d_{10} a vnitřním d_9 .

Ta by se nasazovala na osazení (průměr d_9). Úprava by spočívala ve vyvrtání roztečných otvorů v části 10 (podle obr.13) pro připevnění mezikruží šrouby.

Připevňovací rozměry tělesa i těleso samotné jsou konstruovány tak, aby bylo možno event. připojit na držák přídatné setrvačné zátěže též hydromotor JHMA 2. Tedy těleso má shodný centrážní průměr a připojovací otvory s tímto hydromotorem.

Určení zatížení pro návrh ložiska :

Počítá se s zatížením jen vlastní tíhovou silou G , která je dána vztahem

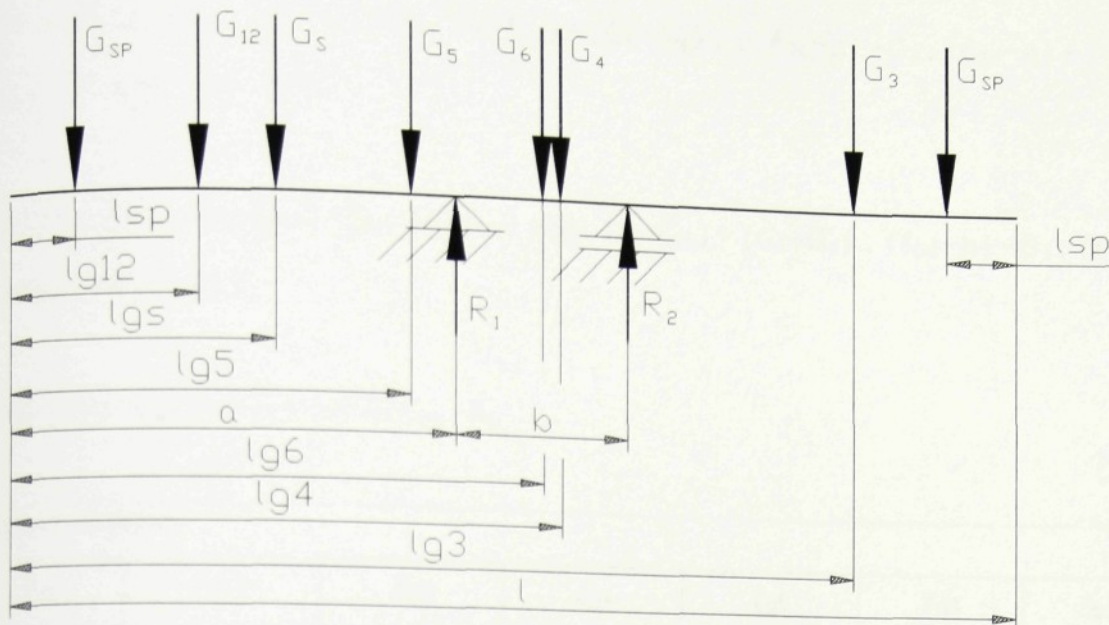
$$G = m \cdot g , \quad (36)$$

kde značí:

m ... hmotnost [kg],

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

Uložení hřídele je patrné z výkresu 3-KVS-VS-042-01-11 a též i na obr.11. Poloha setrvačnicku pak z výkresu 2-KVS-VS-042-00-01. Rozložení tíhových sil od jednotlivých částí je na obr.14. Za hmotnost (m) ve vztahu (36) lze dosadit vztah (29), resp. (33). Naznačení výpočtu jednotlivých tíhových sil a reakcí, které zatěžují ložiska je pod obrázkem i s popisem symbolů použitých na obr.14. Symboly použité při výpočtu hmotností vychází z obr.11 a obr.13. Vypočítané hodnoty jsou v tab.6.



$$l = 216 \text{ mm} \quad l_{G12} = 40,9 \text{ mm} \quad l_{G5} = 56,6 \text{ mm} \quad l_{G6} = 84,6 \text{ mm} \quad l_{G4} = 112,6 \text{ mm}$$

$$l_{G3} = 180,8 \text{ mm} \quad l_{sp} = 15 \text{ mm} \quad a = 94,1 \text{ mm} \quad b = 37 \text{ mm}$$

$$R_1, R_2 = ? \text{ N}$$

Obr.14

$$G_5 = m_5 \cdot g = \rho \cdot V_5 \cdot g = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \pi \cdot g \cdot [(d_{10}^2 - d_9^2) \cdot l_{10} + (d_9^2 - d_5^2) \cdot l_9 + (d_5^2 - d_1^2) \cdot l_2]$$

$$G_{12} = m_{12} \cdot g = \rho \cdot V_{12} \cdot g = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \pi \cdot g \cdot d_1^2 \cdot (l_1 + l_2)$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = \rho \cdot V_5 \cdot g = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \pi \cdot g \cdot d_3^2 \cdot l_5 \cdot d_2^2 \cdot l_5$$

$$G_4 = m_4 \cdot g = \rho \cdot V_4 \cdot g = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \pi \cdot g \cdot l_4$$

$$G_6 = m_6 \cdot g = \rho \cdot V_6 \cdot g = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \pi \cdot g \cdot (d_3^2 - d_2^2) \cdot l_6$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = \rho \cdot V_3 \cdot g = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \pi \cdot g \cdot d_1^2 \cdot l_3$$

$$G_{sp} = \frac{1}{2} \cdot m_{sp} \cdot g$$

$$G_{12} + G_5 + G_5 + G_6 + G_4 + G_3 + 2 \cdot G_{sp} - R_1 - R_2 = 0$$

$$G_{12} \cdot (a - \ell_{G12}) + G_S \cdot (a - \ell_{GS}) + G_5 \cdot (a - \ell_{G5}) - (G_6 + G_4) \cdot (\ell_{G4} - a) - G_3 \cdot (\ell_{G3} - a) + \\ + G_{sp} \cdot (2 \cdot a - \ell) - R_2 \cdot b = 0$$

$$R_2 = 1/b \cdot [G_{12} \cdot (a - \ell_{G12}) + G_S \cdot (a - \ell_{GS}) + G_5 \cdot (a - \ell_{G5}) - (G_6 + G_4) \cdot (\ell_{G4} - a) - G_3 \cdot (\ell_{G3} - a) + \\ + G_{sp} \cdot (2 \cdot a - \ell)]$$

$$R_1 = G_{12} + G_S + G_5 + G_6 + G_4 + G_3 + 2 \cdot G_{sp} - R_2$$

vzdálenosti [mm]						
ℓ_{sp}	ℓ_{g12}	ℓ_{g3}	ℓ_{g4}	ℓ_{g5}	ℓ_{g6}	ℓ_{gs}
15	40,9	180,8	116,6	84,6	112,6	56,6
a	b	ℓ	gravitační zrychlení	$g [m.s^{-2}]$	hmotnost spojky [kg]	m_{sp}
94,1	37	216		9,81		0,3
tíhové síly [N]						
G_{sp}	G_s	G_{12}	G_3	G_4	G_5	G_6
1,4715	16,66660667	3,869321058	3,338237776	3,157177859	0,47031063	0,5748241
reakce [N]						
R_1	R_2					
15,1018913	15,91758677					

Tab.6

Návrh ložiska :

Pro výpočet ložiska se použila větší reakce R_2 .

Jak je již zmíněno, budou provozní otáčky maximálně 760 min^{-1} , resp. 1450 min^{-1} . Počítá se s základní trvanlivostí

$$L_h = 6\,000 \text{ hod.}$$

Dále se postupovalo podle [4]:

uvažuje se pouze radiální zatížení. Jedná se o obvodové zatížení vnitřního kroužku. Z toho plyne, že rotační součinitel V je 1. Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P [N]:

$$P = V \cdot R_1 = 1 \cdot 15,9 = 15,9 \text{ N}.$$

Pro otáčky $n = 1050 \text{ min}^{-1}$ a $L_h = 6\,000$ hod je poměr $C/P = 7,23$ (z tabulky [4]). Základní dynamická únosnost C [N] je :

$$C = 7,23 \cdot 15,9 = 114,957 \text{ N} .$$

Tomu by postačovalo ložisko 623 s průměrem pro čep $d = 3 \text{ mm}$. Vzhledem k tomu, že nejmenší průměr na hřídeli je 28 mm , bylo vybráno ložisko 6006 s průměrem pro čep $d = 30 \text{ mm}$.

4.2. Výběr spojky

Jsou voleny pružné spojky firmy Gerwah.
Kontrolní výpočet podle [6]:

$$M_k = 9550 \times P[\text{kW}] / n = [\text{Nm}] \quad (37)$$

Teoretický výkon lze určit podle (6), otáčky n_m jsou dány napájecím proudem viz. obr.9.. Výsledné hodnoty odpovídají obr.8. Obdobně též u hydrogenerátoru. Nejvyšší zátěžný moment je při kombinaci s hydrogenerátorem PZ40 a zdrojem tlaku SA1 a to $\approx 47 \text{ Nm}$. Tomu odpovídá spojka ADS 60 z katalogu [6], která má jmenovitý krouticí moment $M_n = 60 \text{ Nm}$. Z poměru M_n / M_k vyplývá, že je koeficient bezpečnosti $\approx 1,3$. Počítá se s dvěma spojkami pro spojení hydromotor - přídatná setrvačná zátěž a spojení přídatná setrvačná zátěž - hydrogenerátor, a to spojkami ADS 60 - 22,2H7 - 28H7 a ADS 60 - 28H7 - 28H7 .

4.3. Konstrukce držáků hydromotoru, hydrogenerátoru a přídavné setrvačné zátěže

Při konstrukci všech držáků se vyšlo z konstrukce držáku stávajícího, který je k dispozici v laboratoři KVS. Připojovací rozměry, velikosti žeber byly uzpůsobeny podle potřeby. Držák je svařenec ze tří částí :

Stojny 1 č.v. 4-KVS-VS-042-04-07
(pro hydromotor MRAK 5-40-11),

Stojny 2 č.v. 4-KVS-VS-042-04-08
(pro hydrogenerátor a těleso setrvačníku),

Žebra č.v. 4-KVS-VS-042-04-09,

Základní desky č.v. 4-KVS-VS-042-04-06 .

Kvůli efektivnosti výroby byla snaha udělat tyto základní části jednotné pro všechny tři držáky. Což se nepodařilo pouze u stojen. Stojna 2 je delší než stojna 1, protože, jak je možno vidět v příloze 1 a v příloze 2, hydromotor MRAK je oproti hydrogenerátoru větší a má i větší roztečný průměr otvorů pro šrouby (165 mm oproti 80 mm u hydrogenerátoru). A bylo by zbytečné kvůli tomu dělat stojny ke zbylým dvěma držákům tak velké. Tyto tři části budou obráběny samostatně podle výkresu. Držáky budou po svaření vyžihány a bude obrobena spodní plocha, na kterou bude držák usazován na litinovém montážním stole v laboratoři KVS. Poté se všechny držáky položí touto plochou na stůl obráběcího stroje a budou vyvrtány otvory pro centrážní průměry a otvory pro šrouby u všech držáků při společném upnutí, aby byla dodržena rovnoběžnost

těchto ploch s plochou stolu a byla dodržena souosost všech připojovaných částí (hydromotor, hydrogenerátor, přídavná setrvačná zátěž). Výška osy celé skupiny byla zvolena 165 mm, aby byl dostatek místa pro setrvačnick a event. další doplňující zařízení.

Držák hydromotoru (č.v.3-KVS-VS-042-01-05):

V příloze 1 na zadní straně je nákres základních a připojovacích rozměrů hydromotoru. Hydromotor je centrován na centrážní průměr 95,214 h7 a má v přírubě čtyři otvory po 45 stupních o průměru 10,5 mm pro šrouby M 10. Hydromotor může pracovat ve svislé i vodorovné poloze, ale v tomto případě je vhodná jen horizontální poloha. Uložení bylo voleno přechodné, protože je určeno k ustavení. Hydromotor je upevněn přírubou ke stojně držáku čtyřmi šrouby M 10 s matkami M 10 a podložkami.

Držák hydrogenerátoru (č.v.3-KVS-VS-042-01-03):

V příloze 2 na zadní straně je též nákres základních a připojovacích rozměrů hydrogenerátoru. Hydrogenerátor je centrován na centrážní průměr 60 H7 a má v přírubě čtyři otvory se závitem M 12 po 45 stupních. Hydrogenerátor bude upevněn ve vodorovné poloze. Uložení bylo voleno přechodné, je určeno opět k ustavení. Hydromotor je upevněn přírubou ke stojně držáku čtyřmi šrouby M 12.

těchto ploch s plochou stolu a byla dodržena souosost všech připojovaných částí (hydromotor, hydrogenerátor, přídavná setrvačná zátěž). Výška osy celé skupiny byla zvolena 165 mm, aby byl dostatek místa pro setrvačnick a event. další doplňující zařízení.

Držák hydromotoru (č.v.3-KVS-VS-042-01-05):

V příloze 1 na zadní straně je nákres základních a připojovacích rozměrů hydromotoru. Hydromotor je centrován na centrážní průměr 95,214 h7 a má v přírubě čtyři otvory po 45 stupních o průměru 10,5 mm pro šrouby M 10. Hydromotor může pracovat ve svislé i vodorovné poloze, ale v tomto případě je vhodná jen horizontální poloha. Uložení bylo voleno přechodné, protože je určeno k ustavení. Hydromotor je upevněn přírubou ke stojně držáku čtyřmi šrouby M 10 s matkami M 10 a podložkami.

Držák hydrogenerátoru (č.v.3-KVS-VS-042-01-03):

V příloze 2 na zadní straně je též nákres základních a připojovacích rozměrů hydrogenerátoru. Hydrogenerátor je centrován na centrážní průměr 60 H7 a má v přírubě čtyři otvory se závitem M 12 po 45 stupních. Hydrogenerátor bude upevněn ve vodorovné poloze. Uložení bylo voleno přechodné, je určeno opět k ustavení. Hydromotor je upevněn přírubou ke stojně držáku čtyřmi šrouby M 12.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KOPÁČEK, J.: Tekutinové mechanismy. Současný stav a perspektivy. TANGER s.r.o. Ostrava 1999.
- [2] VANĚK, D.: Simulace hydraulických prvků v prostředí MATLAB-SIMULINK. (Diplomová práce). FS, TU v Liberci 1999.
- [3] CERHA, J.: Hydraulické mechanismy v oboru výrobních strojů. VŠST Liberec 1971.
- [4] FRÖHLICH, J.-KOLEKTIV: Valivá ložiska. ZVL SNTL Praha 1980.
- [5] Katalogy firem : TOS HYDRAULIKA Vrchlabí.
- [6] Katalogy firem : (GERWAH) UZIMEX PRAHA.
- [7] KOZEL, J.-BRIXOVÁ, H.-KRATOCHVÍL, J.: Návod ke konstrukčním cvičením - Výrobní stroje II. ČVUT, SNTL Praha 1969.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 (Základní technické parametry hydromotoru)

Příloha 2 (Základní technické parametry hydrogenerátorů)

SEZNAM VÝKRESŮ

ČEP ČERPADLA	4-KVS-VS-042-01-02
DRŽÁK ČERPADLA	3-KVS-VS-042-01-03
DRŽÁK SETRVAČNÍKU	3-KVS-VS-042-01-04
DRŽÁK MOTORU	3-KVS-VS-042-01-05
HŘÍDEL	3-KVS-VS-042-11-13
ROZPĚRNÝ KROUŽEK	4-KVS-VS-042-11-15

ULOŽENÍ SETRVAČNÍKU	3-KVS-VS-042-01-11
SESTAVA ZAŘÍZENÍ	2-KVS-VS-042-00-01
SETRVAČNÍK	3-KVS-VS-042-01-10
STOJNA 1	4-KVS-VS-042-04-07
STOJNA 2	4-KVS-VS-042-05-08
TĚLESO SETRVAČNÍKU	3-KVS-VS-042-11-12
VÍČKO 31 a 37	4-KVS-VS-042-11-14
ZÁLADOVÁ DESKA	4-KVS-VS-042-04-06
ŽEBRO	4-KVS-VS-042-04-09

SEZNAM KUSOVNÍKŮ

ULOŽENÍ SETRVAČNÍKU	4-KVS-VS-042-01-11.K
SESTAVA ZAŘÍZENÍ	4-KVS-VS-042-00-01.K