



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF DESIGN

NÁVRH HYDRAULICKÉHO POJEZDU UNIVERZÁLNÍ POHONNÉ JEDNOTKY ŽACÍHO STROJE

Design of hydraulic travel of reaper`s drive unit

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MARTIN GALDA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. JAN BRANDEJS, CSC.

BRNO 2011

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce panu Ing. Janu Brandejsovi, CSc. Za odborné vedení. Dále bych chtěl poděkovat panu Miroslavu Jurikovi za odborné rady a podnětné připomínky. A samozřejmě bych chtěl poděkovat svým blízkým za podporu při studiu.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že předložená bakalářská práce je původní a zpracoval jsem ji samostatně za pomoci vedoucího bakalářské práce Ing. Jana Brandejse, CSc. A zároveň prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, že jsem v práci neporušil autorská práva (ve smyslu zákona č.121/2000 Sb. O právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).

V Brně, dne

.....
Martin Galda

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování
Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Galda

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem c.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh hydraulického pojezdu univerzální pohonné jednotky žacího stroje

v anglickém jazyce:

Design of hydraulic travel of reaper`s drive unit

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem bakalářské práce je návrh hydraulického pojezdu univerzální pohonné jednotky žacího stroje na základě provedené rešerše s těmito parametry: nezávislý pohon kol, plynulá regulace rychlosti vpřed i vzad, rychlost 0-10 km/h.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat:

1. Úvod
2. Definici základních pojmu
3. Přehled a rozbor existující literatury v dané oblasti
4. Analýzu a zhodnocení získaných poznatku
5. Vymezení trendu budoucího vývoje
6. Souhrnnou bibliografii
7. Závěr

Forma bakalářské práce: průvodní zpráva

Typ práce: rešeršní

Účel práce: pro potřeby průmyslu

Seznam odborné literatury:

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, Ch. R., BUDYNAS, R. G. Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s.

Firemní prospekty

www stránky

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Brandejs, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 14.12.2010

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem mé bakalářské práce je návrh hydraulického pojezdu univerzální pohonné jednotky žacího stroje na základě provedené rešerše s těmito parametry: nezávislý pohon kol, plynulá regulace rychlosti vpřed i vzad, rychlost 0-10 km/h. Na pohon stroje je použit motor Briggs&Stratton I/C OHV AVS s výkonem 8,46 kW. Požadavek společnosti Dakr, s.r.o, bylo, že na pohon má být použito přibližně 20% výkonu motoru.

ABSTRAKT

The goal of my bachelor work is Design of hydraulic travel of reaper`s drive unit on exploration of facts with these parameters: independent wheel drive, fluent speed regulation in both forward and reverse motion, speed 0-10 km/h. Briggs&Stratton I/C OHV AVS engine is used for working the machine. It's output is 8,46 kW. Dakr, s.r.o, company demanded, that approximately 20% of engines output is to be used for driving.

klíčová slova

hydraulický pohon, hydrogenerátor, hydromotor, čerpadlo, hydrostatický převod, hydrostatická převodovka.

key words

hydraulic drive, pump, hydraulic motor, pump, hydrostatic transmission, transaxles

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE MÉ PRÁCE:

GALDA, M. *Návrh hydraulického pojezdu univerzální pohonné jednotky žacího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 44 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Brandejs, CSc.

OBSAH

OBSAH	11
ÚVOD	12
1 DEFINICE ZÁKLADNÍCH POJMŮ	13
1.1 Hydraulický pohon	13
1.2 Struktura hydraulického pohonu	13
1.3 Výhody hydraulických zařízení	14
1.4 Nevýhody hydraulických zařízení	14
1.5 Fyzikální vlastnosti kapalin	14
1.6 Základní zákony a rovnice hydromechaniky:	16
2 SOUČASNÉ POHONY ZAHRADNÍ TECHNIKY	17
2.1 Hydrostatický převod	17
2.2 Hydrostatická převodovka	18
3 HYDROGENERÁTORY (ČERPADLA)	20
3.1 Zubová čerpadla	20
3.2 Pístová čerpadla	23
3.2.1 Rotační radiální čerpadla	24
3.2.2 Axiální pístová čerpadla	25
3.3 Kuličková pístová čerpadla	28
3.4 Lamelová (lopatková) čerpadla	29
4 ROTAČNÍ HYDROMOTORY	33
4.1 Zubový hydromotor	34
4.2 Lopatkový hydromotor	34
4.3 Pístové hydromotory	34
4.3.1 Axiální pístové hydromotory	35
4.3.2 Radiální pístové motory	35
5 NÁVRH POJEZDU	36
5.1 Hydraulické schéma	36
5.2 Rozvod hydraulického oleje	37
5.3 Volba hydraulického oleje	37
5.4 Typ proudění	37
5.5 Manuální rozvaděč	37
5.6 Volba čerpadla	38
5.7 Volba hydromotoru	39
5.8 Přibližný odhad ceny pojezdu	41
6 ZÁVĚR	42
ZDROJE	43
SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK	44

ÚVOD

Mým úkolem v této práci je navrhnout hydraulický pojezd univerzální pohonné jednotky žacího stroje na základě zadaných parametrů pro firmu DAKR Hranice.

Hydraulické prvky a elementy pronikají stále více do oblasti strojírenství. Jejich rozvoj je také podpořen rozvojem elektrotechniky a elektroniky. Tato zařízení se v hydraulických systémech používají jako řídicí jednotky.

Prvním krokem je nastudování hydraulických systémů, jako jsou čerpadla a hydromotory, jejich principů, výhod, nevýhod a možností využití. Budu se zabývat podrobným rozbořem hydraulických zařízení. Druhá část této práce řeší samotný návrh hydraulického schématu pohonu, který by bylo možné aplikovat na pohon žacích strojů.

1 DEFINICE ZÁKLADNÍCH POJMŮ

1

1.1 Hydraulický pohon

1.1

Zařízení (pohon), které využívá k přenosu energie kapalinu, se nazývá hydraulické. Hydraulické pohony se dělí do dvou skupin dle využití energie kapaliny na:

- hydrodynamické
- hydrostatické.

Hydrodynamické zařízení využívá změny kinetické energie k přenosu sil nebo momentů. Toto zařízení je schopno přenést velké kroutící momenty (např. turbíny a hydrodynamické spojky).

Hydrostatické zařízení využívá tlakové energie kapaliny pro pohon nebo přenos sil či momentů. Kinematická energie kapaliny je v tomto případě velmi malá a přibližně konstantní. Vše funguje na principu „Pascalova zákona“.

Hydrostatické pohony se dále dělí na:

- pohon s přímočarým pohybem
- pohon s rotačním pohybem.

1.2 Struktura hydraulického pohonu

1.2

Rozlišujeme šest částí struktury hydraulického pohonu:

- 1) čerpadlo
- 2) motor
- 3) ovládací členy
- 4) pomocné členy
- 5) nádrž na provozní kapalinu
- 6) potrubí.

Mezi ovládací členy patří např. rozvaděče, kohouty a časové relé. Jako pomocné členy poté uvažujeme všechny ostatní prvky.

Hydraulický obvod vzniká spojením všech členů tak, aby obvod plnil danou funkci (sled pohybů) a dělíme je na:

- hydraulický obvod otevřený - dochází k návratu pracovního média zpět do zásobníku po každém pracovním cyklu,
- hydraulický obvod uzavřený - jedná se o uzavřený okruh, ve kterém obíhá určitý objem pracovního média, které se nevrací zpět do zásobníku.

1.3 Výhody hydraulických zařízení

K rozšíření hydraulických mechanismů v technické praxi vedly jejich nesporné výhody, oproti dosud užívaným typům mechanismů. Mezi tyto výhody patří [1]:

- velmi kultivovaný chod
- malé opotřebení, dobré mazání z důvodů uložení součástí v tlakovém oleji
- snadná a plynulá regulace otáček (rychlosti)
- jednoduchá rozvodová soustava pro přenos energie.
- snadné pojištění proti přetížení
- jednoduchý revers pohybu
- možnost docílit velkých silových převodů pomocí jednoduchých mechanismů
- plynulá regulace sil či krouticích momentů
- jednoduchá blokáce pohybu.

1.4 Nevýhody hydraulických zařízení

K nevýhodám hydraulických systémů patří:

- náchylnost vůči nečistotám
- přesná a precizní výroba.

1.5 Fyzikální vlastnosti kapalin

a) teplota – je přímo úměrná kinetické energii částic kapaliny

b) hustota – je hmotnost jednotky kapaliny ku jednotce objemu, vyjádřena vztahem:

$$\rho = \frac{dm}{dV} \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (1)$$

c) měrný objem – je objem hmotnostní jednotky, vyjádřena vztahem:

$$v = \frac{1}{\rho} \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (2)$$

d) stlačitelnost kapaliny – je poměrná změna objemu na jednotku tlaku:

$$\beta = -\frac{\Delta V}{V} \frac{1}{\Delta p} \left[\frac{1}{Pa} \right] \quad (3)$$

e) modul objemové pružnosti kapalin – základní rovnice mechaniky platí pro pevná tělesa i pro kapaliny. Modul objemové roztažnosti kapalin je materiálová charakteristika, která je ekvivalentní s modulem pružnosti E u ocelí. Je definován jako převrácená hodnota objemové stlačitelnosti kapalin.

$$K = \frac{1}{\beta} [Pa] \quad (4)$$

f) teplotní roztažnost – je poměrná změna objemu v závislosti na změně teploty při konstantním tlaku a je vyjádřena tzv. součinitelem teplotní roztažnosti:

$$\gamma = \frac{1}{V} \left(\frac{\Delta V}{\Delta T} \right)_{p=\text{konst}} [K^{-1}] \quad (5)$$

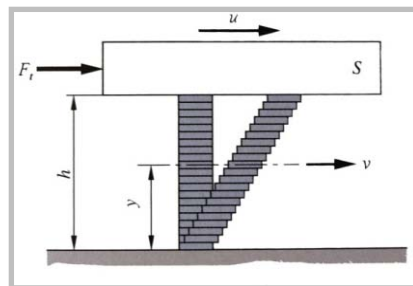
Teplotní roztažnost kapalin je ve vztahu k teplotní roztažnosti kovů mnohonásobně větší.

g) viskozita kapalin – je odpor proti pohybu kapaliny, který vzniká v důsledku působení třecích sil uvnitř kapaliny. Viskozitu můžeme představit jako třecí sílu mezi jednotlivými vrstvami kapaliny, které se vůči sobě vzájemně pohybují, jak můžeme vidět na *obr. 1.1*. Z důvodu vnitřního tření v kapalině, v ní existuje tečné (smykové) napětí. Platí:

$$\tau = \frac{F_t}{S} = \eta \frac{dv}{dy} [Pa] \quad (6)$$

„Pro popis tokových vlastností tekutin se někdy používá i viskozita kinematická.“¹ Není to však základní vlastnost kapaliny, ale jedná se smluvně domluvenou veličinu, která je definována vztahem:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (7)$$



Obr. 1.1 Pohyb maziva ve vrstvách při proudění kapaliny²

Viskozita kapaliny se s teplotou a tlakem výrazně mění. Její hodnota závisí také na druhu kapaliny. Změnu viskozity vyjadřuje empirický odvozený vztah:

$$\eta = \eta_0 e^{bp} [Pa * s] \quad (8)$$

Kde: η_0 ... viskozita při atmosférickém tlaku [Pa*s]

b ... koeficient pro daný typ oleje [Pa⁻¹]

p ... pracovní tlak [pa]

¹ SHIGLEY, J. E., MISCHKE, Ch. R., BUDYNAS, R. G. Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s. s. 644 an.

² SHIGLEY, J. E., MISCHKE, Ch. R., BUDYNAS, R. G. Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 stran, s. 644 an.

1.6 Základní zákony a rovnice hydromechaniky:

Pascalův zákon

Tlak v kapalině se šíří rovnoměrně všemi směry. Toto platí pouze v ideální kapalině, tzn., že vnitřní tření v kapalině je = 0.

Rovnice kontinuity

Hmotnost protékající kapaliny s měnícím se průměrem zůstává konstantní. Tento zákon platí pro ideální kapalinu i pro reálnou kapalinu. Pro naše výpočty musíme uvažovat jednorozměrné proudění.

Stacionární proudění stlačitelné kapaliny vyjadřuje vztah:

$$\rho_1 v_1 S_1 = \rho_2 v_2 S_2 = konst. \quad (9)$$

Stacionární proudění nestlačitelné kapaliny vyjadřuje vztah:

$$\rho_1 S_1 = \rho_2 S_2 = konst. \quad (10)$$

ρ ... hustota kapaliny $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

v ... rychlost proudění $\left[\frac{m}{s}\right]$

S ... plocha průřezu potrubí $[m^2]$

Bernoulliho rovnice

Bernoulliho rovnice vyjadřuje zákon zachování energie pro ustálený proud kapaliny. Je dána vztahem:

$$\frac{1}{2} \rho v^2 + p + \rho gh = konst. \quad (11)$$

Pro tento zjednodušený tvar rovnice neuvažujeme ztráty třením uvnitř kapaliny, ani ztráty třením kapaliny o stěny potrubí.

Eulerova rovnice hydrodynamiky

Eulerova rovnice hydrodynamiky se zabývá pohybovým stavem kapaliny a silovým působením v kapalině, které musí být v rovnováze se silami vnějšími.

$$\int_{\partial V} \rho v_i (\vec{v}_j \cdot \vec{n}_j) dS = - \int_{\partial V} p \vec{n}_i dS \quad (12)$$

2 SOUČASNÉ POHONY ZAHRADNÍ TECHNIKY

2

2.1

2.1 Hydrostatický převod

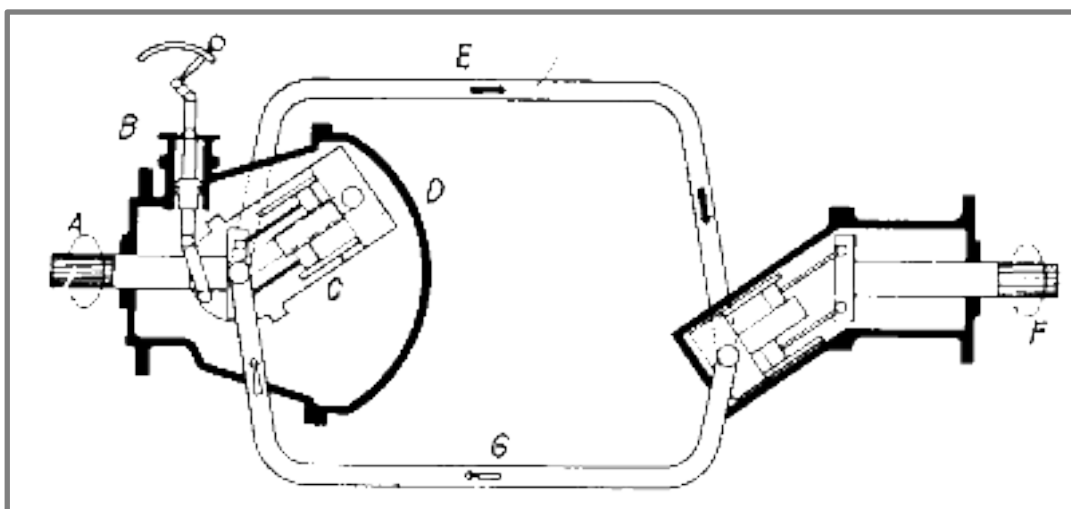
Hydrostatický převod využívá tlakové energie kapaliny. Pro svou vyšší účinnost je v mobilní technice mnohem rozšířenější než převod hydrodynamický. Účinnost dobře sestaveného převodu může být až 90 %. Rozdíl mezi hydrostatickým a hydrodynamickým převodem je popsán v kapitole 1.1. V současnosti se využívá u zahradní techniky k pohonu upravených hydrostatických převodů.

Pro tento typ převodu energie je důležité zpětné vedení kapaliny, vytlačené hydromotorem zpět k čerpadlu. Srdcem celého hydrostatického převodu je čerpadlo, nejčastěji je v mobilní technice používáné axiální pístové čerpadlo (viz kap. 3.2.2), spojené s hydromotorem v uzavřeném okruhu.

Pro možnost změny převodového poměru musí mít čerpadlo nebo hydromotor měnitelný objem. Za těchto okolností je převodové číslo definováno jako poměr těchto objemů. Pokud je objem regulačního čerpadla větší než objem motoru, lze dosáhnout převodového poměru vyššího jak 1.

Pro pohon mobilních zařízení je nejvýhodnější kombinací regulační čerpadlo a regulační motor. To ovšem komplikuje ovládání stroje, a proto se toto řešení často nepoužívá. Pro pohon s možností jízdy na neutrál je však toto řešení jediným možným řešením. V jiném případě by do systému musela být zařazena volnoběžná spojka mezi hydromotor a nápravu.

Dalším možným uplatněním je využití tohoto typu převodu k rekuperaci energie. V tomto případě se motor změní při brzdění v čerpadlo a akumuluje tlakovou kapalinu v zásobníku. Tuto tlakovou energii je možno použít jako pomocný zdroj energie při rozjezdu stroje [10].



Obr. 2.1 hydrostatický převod s regulačním čerpadlem ³

³ www.progres-racing.cz [online]. 2010 [cit. 2011-05-20]. Převodná ústrojí 3. Dostupné z WWW: <<http://www.progres-racing.cz/clanky/prevodovka/prevodna-ustroji-3/>>.

2.2 Hydrostatická převodovka

V dnešní době se v zahradní technice hojně využívají hydrostatické převodovky. „*Srdcem je uzavřené samomazné olejové čerpadlo, zaručující minimální nároky na údržbu a neobyčejnou trvanlivost této převodovky.*“⁴ Jedná se o spojení hydrostatického převodu realizovaného čerpadlem a hydromotorem. Veškerý přenos sil je zde realizován tlakovou kapalinou.

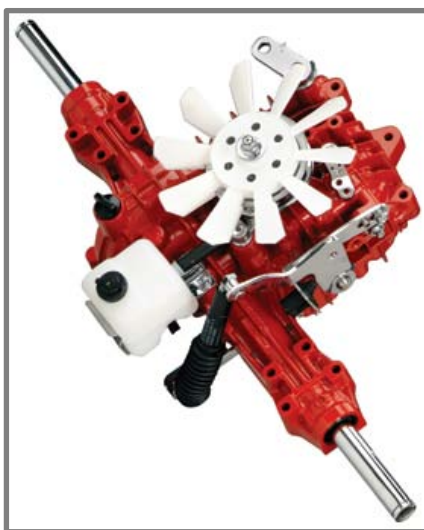
Ve stroji firmy DAKR Hranice, s.r.o. je použita hydrostatická převodovka K62 s mechanicky řazenou uzávěrkou diferenciálu od firmy Tuff Torq. Jedná se o kompaktní, integrovanou, hydrostatickou převodovku, která je určena k pohonu zahradní techniky. Je vhodná pro zástavbu do pohonných jednotek nebo zahradních malotraktorů a to pro lehký, až středně těžký provoz. Převodovka využívá spojení axiálního pístového čerpadla a hydromotoru s nakloněnou deskou o výtlačném objemu 10 cm³. Čerpadlo uvnitř tohoto systému je regulační, a tím je dosaženo možnosti plynulé regulace. Regulace se provádí pákou umístěnou na skříní převodovky. Hydrostatická převodovka je také vybavena převodem ozubenými koly a to s převodovým číslem od 22.19:1 do 37.22:1. Dále tato převodovka disponuje mokrou kotoučovou brzdou a vlastním zásobníkem na hydraulický olej. V tab. 1 je zobrazená technická specifikace převodovky K66.

Tab. 1 Tuff Torq k66 specifikace

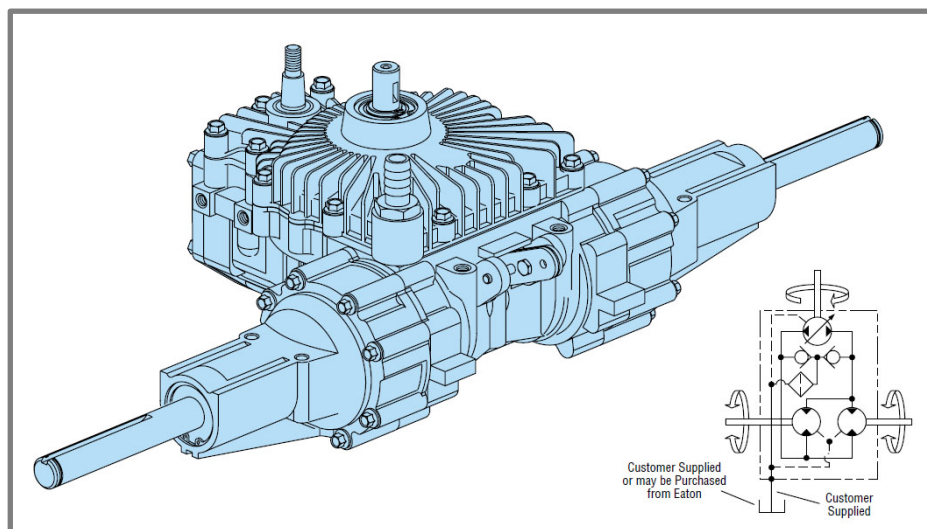
moment na hřídeli	37.22:1	420 Nm
	22.19:1	250 Nm
brzdny moment	37.22:1	330 Nm
	22.19:1	216 Nm
výtlačný objem	10 cm ³	
vstupní frekvence otáčení (nominální)	3400 min ⁻¹	
hmotnost	23 kg	
diferenciál	automobilový, kuželový	
max. výkon	30 kW	

Dalším výrobcem dodávajícím tyto systémy na evropský trh je firma Eaton Hydraulics. Firma nevyužívá axiálních pístových čerpadel, jako firma Tuff Torq, ale kuličkových pístových čerpadel, založených na podobných principech. Alternativou ke stávající hydrostatické převodovce může být převodovka s označením Eaton hydrostatics transmission, model 751. Ten využívá jedno kuličkové čerpadlo a dva motory. Každý motor má svou planetovou převodovku a nouzovou brzdu. Užitím planetového převodu lze dosáhnout vyšších převodových čísel. Při řízení stroje, ve kterém je zastavěna tato převodovka, je možno využít vestavěných brzd pro přibrzdění vnitřního kola.

⁴ www.progres-racing.cz [online]. 2010 [cit. 2011-05-20]. Převodná ústrojí 3. Dostupné z WWW: <<http://www.progresracing.cz/clanky/prevodovka/prevodna-ustroji-3/>>.



Obr. 2.2 Tuff Torq K66 ⁵



Obr. 2.3 Hydrostatická převodovka Eaton model 751 ⁶

Tab. 2 Eaton model 751 specifikace

výkon na vstupu	3,1 kW
Ty	3600 min ⁻¹
výstupní frekvence otáčení	0-110 min ⁻¹
kroučící moment (16:1)	
Nepřetržitý	294 Nm
Přerušovaný	413 Nm
Špičkový	531 Nm

⁵ [Http://www.tufftorq.com](http://www.tufftorq.com) [online]. 2011 [cit. 2011-05-24]. Transaxles K66. Dostupné z WWW: <<http://www.tufftorq.com/level4.asp?ID=4>>.

⁶ Katalog firmy Eaton Hydraulics , Models 751 and 781 Hydrostatic Transaxles [cit. 2011-05-24]

3 HYDROGENERÁTORY (ČERPADLA)

Hydrogenerátory společně s hydromotory se obecně nazývají převodníky, protože obstarávají převod energie pevných částí na energii kapaliny. Tato práce pojednává výhradně o hydrostatických čerpadlech.

U hydrostatických čerpadel, která se nazývají také objemové čerpadla, se mechanická energie převádí na tlakovou energii kapaliny. Velikost výstupního tlaku čerpadla se nastavuje dle zatížení a o odpory ve vlastním hydraulickém mechanismu.

Na proud kapaliny vystupující z čerpadla je kladen požadavek na rovnoměrnost toku s co nejmenší amplitudovou pulzací, která je vyvolána nerovnoměrností dodávaného objemu během pracovního cyklu čerpadla. Dalším požadavkem na čerpadla je co nejmenší ztráta netěsnostmi, což má za následek objemové ztráty kapaliny a její ohřev. Dále je snaha konstruovat čerpadla tak, aby hydraulické odpory dosahovaly co nejmenších hodnot a byly co nejlehčí a nejmenší.

Základním dělením čerpadel je rozdělení na:

- a) čerpadla s konstantním dodávaným objemem,
- b) proměnným dodávaným objemem.

ad a) Do této skupiny čerpadel patří čerpadla s neproměnnými rozměry sacích a výtokových kanálů a stálou geometrií lopatek. Množství dodávané kapaliny lze u nich měnit pouze změnou pohybové frekvence čerpadla.

ad b) Druhou skupinu tvoří čerpadla, která jsou schopna měnit rozměry již zmíněných kanálů a geometrii lopatek, a tím měnit množství dodaného objemu kapaliny za konstantní pohybové frekvence.

Dalším možným hlediskem, podle kterého můžeme čerpadla dělit, je hledisko konstrukční. Podle něj čerpadla dělíme na:

- a) Zubová
- b) Šroubová
- c) Pístová
 - axiální
 - radiální
 - řadové
- d) Lamelová.

3.1 Zubová čerpadla

Asi před čtyřiceti lety se zubovým čerpadlům nepřisuzoval nikterak velký význam ve světě techniky. To bylo zapříčiněno rozsáhlými limity na poli technologie výroby. Díky rozmachu výrobních technologií se za posledních 35 let zubová čerpadla stala jedním z nejrozšířenějších typů čerpadel vůbec. Zubová čerpadla získala svůj věhlas díky své jednoduchosti a univerzálnosti. Dají se použít pro čerpání většiny druhů kapalin s velmi odlišnými vlastnostmi. Zubové čerpadlo je schopno čerpat látky od strojních olejů, chladicích kapalin až po čokoládu.

Zubové čerpadlo je čerpadlo s konstantně dodávaným objemem. Existují však i konstrukční varianty, které umožňují proměnné množství dodávané kapaliny. Tyto konstrukce ovšem nejsou moc rozšířené, a to z důvodu malé účinnosti a malého

regulovaného objemu. Změny dodávaného objemu se zde docílí předsunutím jednoho kola v axiálním směru, a tím změny užité šířky kol a čerpaného objemu.

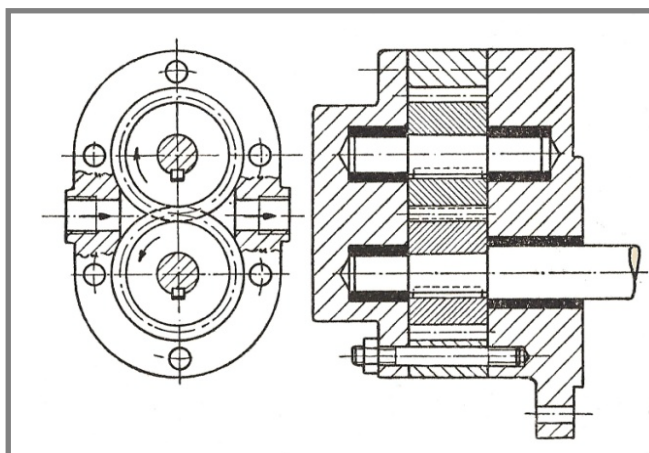
Zubové čerpadlo se skládá ze dvou velmi přesných spoluzabírajících ozubených kol, které mají velmi malé vůle. Existují však i čerpadla s jedním hnacím kolem a dvěma až třemi hnanými koly. Pro méně namáhaná čerpadla a pro provozy s menšími nároky se užívají čerpadla bez vymezení vůle. Při vymezení vůlí mezi ozubenými koly a tělesem statoru a vymezením axiálních vůlí lze dosáhnout mnohem větších tlaku a větších průtoků čerpadlem. Sací prostor je vymezen profily zubů kol a stěnami skříně přiléhajícími na kola. Čerpací schopnost vzniká při otáčení ozubených kol, která jsou v záběru. Dochází k neustálému otevírání nových prostorů a tím ke vzniku podtlaku, který je nutný k nasátí kapaliny. Při záběru zubů dochází k uzavírání prostorů mezi nimi, a tím k nárůstu tlaku kapaliny v tomto prostoru, což může vést až k destrukci čerpadla. Kapalina musí co nejrychleji opustit tento prostor a jedinou možností jsou axiální netěsnosti mezi koly a skříní. Z toho důvodu se na výtlačné straně zhotovují odlehčovací drážky, které mají za úkol urychleně odvést kapalinu z mezizubního prostoru.

Dnes vyráběná zubová čerpadla mohou výjimečně dosáhnout pracovních tlaku až 31,5 MPa (vysokotlaká čerpadla). Standardně se však čerpadla s vymezenou vůlí užívají pro tlaky v rozmezí 10 až 25 MPa (středotlaká čerpadla) a bez vymezené vůle pro tlaky do 6,5 MPa (nízkotlaká čerpadla). Další konstrukční variantou zubových čerpadel je čerpadlo s vnitřním ozubením. Princip čerpání kapaliny se od čerpadel s vnějším ozubením neliší. Je-li požadováno čerpat větší množství kapaliny, je výhodné spojit několik menších čerpadel za sebe. Výhodou tohoto uspořádání je, že hnací kola čerpadla jsou poháněna jedním elektromotorem. Průtok kapaliny čerpadlem se vyjadřuje vztahem:

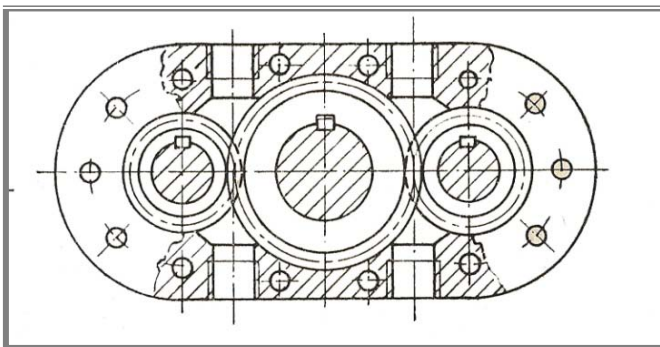
$$Q = \frac{\omega \cdot b \cdot D_t^2}{z} + 0,27 \cdot \omega \cdot b \cdot m^2 \text{ [cm}^3/\text{s]} \quad (13)$$

Kde:

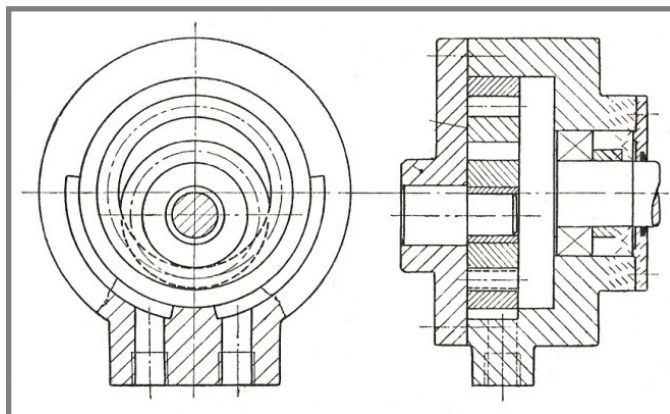
- ω ... úhlová rychlost ozubených kol [s^{-1}]
- b ... šířka kol [cm]
- D_t ... roztečný průměr ozubených kol [cm]
- z ... počet zubů
- m ... modul ozubených kol [cm]



Obr. 3.1 Zubové čerpadlo s vnějším ozubením ⁷



Obr. 3.2 Zubové čerpadlo se třemi koly ⁸



Obr. 3.3 Zubové čerpadlo s vnitřním ozubením ⁹

⁷ PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s., s. 87 an.

⁸ PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s., s. 87 an.

⁹ PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s., s. 87 an.

3.2 Pístová čerpadla

Pístová čerpadla jsou velice náročná na výrobu i konstrukci, avšak pro jejich výhody jsou značně rozšířena v hydraulických systémech. Mezi jejich výhody patří:

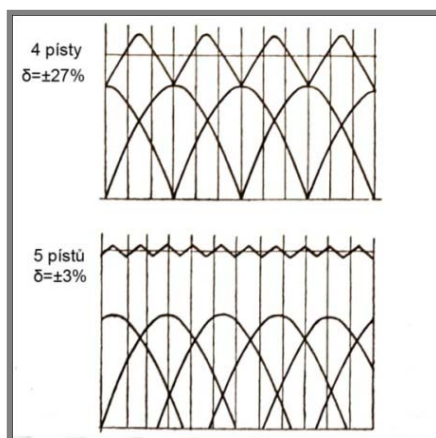
- veliký rozsah regulace dodávaného objemu
- značná objemová i mechanická účinnost
- nepatrný pokles dodávaného objemu s rostoucím tlakem
- lehká dosažitelnost maximálních užívaných tlaků
- těsněné plochy jsou většinou válcového průřezu, z toho vyplývá, že jejich těsnění není obtížné a taktéž se dají vyrobit velice přesně.

Pístová čerpadla se skládají z několika pístků, které konají přímočarý vratný pohyb. Velice dobrým příkladem pro představu, jak vlastně takové čerpadlo funguje, je injekční stříkačka. Při zatáhnutí za píst stříkačky, dojde k nasátí kapaliny. Naopak při stlačení pístu je kapalina vytlačována ven. Na stejném principu funguje i pístové čerpadlo. Zpravidla se tyto pístky řadí do tzv. banků, které mohou mít různou polohu vůči ose rotace a také se liší rozdílnou kinematikou pohonu pístů. Podle této polohy můžeme pístové čerpadla rozdělit na:

- radiální
- axiální
- řadové.

Pístová čerpadla existují ve verzi s konstantním dodávaným objemem i ve verzi s proměnným dodávaným objemem.

Pro zajištění rovnoměrnosti se pístová čerpadla konstruují z pravidla s lichým počtem pístů, které mají na rozdíl od sudého počtu až o $\pm 24\%$ nižší nerovnoměrnost, což vyplývá z obr. 3.4.



Obr. 3.4 Vliv počtu pístů na rovnoměrnost dodávky ¹⁰

¹⁰ PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s., s. 103 an.

3.2.1 Rotační radiální čerpadla

V minulosti byl tenhle typ čerpadel jedním z nejrozšířenějších, avšak s rozvojem technologií, zlepšováním konstrukce a kvality ostatních druhů čerpadel musely radiální pístové čerpadla ustoupit do pozadí a to zejména na poli mobilní techniky.

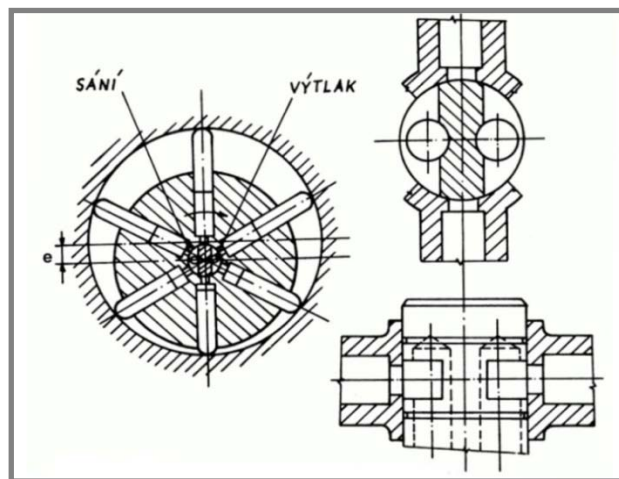
Uspořádání pístů je u těchto čerpadel kolmo na osu a většinou jsou písty složeny do tvaru hvězdice. Dle konstrukčního řešení můžeme tyhle čerpadla rozdělit na:

- čerpadla s písty uloženými v rotoru
- čerpadla s písty uloženými ve statoru.

Čerpadla s písty uloženými v rotoru

Čerpadla s písty v rotoru jsou z konstrukčního hlediska jednodušší než čerpadla s písty ve statoru, a proto jsou více rozšířená. Rotor s písty je uložen na čepu, který je na koncích ofrézován (*obr. 3.5*), a tak vytváří dvě oddělené komory. Jedna slouží jako přívod kapaliny a druhá jako odvod. Pohyb pístu není samovolný, ale musí být vynucen a to nejčastěji tlačnou pružinou, uchycením v loži statoru nebo tlakem kapaliny, kterou dodává pomocné čerpadlo. Výjimkou jsou čerpadla větších typů, která mají průtok přibližně 40 l/min, kde se již využívá odstředivých sil. Radiální pístová čerpadla mohou být buď s konstantním dodávaným objemem, nebo s proměnným dodávaným objemem. Změny dodávaného objemu můžeme dosáhnout změnou excentricity rotoru, čímž se změní dráhy pístů a tak i dodávaný objem. Radiální pístová čerpadla jsou navrhována pro tlak až 63 MPa. Průtok radiálního pístového čerpadla můžeme vyjádřit vztahem:

$$Q = \frac{\pi d^2}{2} \cdot e \cdot z \cdot n \quad [m^3 s^{-1}] \quad (14)$$



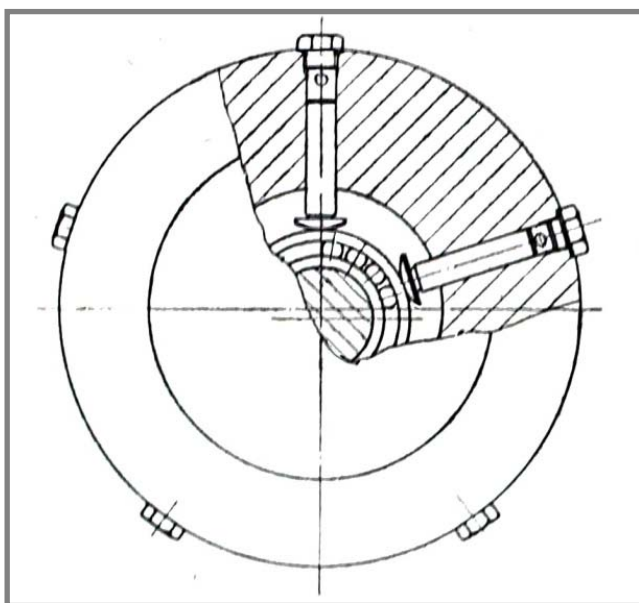
Obr. 3.5 Radiální pístové čerpadlo s rotačním rozvodem ¹¹

Pro eliminaci tření mezi písty čerpadla a státorem se používá valivých ložisek. „*Jelikož jde o ložiska značných rozměrů, používáme tam, kde je to rozměrově možné, raději pístů s kladkami.*“¹²

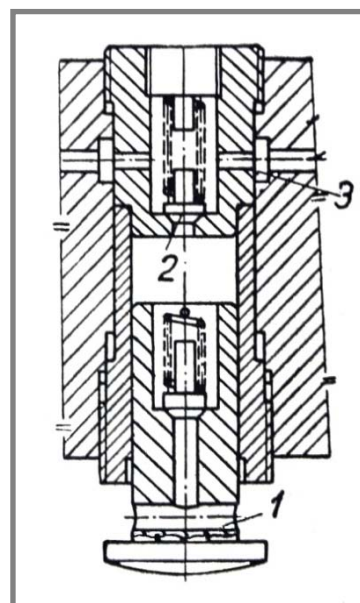
¹¹ PROKEŠ J., VOSTROVSKÝ J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: Nakladatelství SNTL, 1988. 256 s., s. 78 an.

Čerpadla s písty uloženými ve statoru

Na rozdíl od předchozí skupiny čerpadel zde jsou písty pevně uloženy v tělese statoru a pohyb pístu zajišťuje vačka nebo výstředník. Jako u předchozího druhu čerpadel musíme i zde počítat se třením pístu o vačku, či výstředník. Tento problém se zde řeší obdobně jako u čerpadel s písty v rotoru. Velkou výhodou jsou však mnohem menší valivá ložiska. Sací pohyb pístu musí být i zde vynucený a toho se dosahuje obdobně jako u předchozích čerpadel. Tento typ čerpadel využívá ventily. „Detail provedení pístu s ventilem je na obr. 3.7. Kapalina je nasávána otvory 1 a vytlačována ventilem 2 do výtláčného prostoru 3, který je tvořen kruhovou drážkou v tělese čerpadla.“¹³



Obr. 3.6 Čerpadlo s písty uloženými ve statoru ¹⁴



Obr. 3.7 Píst s ventily ¹⁵

3.2.2 Axiální pístová čerpadla

Již z názvu axiální pístová čerpadla je zřejmé, že uložení pístu je rovnoběžně s osou. Axiální pístová čerpadla se dělají ve dvou konstrukčních variantách, a to s nakloněnou deskou nebo s nakloněným blokem válců. Dále je můžeme ještě rozdělit na čerpadla s konstantním dodávaným objemem nebo čerpadla s proměnným dodávaným objemem. Čerpadla s nakloněným blokem válců mohou být s konstantním i proměnným dodávaným objemem. U čerpadla s nakloněnou deskou musí být písty přitlačovány k desce, aby byla zajištěna samonasávací schopnost. Je toho docíleno buď pružinou, nebo tlakem kapaliny z pomocného generátoru. U čerpadel s nakloněným blokem válců jsou většinou písty pevně spojeny s unášecí deskou a tím je zajištěna samonasávací schopnost. Rychlost pístů se v závislosti na natočení mění, a tím se mění i velikost dodávaného objemu. Výsledný dodávaný objem je dán součtem elementárních objemů dodávaných každým pístem za dobu

3.2.2

¹² PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s., s. 104 an.

¹³ PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s., s. 107 an.

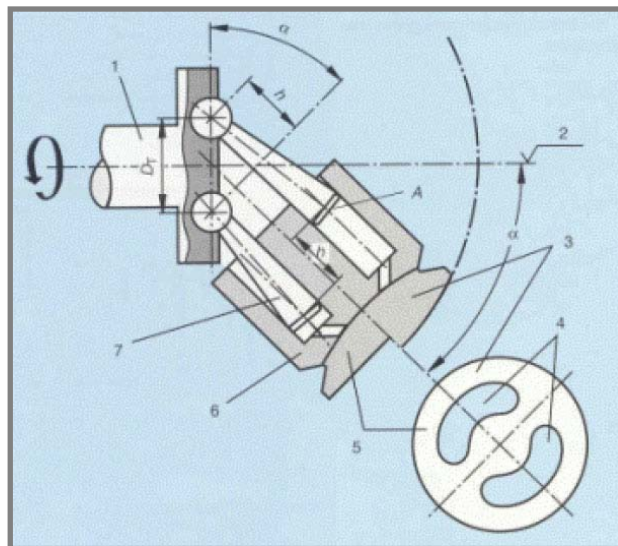
¹⁴ PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s., s. 107 an.

¹⁵ PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s., s. 107 an.

jedné otáčky. Jelikož je počet pístů konečný a rychlost proudu dodávaného písty se mění, je výsledný proud pulzující, což vede k nerovnostem proudu δ .

Axiální čerpadla s nakloněným blokem válců

Spojení pístů s unášecí deskou je zajištěno přes ojnice uložené na kulových čepech. Osa hřídele unášecí desky je skloněna od osy bloku válců o úhel. Velikost tohoto úhlu může být pro čerpadla s konstantním dodávaným objemem až 45° pro čerpadla s proměnným dodávaným objemem až 25°. Účinnost u axiálních pístových čerpadel je od 90% až do 94%. Zatížení unášecí desky je nesymetrické, což vede ke značnému axiálnímu zatížení ložisek zachycujících toto zatížení. Další slabinou tohoto typu čerpadel je kloubový mechanismus, jenž zajišťuje spojení ojnic s písty a unášecí deskou. Tyto vlastnosti vedou k odklonu od tohoto systému. „Rozvod kapaliny je řešen pomocí rozvodového kotouče, který je opatřen dvěma ledvinovitými vybráními. Jedno je spojeno se sacím a druhé s výtlačným hrdlem. Čelní stěna bloku válců přiléhá k rozvodovému kotouči, který je stabilní.“¹⁶ Přes stabilní rozvodový kotouč se poté realizuje spojení sacího a výtlačného hrdla s ostatními odpovídajícími prostory.



Obr. 3.8 Axiální pístové čerpadlo s nakloněným blokem

Dodávaný objem axiálního pístového čerpadla vypočteme ze vztahu:

$$V_{01} = S \cdot h \cdot z \quad [m^3] \quad (15)$$

Kde: S ... plocha pístu [m^2]

h ... zdvih pístu [m]

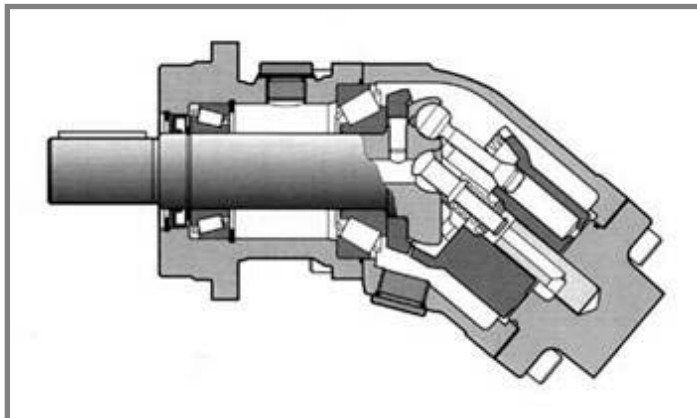
z ... počet pístů

¹⁶ ŠKOPÁN M., *Hydraulické pohony strojů*. Studijní text – sylabus. Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojího inženýrství. 2009. 166 s., s. 65 an.

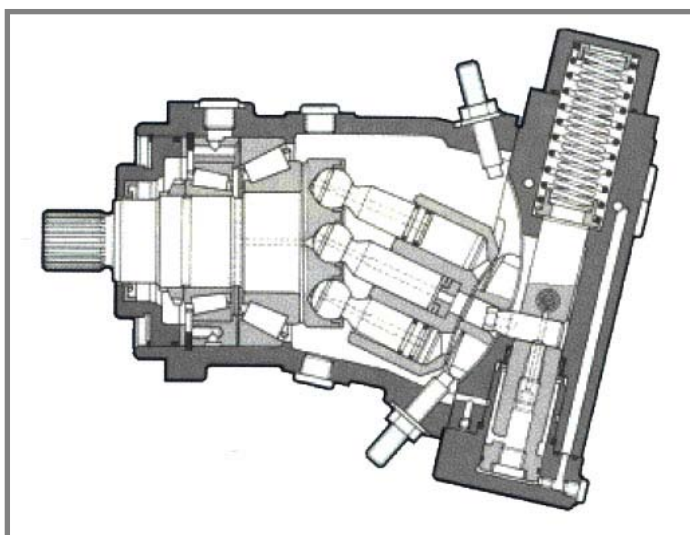
¹⁷ ŠKOPÁN M., *Hydraulické pohony strojů*. Studijní text – sylabus. Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojího inženýrství. 2009. 166 s., s. 65 an.

Velikost zdvihu h závisí na průměru roztečné kružnice D [m] válců a úhlu α [rad]:

$$h = D \cdot \sin \alpha \text{ [m]} \quad (16)$$



Obr. 3.9 Axiální pístové čerpadlo s nakloněným blokem a konstantním dodávaným objemem ¹⁸



Obr. 3.10 Axiální pístové čerpadlo s nakloněným blokem a proměnným dodávaným objemem ¹⁹

Axiální pístová čerpadla s nakloněnou deskou

U tohoto druhu čerpadel leží osa hnacího hřídele a bloku válců v jedné rovině. Písty se přímo dotýkají nakloněné desky a klouzají po ní. Velikost zdvihu pístů je úměrná úhlu naklonění desky α . Maximální velikost úhlu α nabývá hodnot 18 až 20°. Axiální pístová čerpadla s nakloněnou deskou jsou dnes navrhována pro dodávané objemy od 15 do 500 cm³ na jednu otáčku a pro provozní tlaky od 21 až do 42 MPa a

¹⁸ [Http://www.sunfab.cz/](http://www.sunfab.cz/) [online]. 20.3.2007 [cit. 2011-05-22]. Pístový hydromotor. Dostupné z WWW: <<http://www.sunfab.cz/SCM025-034.htm>>.

¹⁹ ŠKOPÁN M., *Hydraulické pohony strojů*. Studijní text – sylabus. Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2009. 166 s., s. 66 an.

maximální frekvence otáčení až do 6000 za minutu. Celkový rozsah účinnosti axiálních pístových čerpadel s nakloněnou deskou je od 88 až do 92%. Velikost dodávaného objemu se dá vyjádřit vztahem:

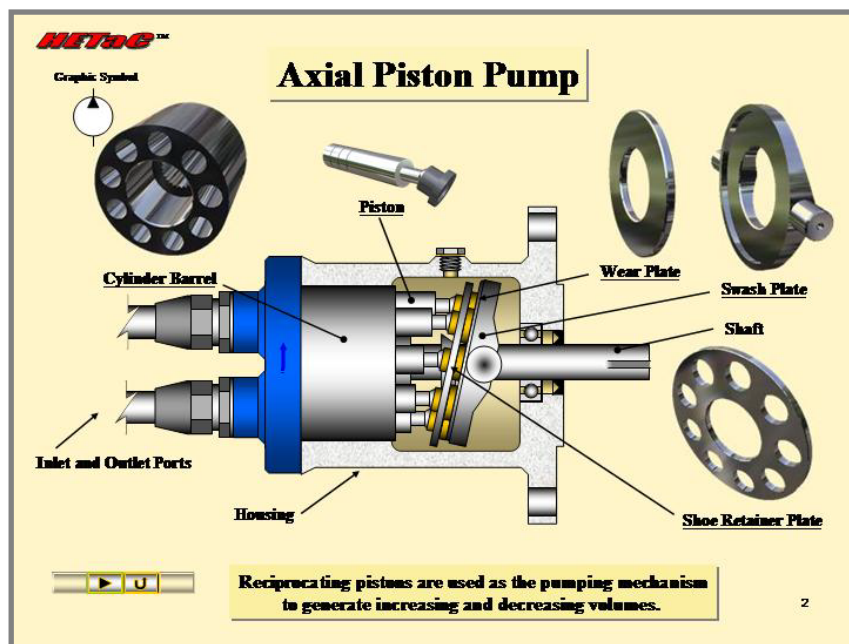
$$V_1 = S \cdot z \cdot D \cdot \tan \alpha \quad [m^3] \quad (17)$$

Kde: S ... Plocha pístu [m^2]
 z ... počet pístů
 h ... zdvih pístu [m]

Velikost zdvihu pístu h se spočte ze vztahu:

$$h = D \cdot \tan \alpha \quad [m] \quad (18)$$

Kde: D ... průměr roztečné kružnice bloku pístů [m]
 α ... sklon desky [°]



Obr. 3.11 Axiální pístové čerpadlo s nakloněnou deskou ²⁰

Tento typ čerpadel je dnes nejrozšířenějším typem čerpadel pro pojezdy mobilních strojů s uzavřenými hydrostatickými převody.

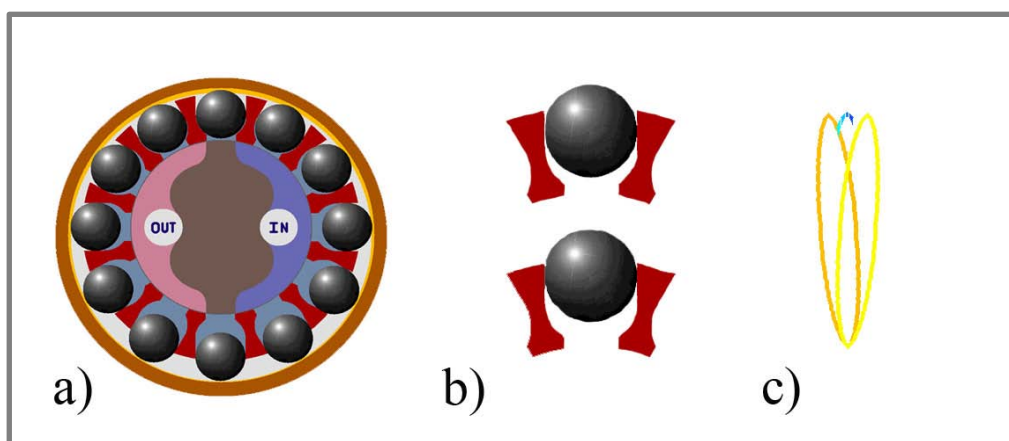
3.3 Kuličková pístová čerpadla

Návrh tohoto typu čerpadla je velmi jednoduchý. Skládá se z rotoru, který se otáčí kolem vnitřního statoru. Rotor má dvanáct válců, a každý válec má uvnitř kuličku, která může klouzat dovnitř a ven z válce. Na obr. 3.12a) je dvanáctiválcové čerpadlo, které obsahuje jen 13 pohyblivých částí - dvanáct kuliček a rotor. Stator má sací a výtlačný kanál (obr. 3.12). Kuličky jezdí podél dvou koleji zabudovaných do

²⁰ www.hetafluidpower.com [online]. 2001 [cit. 2011-05-21]. Screen shots gallery. Dostupné z WWW: <http://www.hetafluidpower.com/screen_shot_gallery.htm>.

vnějšího krytu. Kuličky se točí kolem čerpadla v dokonalém kruhu. Protože osa otáčení kruhu, kolem které se otáčí kuličky, je jiná, než osa statoru a rotoru, jsou vůči sobě v relativním pohybu. Tento relativní pohyb zvyšuje a snižuje objem každého válce, což umožňuje čerpat tekutinu v první polovině cyklu a vypuzovat ji v druhé polovině. Pokud je frekvence otáčení vyšší než 100 otáček za minutu (přesná hodnota závisí částečně na dostupném sacím tlaku), odstředivá síla stačí k udržení kuliček na kruhové dráze, zatímco je tekutina nasávána. Toto čerpadlo může být pozoruhodně účinné, částečně proto, že žádné části čerpadla nejdu proti sobě (reciproční pohyb ve válcích je způsoben relativním pohybem kuličky po kruhové dráze, tím je zajištěna absence setrvačných sil, vznikajících u vratných pohybů, jako je tomu třeba u pístových čerpadel).

Dráha po které se kuličky pohybují je dvojí. Primárním účelem této dráhy je udržet kuličku ve stálé radiální vzdálenosti od osy rotace válce, který kulička opisuje. Dvě strany dráhy (z nichž každá je kruhová) se dostávají dál a dál od sebe, čím pomaleji se kulička pohybuje. S výjimkou jednoho bodu v cyklu (dolní úvrati), nejvzdálenější okraj kuličky je volně v prostoru a niče se nedotýká. Obrovskou výhodou tohoto typu čerpadla je extrémně nízké tření kuliček ve válci [7].



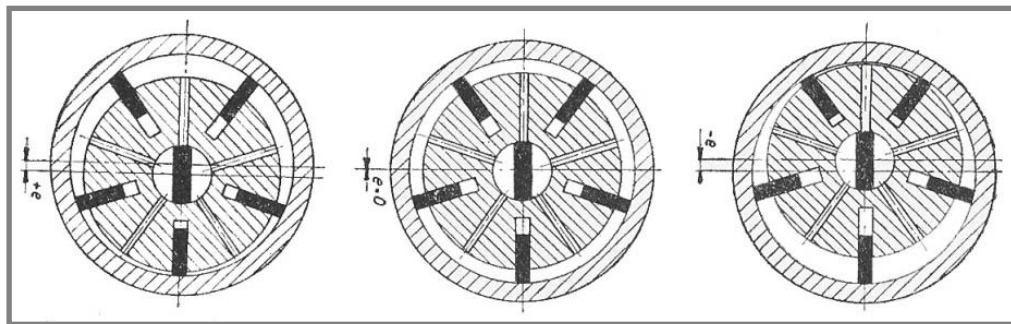
Obr. 3.12 Kuličkové čerpadlo: a) vnitřní uspořádání b) tvar pístu c) dráhy kuliček ²¹

3.4 Lamelová (lopatková) čerpadla

Princip čerpání kapaliny u lamelových čerpadel je dost podobný jako u čerpadel zubových. Tyto čerpadla se skládají ze statoru (skříně), excentricky uloženého rotoru a posuvně uložených lamel (lopatek), které vytvářejí menší prostory mezi stěnami statoru a rotoru. Tyto prostory mají proměnný geometrický objem. Na začátku cyklu dochází k otevření nového prostoru mezi lopatkou, rotorem a statorem. Tento prostor se nadále zvětšuje a vzniká zde podtlak, který nasává kapalinu. V další fázi dochází naopak ke zmenšování tohoto prostoru, čímž je kapalina vytlačována do výstupního kanálu. Lamelová čerpadla mohou být jak s konstantním dodávaným objemem, tak i regulační. Změna velikosti čerpaného objemu je velmi jednoduchá a provádí se změnou excentricity rotoru. „Výhodou těchto čerpadel je možnost změnit směr toku

²¹ *Animatedsoftware.com* [online]. únor 2002 [cit. 2011-05-19]. Ball Piston Pump. Dostupné z WWW: <<http://www.animatedsoftware.com/pumpglos/ballpist.htm>>.

kapaliny (Obr. 3.13), při čemž se zachová směr otáčení rotoru. Této změny dosáhneme změnou kladných hodnot výstřednosti na záporné.²²

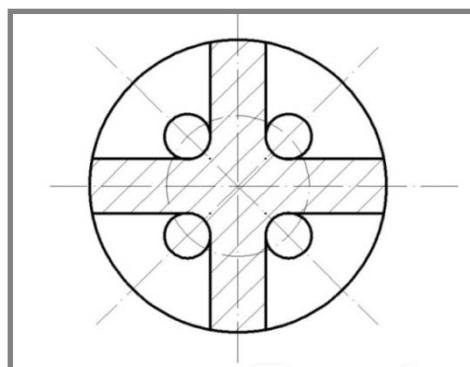


Obr. 3.13 Revers kapaliny změnou výstřednosti z kladné na zápornou²³

Lamelová čerpadla se musí otáčet minimálními otáčkami, aby byla zaručena samonasávací schopnost. Pokud jsou otáčky nižší než minimální, dokáže čerpadlo pokrýt nanejvýš objemové ztráty. Pro rovnoměrnost dodávky kapaliny je jako u zubových čerpadel vhodné navrhovat čerpadla s lichým počtem lamel. Aby nedocházelo k úniku kapaliny z prostor mezi lamelami, musí být jednotlivé lamely přitlačovány ke statoru. Nejjednodušším způsobem jak toho dosáhnout, je umístit do drážky v rotoru pod lamelu pružinu. Další možností je lamely přitlačet tlakem kapaliny z pomocného čerpadla. Oba způsoby jsou však příčinou velkého opotřebení tělesa statoru. Z hlediska opotřebení je mnohem výhodnější konstrukce, kdy jsou lopatky uloženy v drážce ve statoru a utěsněny ocelovou vložkou.

Čerpadla můžeme rozdělit do dvou skupin. A to na lamelová čerpadla s tangenciálním přítokem a na lamelová čerpadla s rotačním rozvodem.

Čerpadla s tangenciálním přítokem se vyznačují konstrukcí sacího a výtlačného kanálu, jak je vidět na obr. 3.16. U čerpadel s rotačním rozvodem kapaliny je rotor uložen na čepu (Obr. 3.14), ve kterém jsou odvtány sací a výtlačné kanálky a v místě rozvodu je čep vyfrézován. Propojení rozvodových prostor s prostory mezi lamelami, je provedeno prostřednictvím otvorů procházejících rotorem kolmo k ose rotace.



Obr. 3.14 Čep s přívodními kanály u lamelového tlakově vyváženého čerpadla²⁴

²² PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s., s. 99 an.

²³ PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s., s. 99 an.

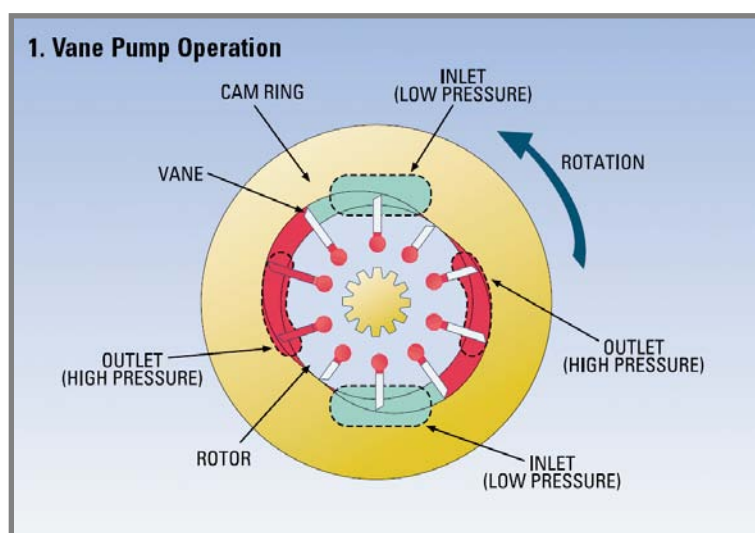
Lamelová čerpadla mohou být dle tvaru statoru dále rozdělena na čerpadla s oválným statorem, tzv. tlakově vyvážená a na čerpadla s kruhovým statorem, tzv. tlakově nevyvážená. U tlakově nevyvážených čerpadel dochází k velkému jednostrannému zatížení ložisek, což vede ke konstrukci velkých ložisek. Čerpadla tlakově nevyvážená jsou nejčastěji vyráběná jako regulační. Tlakově vyvážená čerpadla si lze představit jako spojení dvou tlakově nevyvážených čerpadel. Během jednoho pracovního cyklu dochází k nasávání kapaliny hned dvakrát, což vede k rovnoměrnému tlakovému namáhání. V ideálním případě dojde k úplnému vyrušení tlakových sil. Díky tomuto silovému vyrušení můžeme dosáhnout vyšších pracovních tlaků a zároveň menších ložisek. U návrhu tvaru statoru je důležité dbát na to, aby nedocházelo k rázům. Nejvýhodnější tvar je Archimédova spirála. Nevýhodou tlakově vyvážených čerpadel je nemožnost jakékoliv regulace dodávaného objemu. Objemový tok čerpadlem lze vypočítat ze vztahu:

$$Q = F \cdot b \cdot z \cdot n \text{ [cm}^3/\text{min]} \quad (19)$$

Kde: F ... maximální plocha mezi lopatkami [cm²]
 b ... šířka lopatek [cm]
 z ... počet lopatek
 n ... otáčky rotoru [min⁻¹]

Regulační rozsah lamelového čerpadla lze vypočítat ze vztahu:

$$i_Q = \frac{Q_{min}}{Q_{max}} \quad (20)$$

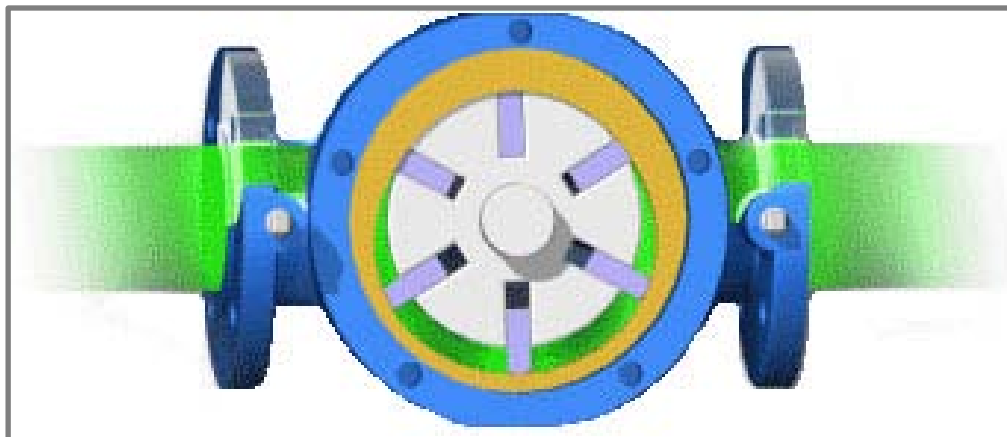


Obr. 3.15 Tlakově vyvážené lamelové čerpadlo ²⁵

²⁴ PROKEŠ J., VOSTROVSKÝ J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: Nakladatelství SNTL, 1988. 256 s., s. 71 an.

²⁵ www.iranfluidpower.com [online]. 2006 [cit. 2011-05-21]. How vane pump. Dostupné z WWW: <<http://www.iranfluidpower.com/pdf/BTP%20Fluid%20power/how%20vane%20pump.gif>>.

Běžně dosahují lamelové čerpadla regulačního rozsahu $1/3$ až $1/6$. U některých konstrukcí lze dosáhnout regulačního rozsahu až $1/15$.



Obr. 3.16 Tlakově nevyvážené lamelové čerpadlo s tangenciálním přítokem ²⁶

²⁶ *Ecampus.nmit.ac.nz/* [online]. 2011 [cit. 2011-05-21]. Oil pumps. Dostupné z WWW: <<http://ecampus.nmit.ac.nz/moodle/mod/book/view.php?id=51630&chapterid=7012>>.

4 ROTAČNÍ HYDROMOTORY

Hydromotor je zařízení, které převádí tlakovou energii kapaliny na energii mechanickou. Konstrukčně jsou hydromotory téměř stejné jako čerpadla. V podstatě může každé čerpadlo pracovat i jako hydromotor, pokud je do něj přivedena tlaková kapalina. Hydromotory, stejně jako čerpadla, můžeme rozdělit dle konstrukce na pístové, lamelové či zubové. Pro technickou praxi rozlišujeme hydromotory také na rychloběžné a pomaloběžné. „*Tlak na vstupu hydromotoru je dán zátěžným momentem na hřídeli a vnitřními ztrátami (vnitřním ztrátovým momentem).*“²⁷ Hydromotory jsou díky svým vlastnostem schopny konkurovat motorům mechanickým i elektrickým. Mezi výhody hydromotorů patří:

- snadná regulace krouticího momentu
- výborný poměr mezi velikostí motoru a jím přenášeným výkonem
- měkká reverzace, absence rázů
- velice klidný chod
- plynulá regulace otáček ve velkém rozsahu
- dobrá účinnost.

Dále můžeme hydromotory rozdělit na hydromotory s konstantním odebíraným objemem a na hydromotory s proměnným odebíraným objemem. Otáčky prvního typu hydromotoru se ovládají tak, že se mění množství přiváděné kapaliny. To se provádí různými škrtícími ventily. U druhého typu hydromotoru se regulace otáček provádí změnou excentricity. Minimální otáčky, při kterých se motor rozběhne, jsou dány velikostí objemových ztrát. Pohyb motoru se uskutečňuje v okamžiku, kdy dojde k překročení kritické hranice, což znamená pokrytí veškerých objemových ztrát. Rozsah regulace je vyjádřen poměrem maximální a minimální excentricity.

$$\varepsilon = \frac{e_2}{e_1} = \frac{Q_{min}}{Q_{max}} \quad (21)$$

Z důvodu ztrát nejsou skutečné otáčky motoru stejné jako otáčky teoretické. Tento rozdíl charakterizuje veličiny zvaná skluz motoru, který je vyjádřen vztahem [1]:

$$s = \frac{n_t - n_s}{n_t} \cdot 100\% \quad (22)$$

Kde: n_t ... teoretické otáčky [s^{-1}]
 n_s ... skutečné otáčky [s^{-1}]

Velikost výkonu pro rotační hydromotory je dána vztahem:

$$P = \Delta p \cdot V_0 \cdot n \quad [W] \quad (23)$$

Kde: Δp ... tlakový spád na hydromotoru [Pa]

²⁷ ŠKOPÁN M., *Hydraulické pohony strojů*. Studijní text – sylabus. Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2009. 166 s., s. 70 an.

4.1 Zubový hydromotor

Používají se zejména v provozech, kde jsou vyžadovány vysoké otáčky. Při nižších otáčkách mají tyto motory nízkou účinnost a velký skluz. Konstrukční uspořádání těchto motorů je velice podobné jako u příslušných čerpadel. Tyhle motory se používají výhradně jako tlakově vyvážené. Otáčky lze řídit pouze škrcením. Regulaci krouticího momentu lze provést pouze změnou tlaku kapaliny. Krouticí moment se spočte z rovnice 24.

$$M_k = 16 \frac{b \cdot D_t^2 \cdot p \cdot \eta}{z} \quad (24)$$

Kde: b ... šířka kol [cm]
 D_t ... roztečný průměr [cm]
 p ... tlak [Pa]
 z ... počet zubů
 η ... účinnost

Z rov. 24 vyplývá, že krouticí moment může narůst snížením počtů zubů spoluzabírajících kol. „*Jsmo tu ovšem podobně jako u zubových čerpadel omezení minimálním počtem zubů.*“²⁸

4.2 Lopatkový hydromotor

Tenhle typ hydromotoru se využívá v aplikacích, kde je potřeba dosáhnout při nízkých otáčkách vysokého krouticího momentu. Možnost dosáhnout vysokého krouticího momentu je dána velkým výtlačným objemem za otáčku. Motor se běžně používá v rozmezí otáček 1200÷1500 min⁻¹. Z hlediska účinností je na tom tento typ motoru obdobně jako zubový motor. Princip motoru je stejný jako u odpovídajícího čerpadla. Tento typ motoru můžeme spojit do bloku s lamelovým čerpadlem, a tím získáme hydrostatický pohon s velmi rozsáhlými možnostmi regulace. Značnou výhodou je snadná změna smyslu otáček změnou excentricity z kladné na zápornou. Z hlediska výrobních nákladů je tento typ motoru náročnější na výrobu. Krouticí moment se spočte z rovnice 25 [1].

$$M_k = 159 \cdot F \cdot b \cdot z \cdot p \cdot \eta \quad (25)$$

kde: F ... maximální plocha mezi lopatkami [cm²]
 b ... šířka lopatek [cm]
 p ... tlak [Pa]
 z ... počet ploch mezi lopatkami
 η ... účinnost

4.3 Pístové hydromotory

Tento typ motoru dovoluje použít vysokých tlaků za velmi dobré objemové účinnosti. Proto je z hlediska hydrauliky nejvýhodnějším typem. Jak už jsem zmiňoval v kapitole 1.3 a 1.4, mají oproti elektromotorům své výhody. Jelikož

²⁸ PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s., s. 120 an.

pořizovací náklady jsou u hydromotorů vyšší, používáme je pouze tam, kde vyžadujeme dobré pracovní charakteristiky [1].

4.3.1 Axiální pístové hydromotory

4.3.1

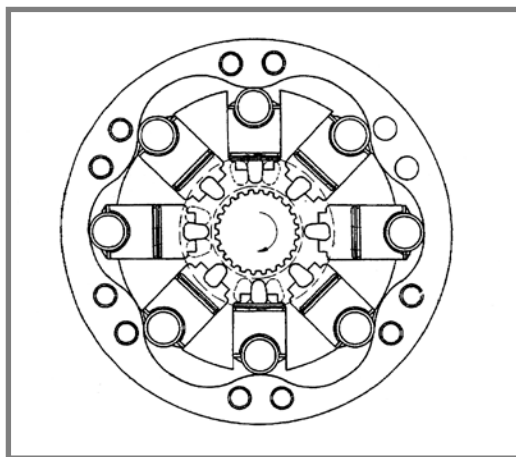
Konstrukce axiálních pístových hydromotorů se téměř neliší od pístových čerpadel. Rozlišujeme axiální pístové hydromotory s nakloněnou deskou nebo blokem válců. I když jsou si oba typy celkem podobné a jejich rozšíření je také skoro stejné, liší se zásadně svými vlastnostmi. „První typ motoru má nižší rozběhový moment, menší účinnost a vyžaduje lepší filtraci kapaliny.“²⁹ Pístové motory s nakloněnou deskou jsou také menší a lehčí a nejsou tak citlivé na rázové zatížení. Čerpadla s nakloněným blokem mají větší regulační rozsah. Největším rozdílem je však rozsah pracovních otáček, který se pohybuje od $3000 \div 6000 \text{ min}^{-1}$, a to proto, že odpadá problém s nasátím kapaliny do sacího potrubí, jako je tomu u čerpadel. Tyto motory se vyrábějí regulační i neregulační. Tyto motory jsou hojně užívány v mobilní a stavební technice.

Velikost krouticího momentu je dána součtem všech tečných složek sil, které jsou vyvozeny písty, které jsou tlakem kapaliny přitlačovány na šikmou desku či blok [2].

4.3.2 Radiální pístové motory

4.3.2

Radiální pístové motory jsou výhradně konstruovány jako pomaloběžné a pro vysoké krouticí momenty. Rozsah otáček u těchto motorů se pohybuje od 1,2 do 310 min^{-1} a pro krouticí momenty až $10\,000 \text{ Nm}$. Konstrukčně se téměř neliší od čerpadel. Stejně jako čerpadla můžeme tyto motory rozdělit na motory s písty vedenými v rotoru a s písty vedenými ve statoru. Rozdíl mezi tímto motorem a čerpadlem je v tom, že motor má opěrnou plochu pro písty zakřivenou, nikoliv kruhovou, což vede k vícenásobnému zdvihu pístu a tím i vyššímu krouticímu momentu. Kapalina je do motoru přiváděna přes středový čep na písty, které se nacházejí v horní úvrati a tím dochází k rozběhu motoru.



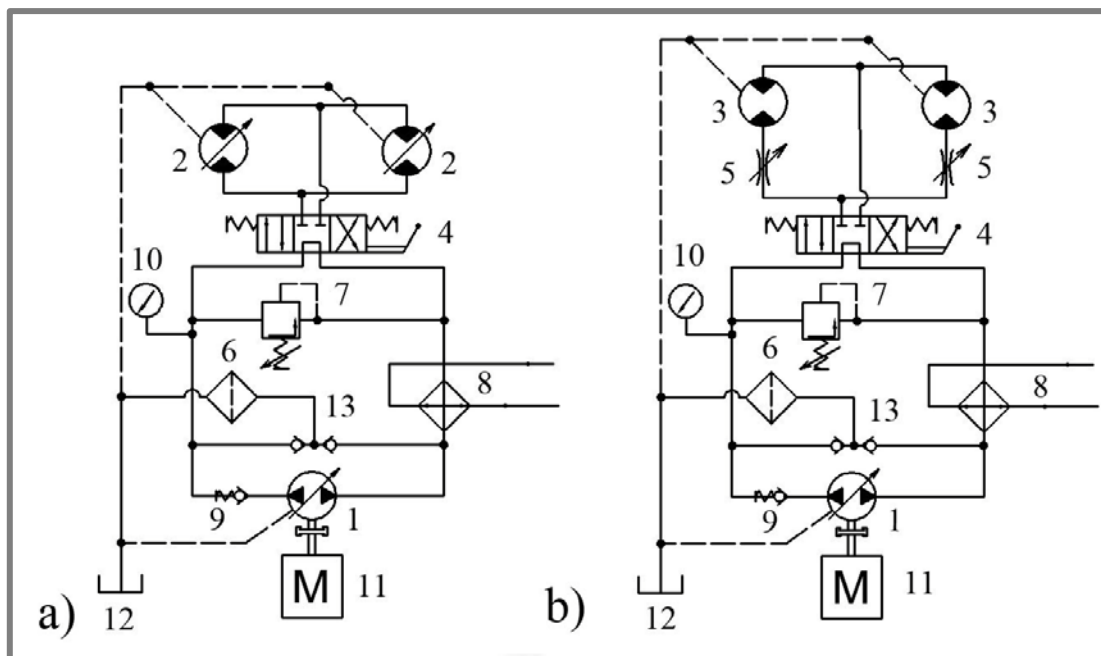
Obr. 4.1 Radiální pístové čerpadlo se zakřivenou opěrnou plochou pro písty ³⁰

²⁹ ŠKOPÁN M., *Hydraulické pohony strojů*. Studijní text – syllabus. Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2009. 166 s.,

³⁰ www.freepatentsonline.com [online]. 2004 [cit. 2011-05-21]. Radial piston engine. Dostupné z WWW: <<http://www.freepatentsonline.com/6843162.html>>.

5 NÁVRH POJEZDU

5.1 Hydraulické schéma



Obr. 5.1 Hydraulické schéma pojezdu

Na obr. 5.1 je návrh hydraulického schématu pojezdu pro univerzální žací stroj. Jedná se o mnou navržený uzavřený hydraulický okruh. Otevřený hydraulický okruh není pro mobilní zařízení příliš vhodný, protože vyžaduje určitou míru stacionarity.

Regulace rychlosti pojezdu je realizována regulačním čerpadlem (1), stroj má možnost reverzace otáček hydromotoru (2,3) díky manuálnímu rozvaděči (4). Za čerpadlo je umístěn jednocestný ventil (9), který jej chrání před účinky tlakových špiček vznikajících v systému při provozu stroje. Další stupeň ochrany při náhlém nárůstu tlaku v systému tvoří pojistný ventil (7), který při překročení kritického tlaku přeměří tok kapaliny do vratné větve obvodu.

V zadání mé práce je i podmínka říditelnosti stroje pomocí hydrauliky. V tomto návrhu se stroj bude řídit změnou otáček kola jedoucího po vnitřní straně zatáčky. První způsob takového řízení je na obr. 5.1a. Zatačení stroje je realizováno regulačními hydromotory. Druhým způsobem je zařazení škrťacích ventilů (5) před hydromotor, jimiž se reguluje velikost průtoku motorem (obr. 5.1b).

Plnění systému olejem je realizováno přes plnicí ventil (12). Jednocestné ventily (13) brání úniku oleje zpět do plnicí větve. Do plnicí větve je také zařazen filtr částí pro udržení čistoty hydraulického oleje.

Za provozu hydraulického zařízení dochází k objemovým ztrátám vlivem netěsností. V tomto návrhu jsou použity hydromotory a čerpadlo určené pro provoz s uzavřeným okruhem kapaliny. Úniky na těchto prvcích jsou svedeny do plnicí větve obvodu

Do obvodu je také zařazen manometr (10) pro kontrolu tlaku za provozu stroje a chladicí zařízení (8), neboť při chodu stroje dochází k ohřevu hydraulického oleje

a tím ke ztrátám jeho vlastností jako např. viskozity. Správná pracovní teplota zajišťuje spolehlivé mazání a vysokou životnost stroje a dále zamezuje výraznému opotřebením hydraulických součástí, což minimalizuje údržbu.

5.2 Rozvod hydraulického oleje

5.2

Vzhledem k tomu, že ve stroji není žádná pohyblivá část mezi čerpadlem a motory, je hydraulický olej dopravován tlakovým potrubím. Na rozdíl od hadic je toto řešení náročnější na výrobu, avšak z hlediska hydrodynamiky má pevné potrubí mnohem lepší vlastnosti než tlakové hadice.

Rychlost proudění oleje je vyjádřena vztahem:

$$v = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot d^2} = [m/s] \quad (26)$$

Kde: Q_n ... průtok [m^3/s]
 d ... průměr potrubí [m]

5.3 Volba hydraulického oleje

Tab. 3 Parametry oleje

MOBIL SHC 525	iso	viskozita (40°C)	viskozita (100°C)	Viskoz. Index	hustota při 15°C	bod tuhnutí	bod vzplanutí
	46	46	8,5	154	0,851	54	238

Tento olej byl zvolen, jelikož se jedná o syntetický vysoce výkonný hydraulický olej s ochranou proti opotřebením. Vysoký viskozitní index zajišťuje výbornou účinnost ve velkém rozsahu teplot. Je vhodný pro použití u lamelových a pístových hydrogenerátorů. Má široký rozsah pracovních teplot a stříhovou stabilitu [8].

5.4 Typ proudění

5.4

Pro hydraulické aplikace je důležité určit, o jaký typ proudění se jedná. Zda se jedná o turbulentní či laminární proudění. O který typ proudění jde, lze zjistit ze vztahu pro výpočet Reynoldsova čísla (rov. 27). Kritická hodnota Reynoldsova čísla nabývá hodnot od 2000 do 2300. Uvnitř tohoto intervalu je proudění přechodné.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (27)$$

Kde: v ... rychlost proudění [m/s]
 d ... průměr potrubí [m]
 ν ... kinematická viskozita [m^2/s]

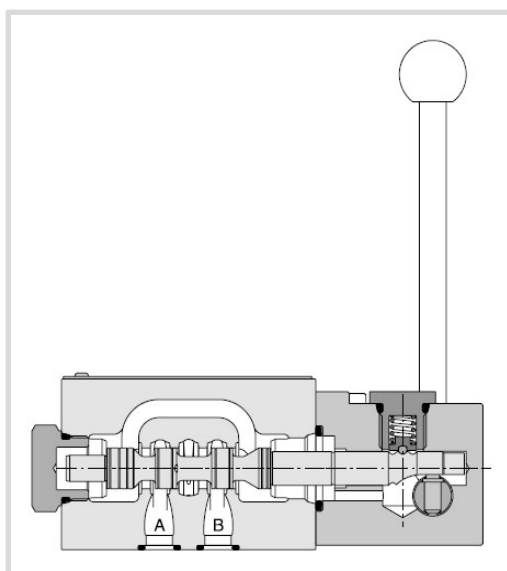
5.5 Manuální rozvaděč

5.5

Pro svůj návrh jsem zvolil manuální rozvaděč od firmy Parker Hannifin s označením DV1L 001 NV 4J. rozvaděč je znázorněn na obr. 5.2. Technické parametry rozvaděče jsou uvedeny v Tab. 4

Tab. 4 Charakteristiky rozvaděče

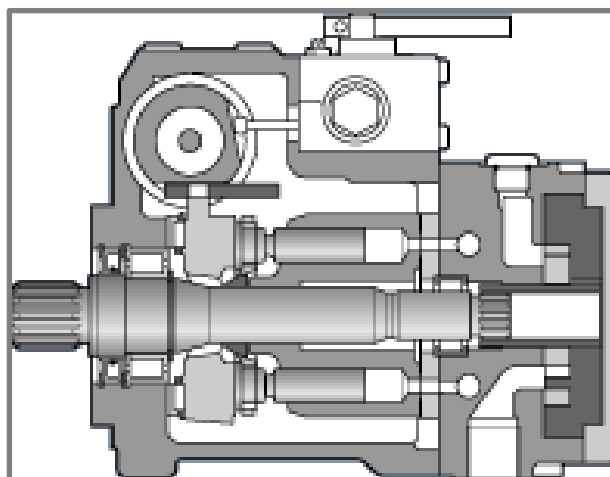
rozvaděč D1VL	
hmotnost [kg]	1.4
okolní teplota [°C]	-25...+50
max. prac. Tlak [bar]	
teplota kapaliny [°C]	-25...+70
dovolená viskozita [mm ² /s]	2,8...400
doporučená viskozita [mm ² /s]	30...80
max. průtok [l/min]	80

Obr. 5.2 manuální rozvaděč ³¹

5.6 Volba čerpadla

Ve tomto návrhu je zvoleno axiální regulační pístové čerpadlo, protože dokáže pracovat s vysokými tlaky a průtoky a je vhodné pro použití v mobilní technice. Jako příklad bylo vybráno čerpadlo od firmy Bosch Rexroth AG s označením A10V G 18 HW D L (obr. 5.3). Jedná se o čerpadlo konstruované pro uzavřený okruh kapaliny. Čerpadlo rovněž obsahuje pomocnou pumpu pro pokrytí ztrát.

³¹ Katalog firmy Parker Hannifin HY 11-3500/UK dostupný z WWW: www.parker.com/literature/.../Service.../Bul%202531-M11%20D1VL.pdf, [cit. 2011-05-24]



Obr. 5.3 hydromotor Bosch Rexroth A10VG18DV1L 001 NV 4J ³²

Tab. 5 Specifikace hydromotoru A10VG18DV1L 001 NV 4J

Model				18
Výtlačk		V_g	cm^3	18
rychlost	při $V_{g \max}$	n_{\max}	min^{-1}	4000
	špičková	$n_{\max \text{ interm}}$	min^{-1}	5200
průtok	at n_{\max}	$q_{V \max}$	l/min	72
výkon	$\Delta p = 300 \text{ bar}$	P_{\max}	kW	36
kroučící moment	$\Delta p = 300 \text{ bar}$	T_{\max}	Nm	86
hmotnost		m	Kg	14

5.7 Volba hydromotoru

Hydromotor pro hydraulické schéma z *obr. 5.1b*) byl zvolen od firmy Bosch Rexroth AG s označením A10FE010/52(R)L-VCC16N002. Jedná se o axiální pístový hydromotor s nakloněnou deskou a konstantním dodávaným objemem. Charakteristiky motoru jsou v tab. 6.

Pro hydraulické schéma z *obr. 5.1a*) byl zvolen axiální pístový hydromotor s proměnným geometrickým objemem. Motor je od firmy Bosch Rexroth AG a nese označení A10FE010/52W1-VRF16N007-H. specifikace motoru je v tab. 7.

Oba typy motorů jsou vhodné jak pro otevřené hydraulické okruhy, tak pro okruhy uzavřené.

³² www.boschrexroth.com [online]. 3.11.2010 [cit. 2011-05-21]. Variable Pump A10VG . Dostupné z WWW: <<http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076%2Cg54069%2Cg55969&PageID=m3544>>.



Obr. 5.4 hydromotor Bosch Rexroth A10FE010/52(R)L-VCC16N002 ³³

Tab. 6 Specifikace hydromotoru Bosch Rexroth A10FE010/52(R)L-VCC16N002

model	A10FE			
výtlak	V_g	cm^3		10,6
otáčky	n_{\max}	rpm		5000
průtok	při n_{\max}	$q_{V\max}$	l/min	53
kroučící moment	$\Delta p = 280 \text{ bar}$	T_{\max}	Nm	47
výkon		P_{\max}	kW	24.7
hmotnost		M	kg	5



Obr. 5.5 hydromotor Bosch Rexroth A10FE010/52(R)L-VCC16N002 ³⁴

³³ [Http://www.boschrexroth.com](http://www.boschrexroth.com) [online]. 14.1.2011 [cit. 2011-05-23]. Fixed Motor A10FE . Dostupné z WWW: <<http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076,g54069,g55970&PageID=m12871>>

Tab. 7 specifikace hydromotor Bosch Rexroth A10FE010/52(R)L-VCC16N002

model	A10VE			
výtlak	$V_{g \max}$	cm^3		28
	$V_{g \min}$	cm^3		10
otáčky	$V_{g \max}$	n_{\max}	min^{-1}	4700
	$V_{g \min}$	n_{\max}	min^{-1}	5400
		n_{\min}	min^{-1}	250
průtok	n_{\max}	$q_{V\max}$	l/min	131,6
kroucí moment	$\Delta p = 280 \text{ bar}$	T_{\max}	Nm	125
hmotnost		M	kg	14

5.8 Přibližný odhad ceny pojezdu

Tento odstavce obsahuje srovnání nákladů na nákup hydraulických zařízení, nutných pro sestavení navrženého pohonu a konečné ceny pohonné jednotky Panter FD-3. Ceny veškerých komponent jsou pouze orientační.

Tab. 8 ceny komponent

Komponenta	cena [kč]
manuální rozvaděč Parker D1VI	3045,-
čerpadlo Bosch A10VG18	58 752,-
2x regulační hydromotor Bosch A10VE	52 877,-
2x neregulační hydromotor Bosch A10VE	52 877,-
hydraulický filtr	1500,-
3x zpětný ventil Parker	900,-
přepouštěcí ventil	2000,-
Manometr	230,-
cena celkem	
verze s regulačním motorem	119 304,-
verze s neregulačním motorem	119 304,-

³⁴ <http://www.boschrexroth.com/> [online]. 14.1.2011 [cit. 2011-05-23]. Dual Displacement Motor A10VE . Dostupné z WWW: <<http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076,g54069,g61367&PageID=m12967>>

6 ZÁVĚR

Cílem mé práce bylo vytvořit návrh hydraulického pohonu, vhodného pro umístění v pohonné jednotce žacího stroje tak, aby bylo možné tento pohon aplikovat na dálkově řízený stroj. Předlohou mi byl stroj Panter FD-3 od firmy DAKR Hranice, s.r.o., do kterého by měl být pohon zapracován.

V první části své práce jsem vysvětlil základní a nejdůležitější pojmy potřebné k pochopení tohoto tématu. Dále jsem se zabýval nejznámějšími typy hydrogenerátorů vhodných k použití v mobilní technice a následně i principy a popisem funkce těchto zařízení. Využití hydrauliky v mobilní technice je v dnešní době rozsáhlé a například stavební techniku si bez ní nelze ani představit. Avšak využití na poli zahradní techniky dnes naráží na mnohá úskalí. V mém zadání jsem narazil na tři hlavní problémy, které brání využití univerzálních hydraulických prvků v zahradní technice.

Prvním z problémů je rozsah požadovaných výkonů. Jelikož od zahradních malotraktorů, či univerzálních pohonných jednotek nevyžadujeme vysokou rychlost a pohyb po extrémních svazích, je interval rozsahu výkonů nižší. Ze zadání firmy DAKR vyplynulo, že pro pojezd stroje má být použito přibližně 20 % výkonu spalovacího motoru, což je přibližně 2.2 kW. Současné čerpadla a motory jsou konstruovány pro výkony okolo 40 kW, což vede u mnou navržených motorů a čerpadel ke zbytečnému předimenzování pohonu. To navíc vede k vyšším nárokům na spalovací motor.

Druhým problémem jsou rozměry dnes běžně dodávaných hydraulických komponent. Zárukou mobility zahradní techniky je velikost stroje a jeho hmotnost. Zahradní technika spadá do segmentů menších strojů. Hmotnost celého hydraulického systému je značná a mnohonásobně převyšuje hodnoty hmotnosti mechanických či elektrických pohonů.

Třetím problémem je cena veškerých komponent. Náklady na zakoupení čerpadel, hydromotorů a jiných řídicích prvků jsou natolik vysoké, že z ekonomického hlediska v tomto segmentu není jejich aplikace vhodná. Srovnání cen je v tabulce 8. Cena je samozřejmě závislá na objemu výroby a pro potřeby firmy DAKR je příliš vysoká.

Tuto mezeru dnes vyplňují hydrostatické převodovky, které jsou speciálně navržené pro pohon malé techniky (kap. 2.2).

Na základě provedené rešerše a diskuzí s odborníkem z firmy BOSCH REXROTH panem Miroslavem Jurikem, navrhuji ponechat ve stroji Panter FD-3 stávající hydrostatickou převodovku a pro budoucí vývoj dálkově řízeného stroje využít jejich vlastností, především zabudovaného mechanického diferenciálu a řízení stroje realizovat pomocí brzd umístěných na každém kole. Tato koncepce povede k jednoduché přestavbě stávajícího stroje a větší univerzalitě všech dílů.

Jelikož v dnešní době je velikost a cena těchto zařízení limitujícím faktorem, a proto jejich použití v tomto segmentu není vhodné, mohla by tato práce dát podnět k návrhu speciálně upravených čerpadel a hydromotorů určených právě k pohonu malé zahradní techniky. Další možností je využití výsledků této práce k návrhu výkonného žacího stroje, určeného k úpravě velkých travnatých ploch. Dále by bylo možné navrhnout žací stroj, ve kterém by byl pohon veškerých pohyblivých částí realizován právě pomocí hydraulických systémů.

ZDROJE

- [1] PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s.,
- [2] ŠKOPÁN M., *Hydraulické pohony strojů*. Studijní text – sylabus. Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2009. 166 s.,
- [3] PROKEŠ J., VOSTROVSKÝ J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: Nakladatelství SNTL, 1988. 256 s.,
- [4] [Www.boschrexroth.com](http://www.boschrexroth.com) [online]. 2010 [cit. 2011-05-23]. Dostupné z WWW: <www.boschrexroth.com>.
- [5] [Http://hydraulika.fsv.cvut.cz/](http://hydraulika.fsv.cvut.cz/) [online]. 2011 [cit. 2011-05-24]. 03 základy hydrodynamiky. Dostupné z WWW: <http://hydraulika.fsv.cvut.cz/users/matousek/downloads/web_HYA_03_Zaklady_hydrodynamiky_vm.pdf>.
- [6] [Http://www.techtydenik.cz/](http://www.techtydenik.cz/) [online]. 2006 [cit. 2011-05-23]. Zubová čerpadla. Dostupné z WWW: <<http://www.techtydenik.cz/detail.php?action=show&id=1727&mark=>>>.
- [7] [Animatedsoftware.com](http://www.animatedsoftware.com) [online]. únor 2002 [cit. 2011-05-19]. Ball Piston Pump . Dostupné z WWW: <<http://www.animatedsoftware.com/pumpglos/ballpist.htm>>.
- [8] [Www.ebeso.cz](http://www.ebeso.cz) [online]. 2010 [cit. 2011-05-19]. HYDRAULICKÉ OLEJE. Dostupné z WWW: <[http://www.ebeso.cz/prumyslove-oleje/11-hydraulicke_oleje.html](http://www.ebeso.cz/prumyslove-oleje/11-hydraulicke-oleje.html)>.
- [9] [Http://www.toolscomp.cz/](http://www.toolscomp.cz/) [online]. 3.5.2009 [cit. 2011-05-22]. [Http://rady pro nákup - traktory a ridery](http://rady-pro-nakup-traktory-a-ridery). Dostupné z WWW: <<http://www.toolscomp.cz/poradna/rady-pro-nakup-traktory-a-ridery/>>.
- [10] [Www.progres-racing.cz](http://www.progres-racing.cz) [online]. 2010 [cit. 2011-05-20]. Převodná ústrojí 3. Dostupné z WWW: <<http://www.progresracing.cz/clanky/prevodovka/prevodna-ustroji-3/>>.

SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK

Obrázky:

Obr. 1.1 Pohyb maziva ve vrstvách při proudění kapaliny	15
Obr. 2.1 hydrostatický převod s regulačním čerpadlem	17
Obr. 2.2 Tuff Torq K66	19
Obr. 2.3 Hydrostatická převodovka Eaton model 751	19
Obr. 3.1 Zubové čerpadlo s vnějším ozubením	22
Obr. 3.2 Zubové čerpadlo se třemi koly	22
Obr. 3.3 Zubové čerpadlo s vnitřním ozubením	22
Obr. 3.4 Vliv počtu pístu na rovnoměrnost dodávky	23
Obr. 3.5 Radiální pístové čerpadlo s rotačním rozvodem	24
	25
Obr. 3.7 Píst s ventily	25
Obr. 3.6 Čerpadlo s písty uloženými ve statoru	25
Obr. 3.8 Axiální pístové čerpadlo s nakloněným blokem	26
Obr. 3.9 Axiální pístové čerpadlo s nakloněným blokem a konstantním dodávaným objemem	27
Obr. 3.10 Axiální pístové čerpadlo s nakloněným blokem a proměnným dodávaným objemem	27
Obr. 3.11 Axiální pístové čerpadlo s nakloněnou deskou	28
Obr. 3.12 Kuličkové čerpadlo: a) vnitřní uspořádání b) tvar pístu c) dráhy kuliček	29
Obr. 3.13 Revers kapaliny změnou výstřednosti z kladné na zápornou	30
Obr. 3.14 Čep s přívodními kanály u lamelového tlakově vyváženého čerpadla	30
Obr. 3.15 Tlakově vyvážené lamelové čerpadlo	31
Obr. 3.16 Tlakově nevyvážené lamelové čerpadlo s tangenciálním přítokem	32
Obr. 4.1 Radiální pístové čerpadlo se zakřivenou opěrnou plochou pro písty	35
Obr. 5.1 Hydraulické schéma pojezdu	36
Obr. 5.2 manuální rozvaděč	38
Obr. 5.3 hydromotor Bosch Rexroth A10VG18DV1L 001 NV 4J	39
Obr. 5.4 hydromotor Bosch Rexroth A10FE010/52(R)L-VCC16N002	40
Obr. 5.5 hydromotor Bosch Rexroth A10FE010/52(R)L-VCC16N002	40

Tabulky:

Tab. 1 Tuff Torq k66 specifikace	18
Tab. 2 Eaton model 751 specifikace	19
Tab. 3 Parametry oleje	37
Tab. 4 Charakteristiky rozvaděče	38
Tab. 5 Specifikace hydromotoru A10VG18DV1L 001 NV 4J	39
Tab. 6 Specifikace hydromotoru Bosch Rexroth A10FE010/52(R)L-VCC16N002	40
Tab. 7 specifikace hydromotor Bosch Rexroth A10FE010/52(R)L-VCC16N002	41
Tab. 8 ceny komponent	41