



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

ODSTŘEDIVÉ RADIÁLNÍ PONORNÉ VODNÍ ČERPADLO S HYDROSTATICKÝM POHONEM

CENTRIFUGAL RADIAL SUBMERSIBLE WATER PUMP DRIVEN BY HYDROSTATIC MOTOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN HOLAN

VEDOUČÍ PRÁCE
SUPERVISOR

PROF. RNDR. ING. JOSEF NEVRLÝ, CSc.

BRNO 2016

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Ústav konstruování
Akademický rok: 2015/16

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Jan Holan
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
Akademický rok:	2015/16

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

Odstředivé radiální ponorné vodní čerpadlo s hydrostatickým pohonem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je studie návrhu odstředivého radiálního ponorného vodního čerpadla s hydrostatickým pohonem s těmito parametry: $Q=150$ l/s, $H=50$ m, $n=2950$ ot/min, $P=105$ kW, $\eta_a=0,7$.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Analýza problému a cíl práce
3. Přehled současného stavu poznání
4. Diskuze
5. Závěr
6. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva

Typ práce: rešeršní

Účel práce: výzkum a vývoj

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2016.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam literatury:

Baroška J. (2012): Hydrostatické mechanizmy. Hydropneutech, Žilina.

Melichar, J. a Bláha, J. (2005): Vybrané partie z čerpací techniky. Vydavatelství ČVUT, Praha.

Nevrlý J. (2006): Ponorná čerpací jednotka s hydromotorem nevyžadujícím samostatný odvod lekáže. Grantový projekt FT-TA/099, VUT-EU133003. FSI VUT, Brno.

Paciga A. (1985): Tekutinové mechanizmy. ALFA,

Bratislava. Pivoňka J. (1985): Tekutinové mechanizmy. SNTL, Praha.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem radiálního ponorného vodního čerpadla s hydrostatickým pohonem. V práci jsou popsány základní principy čerpadel a také hydraulické strojní součásti čerpadlového systému. Dále je podrobněji popsána problematika a návrh samotného pohonu čerpadla. Celá práce je vypracována ve spolupráci se zadavatelem CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU, spol. s r.o.

KLÍČOVÁ SLOVA

ponorné, čerpadlo, hydraulický, hydrostatický, pohonná jednotka, axiální, hydromotor, radiální

ABSTRACT

Bachelor thesis is aimed to a design of radial underwater pump with hydrostatic powertrain. Thesis contains base knowledge and working principles of water pumps and parts of hydrostatic powertrain. The other part is aimed to detail description of design and issues related to a water pump design. Thesis was created in cooperation with Center of hydraulic development (CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU, spol. s r.o.)

KEY WORDS

submersible, pump, hydraulic, hydrostatic, powerpack, axial, hydromotor, centrifugal

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HOLAN, J. *Odstředivé radiální ponorné vodní čerpadlo s hydrostatickým pohonem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 45 s. Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně pod vedením prof. RNDr. Ing. Josefa Nevrlého, CSc. ve spolupráci s firmou CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU, spol. s r.o. Uvedl jsem všechny použité zdroje.

V Brně dne

.....
Jan Holan

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce prof. RNDr. Ing. Josefu Nevrlému, CSc., za odborné vedení a rady ohledně problematiky práce. Dále bych chtěl poděkovat firmě CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU, spol. s r.o. za možnost spolupracovat při tvorbě této práci a rodině za jejich podporu a trpělivost při studiu.

OBSAH

Obsah	11
Úvod	12
1. Analýza problému a cíl práce	13
2. Přehled současného stavu poznání	14
2.1 Rozdělení čerpadel	14
2.1.1 Hydrostatická čerpadla	14
2.1.2 Hydrodynamická čerpadla	17
2.1.3 Ponorná čerpadla	19
2.1.4 Speciální - mamutová	19
2.1.5 Charakteristiky čerpadel	20
2.1.6 Základní zákony hydromechaniky	21
2.1.7 Matematické vzorce pro výpočet čerpadel	22
2.2 Hydraulické mechanismy	23
2.2.1 Kapaliny v hydraulických obvodech	24
2.2.2 Hydrogenerátor	26
2.2.3 Hydromotor	27
2.3 Zadané parametry pro výpočet pohonu	28
2.3.1 Hydraulické schéma uzavřeného obvodu	29
2.3.2 Výpočet jednotlivých komponentů	29
2.4 Současný světový trh a konkurence	32
2.4.1 HydroSub 150 od firmy 'Hytrans Fire System' (HFS)	32
2.4.2 Heidra 200 od firmy Godwin	33
2.5 Návrh komponentů	34
2.5.1 Hydraulický pohon Parker F12	34
2.5.2 Hydraulický pohon BOSCH A2FM - 80	34
2.5.3 Axiální pístový hydrogenerátor PARKER řady P2	35
2.5.5 Pohonná jednotka - Iveco C78 ENT	36
2.5.6 Pohonná jednotka - Perkins 1106-E66TA	36
2.5.7 Porovnání hydromotorů	37
2.5.8 Porovnání hydrogenerátorů	37
2.5.9 Porovnání pohonných jednotek	37
3. Diskuze	38
4. Závěr	39
5. Seznam použitých veličin a rovnic	40
6. Zdroje	41
Seznam obrázků	43
Seznam tabulek	44
Seznam příloh	45

ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou odstředivého ponorného čerpadla s hydrostatickým pohonem. Práce je řešena v kontaktu se zadavatelem CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU, spol. s r.o. (dále jen „CHV“), která je součástí SPL Holding, a.s.

Čerpadla jsou stroje, které přeměňují mechanickou energii od hřídele na kinetickou a potenciální energii kapaliny. Jsou primárně používána k čerpání vody a olejů. Dále se hodí i na čerpání sypkých materiálů a suspenzí. První použití čerpadel je známo už ze starověku, kde byla použita pro čerpání a rozvody vody. Jako pohon byla používána převážně lidská nebo zvířecí síla. Postupem času se měnila velikost čerpadel podle čerpaného média, což mělo za následek změnu konstrukce a pohonu.

V dnešní době je z nejrozšířenější elektrický asynchronní motor. Tento pohon je oblíbený díky své nízké ceně, nákladům na údržbu a velkému množství variant. V dnešní době se s čerpadly setkáváme v každém průmyslovém odvětví a v domácnosti, kde zajišťují převážně dodávky vody. Konstrukce čerpadel je dána především vlastnostmi čerpaného média a dalšími veličinami jako jsou tlak, objemový průtok.

První část této práce uvádí základní poznatky teorie čerpadel a hydraulických pohonů. Druhá část práce obsahuje již návrhy na pohon požadovaného ponorného čerpadla.

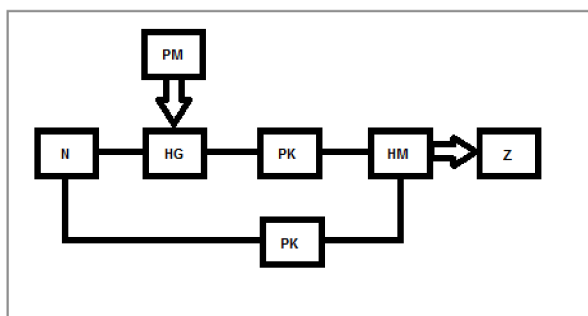
Hlavním cílem této práce je návrh pohonné části ponorného radiálního čerpadla s hydrostatickým pohonem. Hydrostatický pohon je vhodný pro případy, kde je těžko dostupný terén a není k dispozici elektrická síť pro připojení čerpadla. Tento typ ponorného čerpadla je určen pro použití v obojživelném voze, kterému se ve své bakalářské práci věnoval Michal Nožka.

1. ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Čerpadla s hydrostatickým pohonem o velkém průtoku jsou hojně využívána hasiči při mimořádných situacích, jako jsou záplavy obytných oblastí, nebo velké požáry s nutností rychlého dopravení vody do hasičských vozidel. Tento ohon je dále vhodný v nepřístupných oblastech jako jsou lesy, horské oblasti a všude tam, kde není možné využít elektrickou rozvodnou síť.

Společnost CHV vyvinula výkonnou čerpací stanici typu MČS SIGMA 180-330, která dodává až 24 000 l/min vody do vzdálenosti až 3 kilometry. Hlavním problémem provozu čerpadla je vždy nasátí vody. Vlastní sací schopnost čerpadla je na základě fyzikálních zákonů do 10 m. Požadavky záchranářů určují umístění stanice ke zdroji vody a sací výšky až 40 m ze vzdálenosti až 60 m od zdroje vody. Dle těchto parametrů je vhodné mít k dispozici další čerpací jednotku podávacího čerpadla. Systém podávacího čerpadla se skládá z pohonné jednotky a čerpadlové části. Pohonnou jednotku může tvořit dieselový a benzínový motor s hydraulickým čerpadlem nebo je možné napojit hydraulický okruh přímo na vozidlo. Čerpadlová jednotka je tvořena čerpadlem s hydraulickým pohonem. Hydraulický obvod navrhovaného systému je řešen jako uzavřený, díky svým výhodám, které jsou popsány v této práci.

Cílem této práce je studie návrhu hydrostatického pohonu pro radiální odstředivé ponorné čerpadlo. Hydrostatický pohon se skládá z hydraulického čerpadla neboli hydrogenerátoru a hydraulického motoru neboli hydromotoru. Hydrogenerátor je napojen na pohonnou jednotku, nasává olej z nádrže a dopravuje ho tlakovým potrubím do hydromotoru. Hydromotor je spojen s ponorným čerpadlem a roztáčí hřídel připojenou na lopatky ponorného čerpadla. Ponorné čerpadlo disponuje průtokem $Q_v = 150 \text{ l/s}$, dopravované výšce $H = 50 \text{ m}$ a pohonné jednotce o výkonu $P = 220 \text{ kW}$. Dle těchto parametrů jsou navrženy hydrogenerátory a hydromotory.



Obr. 1 Blokové schéma zapojení

Popis Obr. 1:

N = nádrž s olejem, PM = pohonná jednotka, HG = hydrogenerátor, PK = přenosový kanál, HM = hydromotor, Z = zátěž

Před návrhem hydrostatického pohonu bylo nutné prozkoumat stávající obchodní trh s ponornými čerpadly a jejich konstrukce. S využitím hydraulického okruhu je nutné dbát na netěsnosti, které musí být při provozu eliminovány a části motoru i hadice na přívod oleje pravidelně kontrolovat.

2. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1

2.1 Rozdělení čerpadel

Čerpadla jsou stroje, které mění mechanickou energii na kinetickou energii kapaliny a naopak. Kapalina, jako pracovní médium čerpadla, je objektem čerpání a také nositelem energie. Čerpadla se celkově rozdělují podle přeměny energie na hydrodynamická, hydrostatická a speciální. Čerpadla je možné řadit paralelně nebo sériově. Pohon čerpadel je zajištěn především pomocí elektrických asynchronních motorů, z důvodu jejich ceny a velkého množství typů. Použití elektromotoru ale není vždy možné, z toho důvodu se využívá hydraulický pohon.

[9], [14]

2.1.1

2.1.1 Hydrostatická čerpadla

Pracovní část hydrostatického čerpadla tlačí přímo na kapalinu v pracovním prostoru, tím ji vytlačuje a vzniká tlaková energie. Při porovnání s hydrodynamickými čerpadly jsou ztráty způsobeny třením kapalin relativně malé, takže hydraulická účinnost je u hydrostatických čerpadel poměrně vysoká.

[10], [14]

Čerpadlo s rotačními písty

Čerpadla dopravující kapalinu točivým pohybem rotační části motoru. Kapalina je v uzavřeném prostoru proti vtoku a výtoku. Teoretickou účinností je vždy stejný objem kapaliny na jednu otáčku. V první fázi dochází k nasátí kapaliny, díky vytvoření rozpínajícího se prostoru na straně sání čerpadla. Ve druhé fázi prochází kapalina čerpadlem ve vytěsněném prostoru otáčejícími se písty. Ve třetí fázi tlačná energie pístů vytlačí písty kapalinu pod tlakem do potrubí.

[3]

Výhody:

- dobrý sací efekt
- přesné dávkování kapalin
- odolnost
- dosažení vysokých tlaků

Nevýhody:

- malé průtoky
- drahá výroba
- složitá konstrukce
- větší rozměry

[3]



Obr. 2 Pracovní cyklus čerpadla s rotačními písty

[2]

Zubová čerpadla

Patří mezi nejrozšířenější typ hydrostatických čerpadel. Jsou přednostně určena pro dopravu zahuštěných kapalin s vyšší viskozitou, které však neobsahují pevné příměsi.

[10], [9]

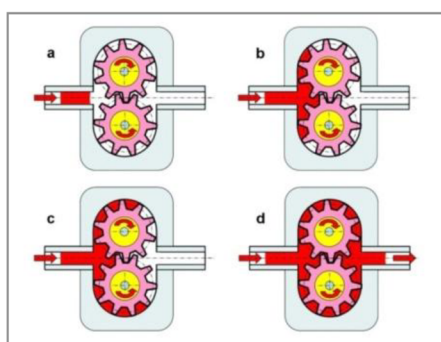
Výhody:

- snadná regulace
- tichý chod
- snadná regulace otáček
- plynulý průtok kapalin

Nevýhody:

- vhodné pouze pro malé tlaky a průtoky
- přesné tolerance
- nelze dopravovat sypké materiály

[10]



Obr. 3 Pracovní cyklus zubového čerpadla

[20]

Lamelová čerpadla

Objem čerpadla je dán velikostí komory, která je ohraničena lamelami. Tyto lamely jsou rozmístěny rovnoměrně po obvodu. Při rotačním pohybu dochází k zasouvání lamel, a tím se zmenšuje objem komory mezi lamelami až do doby, kdy se kapalina vytlačí do výtlačku.

[5], [3]

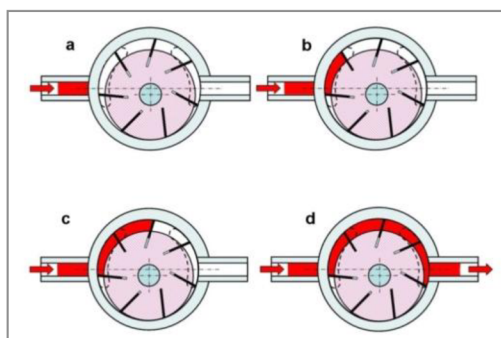
Výhody:

- snadná regulace,
- tichý chod,
- snadná regulace otáček,
- plynulý průtok kapalin.

Nevýhody:

- vhodné pouze pro malé tlaky a průtoky,
- přesné tolerance,
- nelze dopravovat sypké materiály,

[5]



Obr. 4 Pracovní cyklus lamelového čerpadla

[20]

Vřetenová

Rozdělují se podle počtu vřeten - jednovřetenová, dvouvřetenová, vícevřetenová. Tato čerpadla se využívají v místech, kde je vyžadována vysoká odolnost, velký průtok a možnost současně čerpat málo i velmi viskózní, abrazivní, či nestejnorodé kapaliny citlivé na smykové tření a pění.

[9]

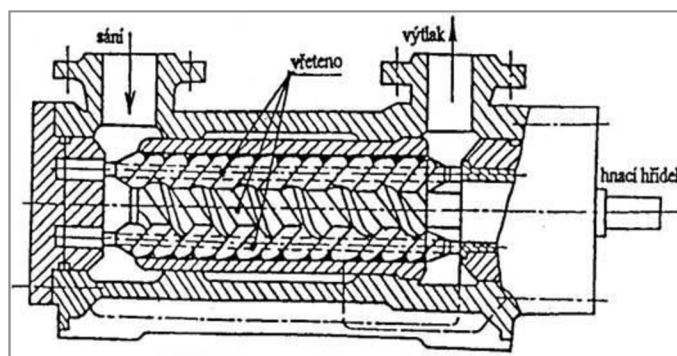
Výhody:

- nízká pulsace průtoku, a malé vibrace,
- pro kapaliny všech viskozit.

Nevýhody:

- velké rozměry,
- náročnost výroby,
- nepřesné dávkování kapalin,

[9]



Obr. 5 Vřetenové čerpadlo

[19]

S kmitavým pohybem - pístové

Čerpadla s pístovým pohybem jsou převážně známa jako objemová. Základní části čerpadel jsou písty nebo plunžry. Pohybující píst vytváří mechanický tlak, který přímo zvyšuje potenciální energii kapaliny a tímto se poté dosahuje velké účinnosti. Pístová čerpadla se dělí na jednočinná, dvojitá, diferenciální a podle uspořádání pístů.

[13]

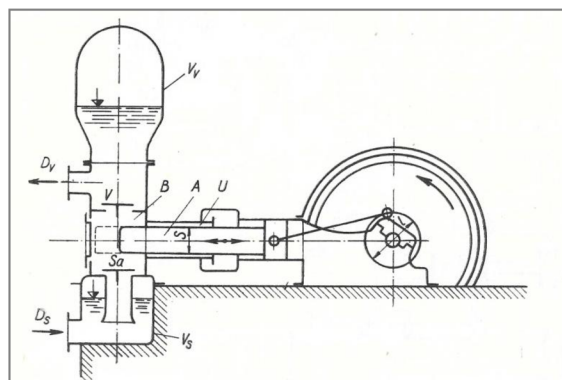
Výhody:

- pro vysokotlaké systémy,
- přesné dávkování kapalin,
- čerpání kalných kapalin,

Nevýhody:

- velké rozměry a hmotnost,
- složitá konstrukce,
- pulsující průtok i výstupní tlak

[8], [1]



Obr. 6 Jednočinné pístové čerpadlo

[10]

2.1.2 Hydrodynamická čerpadla

Hydrodynamická čerpadla nepřímo přeměňují mechanickou energii v energii kinetickou a potenciální energii kapaliny. Kinetická energie se na energii tlakovou mění v difuzoru. Hydrodynamický systém je charakteristický velkou vzájemnou závislostí hydraulických parametrů, tj. průtok a tlak. V hydrodynamickém čerpadle se odevzdá energie motoru kapalině, dochází k transformaci mechanické formy na hydraulickou formu energie. Důležitá je tu nevratná transformace na nevyužívané teplo. To znamená, že dochází k odporu proti pohybu kapaliny. Na obrázku (7) jsou uvedeny charakteristiky základních typů čerpadel.

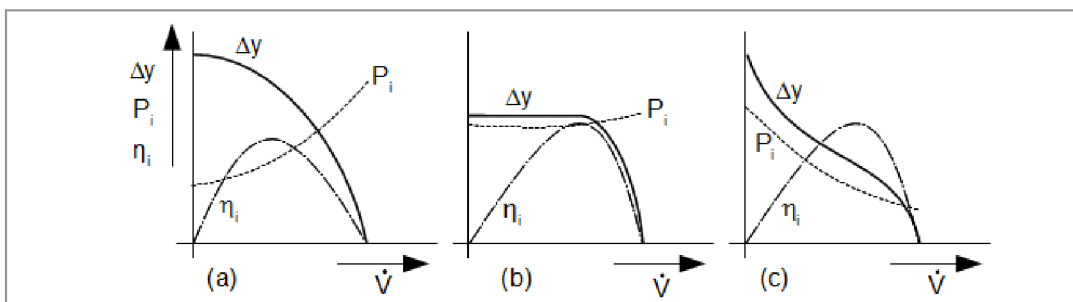
[12], [10], [18]

Lopátková čerpadla

Lopátková čerpadla dělíme podle směru proudění kapaliny v oběžném kole:

- radiální (odstředivá)
- diagonální
- axiální (vrtulová)

[18]

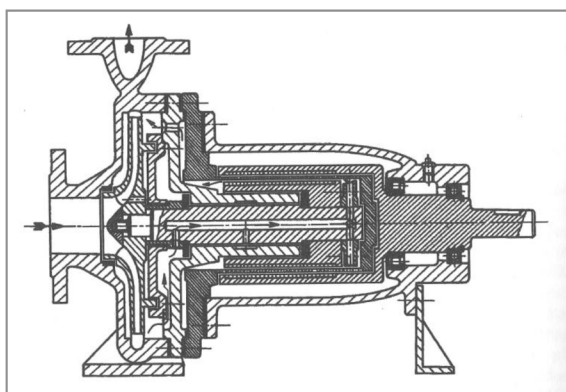


Obr. 7 Porovnání typů hydrodynamických čerpadel ;(a) radiální; (b) diagonální; (c) axiální [18]

Čerpadla radiální (odstředivá)

Tento typ čerpadel je nejvíce rozšířen kvůli svému průtoku od 1 do 20 000 l/s a dopravní výšce od 1 do 250 m na jedno oběžné kolo při otáčkách od 250 do 6 000 ot/min. Díky těmto vlastnostem jsou vyráběna v mnoha velikostech, stovkách konstrukčních variant.

[10], [9]

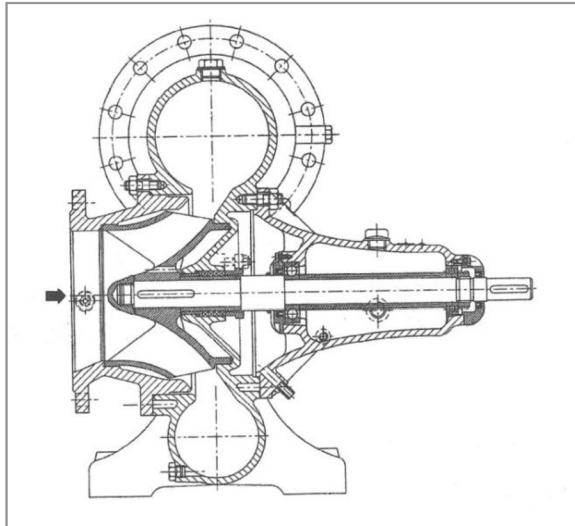


Obr. 8 Jednostupňové radiální čerpadlo [9]

Čerpadla diagonální

Čerpadla slouží pro menší pracovní výšky a větší průtoky při větším počtu otáček. Využívají se primárně pro čerpání newtonských kapalin. Voda vtéká do čerpadla v axiálním směru a vytéká z něho v šikmém směru na hřídel. Tato čerpadla nemají zvláštní rozváděcí kolo a přeměna kinetické energie vody v tlakovou se děje za oběžným kolem. Vyrábějí se jak v horizontálním, tak vertikálním provedení.

[10], [9]



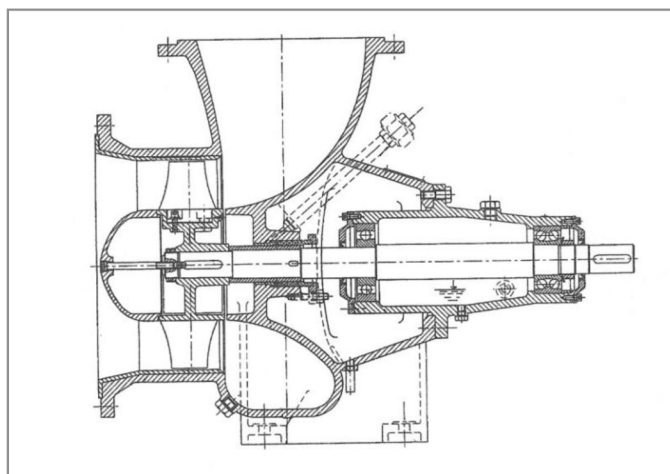
Obr. 9 Horizontální jednostupňové diagonální čerpadlo

[9]

Čerpadla axiální (vrtulová)

Slouží pro velké průtoky a malé dopravní výšky. Dokáže čerpat čistou nebo částečně znečištěnou vodu (někdy i neabrazivní kaly). Mají vysoké měrné otáčky $n_s=600-1200$ ot/min a malý počet oběžných lopatek. S měrnými otáčkami souvisí délka lopatek v obvodním směru. Konstrukce čerpadel je velmi jednoduchá z důvodu axiálního protékání vody.

[10]



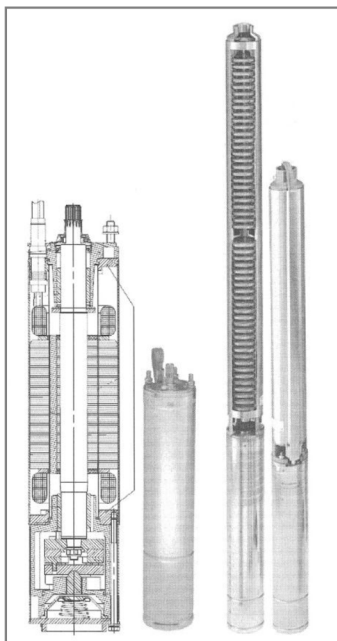
Obr. 10 Axiální čerpadlo

[9]

2.1.3 Ponorná čerpadla

Tento typ čerpadel se používá v místech, kde není možné použít klasická čerpadla. Jsou vhodná především pro čerpání bazénů, kalových jímek a zatopených dolů či jiných oblastí. Článekové provedení čerpadel je obvykle řešeno jako vertikální. Čerpadla používána do vrtů k čerpání rovy nebo rovy z velké hloubky mají malý průměr a jejich konstrukce je řešena v monobloku s ponorným elektromotorem ve spodní části čerpadla. Moderní čerpadla určená do vrtů dokážou spolehlivě čerpat i kapalinu obsahující malé množství částic pevné látky.

[9]

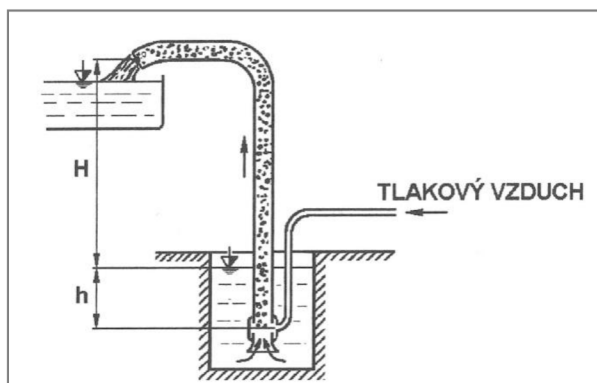


Obr. 11 Ponorné čerpadlo [9]

2.1.4 Speciální - mamutová

Kapalina je dopravována přimíšením vzduchu, který je dodáván pomocí kompresoru. Pracují na základě rozdílu měrných hmotností vody a směsi vody se vzduchem (hustota směsi je menší než hustota vody). Konstrukce čerpadel je velmi jednoduchá a mohou čerpat i vodu s drobnými částicemi písku.

[9], [10]



Obr. 12 Mamutové čerpadlo [9]

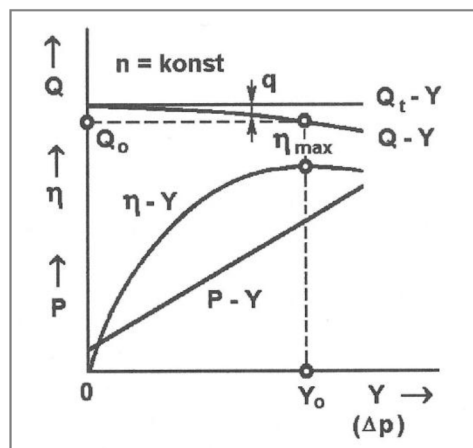
2.1.5 Charakteristiky čerpadel

Charakteristika čerpadla udává vztah mezi průtokem Q a měrné energii čerpadla Y (např. rozdíl tlaků Δp). Charakteristiky, graficky vyjádřené souvislosti parametrů čerpadla, se zjišťují měřením čerpadel na zkušebně. Závislosti $Q - Y$ bývá doplněna i o grafické znázornění přidružených parametrů čerpadla, tj. příkon P a celkové účinnosti η na měrné energii Y pro konstantní otáčky n .

Mezi hydrostatická čerpadla, která se vyznačují tvrdou (strmou) charakteristikou, patří např. zubová čerpadla. Tvrdá charakteristika způsobuje nezávislost průtoku na tlakových ztrátách potrubní sítě, což umožňuje přesné nastavení a udržení téměř konstantního průtoku v potrubí. Příkon P u hydrostatických čerpadel prudce roste s rostoucí měrnou energií.

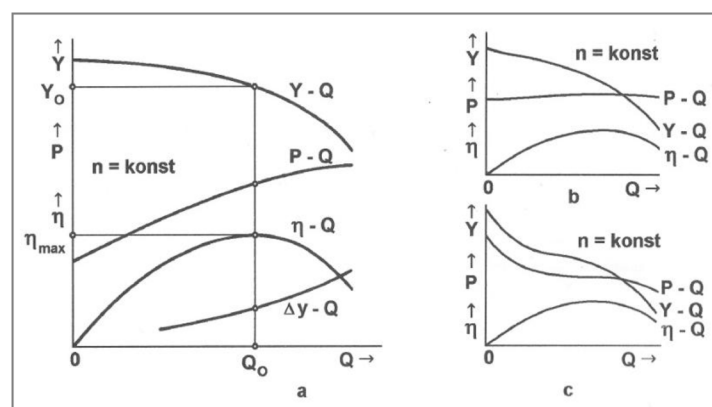
Hydrodynamická čerpadla mají měkkou charakteristiku závislou $Y - Q$ při konstantních otáčkách n při čerpání konkrétní kapaliny. Z grafu je vidět, že při zvyšování tlakové ztráty v potrubní síti vede ke snižování průtoku. Hydrodynamické čerpadlo může pracovat v kterémkoli bodě charakteristiky, mělo by být provozováno v okolí provozního optimálního bodu Q_0 . V tomto bodě má křivka účinnosti η své maximum.

[9], [18]



Obr. 13 Charakteristika hydrostatického čerpadla

[3]



Obr. 14 Charakteristika hydrodynamického čerpadla

; a- radiální, b-diagonální, c-axiální

[3]

2.1.6 Základní zákony hydromechaniky

Základní zákony hydromechaniky jsou následující.

[17]

Pascalův zákon

Tlak se v kapalině, která je v klidu, šíří všemi směry stejně.

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} = \text{konst} \quad (1)$$

Rovnice kontinuity

Rovnice kontinuity neboli objemový průtok, udává objem tekutiny proteklé za jednotku času.

$$Q_V = S \cdot v = \text{konst} \quad (2)$$

Bernoulliho rovnice

Rovnice se používá např. pro určení tlakových poměrů ve zvolených bodech v potrubí. Význam rovnice vyjadřuje zákon o zachování mechanické energie pro ustálené proudění ideální kapaliny.

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot h = \text{konst} \quad (3)$$

Eulerova rovnice hydrodynamiky

Eulerova rovnice je používána jako obecní podmínka rovnováhy sil, působících na kapalinu v klidu. Je vyjádřena vztahem:

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v}, \text{grad}) \cdot \vec{v} = \vec{a} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p \quad (4)$$

Stlačitelnost kapalin

- definována je jako změna objemu vzhledem ke zvyšování tlaku

$$Y = \frac{1}{v} \cdot \frac{dv}{dp} \quad (5)$$

2.1.7 Matematické vzorce pro výpočet čerpadel

Charakteristiku čerpadla nelze určit přímo, protože složité proudění v oběžném kole v difuzoru nelze matematicky kvantitativně popsat. Rozbor hydraulických ztrát lze však provést kvalitativně.

[12], [10], [2], [3], [14]

Průtok čerpadlem

- je definován jako objem kapaliny, kterou čerpadlo dopraví do výtlačného hrdla za jednotku času

$$Q = S \cdot v \quad (6)$$

Účinnost čerpadla

- v objemových čerpadlech v důsledku netěsnosti dochází k objemovým ztrátám, proto můžeme objemovou účinnost určit ze vztahu:

$$\eta_o = \frac{Q_s}{Q_t} = 1 - \frac{Q_z}{Q_t} \quad (7)$$

kde Q_s - skutečný průtok, Q_t - teoretický průtok, Q_z - ztrátový průtok.
Po započítání mechanických ztrát dostáváme celkovou účinnost:

$$\eta_c = \eta_o \cdot \eta_m \quad (8)$$

Krouticí moment

$$M_k = \Delta p \cdot \frac{V_o}{2\pi} = \frac{P}{\omega} \quad (9)$$

Pro **ideální čerpadlo** platí, že celková mechanická práce se promění na energii kapaliny (u ideálního hydromotoru obráceně):

$$P = M_k \cdot \omega = \Delta p \cdot Q \quad (10)$$

Z této rovnice poté získáme závislost M_k :

$$M_k = \Delta p \cdot D \quad (11)$$

U **reálných čerpadel** dochází ke tření mezi pohyblivými součástmi, vznikají v čerpadle mechanické ztráty, proto se zavádí mechanická účinnost η_m .

Pro vstupní krouticí moment čerpadla platí:

$$M_k = \frac{\Delta p \cdot D}{\eta_m} \quad (12)$$

a pro výstupní krouticí moment hydromotorů:

$$M_k = \eta_m \cdot \Delta p \cdot D \quad (13)$$

2.2 Hydraulické mechanismy

Velký rozvoj hydraulických pohonů je způsoben řadou výhod, které tyto pohony poskytují:

- Přenos velkých sil a krouticích momentů za pomoci malých rozměrů a malé váze hydraulických prvků, s možností regulace jak síly, tak krouticího momentu,
- jednoduchý rozvod energie i na málo dostupná místa,
- jednoduchá montáž a nízké pořizovací náklady,
- možnost rychlých a častých změn směru otáčení a pohybu, což je způsobeno malými momenty setrvačností motorů.

Je nutné ale také vždy zvážit, zda je potřeba použití hydrauliky, neboť i tato zařízení mají své nevýhody:

- přesná a pečlivá výroba hydraulických součástí, protože tlakové a objemové ztráty určují účinnost zařízení,
- důsledná údržba, z důvodu náchylnosti hydrauliky na nečistoty,
- hydraulické rázy, jako následek kmitů v hydraulickém obvodu.

Uvedené nevýhody je možné za použití vhodných úprav eliminovat. Využití je také na místech, kde je potřeba decentralizovat celý pohon na několika místech, jindy za použití mechanických převodů (ozubená kola, spojky, páky).

Hydraulické pohony pracují s otevřeným a uzavřeným obvodem.

[8]

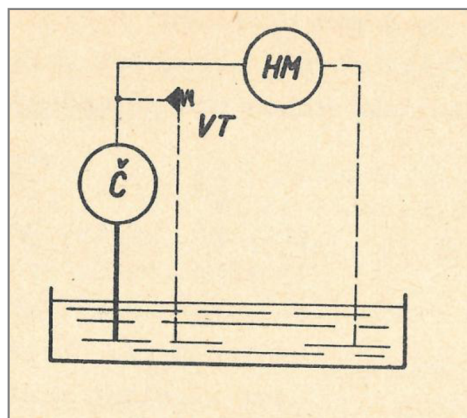
Otevřený obvod

Otevřený obvod (viz Obr. 15) se skládá z čerpadla Č, které nasává kapalinu z nádrže a dopravuje ji do hydromotoru HM, který může být buď s pohybem rotačním, nebo přímočarým. Z hydromotoru je odváděna kapalina, která vykonala práci zpět do nádrže. V tlakovém okruhu je umístěn tlakový ventil VT, který chrání obvod před přetížením.

Výhody a nevýhody otevřeného okruhu:

- vyžaduje větší množství kapaliny, z něhož práci vykonává jen malá část,
- kapalina je umístěna v nádrži, kde se udržuje obvodu v přijatelných mezích,
- velkou nevýhodou jsou rozměry nádrže a zajištění její těsnosti.

[8], [12]



Obr. 15 Otevřený hydraulický okruh

[8]

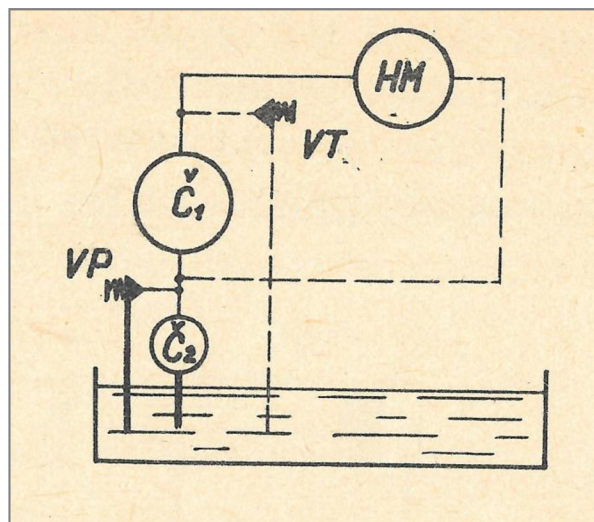
Uzavřený obvod

Uzavřený obvod (viz Obr. 16) je tvořen čerpadlem \check{C}_1 , které nasává kapalinu z potrubí hydromotoru HM a vytlačuje ji zpět do hydromotoru HM, kde tato kapalina koná práci. Pomocné čerpadlo \check{C}_2 je daleko menší než čerpadlo \check{C}_1 a slouží k pokrytí objemových ztrát kapaliny obíhající v uzavřeném obvodu. Za čerpadlem \check{C}_2 je umístěn přepouštěcí ventil VP, který přepouští přebytečný olej dodávaný pomocným čerpadlem zpět do nádrže. Pomocné čerpadlo je využíváno např. v obvodech s hydraulickým válcem s jednostrannou pístnicí, kde musí ne jen dodávat olej pro krytí objemových ztrát, ale i pro vyrovnání rozdílů prostorů před a za pístem. Pokud jsou tyto prostory hydromotoru stejné jako třeba u rotačních hydromotorů nebo u hydraulických válců s oboustrannou pístnicí, nemusí být pomocné čerpadlo použito. V tomto případě si čerpadlo \check{C}_1 samo kryje objemové ztráty obvodu přísávaním kapaliny z nádrže. Tlakový ventil VT je také umístěn v uzavřeném obvodu.

Výhody a nevýhody uzavřeného:

- množství potřebné kapaliny je rovno obsahu hydraulického obvodu,
- rozměry nádrže daleko menší než u otevřeného obvodu,
- nevýhoda je oteplování a chladnutí kapaliny, přičemž se zmenšuje její objem a netěsnostmi se přísává vzduch, který poté vytváří vzduchové bubliny a ovlivňuje stejnosměrnost pohybu.

[8], [12]



Obr. 16 Uzavřený hydraulický okruh [8]

2.2.1**2.2.1 Kapaliny v hydraulických obvodech**

Hlavní funkcí kapaliny v hydraulickém obvodu je přenos tlakové energie či práce. Je vystavena namáhání, a to mechanickému (kapalina proudí pod určitým tlakem) tak i chemickému (působení vzduchu a teploty). Z toho důvodu je nutné věnovat se kapalinám jako na konstrukční prvek, věnovat se nejen její volbě, ale i její jakosti za provozu.

Další funkce kapalin v obvodu:

- mazání pohyblivých součástí (písty, ložiska, spínací prvky),
- odvod tepla vzniklého třením,
- odvod nečistot od opotřebení, vody, vzduchu,
- ochrana proti korozi.

Od kapalin se očekává její trvanlivost, bezporuchový provoz, hospodárnost, netoxičnost, dobré deemulgační vlastnosti, bezproblémová likvidace.

Kapaliny se dělí do 2 skupin:

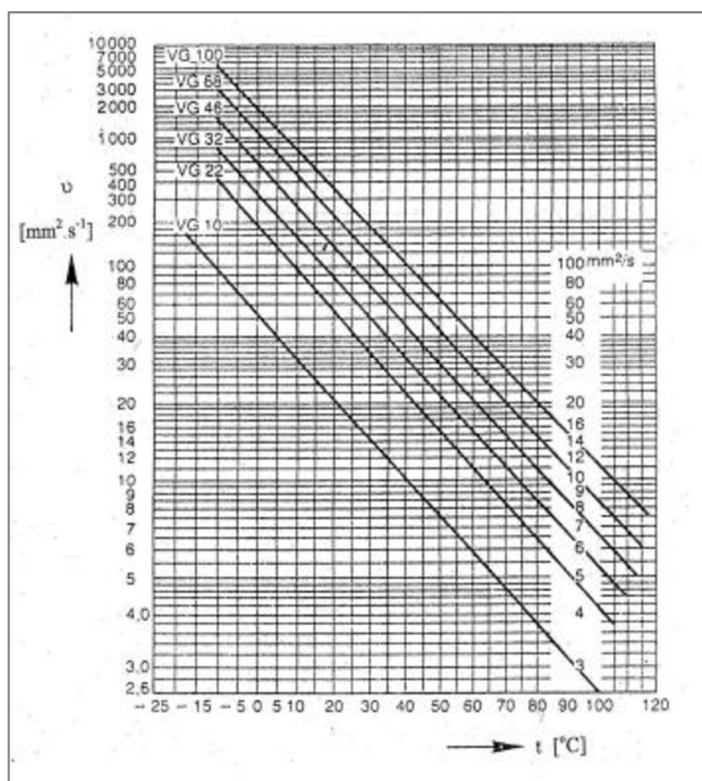
- minerální oleje,
- vodní roztoky a emulsní kapaliny,

[2], [8]

Minerální oleje

Tento druh kapalin je nejdůležitější a nejpoužívanější, a to proto, že splňují většinu požadavků na hydraulické kapaliny v obvodech. Disponují dobrou těsnicí schopností a dokonalými mazacími vlastnostmi, jsou nekorozivní. Vyrábějí se podle viskozity a požadavků na použití. Kapaliny, od kterých se vyžadují dobré vlastnosti za nízkých teplot, se vyrábějí z olejů, kde základem je naftén. Použití je možné pouze do teplot okolo 30°C. Kapaliny bez požadavků na startování za nízkých teplot jsou vyráběny z olejů, kde základním prvkem je parafín. Tyto oleje mají lepší antioxidační vlastnosti a jejich viskozita je méně závislá na teplotě. Vlastnosti olejů se dále vylepšují přidáním různých aditiv.

[2], [8]



Obr. 17 Porovnání olejů

[12]

2.2.2

2.2.2 Hydrogenerátor

V každém hydraulickém obvodu je zdrojem tlakového média hydrogenerátor. Slouží k přeměně mechanické energie od rotačního pohybu hřídele na kinetickou a tlakovou energii kapaliny. Hydrogenerátory dělíme na zubové, lamelové, pístové a šroubové. Lze je také pořídit jako neregulační (mají konstantní Q_v) nebo regulační (Q_v je možno měnit). Hydrogenerátory se dělí na samonasávací (otevřené hydraulické obvody) a s plnicím hydrogenerátorem s blokem ventilů (uzavřené hydraulické obvody).

[2], [5]

Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou

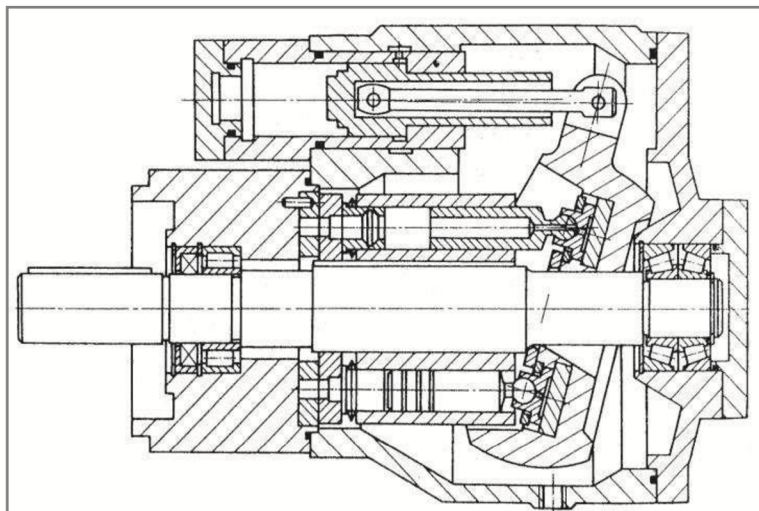
Hydrogenerátory s nakloněnou deskou do uzavřených obvodů jsou vyráběny jako regulační a v základní poloze má nakloněná deska 0° výchylku a dosahují tlaků až 42 MPa. Je vybavený plnicím hydrogenerátorem pro doplňování kapaliny do obvodu pomocí přepouštěcího ventilu. Jsou schopny generovat velmi vysoké tlaky (až v řádu desítek MPa) i při relativně nízkých otáčkách. Kapalína pro čerpání je vhodné použít hydraulické oleje nebo syntetické kapaliny s dobrými mazacími charakteristikami. Radiální pístová čerpadla pak obvykle slouží např. jako motorové čerpadlo (oddělené umístění od nádrže).

[9]

Výhody:

- menší ztráty tlaků,
- malé rozměry a hmotnost,
- jednodušší konstrukce,
- možnost sériového zapojení čerpadel v ose.

[9], [13]



Obr. 18 Axiální pístový hydrogenerátor [9]

2.2.3 Hydromotor

Hydromotor slouží pro přeměnu kinetické a tlakové energie kapaliny na mechanickou energii posuvného nebo rotačního pohybu. Jedním z hlavních důvodů je plynulá regulace otáček a krouticího momentu, nebo zjednodušení převodů z hlediska kinematiky. Hlavními přednostmi hydromotorů je malý setrvačný moment, snadné řízení otáček, malé rozměry a také jejich nízká hmotnost. Hydromotory se dělí podle pohybu na rotační a přímočarý.

[12], [14]

Výhody hydromotorů:

- hodí se pro velké tlaky a otáčky,
- mají dobrou účinnost, plynulá změna otáček,
- mohou pracovat v uzavřených obvodech.

Nevýhody hydromotorů:

- citlivost na nečistoty, přesnost výroby,
- závislost vlastností mechanismů na vlastnostech kapalin,
- cenově nákladnější než mechanické převody.

[8], [13]

Pro volbu typu hydromotoru byla použita Tab. 1. Ta udává potřebné hodnoty pro jeho přesné určení.

Tab. 1 Porovnání typů hydromotorů

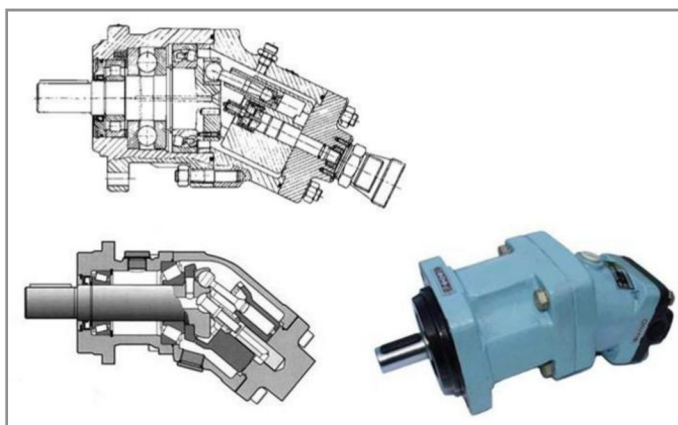
Typ hydromotoru	Max. zdvihový objem (cm ³ /ot)	Max. kontinuální tlak (bar)	Max. krouticí moment (Nm)	Provozní otáčky (min ⁻¹)	
				min.	max.
Zubový	250	250	1000	200	4000
Lopátkový	350	250	1400	30	2200
Pístový axiální	1000	350	5570	100	5000
Zubový ORBIT	1600	210	4500	25	350
Pístový radiální	380000	350	2 x 10 ⁶	0,5	250

Na základě této tabulky je vybrán pístový axiální hydromotor, který splňuje požadovaný tlak 30 MPa a provozní otáčky 2950 ot/min.

Rotační pístový axiální motor

Tyto hydromotory disponují velkými kroutícími momenty od nízkých otáček. Zdvih pístu je určován pomocí úhlu sevřený mezi osou bloků válců a osy hřídele. Pohyb pístu je vyvolaný ojnicemi, uloženými v kulových kloubech v pístech a v hnaném hřídeli. Částečné úhlové pootočení mezi ojnicí a pístem je vyvolána nutnou vůlí. Hřídel a blok válců leží na stejné ose a rotace bloků je přímo odvozena od rotace hřídele. Písty se opírají o šikmou desku a jejich zdvih je dán úhlem naklonění desky. Styk desky a pístů je buď přímý, nebo prostřednictvím hydrostaticky vyvážených kluzátek. V přímém provedení se písty svým vnějším koncem opírají o desku, která je uložena na ložisku a rotuje spolu s nimi a blokem válců. Druhý případ používá kluzátka, které jsou opatřeny na vnějším konci pístů, deska je pevná a kluzátka po ní kloužou. Písty a kluzátka jsou spojena pomocí kulového kloubu.

[2], [15]



Obr. 19 Rotační pístový hydraulický motor

[23]

2.3

2.3 Zadané parametry pro výpočet pohonu

Hodnoty pro ponorné radiální čerpadlo, které má být použito, byly zadané firmou CHV. Toto čerpadlo bylo zvoleno pro co nejširší použití ve světě. Na základě těchto parametrů v Tab. 2, musely být postupně navrženy veškeré komponenty do finální podoby systému podávacího čerpadla.

Tab. 2 Zadané hodnoty

Průtok	150 l/s
Otáčky	2950 ot/min
Výtlačná výška	50 m
Hmotnost	100 kg
Výkon pohonné jednotky	220 kW
Účinnost	0,7

Systém podávacího čerpadla se skládá ze dvou částí:

- pohonná jednotka
- čerpací jednotka

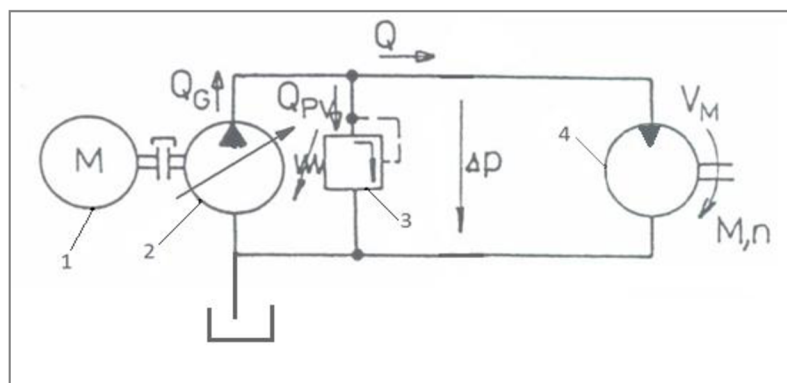
Pohonná jednotka je určena pro pohon hydrogenerátoru, které dopravuje olej do hydromotoru v čerpadle. Tato jednotka byla zvolena zadavatelskou firmou a je více popsána v kapitole 2.5.5.

Čerpací jednotka je složena z vodního čerpadla a hydromotoru. Jeden z požadavků byla také váha čerpací jednotky. Z důvodu dopravy k vodě, byla hmotnost stanovena na 100 kg.

Při návrhu hydraulického obvodu bylo nutné brát v úvahu jeho použití, rozměry a ztráty způsobeny koleny, difusory a délkou potrubí. Z toho důvodu je vhodné konstruovat hydraulický obvod jako uzavřený.

2.3.1 Hydraulické schéma uzavřeného obvodu

2.3.1



Obr. 20 Hydraulické schéma

Popis hydraulického schéma:

- 1 - spalovací motor, 2 - regulační hydrogenerátor, 3 - přepouštěcí (pojistný) ventil, 4 - neregulační hydromotor

2.3.2 Výpočet jednotlivých komponentů

Výpočty bylo potřeba provést pro 2 stavy provozu. První při rozběhu 500 ot/min a druhý při plném provozu 2950 ot/min.

Na základě těchto výpočtů byly zjištěné potřebné parametry hydromotoru, které jsem se rozhodl dále konzultovat ve firmě BOSCH Rexroth.

Volba hydromotoru

Vstupní parametry hydrodynamického čerpadla:

$$n_{\text{č}} = 2950 \text{ ot/min}$$

$$P_{\text{č}} = 120 \text{ kW}$$

$$\Delta p_{\text{č}} = 30 \text{ MPa}$$

Volím hydromotor v neregulačním provedení a jeho parametry vychází z přímého napojení na hydrodynamické čerpadlo:

$$n_{\text{H}} = 2950 \text{ ot/min}$$

$$P_{\text{H}} = 120 \text{ kW}$$

$$\Delta p_{\text{H}} = 30 \text{ MPa}$$

Objemová / mechanická účinnost hydromotorů je dána koeficienty:

$$\eta_v = 0.95$$

$$\eta_T = 0.95$$

Zdvihový objem hydromotoru lze spočítat:

$$V_{\text{gH}} = \frac{P_{\text{č}} \cdot \eta_v}{\Delta p_{\text{H}} \cdot n_{\text{H}} \cdot \eta_T} = \frac{120000 \cdot 0.95}{30.49 \cdot 16.0 \cdot 0.95} = 81,35 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$$

Na základě tohoto výpočtu byly zvolené hydromotory o objemu 80 cm^3 , viz 2.5.

Volba hydrogenerátoru

Potřebný průtok hydromotoru pro 2950 ot/min:

$$Q_H = V_{gH} \cdot n_H = 81,35 \cdot 2950 = 239982 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

Volba hydrogenerátoru byla řešena vzhledem k pohonné jednotce Iveco C78 ENT, která dodává dostačující krouticí moment v rozmezí otáček 1800 - 2000 ot/min.

$$n_{C781} = 1800 \text{ ot/min}$$

$$n_{C782} = 2000 \text{ ot/min}$$

Potřebný zdvihový objem hydrogenerátoru dopočítáme podle průtoku:

$$V_{gG1} = \frac{Q_H}{n_{C781}} = \frac{239982}{1800} = 133,32 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}}$$

$$V_{gG2} = \frac{Q_H}{n_{C782}} = \frac{239982}{2000} = 119,9 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}}$$

Po zjištění těchto hodnot byly navrženy typy hydrogenerátorů, viz 2.5.

2.4 2.4 Současný světový trh a konkurence

2.4.1 2.4.1 HydroSub 150 od firmy 'Hytrans Fire System' (HFS)

Tato čerpadla dodává v České republice firma Somatí system s.r.o. Technologie IQAN slouží pro snadné řízení celé soustavy. Čerpací jednotka HydroSub 150 se skládá z lehkého přenosného hydraulicky poháněného ponorného čerpadla vybaveného plovákem, pohonu 145 kW šestiválcovým motorem a 60 m hydraulických hadic pro pohon čerpadla. Hydraulický pohon umožňuje umístit čerpadla i k velmi složitě dostupným zdrojům vody. Hydraulické hadice jsou umístěny na hydraulicky poháněném navijecím bubnu. Zařízení je vybaveno také hydraulicky poháněným navijákem pro možnost zpětného uložení hadic čerpadla. Cena celého kontejneru včetně navijecího bubnu a vybavení bez čerpací jednotky činí 140 000 EUR. Bližší informace viz příloha 2.

[6], [16]

Tab. 3 Technické parametry

Průtok	14 000 l/min o tlaku 1.4 MPa
Délka potrubí	46 m
Výtlačná výška	15 m
Hmotnost	125 kg
Výkon pohonné jednotky	150 kW



Obr. 21 Hydrosub 150

[16]

2.4.2 Heidra 200 od firmy Godwin

Godwin Heidra 200 je hydraulické ponorné čerpadlo poháněno vznětovým motorem s proměnnými otáčkami. Díky tomu lze dosáhnout řady průtoků až do 163 l/s při dopravované výšce 32 m. Čerpadlo je možné využít i při znečištěné vodě o velikosti pevných částí do 75 mm. Také disponuje jednoduchým systémem na čištění a výměnu součástí za pomoci šroubů po obvodu konce hydraulického motoru. Pohonnou jednotku tvoří diesellový motor Perkins 1106D-E66TA o výkonu 107 kW při 2000 ot/min. Hydraulické čerpadlo je pístové o zdvihovém objemu 100 cm³/ot a výstupním průtokem 190 l/min. Objem nádrže na olej je 250 litrů. Čerpadlo je možné také koupit v elektrickém provedení. Cena pohonné jednotky je 48 500 EUR. Více informací viz příloha 2.

[21]



Obr. 22 Čerpadlo Heidra 200

[21]



Obr. 23 Silová jednotka GHPU50 - Open

[21]

2.5 Návrh komponentů

2.5.1 Hydraulický pohon Parker F12

Parker F12 je systém motoru/čerpadla s ohnutou osou a konstantním výtlakem (viz Obr. 24). Tyto motory mohou být použity v mnoha aplikacích v otevřených i uzavřených hydraulických okruzích. Je vhodné zvážit jeho použití při realizaci hydraulického obvodu, pro velké dosahované tlaky a průtoky. Na základě těchto parametrů dosahuje velkých krouticích momentů. Konstrukce pístů zajišťuje vysoký počáteční krouticí moment a hladký provoz motoru. Grafy viz příloha 1. Cena hydromotoru je 2570 EUR.

[5]



Obr. 24 Parker F12

[5]

2.5.2 Hydraulický pohon BOSCH A2FM - 80

Na základě doporučení z BOSCH Rexroth byl zvolen hydromotor A2FM-80. Tento typ hydromotorů je vhodný pro uzavřené obvody a vyhovuje otáčkám 2950 ot/min ponorného čerpadla. Cena hydromotoru je 2500 EUR.

[4]



Obr. 25 BOSCH NG80 - A2FM

[4]

2.5.3 Axiální pístový hydrogenerátor PARKER řady P2

Hydrogenerátor byl zvolen na základě průtoků od hydromotoru. Jako první typ je zvolen hydrogenerátor firmy Parker. Toto čerpadlo (viz Obr. 26) je určeno pro otevřené obvody hydraulických systémů. Je optimalizováno pro mobilní aplikace. Má vyhrazený návrh tělesa čerpadla a jedinečné rozmístění vstupně/výstupních portů, vysoce samonasávací rychlost. Také je zde standardně integrovaná objemová pre-komprese. Grafy jsou uvedeny v příloze 1. Cena hydrogenerátoru je 5300 EUR.

[5]



Obr. 26 Axiální hydrogenerátor PARKER

[5]

2.5.4 Axiální pístový hydrogenerátor BOSCH A4VG/32 - 125 cm³

Na základě potřebného průtoku hydromotoru, byl vybrán hydrogenerátor BOSCH A4VG/32 o objemu 125 cm³. Parametry se nachází v příloze 3. Cena hydrogenerátoru je 4750 EUR.

[4]



Obr. 27 Bosch A4VG/32

[4]

2.5.5

2.5.5 Pohonná jednotka - Iveco C78 ENT

Pohonnou jednotkou byl zvolen, dle zkušeností firmy CHV, motor od společnosti IVECO C78 ENT. S ohledem na jeho parametry je tento motor dostačující pro axiální pístový hydrogenerátor (2.5.3, 2.5.4). Bližší specifikace motoru spolu s grafy se nachází v kapitole 2.5.9 a v příloze 3.



Obr. 28 Pohonná jednotka IVECO C78

[11]

2.5.6

2.5.6 Pohonná jednotka - Perkins 1106-E66TA

Pro porovnání pohonné jednotky byl zvolen motor od firmy Perkins, používaný v systému Heidra. Více informací je uvedeno v kapitole 2.5.9 a v příloze 3.



Obr. 29 Pohonná jednotka Perkins

[22]

2.5.7 Porovnání hydromotorů

2.5.7

Tab. 4 Porovnání hydromotorů

	Parker F12	Bosch A2FM - 80
Max. zdvihový objem	80 cm ³ /ot	80 cm ³ /ot
Provozní tlak - kontinuálně	42 MPa	35 MPa
Otáčky hydromotoru - kontinuálně	4800 ot/min	5000 ot/min
Vstupní objemový průtok - kontinuálně	386 l/s	392 l/s
Provozní teploty	-40 až +115°C	-40 až +115°C
Teoretický krouticí moment při 10 MPa	125 Nm	128 Nm
Hmotnost	26 kg	23 kg
Cena	2570 EUR	2500 EUR

2.5.8 Porovnání hydrogenerátorů

2.5.8

Tab. 5 Porovnání hydrogenerátorů

	Parker P2	Bosch A4VG/32
Max. zdvihový objem	125 cm ³ /ot	125 cm ³ /ot
Nominální výstupní tlak	35 MPa	35 MPa
Min. výstupní tlak	1,5 MPa	1,5 MPa
Otáčky motoru - kontinuálně	2200 ot/min	2850 ot/min
Min. vstupní tlak	0,08 MPa	-
Max. vstupní tlak	1 MPa	-
Hmotnost	76 kg	80 kg
Cena	5300 EUR	4750 EUR

2.5.9 Porovnání pohonných jednotek

2.5.9

Tab. 6 Porovnání pohonných jednotek

	Iveco C78	Perkins 1106-E66TA
Výkon	220 kW	205 kW
Pracovní otáčky	1800 - 2000 ot/min	2200 ot/min
Počet válců	6	6
Zdihový objem	7.8	6.6
Max. krouticí moment	1250 Nm	950 Nm
Hmotnost	675 kg	525 kg
Cena	-	-

Volba hydrogenerátorů a hydromotorů byla konzultována s firmou CHV a BOSCH Rexroth. Také bylo nutné vybrat hydraulické prvky na základě využití v obojživelném voze [11]. Na základě těchto zjištění se vybral hydrogenerátor i hydromotor od firmy BOSCH Rexroth. Pro porovnání dieslového motoru byla vybrána pohonná jednotka Perkins, kterou využívá firma Heidra.

3. DISKUZE

Na základě výpočtů hydromotoru byl zjištěn potřebný krouticí moment. Po zjištění momentu a potřebných průtoků se výběr hydromotorů a hydrogenerátorů řešil v rámci konzultací s Ing. Miroslavem Jurikou (BOSCH Rexroth) a s odborníky z CHV. Následně byl zvolen hydromotor a z technických parametrů pro požadovaný průtok hydromotoru byl navržen hydrogenerátor. Výpočet pro rozběhové otáčky 500 ot/min ukázal, že potřebný moment hydromotor dodává pořad, avšak problém nastane u samotného ponorného čerpadla, je možné, že čerpadlo bude pracovat v závěrném bodě. Hydraulický obvod byl zvolen jako uzavřený, s ohledem na jeho vlastnosti, jako je malé množství potřebného oleje, malá zásobovací nádrž, a s tím spojené malé rozměry. Vzhledem k volbě uzavřeného hydraulického obvodu bylo nutné volit prvky hydraulického okruhu, které umožní pracovat při uzavřeném obvodu.

Po konzultaci výpočtů hydraulických prvků byly navrženy komponenty, a to od firmy BOSCH Rexroth. Volba komponentů se konzultovala s kolegou Michalem Nožkou [11], který bude používat stejné typy komponentů pro hydraulický obvod v obojživelném voze. Výběr komponentů byl ovlivněn díky jejich jednoduché výměně při poruše za stejné typy v obou případech (obojživelné vozidlo, hydrodynamické čerpadlo). Hydromotor byl zvolen typu A2FM - 80 cm³ a vybraným hydrogenerátorem je typ A4VG/32 o objemu 125 cm³. Cena tohoto systému činí 7250 EUR

S ohledem na složitost hydraulického obvodu a jednotlivé zapojení prvků připadá v úvahu koupě celého kontejnerového hydraulického systému. Kontejnerový systém by autor zvolil od firmy SOMATI, typ Hydrosub 150, z důvodu jednoduché dostupnosti v České republice. Hlavní výhoda tohoto systému je už jeho připravenost na napojení tlakových hadic a připojení ponorného čerpadla.

4. ZÁVĚR

Výsledkem této práce je návrh hydrostatického pohonu pro odstředivé radiální ponorné vodní čerpadlo, mezi jehož parametry patří průtok 150 l/s, dopravní výška 50 m, otáčky 2950 ot/min a výkon 105 kW bude sloužit jako návrhové řešení pro CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU, spol. s r.o. V práci se věnuji problematice hydrodynamických a hydrostatických čerpadel a také hydraulického okruhu.

Řešení pohonu a jeho návrh poslouží jako podklad pro další vývoj ponorného odstředivého čerpadla. Ze zjištěných výkonových a hmotnostních hodnot budou navrženy rozměry samotného čerpadla. Následně bude sestaven prototyp s hydraulickým okruhem, který bude testován pro zjištění potřebných charakteristik ponorného čerpadla. Na základě tohoto zjištění se bude provádět úprava rozměrů čerpadla a lopatek, které je možné dále zpracovat v diplomové práci. Po celkovém vývoji bude čerpadlo sloužit primárně pro hasiče a využití čerpadla bude možné např. při mimořádných situacích, jako jsou záplavy metra, či lesní požáry.

Při řešení hydrostatického pohonu byl zkoumán světový trh s ponornými čerpadly, z důvodů zjištění stavby hydraulického okruhu a použitých prvků. Následně provedené výpočty byly konzultovány s Ing. Miroslavem Jurikem z firmy BOSCH Rexroth a odborníky z CHV. Zvoleny byly komponenty od firmy BOSCH, a to hydromotor typu A2FM a hydrogenerátor A4VG. Tyto hydraulické komponenty jsou také využity v paralelně řešené práci kolegy Michala Nožky [11]. Zvolení stejných typů hydromotoru a hydrogenerátoru bylo provedeno na základě jejich jednoduché výměny při poruše, rovněž není nutné naskladňovat více druhů komponentů pro výrobu ponorného čerpadla a obojživelného vozidla.

V rámci shrnutí práce lze říci, že cílem práce bylo navrhnout hydrostatického pohonu pro čerpadlo. Návrh probíhal ve spolupráci s firmou BOSCH Rexroth a CHV, kde byla práce průběžně konzultována. Výsledkem práce je porovnání a volba komponentů pro hydraulický pohon od firmy Parker a BOSCH.

5. SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A ROVNIC:

ρ [kg. m ⁻³]	- hustota
δ [Pa ⁻¹]	- součinitel objemové stlačitelnosti
β [°C ⁻¹]	- součinitel teplotní roztažnosti
ν [m ² .s ⁻¹]	- kinematická viskozita
σ [N.m ⁻²]	- povrchové napětí
η [Pa.s ⁻¹]	- dynamická viskozita
τ [Pa]	- smykové napětí
ω [rad ⁻¹]	- úhlová rychlost
η_c [%]	- celková účinnost
η_m [%]	- mechanická účinnost
η_o [%]	- objemová účinnost
a [m.s ⁻²]	- zrychlení
D [m ³ .rad ⁻¹]	- maximální výtlak hydromotoru/čerpadla na radián
F [N]	- síla
K [Pa]	- modul objemové stlačitelnosti kapaliny
l [m]	- délka rozhraní
m [kg]	- hmotnost
M_k [Nm]	- krouticí moment
M_{kt} [Nm]	- teoretický (ideální) krouticí moment
M_{kz} [Nm]	- ztráty krouticího momentu vlivem tření
p [Pa]	- tlak
P [W]	- výkon
Q [m ³ .s ⁻¹]	- hmotnostní průtok
Q_s [m ³ .s ⁻¹]	- ztráty objemové průtoky
Q_t [m ³ .s ⁻¹]	- teoretický (ideální) průtok
S [m ²]	- plocha průřezu
t [°C]	- teplota
v [m ³ .kg ⁻¹]	- měrný objem
V [m ³]	- objem
v [m.s ⁻¹]	- rychlost kapaliny

6. ZDROJE

- [1] *Automatizace.hw.cz* [online]. ©1997-2014 [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-5dil-rotacni-pistova-cerpadla>
- [2] BAROŠKA, Ján. *Hydrostatické mechanizmy*. Žilina: Hydropneutech, 2012. ISBN 978-80-970-89726.
- [3] BOJKO, Marian, Milada KOZUBKOVÁ a Jana RAUTOVÁ. *Základy hydromechaniky a zásobování hasiv*. 1. vyd. V Ostravě: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2008. ISBN 978-80-7385-033-3.
- [4] *Bosch Rexroth: Mobile Hydraulics* [online]. ©2015 [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/>
- [5] Hydraulic Pump & Motor Division. *Parker* [online]. ©2016 [cit. 2016-04-08]. Dostupné z: <http://www.parker.com/>
- [6] Hytrans [online]. ©2011 [cit. 2016-04-08]. Dostupné z: <http://hytransfiresystem.com/products/hydrosubs/HydroSub-60.html>
- [7] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. Vyd. 1., upr. Brno: CERM, 2003. ISBN 80-7204-297-1.
- [8] KOPÁČEK, Jaroslav. *Hydraulické pohony hornických a hutnických strojů a zařízení*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1964. Učební texty vysokých škol / Vysoká škola báňská.
- [9] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*. Vydání první. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [10] NECHLEBA, Miroslav a Josef HUŠEK. *Hydraulické stroje*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1966.
- [11] NOŽKA, M. *Obojživelný terénní automobil s hydraulickým pohonem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 53 s. Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
- [12] PACIGA, Alexander. *Hydraulické stroje a mechanizmy*. 1. vyd. Bratislava: Slovenská vysoká škola technická, 1986.
- [13] PAVLOK, Bohuslav, Lumír HRUŽÍK a Miroslav BOVA. *HYDRAULICKÁ ZAŘÍZENÍ STROJŮ: učební text* [online]. Ostrava, ©2007 [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/hydraulicka-zarizeni-stroju.pdf>

- [14] PIVOŇKA, Josef. *Tekutinové mechanizmy: 12. konference, ČSSR, Brno 18.-20. listopad 1987 : sborník přednášek*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987.
- [15] SEDLÁČEK, J., *Prímočarý hydromotor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 51 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.
- [16] *Somati* [online]. ©2012 [cit. 2016-04-08]. Dostupné z: <http://www.somati-system.cz/cs/kontejnery>
- [17] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o, 2002. ISBN 80-214-2037-5.
- [18] ŠKORPÍK, Jiří. Vodní turbíny a hydrodynamická čerpadla, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2015-12]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/vodni-turbiny-a-hydrodynamicka-cerpadla.html>
- [19] *Údržba a opravy stájevé techniky* [online]. Mendelova univerzita v Brně, 2015 [cit.2016-04-15]. Dostupné z: http://web2.mendelu.cz/af_291_projekty2/vseo/print.php?page=3589&typ=html
- [20] *Vinohradnická mechanizace* [online]. ©2016 Mendelova univerzita v Brně [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <https://is.mendelu.cz/eknihovna/opory/index.pl?cast=58511>
- [21] *XYLEM* [online]. ©2016 [cit. 2016-04-20]. Dostupné z: <http://www.xylem.com/dewatering/us/products/godwin-heidra-200>
- [22] *Perkins* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <https://www.perkinsqm.ca>
- [23] *FS ČVUT* [online]. ©2014 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~beckajan/predn_design_KON_I_12.pdf
- [24] *Výzkum vysokokapacitního modulu čerpání za mimořádných situací*, rok 2013 - 2015, Brno, IK: VG20132015111

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Blokové schéma zapojení	13
Obr. 2 Pracovní cyklus čerpadla s rotačními písty [2].....	14
Obr. 3 Pracovní cyklus zubového čerpadla [20].....	15
Obr. 4 Pracovní cyklus lamelového čerpadla [20].....	15
Obr. 5 Vřetenové čerpadlo [19]	16
Obr. 6 Jednočinné pístové čerpadlo [10]	16
Obr. 7 Porovnání typů hydrodynamických čerpadel (a) radiální; (b) diagonální; (c) axiální [18].....	17
Obr. 8 Jednostupňové radiální čerpadlo [9].....	17
Obr. 9 Horizontální jednostupňové diagonální čerpadlo [9]	18
Obr. 10 Axiální čerpadlo [9].....	18
Obr. 11 Ponorné čerpadlo [9].. ..	19
Obr. 12 Mamutové čerpadlo [9]	19
Obr. 13 Charakteristika hydrostatického čerpadla [3]	20
Obr. 14 Charakteristika hydrodynamického čerpadla [3]	20
Obr. 15 Otevřený hydraulický okruh [8]	23
Obr. 16 Uzavřený hydraulický okruh [8]	20
Obr. 17 Porovnání olejů [12].....	20
Obr. 18 Axiální pístový hydrogenerátor [9]	20
Obr. 19 Rotační pístový hydraulický motor [23]	28
Obr. 20 Hydraulické schéma	29
Obr. 21 Hydrosud 150 [16].....	32
Obr. 22 Čerpadlo Hejdra 200 [21]	33
Obr. 23 Silová jednotka GHPU50 - Open [21].....	33
Obr. 24 Parker F12 [5].....	34
Obr. 25 BOSCH NG80 - A2FM [4]	34
Obr. 26 Axiální hydrogenerátor PARKER [5]	35
Obr. 27 BOSCH A4VG/32 [4]	35
Obr. 28 Pohonná jednotka IVECO C78 [11].....	36
Obr. 29 Pohonná jednotka Perkins [22].....	36

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Porovnání typů hydromotorů.....	27
Tab. 2 Zadané hodnoty	28
Tab. 3 Technické parametry	32
Tab. 4 Porovnání hydromotorů.....	37
Tab. 5 Porovnání hydrogenerátorů	37
Tab. 6 Porovnání pohonných jednotek	37

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1
Příloha 2
Příloha 3