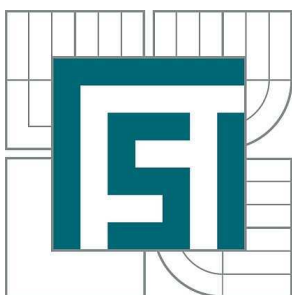


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ ČERPADEL

PUMP DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PAVEL ŠMÍD

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Pavel Šmíd

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

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

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:

Konstrukční provedení čerpadel

v anglickém jazyce:

Pump design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Přehled používaných uspořádání hydrostatických čerpadel by měl být spojen s jejich krátkým popisem a rozбором. V práci budou uvedeny základní výpočtové vztahy, přičemž se autor práce může zaměřit i na konkrétní části jejich konstrukce.

Cíle bakalářské práce:

Získání znalostí o dosud využívaných konstrukčních variantách hydrogenerátorů s ohledem na jejich nedostatky, výhody a oblasti použití. Měl by být utvořen i základní náhled do některých problémů při jejich návrhu.

Seznam odborné literatury:

Bláha, J. - Brada, K.: Hydraulické stroje, Praha, 1992.

Bláha, J. - Brada, K.: Příručka čerpací techniky, Praha, 1997.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Roman Klas, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 19.11.2009

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této práce je provést rozbor konstrukčního řešení čerpadel používaných v dnešní době. V první řadě se zaměříme na rozdělení čerpadel podle druhu přeměny energie, a to na hydrostatická a hydrodynamická. Dále provedeme srovnání těchto typů a uvedeme oblast jejich optimální použitelnosti podle rychloběžnosti. Tato práce se bude zaměřovat pouze na hydrostatická čerpadla, kdy si uděláme rozbor jednotlivých konstrukčních provedení čerpadel a uvedeme výhody a nevýhody daných čerpadel. Neměli bychom opomenout na základní technické parametry a oblasti použití v praxi u daných typů. Ke konci práce budou zpracovány základní výpočtové vztahy a ideální charakteristiky čerpadel.

ABSTRACT

The aim of this labour is to analyze the structural design of pumps used in the present time. First, we focus on the distribution of pumps by type of energy conversion, and there are hydrostatic and hydrodynamic. Will further comparison of these types, and enter the region of their optimal application under specific speed. This labour will focus only on the hydrostatic pumps when we will do an analysis of design performance of the individual pumps and we'll give the advantages and disadvantages of the specific pumps. We shouldn't forget the basic technical parameters and individual areas of practical use these given types. At the end of the labour will be processed the basic equations and the ideal characteristics of pumps.

Klíčová slova

Čerpadla, konstrukční provedení hydrostatických čerpadel, technické parametry

Keywords

Pump, type of construction hydrostatic pump, technical parameters

Bibliografická citace

ŠMÍD, P. *Konstrukční provedení čerpadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 38 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že bakalářskou práci, *Konstrukční provedení čerpadel*, jsem vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce Ing. Romana Klase, Ph.D. . V seznamu literatury jsem uvedl všechny použité zdroje.

V Brně, 19. května 2010

Podpis

Poděkování

Tímto děkuji svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. za odborné rady a ochotu při řešení této práce. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	10
1. Čerpadla	11
1.1 Rozdělení čerpadel	11
1.2 Porovnání hydrostatických a hydrodynamických čerpadel	11
1.3 Hydrodynamická podobnost	11
1.4 Hydrostatická čerpadla	13
1.4.1 Schéma rozdělení hydrostatických čerpadel	13
2. Hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem	14
2.1 Pístová čerpadla	14
2.1.1 Čerpadla jednočinná	14
2.1.2 Čerpadla diferenciální	14
2.1.3 Čerpadla dvojčinná	15
2.1.4 Čerpadla s radiálními písty	16
2.1.5 Čerpadla s axiálními písty	18
2.2 Membránová čerpadla	19
3. Hydrostatická čerpadla s rotačním pohybem	20
3.1 Zubová čerpadla	20
3.1.1 Zubové čerpadlo se dvěma ozubenými koly s vnějším ozubením	21
3.1.2 Zubová čerpadla s vnitřním ozubením	23
3.1.3 Čerpadla s rotačními písty	24
3.2 Vřetenová čerpadla	25
3.2.1 Jednovřetenová čerpadla	25
3.2.2 Dvouvřetenová čerpadla	25
3.2.3 Třívřetenové čerpadlo	26
3.3 Lamelová čerpadla	27
3.3.1 Čerpadla s výstřednou kruhovou dráhou statoru	28
3.3.2 Čerpadla s křivkovou dráhou statoru	29
3.4 Čerpadla s elastickým rotorem	30
3.4.1 Čerpadlo s pružnými lamelami	30
3.4.2 Čerpadlo s ozubeným řemenem	30
3.5 Peristaltická čerpadla	31
4. Základní parametry hydrostatických čerpadel	32
5. Základní zákony proudění kapaliny	34
6. Ideální charakteristiky hydrostatických převodníků	35
Závěr	36
Použitá literatura	37
Seznam použitých veličin	38

Úvod

V historii mají čerpadla ojedinělé místo, jelikož od počátku vývoje jsou spjatý s velkým civilizačním úsilím lidstva přepravovat rychle a energeticky výhodně vodu či jiné kapaliny. V dějinách se prokázalo že vzrůst, ale i zánik vyspělých civilizací je spjat s využíváním vody. K manipulaci s vodou se používalo nádob zavěšených na dlouhých tyčích, později se nádoby upevňovaly na lano nebo řetězy, které se namotávali na válec těchto zařízení, potřebnou mechanickou práci však museli vyvinout lidé nebo zvířata. Dalším vývojem vznikly již stroje s využitím přírody a to větrné motory nebo čerpací kola, které využívají kinetickou energii kapaliny.

Mnohem později byla zkonstruována čerpadla, jak již je známe dnes, která vodu mohla nasávat, ale dokonce byla schopná vodu vytlačit do míst o několik metrů výše. Mezi první čerpadla v podobě, která nám je známa nyní, patřily pístová nebo též hydrostatická čerpadla, které využívají tlakové energie, to se již zrealizovalo už ve středověku, důkazem jsou vykopávky v Pompejích pístového čerpadla s kulovými ventily.

V 80 letech 19. století se začínaly realizovat odstředivá čerpadla. Poměrně pozdní vznik odstředivých čerpadel byl způsoben obtížnou přeměnou energie v difuzoru čerpadla, ale také kvůli konkurenci dosud spolehlivě pracujících pístových čerpadel. Se začátkem 20. století však lopatková čerpadla začala vytlačovat vodárenská pístová čerpadla a postupem času je zcela nahradila.

Jak v minulosti, tak v dnešní době jsou čerpadla pro člověka nepostradatelným a všeobecně používaným druhem energetických strojů, které jsou konstruovány tak, že k jejich provozu jsou čerpadla základním prvkem. Čerpadla jsou používána v mnoha pracovních oborech např.: vodním hospodářstvím, energetice, zemědělství, farmaceutickém průmyslu atd. což vypovídá o jejich nepostradatelnosti v dnešní době.

1. Čerpadla

1.1 Rozdělení čerpadel

Dle způsobu jakým se přeměňuje mechanická práce na potenciální energii se rozdělují čerpadla na dvě základní skupiny:

-Hydrostatická - nebo-li čerpadla s přímou přeměnou mechanické energie v potenciální energii hydraulickou. Pracují tak že pracovní element např. píst tlačí přímo na kapalinu v pracovním prostoru, tím ji vytlačuje a vzniká tlaková (potenciální) energie.

-Hydrodynamická - nebo-li čerpadla s nepřímou přeměnou mechanické energie v potenciální energii hydraulickou, dochází ke dvojí přeměně energie, hnací motor dodává mechanickou práci, která se z části mění na pohybovou energii kapaliny (kapalina získává určitou rychlost proudění) a pak až ve výtlačném hrdle se mění pohybová energie na energii potenciální

1.2 Porovnání hydrostatických a hydrodynamických čerpadel[1][6][3][12]

- hydrostatická čerpadla dosahují větší účinnosti než čerpadla odstředivá (hydrodynamická) a oproti odstředivým na účinnost nemá výrazný vliv velikost stroje.
- při konstantních otáčkách dodávají téměř stejné objemy kapaliny (odtud objemová čerpadla). U odstředivých čerpadel závisí dodávaný objem na dopravní výšce.
- u kapalin s různou viskozitou zůstává u pístových čerpadel množství dopravované látky přibližně stejné a účinnost se výrazně nemění, avšak u odstředivých čerpadel se výrazně mění závislost průtoku na pracovní výšce a tím se značně zmenšuje účinnost
- regulace se u hydrostatických čerpadel provádí plynule a to přepouštěním z výtlačku do sání nebo přerušovaně vynecháváním potřebného počtu pracovních zdvihů. Realizace se provádí zdvižením sacích ventilů. Odstředivá čerpadla se regulují škrcením, které je ale spojené se ztrátami
- hydrostatická čerpadla jsou náchylná na mechanické nečistoty a na látky které mohou krystalizovat

1.3 Hydrodynamická podobnost

Teorie podobnosti se využívá při návrhu a výzkumu hydraulických prvků, kde nám pomáhají analyzovat fyzikální jevy v nich probíhající. Vhodná kritéria hydrodynamické podobnosti jsou používána při přenosu modelových zkoušek hydraulických strojů na reálná díla a průtočných částí strojů. Hydrodynamická podobnost zahrnuje podobnost geometrickou, kinematickou a dynamickou[1].

Geometrická podobnost - představuje lineární transformaci rozměrů, kdy mohou oba útvary splýnout v jeden. Geometrická podobnost zahrnuje i drsnost povrchu.

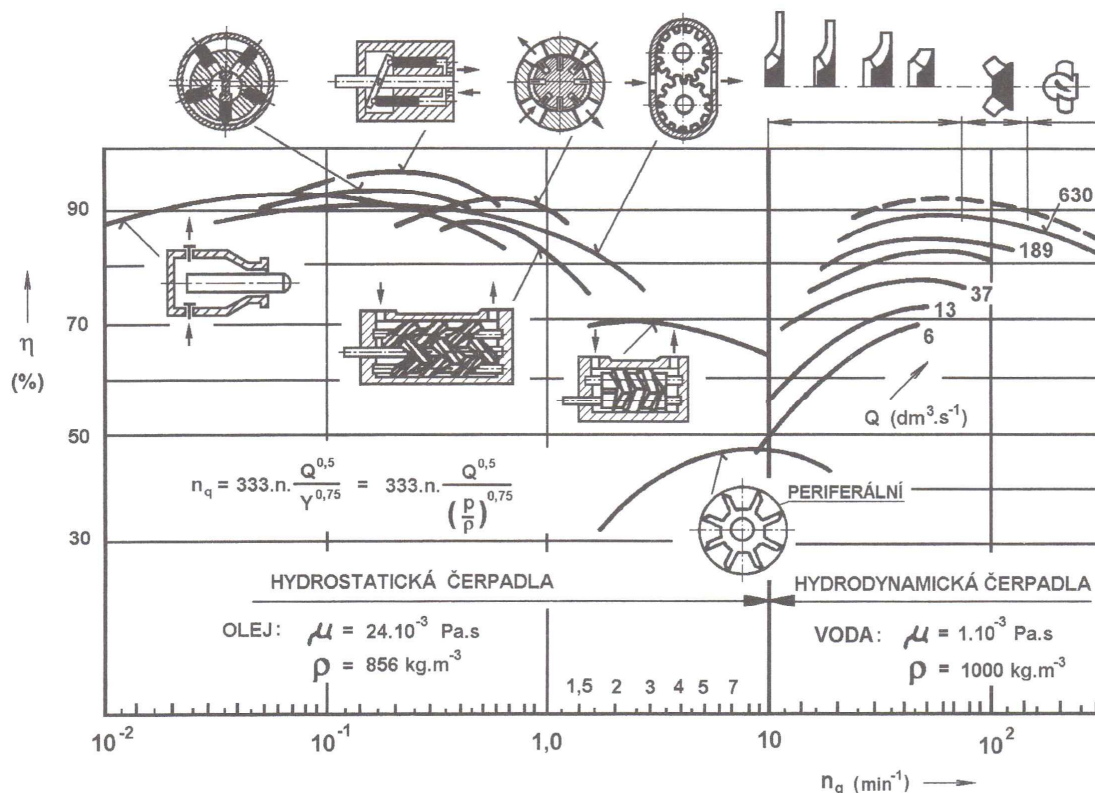
Kinematická podobnost - je splněna, když v libovolných bodech mají proudové pole geometricky podobných objektů stejné směry vektorů rychlostí a poměr těchto rychlostí je konstantní. Tedy rychlostní trojúhelníky v libovolných odpovídajících si bodech musí být podobné[4].

Dynamická podobnost - Mají stejné podmínky jako podobnost kinematická jen s tím rozdílem, že se týká pouze sil působících v proudící kapalině.

Poměry různých druhů sil se v proudící kapalině vyjadřují pomocí bezrozměrových kritérií. Nejvýznamnější jsou síly tlakové, které zahrnují kritérium Eulerovo a síly působící při neustáleném pohybu kapalin zahrnuté pomocí Strouhalova kritéria. Dále Reynoldsovo kritérium zahrnuje síly vzniklé viskozitou kapaliny. V oblasti hydraulických strojů se používá kritérium nazývané rychloběžnost n_b , které souvisí s průtokem, měrnou energií a otáčkami stroje.

$$n_b = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{E^{0,75}} \quad (1)$$

Rychloběžnost je souhrnným kritériem hydrodynamické podobnosti, které zahrnuje nejdůležitější síly působící v kapalině. Pokud máme dva geometricky podobné stroje, které mají stejnou hodnotu rychloběžnosti, pak tyto stroje jsou hydrodynamicky podobné. Rychloběžnost nám slouží také k vhodnému výběru typu čerpadla. Ze statistických rozběrů měrných energií a maximální účinnosti různých typů čerpadel byla sestavena závislost mezi maximální účinností a rychloběžností vyjádřené ve formě měrných otáček (obr. 1). Pomocí této závislosti jsou zobrazeny optimální oblasti použití různých typů čerpadel. Při měrných otáčkách $n_q < 10 \text{ min}^{-1}$ je dosahovaná velmi malá účinnost odstředivých strojů, proto je hodnota $n_q \approx 10 \text{ min}^{-1}$ považována za hranici ekonomického využití mezi hydrostatickými a hydrodynamickými čerpadly. V oblasti $n_q > 10 \text{ min}^{-1}$ je volí buď víceústupňové odstředivé anebo hydrostatické čerpadla. Dále se dělí podle viskozity čerpané hmoty. V případě, kdy má čerpaná kapalina větší viskozitu než voda, se používají hydrostatická čerpadla, v opačném případě použijeme čerpadla odstředivá, protože při čerpání velmi viskózní látky odstředivými čerpadly dochází k laminárnímu proudění, což má za následek velmi malou účinnost stroje[4].

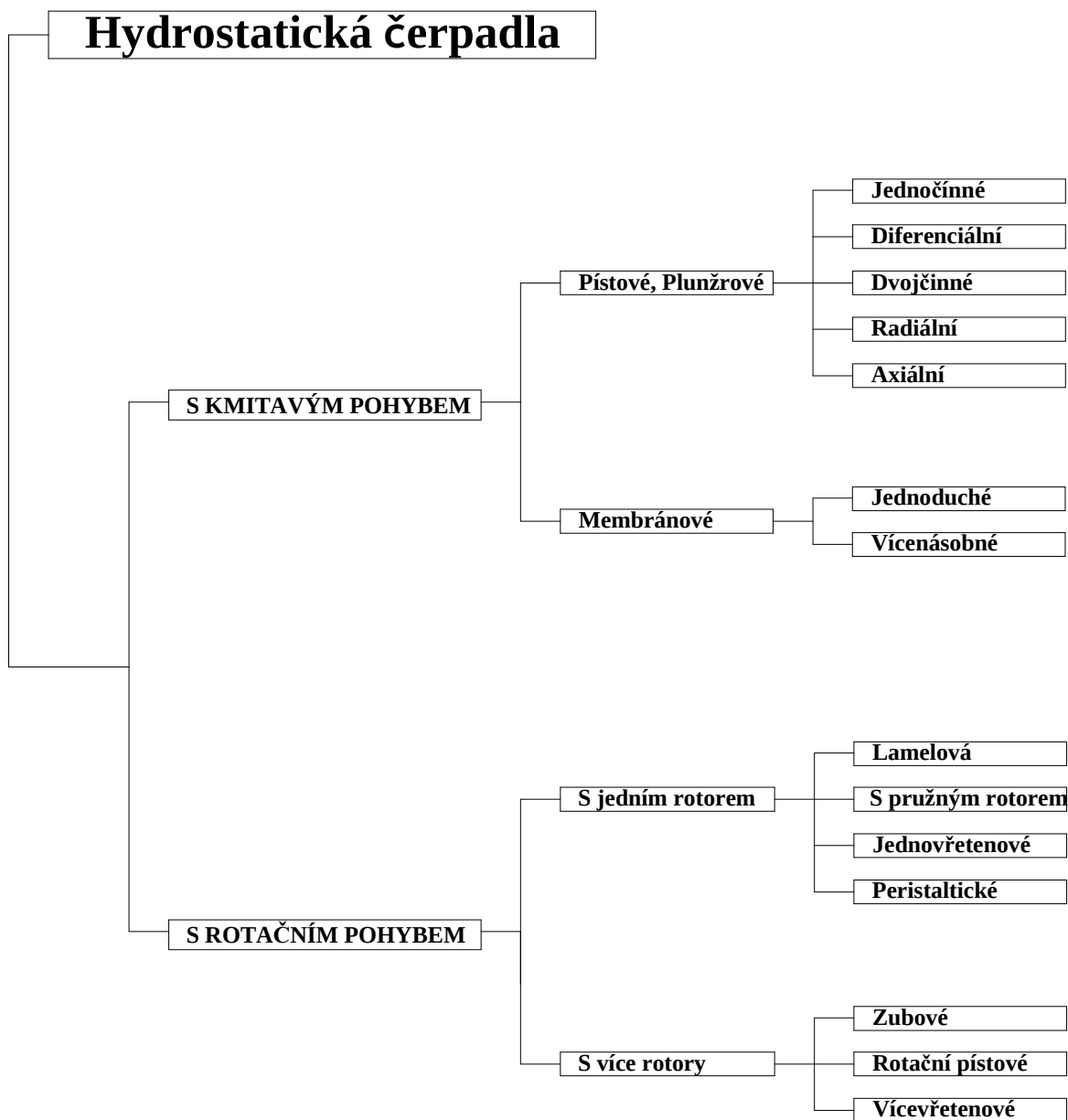


Obr. 1 Optimální oblasti použití hydrostatických a hydrodynamických čerpadel různých typů [4]

Tato práce je zaměřená na hydrostatická čerpadla, proto se nadále budeme zabývat již jen touto tematikou.

1.4 Hydrostatická čerpadla

1.4.1 Schéma rozdělení hydrostatických čerpadel



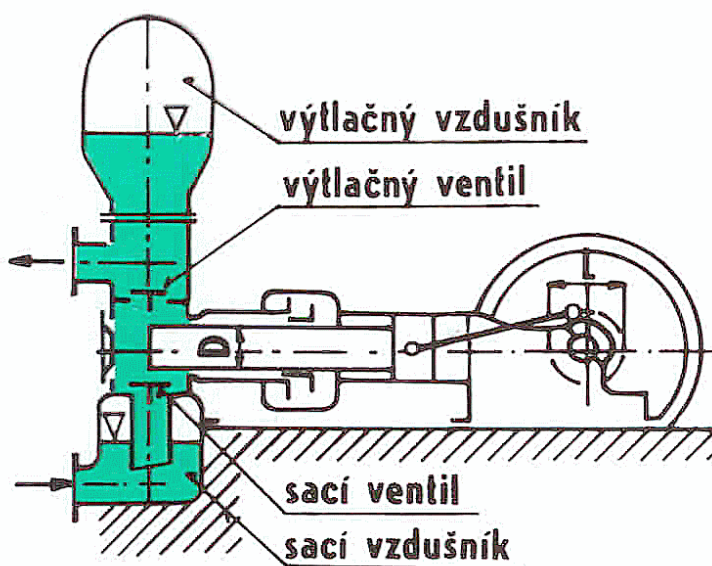
2. Hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem

2.1 Pístová čerpadla

Pístová nebo-li objemová čerpadla. Základní součástí pístových čerpadel jsou písty nebo plunžry, které konají přímočarý vratný pohyb pomocí klikového mechanismu. Mechanickým tlakem pohybujícího pístu, se zvyšuje potenciální energie kapaliny přímo, a tudíž se dosahuje velké účinnosti. Pístová čerpadla se dělí na jednočinná, dvojčinná, diferenciální a podle uspořádání pístů (axiální, radiální)[5].

2.1.1 Čerpadla jednočinná

Hodí se jen pro malé výkony, přičemž průměr pístu nemá překračovat velikost 150 mm, při větších průměrech se totiž nedá zajistit dostatečná těsnost po obvodu pístu. U jednočinných čerpadel je nutné mít velké větrníky a setrvačníky, aby se zabránilo nestacionárním jevům, které způsobují zrychlování a zpoždování pístu a tím se zabránilo nerovnoměrného chodu a čerpaní tekutiny. Jedná se o jednopístová čerpadla s klikovým mechanismem (obr. 2), kde plunžr koná přímočarý vratný pohyb do pracovního prostoru, který je uzavřen výtlačným a sacím ventilem[2][3].

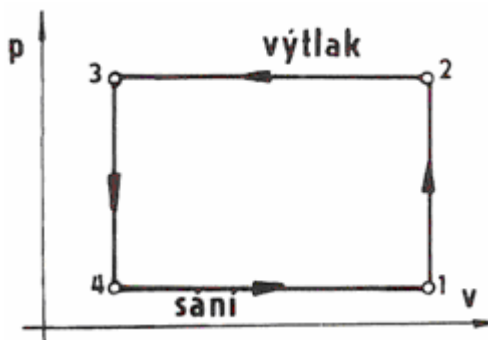


Obr. 2 Schéma jednočinného pístového čerpadla[16]

Čerpadlo by mělo dopravovat množství:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot n \quad [l/min] \quad (2)$$

Pracovní cyklus lze popsat pomocí p-V digramu (obr. 3). Na začátku sacího cyklu se plunžr pohybuje vpravo bod 4, dochází k expanzi vzduchu a následným otevřením sacího ventilu kapalina zaplní objem válec. Poté co plunžr dosáhne spodní úvratě, se sací ventil uzavře bod 1 a nastává opačný jev výtlač bod 2. Při kterém se otevře výtlačný ventil a plunžr pohybem vlevo vytlačí kapalinu z pracovního prostoru, v bodě 3 se uzavírá výtlačný ventil.

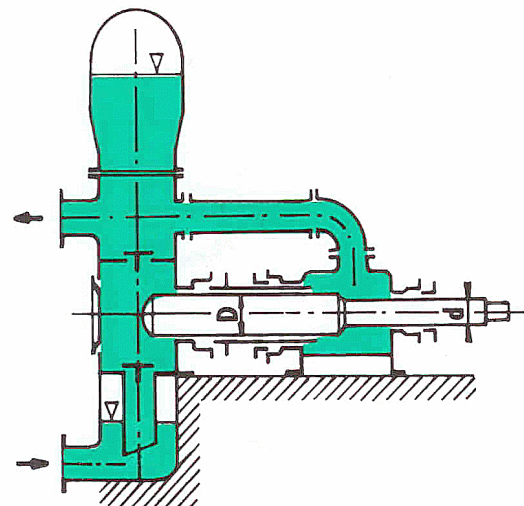


Obr. 3 p-V diagram čerpadla[16]

2.1.2 Čerpadla diferenciální

Diferenciální čerpadlo (obr. 4) pracuje na základě jednočinného saní, ale dvojčinného výtlaku. Stejně jako jednočinná čerpadla má jeden sací ventil a jeden výtláčny ventil. Při sání čerpadlo nasaje kapalinu do pracovního prostoru, zároveň však druhou stranou pístu vytlačí kapalinu na zadní straně pístu, při výtlaku se část kapaliny vytlačí a zbytek přetéká na druhou stranu pístu. Toto čerpadlo pracuje stejnoměrněji a také síla působící na píst je při obou zdvizech stejná a tím není zapotřebí těžkých setrvačníků, v důsledku tohoto jevu jsou tyto čerpadla menších rozměrů.

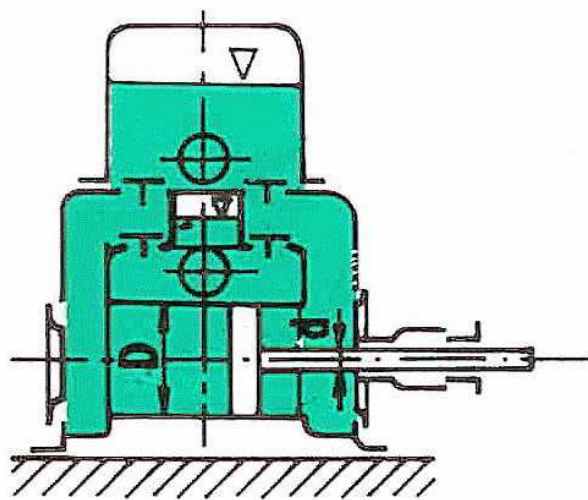
Stejnomořností dodávaného průtoku se diferenciální čerpadla vyrovnají čerpadlům dvojčinným a svou jednodušší konstrukcí jsou i výhodnější (menší počet ventilů). Avšak účinnost mají podobnou jako čerpadla jednočinná, a tak se používají pro menší dopravované množství vody, kde by dvojčinné čerpadlo nebylo možno zkonstruovat[1][2].



Obr. 4 Schéma diferenciálního čerpadla[16]

2.1.3 Čerpadla dvojčinná

U čerpadel dvojčinných (obr. 5) pracuje přední i zadní strana jako u jednočinného čerpadla, pokud zadní strana saje, přední strana vytlačuje a naopak, což vyžaduje dva sací ventily a dva výtláčny ventily. Tato čerpadla pracují rovnoměrně a s vyšší účinností, než mají jednočinná. Krouticí moment je rovnoměrnější, takže není zapotřebí velkého klikového ústrojí a setrvačníků[2].



Obr. 5 Schéma dvojčinného čerpadla[16]

Průtok čerpadla za otáčku:

$$Q = Q'_V + Q''_V = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot L + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \quad (3)$$

2.1.4 Čerpadla s radiálními písty

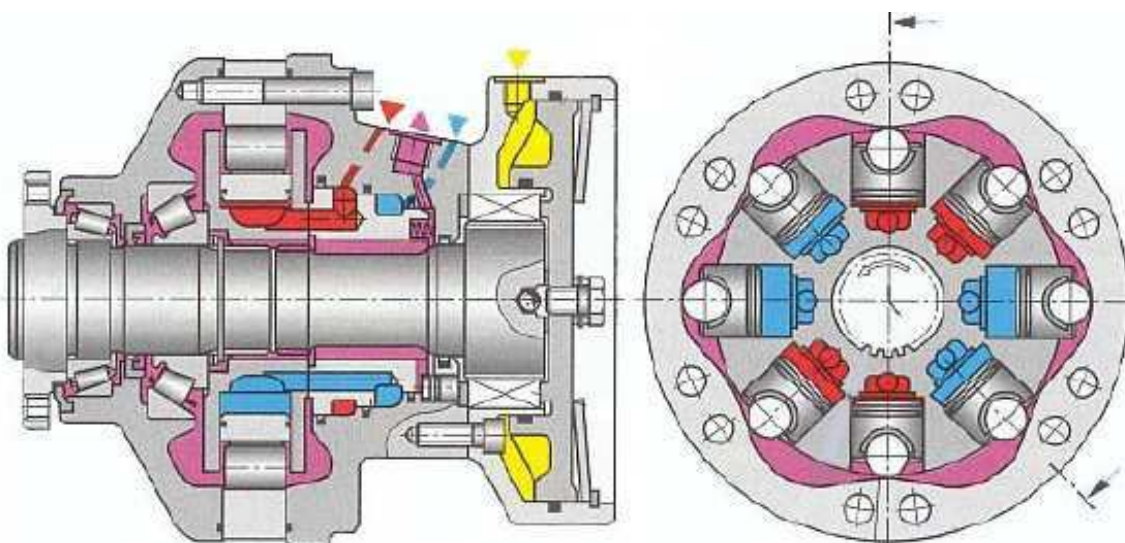
Jsou to pomaluběžné stroje s velkými geometrickými objemy. Vyrábějí se s regulací dopravovaného množství, kde změnou výstřednosti můžeme plynule měnit geometrický objem čerpadla, ale také jako neregulační s konstantním geometrickým objemem. Tedy bez možnosti změny výstřednosti e , která ovlivňuje velikost zdvihu ($L = 2e$). Čerpadla se vyrábějí s lichým počtem pístů 3,5,7,9 a to kvůli rovnoměrnějšímu dodávání pracovní kapaliny[2][1].

V současné době se u radiálních pístových čerpadel uplatňují dvě základní varianty:

- radiální pístová čerpadla s rotujícím blokem válců
- radiální pístová čerpadla s nerotujícím blokem válců

Radiální pístová čerpadla s rotujícím blokem válců (obr. 6)

Písty válců se vnějším koncem opírají o výstředný kotouč tak, že při otáčení konají vůči bloku přímočarý vratný pohyb. Pomocí rozvodového vřetene, na kterém je upevněn rotor, se přivádí kapalina k výtláčnému hrdlu, nebo odvádí od sacího hrdla. Velikost geometrického objemu je závislá jak na počtu pístů, tak i na počtu dvojzdvihů za jednu otáčku, což je realizováno tím, že kruhová opěrná dráha pístu se mění v křivkovou. Pak je počet dvojzdvihů dán počtem vrcholů křivkové dráhy[1].

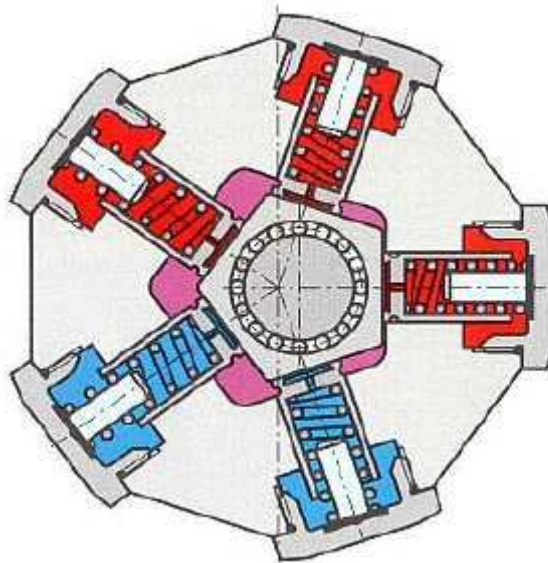


Obr. 6 Radiální pístové čerpadlo s křivkovou oběžnou drahou[5]

parametry čerpadla		
geometrický objem V_g [cm ³]	maximální tlak $p_{\max}$ [MPa]	otáčky n [min ⁻¹]
0,4 ÷ 1500	70	150 ÷ 1450

Radiální pístová čerpadla s nerotujícím blokem válců (obr. 7)

Využívají se převážně jako stroje bez plynulé změny průtoku. Písty jsou poháněny přes ojnice excentrickým kotoučem na hřídeli. Ojnice jsou připevněny k pístům pomocí kulových kloubů a hydrostatickými kluznými plochami na excentru hřídele. Rozvod stroje je oddělený rovinně kmitajícím rotačním šoupátkem. Tyto stroje se vyrábí s počtem pístů 5 a 7. Excentr může být realizován také jako víceboký hranol, kdy počet hran určuje počet pístů. Písty jsou opřeny o stěny rotujícího hranolu. Silové vyvážení je realizováno zavedením pracovní kapaliny na vnitřní dno do vybrání, které je umístěno na stěnách hranolů, což má za následek příznivé silové poměry a možnost zvýšení pracovního tlaku[5].



Obr. 7 Radiální pístové čerpadlo s písty vedenými ve statoru[5]

Výhody radiálních pístových čerpadel:

- velká tuhost tělesa a vysoká dynamická únosnost ložisek
- možnost plynulé regulace průtoku
- není potřeba řešit přívod kapaliny do pracovního prostoru, přívod pomocí rozvodového vřetene
- nízká hlučnost provozu

Nevýhody radiálních pístových čerpadel:

- vysoká cena v porovnání s výkonem čerpadla
- nejnižší poměrný výkon na jednotku hmotnosti z pístových strojů
- problém s dostatečným utěsněním obvodu pístu, aby nedocházelo ke ztrátám

parametry čerpadla		
geometrický objem V_g [cm ³]	maximální tlak p_{max} [MPa]	otáčky n [min ⁻¹]
0,4 ÷ 1500	70	120 ÷ 1450

2.1.5 Čerpadla s axiálními písty

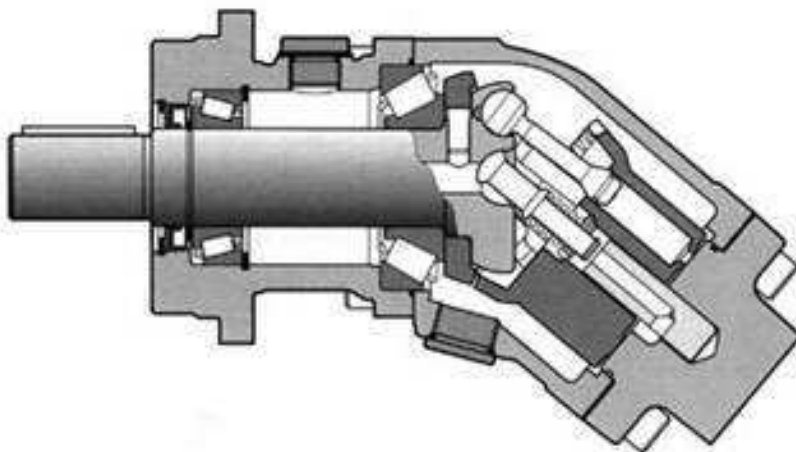
Tato čerpadla jsou velice rozšířeným typem, původně sice byla vyvinuta pro hydrostatické převody a také jako generátory tlakové energie. Čerpadla s axiálními písty jsou rychloběžnější než čerpadla s radiálními písty, což je způsobeno tím, že písty pracují na menším průměru a obvodová rychlost pohybu funkčních ploch je omezena téměř stejně, v důsledku toho dosahují vyšších otáček. Stroj může běžet i v opačném smyslu. Pak se sací hrdlo stane výtlačným a výtlačné sacím[2].

Rozdělení čerpadel s axiálními písty:

- axiální čerpadlo s rotujícími písty a nerotujícím nakloněným tělesem
- axiální čerpadlo s rotujícími písty a nerotující nakloněnou deskou

Axiální čerpadlo s rotujícími písty a nerotujícím nakloněným tělesem (obr. 8)

Hnací hřídel je zakončen přírubou, v níž jsou ojnice uchyceny pomocí kulových čepů. Ojnice pohání písty ve válci, protože blok válců svírá s přírubou jistý úhel, vykonává každý píst za jednu otáčku jeden sací a výtlačný cyklus. Velikost zdvihu je dána podle úhlu natočení, který se dá regulovat. Čím bude větší úhel, tím bude větší zdvih. Kapalina se do pracovního prostoru přivádí v prstenci uloženém otočně, avšak nerotujícím[1].

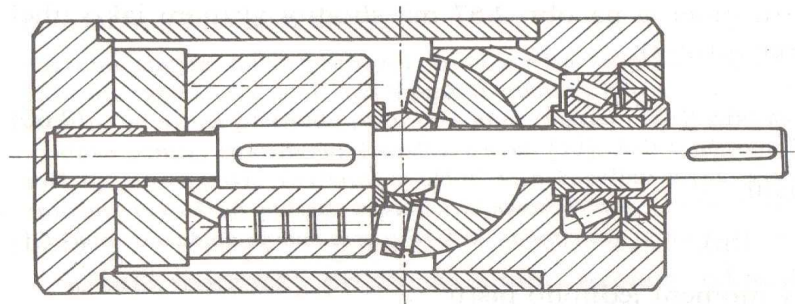


Obr. 8 Axiální čerpadlo s rotujícími písty a nerotujícím nakloněným tělesem[17]

parametry čerpadla		
geometrický objem V_g [cm ³]	maximální tlak $p_{\max}$ [MPa]	otáčky n [min ⁻¹]
1,5 ÷ 3600	35	120 ÷ 2900

Axiální čerpadlo s rotujícími písty a nerotující nakloněnou deskou (obr. 9)

Hřídel a blok válců je na jedné ose a otáčejí se společně. Písty se opírají o nakloněnou desku a jejich kontakt je realizován buď přímo nebo pomocí klouzátek. Zdvih je stejně jako u předešlého typu dán úhlem naklonění desky.



Obr. 9 Axiální čerpadlo s rotujícími písty a nerotující nakloněnou deskou[1]

Výhody strojů s nakloněným blokem válců oproti strojům s nerotující nakloněnou deskou:

- menší namáhání pístů příčnými silami
- možnost nastavení většího úhlu natočení, a tedy dosažení větších průtoků
- hřídel je neprůchozí a tedy nemusíme řešit průsak po jeho obvodu a pracovní prostor je méně náchylný na nečistoty

Nevýhody strojů s nakloněným blokem válců oproti strojům s nerotující nakloněnou deskou:

- nemohou mít průchozí hřídel
- jejich konstrukce vyžaduje větší prostor a tedy i větší hmotnost
- přívod a odvod kapaliny je složitější

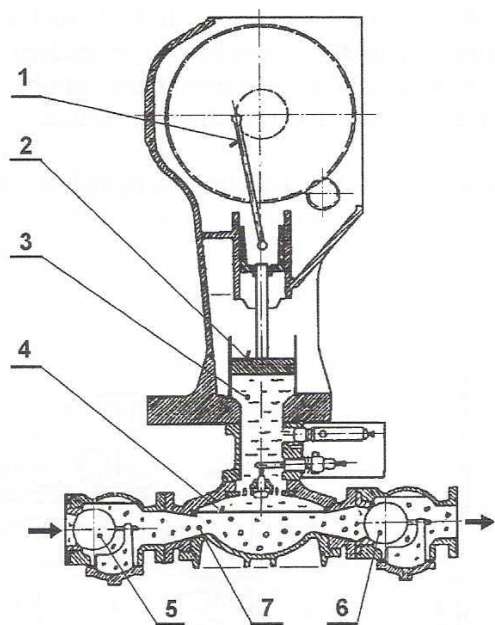
parametry čerpadla		
geometrický objem V_g [cm ³]	maximální tlak $p_{\max}$ [MPa]	otáčky n [min ⁻¹]
2 ÷ 530	50	200 ÷ 3000

2.2 Membránová čerpadla

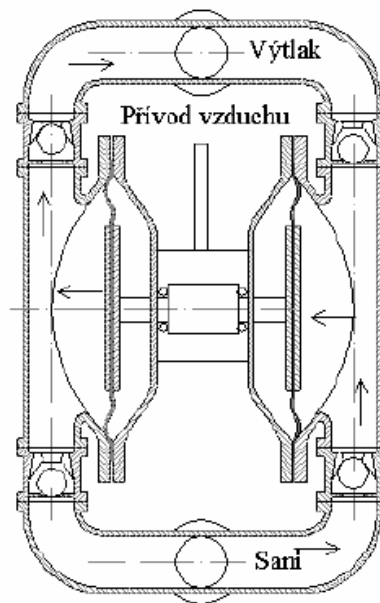
Membránová čerpadla mají velmi širokou oblast použití. Používají se pro čerpání kapalin agresivních, s vysokou viskozitou, s obsahem velkým pevných částic, jedovatých a jinak nebezpečných kapalin. Hlavní pracovní prvek je zde membrána, která nuceným pohybem vytváří tlakovou energii a odděluje prostor s čerpanou kapalinou od ostatních prvků čerpadla. Průhyb membrány je vytvořen hydraulicky nebo pneumaticky (obr. 10). Princip čerpadla spočívá ve vyvozování podtlaku a přetlaku pomocí pístu, kdy vznikem podtlaku se membrána prohne směrem do válce a nasaje kapalinu do pracovního prostoru, při pohybu pístu do horní úvrati se membrána bude deformovat v opačném směru a tím způsobí tlakovou energii a vytlačení kapaliny. Průhyb membrány je hlavní parametr pro velikost průtoku čerpadla za jeden cyklus. Materiál membrány se volí s ohledem na teplotu, tlak a agresivitu pracovní kapaliny. Pro vysoké tlaky nebo teploty se používá materiál z chromniklových ocelí. Pro nízké nároky na pevnost membrány se vyrábí z teflonů, plastů a nebo pryží. Plastické membrány dovolují větší průhyby a tím větší geometrický objem ve srovnání s ocelovými[4][14].

Čerpadla se vyrábějí s jedním nebo více činnými prostory a podle toho se rozdělují na jednoduché a vícenásobné (obr. 11). Při čerpání především abrazních látek, se pracovní prostor odděluje několika membránami. To zaručuje zvýšení spolehlivosti čerpadla tím, že i

při porušení první membrány, se zabrání vniknutí abrazních částic do pístu a následného zadření.



Obr. 10 Membránové čerpadlo s hydraulickým pohonem[13]
1- klikový mechanismus, 2- píst,
3- olejová lázeň, 4- kruhová membrána,
5- sací ventil, 6- výtlačný ventil, 7-čerpaná látka



Obr. 11 Výcénásobné membránové čerpadlo s pneumatickým pohonem[4]

Výhody membránových čerpadel:

- dobré samonasávací schopnosti
- malá citlivost na přepravovanou tekutinu
- možnost chodu na prázdno

Nevýhody membránových čerpadel:

- dosahovaný výkon je menší než u pístového čerpadla
- složitější konstrukce než u pístového mechanismu

parametry čerpadla		
průtok Q [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]	maximální tlak p_{max} [MPa]	otáčky n [min^{-1}]
10 ÷ 90	10	65 ÷ 14500

3. Hydrostatická čerpadla s rotačním pohybem

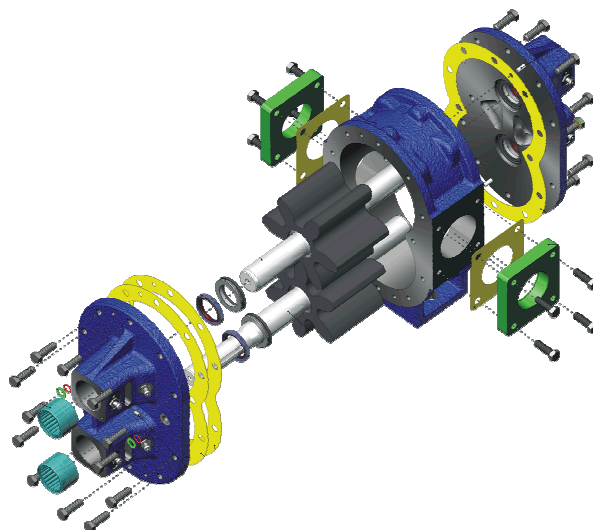
3.1 Zubová čerpadla

Tato čerpadla jsou velice rozšířeným typem rychloběžných strojů, pro svoji jednoduchost konstrukce i kvůli nenáročné výrobě stroje mohou dosahovat otáček až 40 000 min^{-1} . Kvůli dobré samonasávací schopnosti se tyto čerpadla používají při čerpání mazacích a

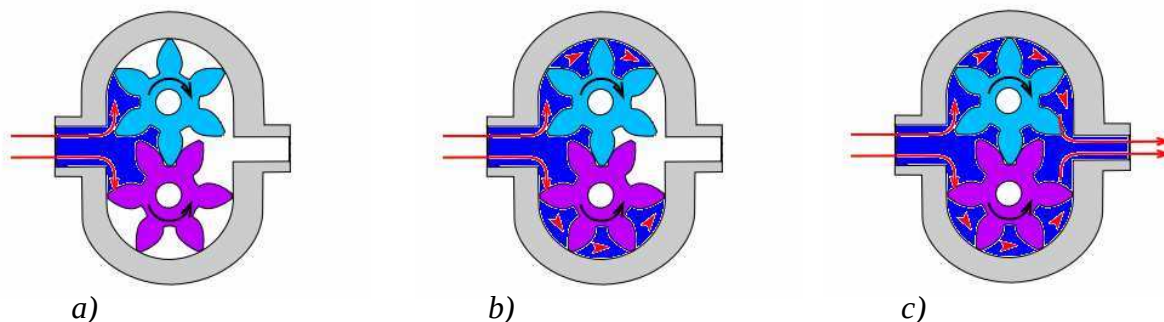
topných olejů, ale také pro dodávání kapaliny do vysokotlakých čerpadel. Zubová čerpadla neobsahují ventily, což umožňuje reverzaci otáček, která je jediný způsob změny průtoku čerpadla, jelikož dopravované množství je přímo dané počtem zubů a velikostí zubové mezery. Pokud má dopravovaná kapalina dobré mazné vlastnosti, mohou se ložiska zubových čerpadel mazat přímo pracovní kapalinou, v ostatních případech musí mít čerpadlo ložiska vnější. Kvůli snížení hlučnosti stroje jsou montovány kluzná ložiska, která mají i vyšší tuhost než ložiska valivá [1][2][4].

3.1.1 Zubové čerpadlo se dvěma ozubenými koly s vnějším ozubením

Nejjednodušším provedením je čerpadlo, které se skládá ze dvou stejných ozubených kol s vnějším evolventním ozubením, které jsou spolu v záběru (obr. 12). Při vzájemném dosednutí zubů se ozubená kola stávají těsnícím prvkem mezi sáním a výtlakem. Cyklus začíná v místě, kde zubová kola vycházejí ze záběru. V tomto místě dochází k sání kapaliny (obr. 13a), dále se kapalina přepravuje zubovou mezerou po obvodu čerpadlové skříně (obr. 13b) až do místa, kde dochází ke vzájemnému záběru kol, tam se kapalina vytlačuje ze zubové mezery do výtlaku (obr. 13c). Pro zrovnomnění průtoků se používají kola se šikmým nebo šípovitým ozubením. Ovšem nevýhodou těchto kol je vznik axiálních sil, které působí na rotory [4][7].



Obr. 12 3D model zubového čerpadla [18]



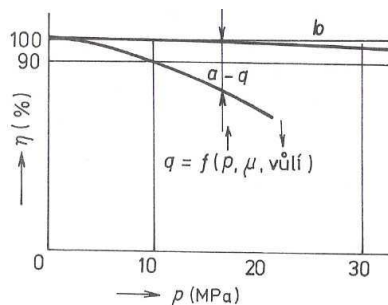
Obr. 13 Princip zubového čerpadla s čelním ozubením [10]

a) sání kapaliny, b) vedení kapaliny po obvodu skříně, c) výtlak kapaliny

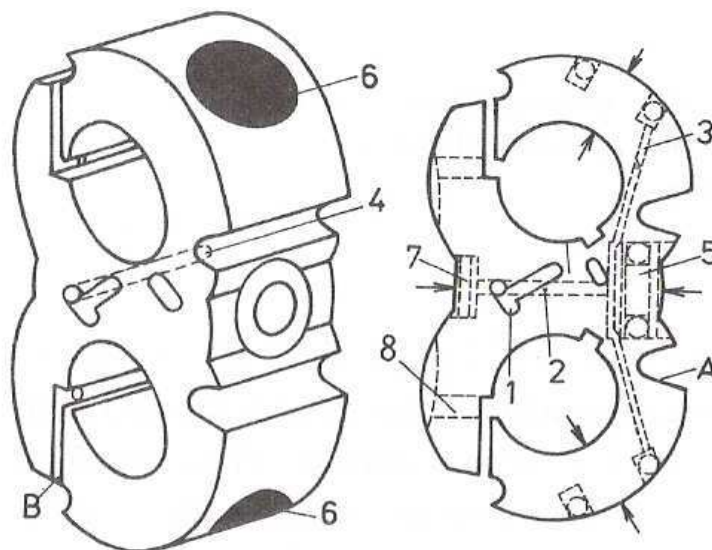
Kapalina zaplňující proměnný objem mezi patní a vrcholovou kružnicí zubů v záběru představuje škodlivý prostor. Proměnlivost škodlivého prostoru je příčinou vzniku tlakových pulsací v kapalině a tedy i vysoké hlučnosti čerpadla. Tlumení pulsací v kapalině je dosahováno realizací odlehčovacích kanálků, které jsou vyfrézovány v bočních plochách ložiskových pouzder, a tím se docílí propojení škodlivého prostoru s tlakovou oblastí [4].

Boční a vrcholové vůle zajišťují snížení pulsací a umožňují otočné uložení ozubených kol, ale zejména u vysokých tlaků jsou příčinou velkého snížení účinnosti strojů (křivka a na obr. 14). Na základě Hagen-Poiseulleova vztahu pro laminární průtok úzkou mezerou při

vysokým tlaku se provádí konstrukční úpravy umožňující samočinné zmenšování vůlí s rostoucím tlakem, což se ve výsledku projeví jen nepatrným snižováním účinnosti (křivka b na obr. 14). Toto řízení je dosahováno pomocí upravených ložiskových pouzder, takzvaným brýlovým provedením (obr. 15). Pomocí zářezů A a B je dosahována pružnost ložiskových pouzder. Kanálky 1, 2 a 3 slouží k vymezení radiální vůle a vyvrtaný kanálek 4 k vymezení axiální vůle. Tlaková opěrka 5 přitlačuje ložiskové pouzdro na těleso stroje a řídí radiální vůli. Opěrka 6 působí proti výslednici radiálních sil působící z pracovního prostoru na čepy ozubených kol a pomocí tlakové zátky 7 se dosahuje utěsnění ložiskového pouzdra[1].



Obr. 14 Objemová účinnost bez řízení vůle[1]



Obr. 15 Pružné ložiskové pouzdro k řízení průsakových vůlí zubových strojů[1]

Výhody čerpadla s čelním ozubením:

- jednoduchá konstrukce čerpadla, nejsou zapotřebí žádné ventily
- mazání je přímo pracovní látkou
- dobré samonasávací vlastnosti
- vysoká účinnost
- těsnění je realizováno pomocí pracovního prvku

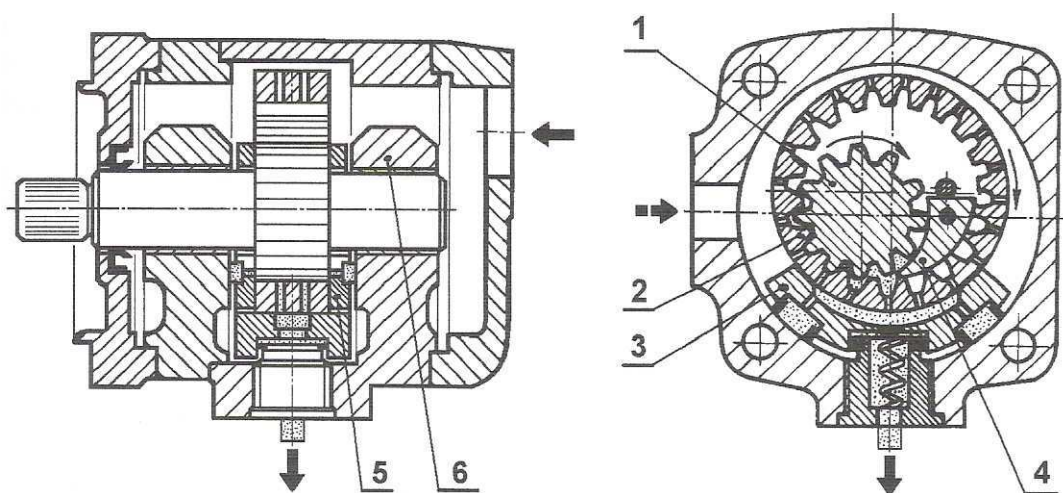
Nevýhody čerpadla s čelním ozubením:

- potřeba kvalitní materiál kvůli vzájemnému odírání součástek
- vysoká hlučnost čerpadla
- během chodu nelze regulovat průtok

parametry čerpadla		
geometrický objem V_g [cm ³]	maximální tlak p_{max} [MPa]	otáčky n [min ⁻¹]
0,4 ÷ 1400	21	80 ÷ 1450

3.1.2 Zubová čerpadla s vnitřním ozubením

Tento typ čerpadel má složitější konstrukci, a tedy i větší výrobní požadavky, a však oproti předchozímu čerpadlu disponuje menším škodlivým prostorem. Zmenšení škodlivého prostoru je zajištěno zvětšením úhlu záběru, což se projevuje i snížením hlučnosti stroje a lepší samonasávací schopností čerpadla (obr. 16). Ozubené kolo 1 je poháněno volně uloženým věncem s vnitřním ozubením 2. Vnitřní prostor věnce navazuje na sání. Segment 3 zajišťuje radiální vůle tím, že přitlačuje věnec k ozubenému kolu a ke krycí ostruze 4, přitlačná síla je samočinně řízena podle výstupního tlaku kapaliny. Axiální vůle vymezuje pouzdro 5 v záběrové oblasti ozubení. Uložení čepů je realizováno pomocí pružných ložisek, kvůli průhybu způsobeným výslednou radiální silou především od segmentu 3[1][4].



Obr. 16 Zubové čerpadlo s vnitřním ozubením[4]

1 - hnací ozubené kolo, 2 – volně uložený věnec s vnitřním ozubením, 3 - opěrný segment, 4 – krycí ostruha, 5 – pouzdro, 6 – kluzná ložiska (pružná)

Výhody zubového čerpadla s vnitřním ozubením:

- menší škodlivý prostor
- lepší samonasávací schopnosti
- menší hlučnost než předchozí čerpadlo
- vyšší odolnost proti kavitaci

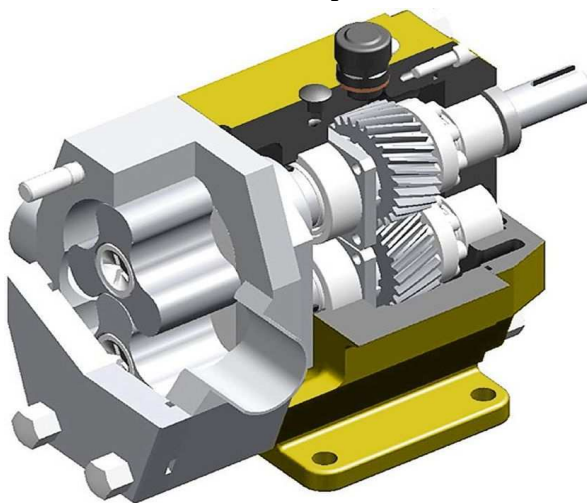
Nevýhody zubového čerpadla s vnitřním ozubením:

- náročnější výroba
- používají se pro relativně malé výkony

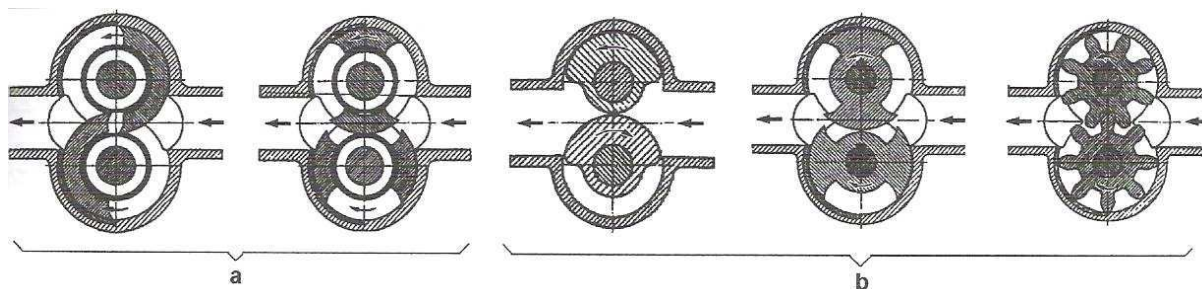
parametry čerpadla		
geometrický objem V_g [cm ³]	maximální tlak $p_{\max}$ [MPa]	otáčky n [min ⁻¹]
0,4 ÷ 1200	32	80 ÷ 1450

3.1.3 Čerpadla s rotačními písty

Pro čerpání velice viskózních látek a některých nenewtonských kapalin se používají kola s malým počtem zubů, kdy čím má kapalina větší viskozitu, tím bude počet zubů menší. Na rozdíl od ostatních zubových čerpadel nejsou zuby (vačky) ve vzájemném dotyku, tudíž mohou čerpat i látky krystalické, a také mohou být krátkodobě v provozu bez přívodu kapaliny do pracovního prostoru, a to bez rizika zadření. Pohon rotorů je realizován synchronizačním převodem (obr. 17), daný převod je umístěn mimo pracovní prostor čerpadla. Podle tuhosti přepravovaného media může být plášť čerpadla ohříván k dosažení nižší tuhosti anebo kvůli zkapalnění látky (čerpání vosku). Tvary rotačních pístů (obr. 18) jsou dány podle vlastností čerpané kapaliny[4].



Obr. 17 3D model čerpadla s rotačními písty poháněné synchronizačním převodem[19]



Obr. 18 Tvary rotačních pístů jedno, dvou a více zubových[4]

a) S nábojem rotujícím kolem čepu, b) S nábojem spojeným s hřídelí

Výhody čerpadla s rotačními písty:[11]

- vysoká životnost
- provozní spolehlivost
- jednoduchá konstrukce
- nejsou citlivá na chod na sucho
- čerpání vysoce viskózních látek
- možnost čerpat krystalických látek

Nevýhody čerpadla s rotačními písty:

- těsnost do tlaku 2,5 MPa
- malá účinnost čerpadel

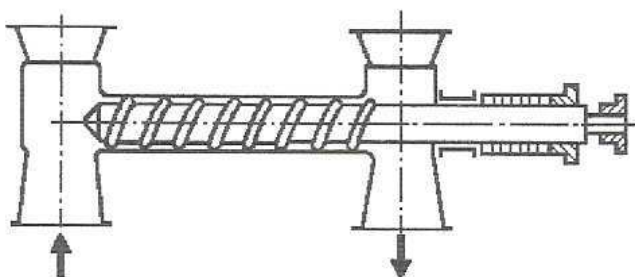
parametry čerpadla		
geometrický objem V_g [cm ³]	maximální tlak p_{max} [MPa]	otáčky n [min ⁻¹]
až 20 000	2,5	20 ÷ 1450

3.2 Vřetenová čerpadla

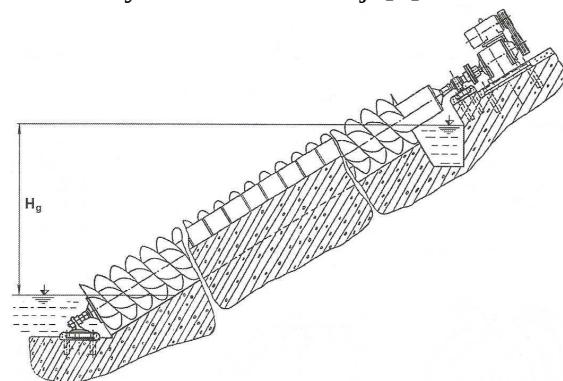
U těchto čerpadel je pracovní pohyb rotační jednoho nebo více pracovních prvků (vřeten), který zapříčiňuje axiální pohyb kapaliny. Vřeteno zde přímo odděluje sání od výtlačku. Tato čerpadla vynikají svou jednoduchostí, tichým chodem, rovnoměrností průtoku bez vzniku pulsací a jejich velkou spolehlivostí. Díky těmto vlastnostem našly vřetenová čerpadla uplatnění především v přepravě hustých kalů s pevnými příměsemi (mazutu, dehtu, barev, kyselin atd.). Hlavní části čerpadla jsou stator a jeden nebo více rotorů, podle požadavků na čerpadlo a provozních podmínek. Vřeteno se vyrábí buď s jednochodým nebo až se tříchodým závitem. Vysokotlaková vřetenová čerpadla se vyrábějí pouze se dvěma nebo třemi vřeteny. Geometrie profilu zubu závisí na počtu vřeten[1][4][7].

3.2.1 Jednovřetenová čerpadla

U těchto čerpadel se používá jednoduchý tvar závitu, a to lichoběžníkový, obdélníkový nebo čtvercový. V ojedinělých případech se objevuje závit oblý. Kapalina je přepravována přímo v zubové mezeře šroubu, buď v zcela uzavřeném rotoru (trubkové čerpadlo obr. 19) anebo v otevřeném válcovém žlabu (šroubové čerpadlo obr. 20), které neslouží ke zvyšování tlakové energie, ale k rovnotlakému přečerpávání kapaliny z nižší výškové úrovně do vyšší. Vznikají velké axiální síly, které se zajišťují pomocí axiálního ložiska. Používají se k přepravě řídkých, ale také velmi viskózních kapalin, nebo k přepravě abrazivních částic. Dobré využití mají i u čerpání z vrtů, kvůli malým rozměrům stroje[4].



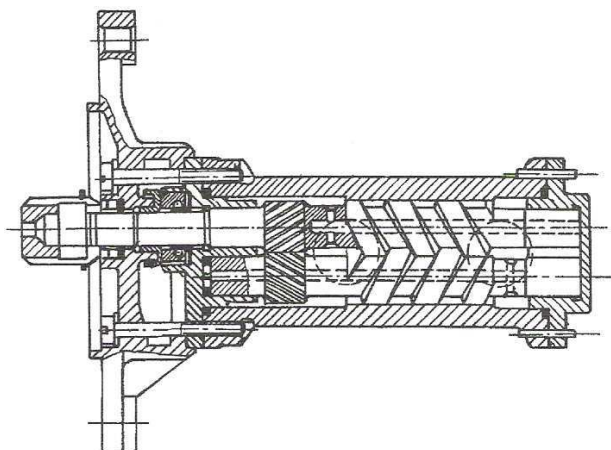
Obr. 19 Jednovřetenové trubkové čerpadlo[4]



Obr. 20 Šroubové čerpadlo[4]

3.2.2 Dvouvřetenová čerpadla

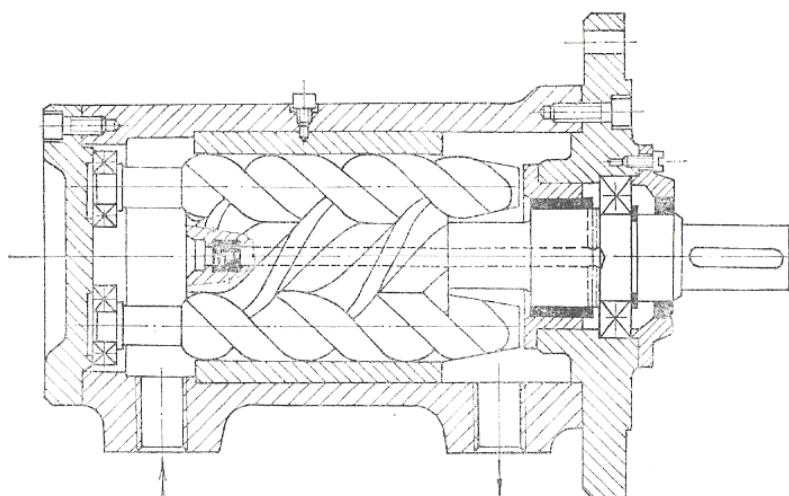
Dvouvřetenová čerpadla (obr. 21) se vyrábějí především s evolventním tvarem zubu. U čerpadel dvouvřetenových volba jednoduššího tvaru zubu čtvercového nebo lichoběžníkového není vhodná z důvodů nižší účinnosti kvůli hydraulickým ztrátám, tak z hlediska samosvornosti po sobě volně odvalujících se závitů. Princip dvouvřetenových strojů spočívá v plynule se otevírající zubové mezeře, do které je nasávána pracovní kapalina. Pohybuje se v uzavřeném prostoru závitové mezery ve směru šroubovice až do místa, kde zuby vyběhají ze záběru. Prostor závitové mezery s kapalinou se otevírá, a zároveň se zmenšuje a současně se zmenšuje výtlačný prostor. Tím vzniká tlaková energie, kterou je kapalina vytlačena. Axiální síla je zachycena buď pomocí patních ložisek anebo pomocí symetricky uložených vřeten, která téměř vyváží axiální síly. Při čerpání agresivních látek je na povrch vřeten nanášena vrstva plastu a celé čerpadlo je hermetické[4][8].



Obr. 21 Dvouvřetenové čerpadlo[4]

3.2.3 Třívřetenové čerpadlo

Vřetena mají obvykle epicykloidní profil zubu, který umožňuje dokonalé oddělení sousedních závitových mezer na vřetenech. Proto tato čerpadla dosahují účinnost až 90 % a mohou pracovat pouze s čistým, ale mazavým médiem. Princip přepravy kapaliny je obdobný jako u dvouvřetenového, rozdíl je ovšem v konstrukci, kdy třívřetenové čerpadlo (obr. 22) se skládá z hlavního vřetene a dvou bočních hnaných vřeten, která slouží k těsnění závitových mezer. Z důvodu dynamického vyvážení vřetene se používá dvouchodý závit. Axiální síla je zde zajištěna pomocí valivých ložisek, která jsou mazána přímo pracovní kapalinou[1][4].



Obr. 22 Třívřetenové čerpadlo[8]

Výhody vřetenových čerpadel:

- tichý chod
- spolehlivost
- rovnoměrný průtok bez vzniku pulsací
- jednoduchá konstrukce
- možnost přepravovat velmi viskózní látky a abrazní částice

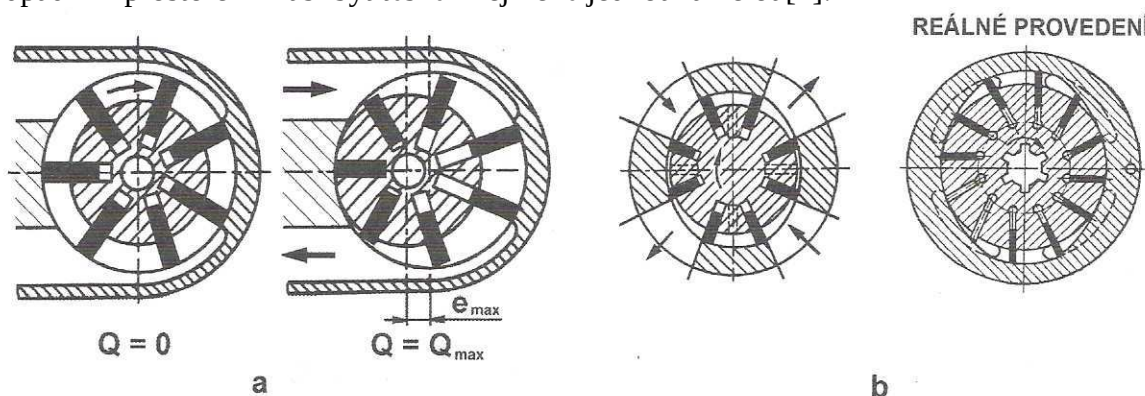
Nevýhody vřetenových čerpadel:

- bez možnosti regulace geometrického objemu
- u složitější geometrie zubu velká výrobní náročnost

parametry čerpadla		
geometrický objem V_g [cm ³]	maximální tlak $p_{\max}$ [MPa]	otáčky n [min ⁻¹]
2 ÷ 1500	22	10 ÷ 22 000

3.3 Lamelová čerpadla

Lamelová čerpadla mají relativně velký geometrický objem a malou hmotnost připadající na jednotku výkonu. V porovnání s předchozími hydrostatickými čerpadly poskytují rovnoměrnější průtok než čerpadla zubová a konstrukce je jednodušší než tomu bylo u čerpadel pístových. Rovnoměrnost průtoku závisí na počtu lamel, kdy s rostoucím počtem lamel je průtok rovnoměrnější. Hlavními částmi lamelových čerpadel jsou rotor, stator a lamely, které kloužou po vnitřní stěně statoru. Lamely se umísťují jak do statoru, tak i do rotoru. V rotoru mají funkci jak pracovní, tak i jako těsnicí prvek čerpadel, v případě lamel ve statoru plní lamely jen funkci těsnicí. Geometrický objem je dán velikostí komory, která je ohraničena lamelami, ty 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 výtlaku. Zasouvání lamel je zapříčiněno, buď vyosením rotoru (obr. 23a) anebo zakřivenou plochou statoru (obr. 23b). Tlakový spád mezi plnicím a odpadním prostorem musí být těsněn nejméně jednou lamelou[4].

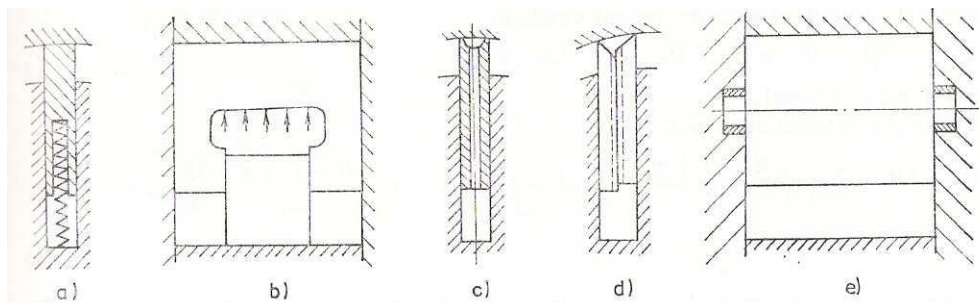


Obr. 23 Schéma lamelového čerpadla s rotujícími lamelami[4]

a) kruhová dráha statoru, b) křivková dráha statoru, hydraulicky vyvážený rotor

Otáčky lamelových strojů jsou omezeny rychlostí po kluzné dráze statoru (7 m/s), vlivem tření jsou čelní plochy lamel namáhány na otěr a tepelným účinkem. Lamely se kvůli lepším kluzným vlastnostem vyrábí z rychlořezné oceli a vnitřní prstenec statoru je tvrzen. Pro správnou funkci čerpadla a dosažení maximální účinnosti, musí být zaručen trvalý styk lamel s vnitřní stěnou statoru. Samotná odstředivá síla nedokáže zajistit vzájemný styk, a proto se provádí nucené vysouvání lamel. Nejjednodušší konstrukční řešení je vysouvání lamel pomocí pružiny (obr. 24a). K realizaci je však potřeba větší prostor a použitelnost je jen pro menší zdvihy. Přítlačná síla se mění v závislosti na velikosti zdvihu. Další způsob je přivádění tlakové energie do drážek lamel v rotoru. Ve výtlacném prostoru vlivem vysokého tlaku vznikají příliš velké přítlačné síly lamel, což vede k rychlejšímu opotřebení jak lamely, tak statoru. Další nepříznivý vliv je mírné zmenšení účinnosti. Tyto nepříznivé účinky lze odstranit speciálními úpravami lamel. Jeden ze způsobů je, že lamela se skládá ze dvou posuvných částí, mezi něž je přiváděna kapalina (obr. 24b). Kapalina působí pouze na spodní část lamely, a to má za následek menší přítlačné síly. Další konstrukční úprava lamel je

pomocí částečného vyvážení sil. To je realizováno vyvrtáním kanálku v lameli, kterým se přivádí kapalina do žlábků na horní části lamely (obr. 24c). Jiný způsob částečného vyvažování sil je pomocí dělených lamel, kdy ve styčných plochách jsou vytvořené drážky, kterými je kapalina přiváděna do žlábků v horní části lamely (obr. 24d). Poslední a výrobně nejnáročnější způsob je přitlačování lamel vrtáním ve statoru. Lamely mají po stranách čepy, na které jsou otočně uloženy vodící kameny. Ty jsou vedeny pomocí drážky ve statoru. Drážka musí být souběžná s otvorem ve statoru[8].



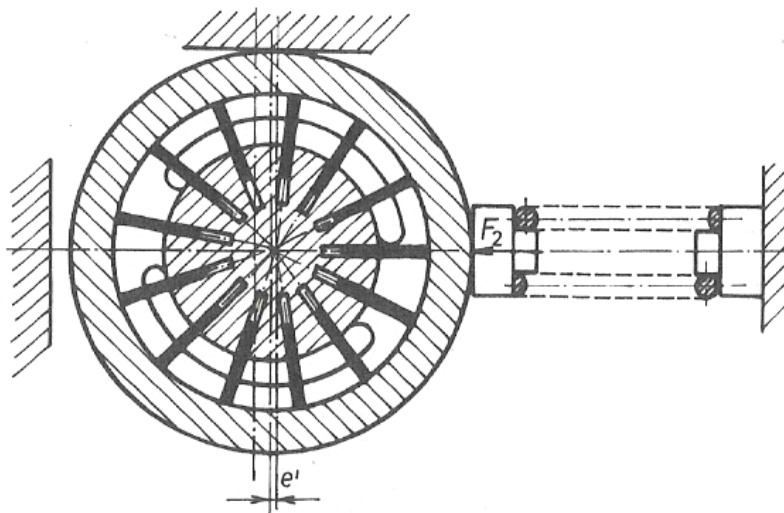
Obr. 24 Nucené vysouvání lamel[8]

a) pružinami, b), c), d) částečným vyvážením sil, e) vedení lamel ve statoru

Lamely jsou značně namáhané na ohyb tlakem kapaliny. Ohybový moment je největší při maximálním vysunutí lamely, toto napětí je pulzující. Aby ohybové napětí bylo dobře zachyceno, musí se lamely do rotoru umísťovat s minimální vůlí surného uložení. Kvůli příznivějšímu napětí v lamelách bývají mírně natočené ve směru otáčení.

3.3.1 Čerpadla s výstřednou kruhovou dráhou statoru

Vlivem excentricity e dochází k zasouvání lamel do tělesa rotoru. Zdvih lamel nabývá velikosti dvojnásobku excentricity. Čerpadlo má pouze jeden sací kanál a jeden výtlačný kanál. Velká výhoda je, že pomocí změny výstřednosti e se dá plynule měnit geometrický objem čerpadla při stejných otáčkách. Je-li výstřednost $e = 0$, lamely pouze rotují a objemy prostoru mezi lamelami jsou všude stejné a průtok bude nulový. Nevýhoda těchto strojů je nerovnoměrně rozložený tlak okolo rotoru, to má za následek vznik velké radiální síly a potřeba montáže robustních ložisek. Většinou se používají u hydraulických strojů se samočinným řízením výstřednosti (obr. 25). Řízení výstřednosti je realizováno přitlačnou pružinou, která působí na vnější prstenec statoru. Průtok je řízen tuhostí pružiny a předpětím pružiny. Při zvýšení tlaku na určitou hodnotu se pružina začne stlačovat, což má za následek posun statoru doprava, a tím se zmenší výstřednost čerpadla[1][2][4].



Obr. 25 Schéma samočinného řízení průtoku lamelového čerpadla[1]

parametry čerpadla		
geometrický objem V_g [cm ³]	maximální tlak $p_{\max}$ [MPa]	otáčky n [min ⁻¹]
až 10 000	16	280 ÷ 1450

3.3.2 Čerpadla s křivkovou dráhou statoru

Zaručení zdvihu lamel se zde dosahuje zakřivením vnitřní stěny statoru, na kterou jsou lamely přitlačovány. Jsou konstruována jako dvounásobná nebo vícenásobná (za jednu otáčku se uskuteční dva nebo více pracovních cyklu, podle tvaru křivkové dráhy). Tedy u dvounásobného čerpadla při stejné geometrii rotoru a stejném zdvihu lamel se dosáhne dvounásobného průtoku než u předchozího typu. Sací a výtlačný kanály jsou řešeny symetricky, takže radiální síly působící na rotor budou v rovnováze. Nevýhoda je však, že není možnost regulovat geometrický objem čerpadla[2][4].

Výhody lamelových čerpadel:

- regulace průtoku
- poskytují rovnoměrný průtok
- malá hlučnost
- malá hmotnost připadající na jednotku průtoku (výkonu)

Nevýhody lamelových čerpadel:

- náročnější výroba
- citlivý na nečistoty
- musí být chráněny proti tlakovým rázům

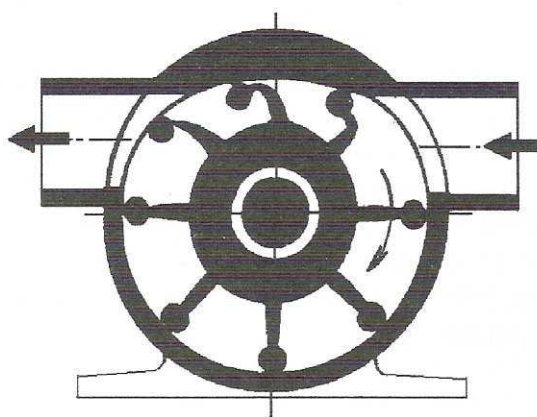
parametry čerpadla		
geometrický objem V_g [cm ³]	maximální tlak $p_{\max}$ [MPa]	otáčky n [min ⁻¹]
3 ÷ 500	20	280 ÷ 1450

3.4 Čerpadla s elastickým rotorem

Čerpadla s elastickým rotorem se vyznačují dobrou samonasávací schopností, čeho dosahují výborným utěsněním pracovního prostoru elastickými prvky. Tato čerpadla mohou přepravovat látky s pevnými částicemi. Další výhodou je velmi jednoduchá konstrukce[4].

3.4.1 Čerpadlo s pružnými lamelami

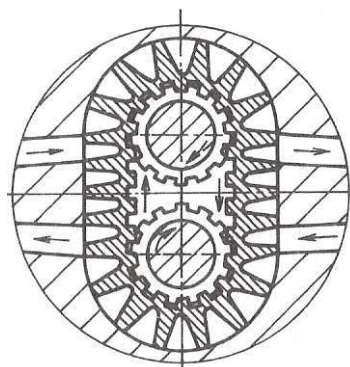
Rotor s elastickými výběžky (lamelami) se otáčí ve statoru, který nemá vnitřní kruhový tvar, ale v místě mezi sáním a výtlakem je zúžený (obr. 26). V místě zúžení se vlivem deformace lamel zmenšuje pracovní prostor, což má za následek vzrůst tlakové energie. Tato čerpadla se používají v potravinářském průmyslu s maximálním tlakem 0,5 MPa a do teploty 100°C.



Obr. 26 čerpadlo s elastickými lamelami[4]

3.4.2 Čerpadlo s ozubeným řemenem

Toto čerpadlo je specifické kombinací rotačního a posuvného pohybu. Hlavní pracovní prvek je vyztužený pryžový řemen, který se pohybuje pomocí dvou drážkovaných hřídelů (obr. 27). Princip spočívá ve změně velikosti zubové mezery, kdy při rotačním pohybu se zubová mezera zvětšuje a při posuvném pohybu dochází ke zmenšení a tím vytvoření tlakové energie. Čerpadlo je opatřeno dvěma sacími a dvěma výtlakovými kanálky, který jsou umístěny vždy na začátku nebo konci rotačního pohybu. Může pracovat i jako vývěva, tedy je schopno vyčerpat kapalinu z nádrže až do sucha.



Obr. 27 čerpadlo s ozubeným řemenem[1]

Výhody čerpadel s elastickým rotorem:

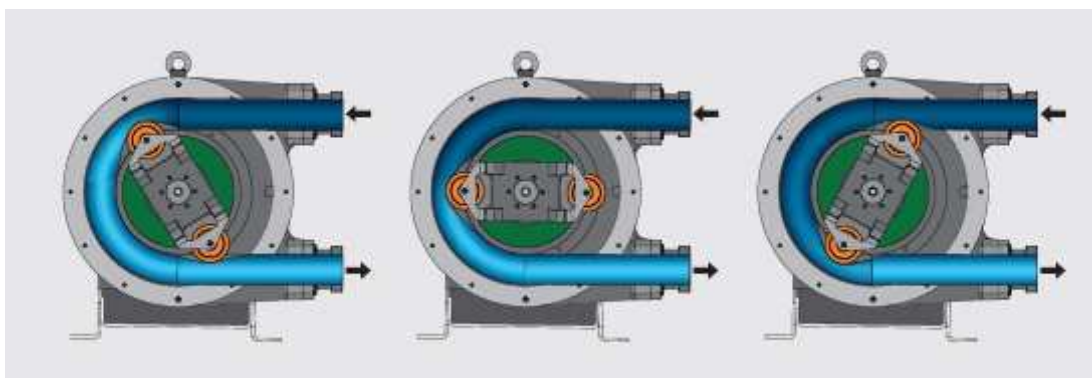
- dobré samonasávací schopnosti
- možnost přepravovat i pevné částičky
- jednoduchá konstrukce

Nevýhody čerpadel s elastickým rotorem:

- malý výkon čerpadla (do tlaku 0,5 MPa)

3.5 Peristaltická čerpadla

Nebo-li hadicová čerpadla jsou charakteristická svým jednoduchým pracovním cyklem. Čerpadla jsou samonasávací. Ke své činnosti nepotřebují žádné těsnění ani žádné ventily. Čerpaná kapalina je dopravována pomocí pružné hadice, po které se odvaluje otočná vačka (může být více vaček) ve směru čerpání kapaliny a tím je vytlačována (obr. 28). Jediná namáhaná část čerpadla je pružná hadice, jejíž výměna je snadná a finančně nenákladná. Dopravovaná kapalina není v přímém kontaktu s částmi čerpadla. Toho se využívá například ve zdravotnictví k čerpání krve, kde přepravovaná látka nemůže být znečištěna. Pohon čerpadla je nejčastěji realizován pomocí elektromotoru[15].



Obr. 28 Princip činnosti hadicového čerpadla se dvěma vačkami[15]

Výhody peristaltických čerpadel:

- není potřeba těsnění ani ventilů
- jednoduchá konstrukce a údržba
- možnost chodu na sucho

Nevýhody peristaltických čerpadel:

- malá účinnost čerpadla

parametry čerpadla		
průtok Q [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]	maximální tlak p_{max} [MPa]	otáčky n [min^{-1}]
až 150	1,8	20 ÷ 200

4. Základní parametry hydrostatických čerpadel

Průtok - je definovaný jako objem kapaliny, který proteče určitým prvkem stroje za jednotku času. Tedy u čerpadla se jedná o objem vody, který proteče výtlačným hrdlem za jednotku času[4].

$$Q = V_g \cdot n \quad (4)$$

Q... průtok na výstupu stroje	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
V_g ... geometrický objem	$[\text{m}^3]$
n... počet otáček za minutu	$[\text{s}^{-1}]$

Tlak - vyjadřující poměr velikosti síly, působící kolmo na rovinnou plochu. Tlak je skalární veličina.

$$\Delta p = \frac{M_k \cdot \omega}{Q} = \frac{M_k \cdot 2\pi n}{V_g \cdot n} \quad (5)$$

M_k ...kroutící moment	$[\text{Nm}]$
ω úhlová rychlost	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$

Otáčky - nebo-li frekvence otáčení za jednotku času a jsou mírou rychloběžnosti čerpadle.

Účinnost - charakterizuje hospodárnost přeměny energie v čerpadle. Vyjadřuje poměr mezi energií ze stroje užitečně odváděnou a energií do stroje přiváděnou[4].

$$\eta_c = \frac{P_h}{P} = \frac{\Delta p \cdot Q}{M_k \cdot \omega} \quad (6)$$

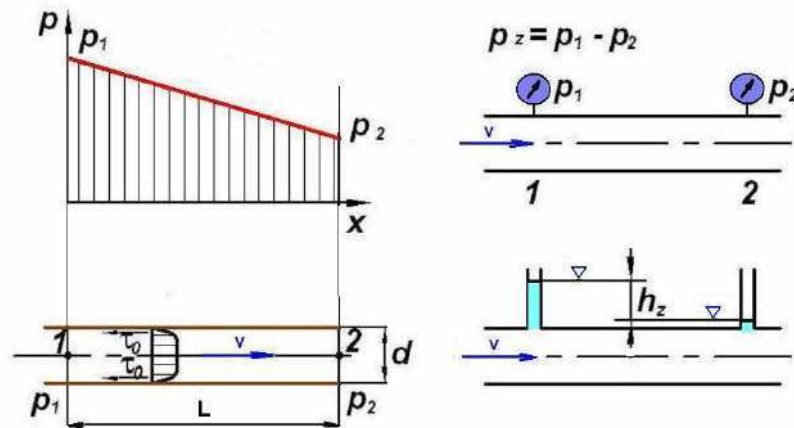
η_c ... celková účinnost	$[-]$
P.... mechanický příkon	$[\text{W}]$
P_h ... hydraulický výkon	$[\text{W}]$
Δp ... zvýšení tlaku v pracovním prostoru	$[\text{Pa}]$

Protože v reálném stroji při přeměně energii dochází i ke ztrátám, platí vždy $\eta_c < 1$.

Ztráty rozdělujeme na: Hydraulické
Objemové
Mechanické

1. Hydraulické ztráty

Ke ztrátám dochází důsledkem mnoha jevů. Ať už vlivem viskozity, kdy vznikají síly působící proti směru pohybu částic tekutiny (obr. 29), nebo vlivem obtékání drsných povrchů, náhlou změnou průřezu a také změnou směru proudění[9].



Obr. 29 Tlakový spád vlivem tečného napětí[9]

Hydraulické ztráty se vyjadřují pomocí hydraulické účinnosti:

$$\eta_h = 1 - \frac{E_z}{E_t} \quad (7)$$

E_tměrná energie čerpadla s nevazkou kapalinou [J.kg⁻¹]

E_z měrná energie čerpadla ztracená vlivem hydraulických ztrát [J.kg⁻¹]

2. Objemové ztráty

Zahrnují vnitřní průsaky kapaliny z pracovního prostoru vlivem netěsností čerpadla. Ztráty se zahrnují pomocí objemové účinnosti:

$$\eta_o = 1 - \frac{q}{Q} \quad (8)$$

q vnitřní průsaky [m³.s⁻¹]

3. Mechanické ztráty

Zahrnují všechny mechanické ztráty způsobené vlivem tření v mechanických součástkách(ložiska, ucpávky...). Vlivem těchto ztrát je zmenšení mechanického výkonu na hřídeli motoru. Mechanické ztráty se vyjadřují pomocí mechanické účinnosti:

$$\eta_m = 1 - \frac{P_z}{P} \quad (9)$$

P_z ztracený výkon vlivem mechanických ztrát [W]

Celková účinnost lze také vyjádřit pomocí hydraulické, objemové a mechanické účinnosti.

$$\eta_c = \eta_h \cdot \eta_o \cdot \eta_m \quad (10)$$

5. Základní zákony proudění kapaliny

Pascalův zákon

Vychází z předpokladu ideální kapaliny, kdy se zanedbává vnitřní tření kapaliny. A říká nám že tlak v kapalině se šíří rovnoměrně všemi směry.

$$p = \frac{F}{S} \quad (11)$$

F.... síla působící kolmo na plochu

[N]

S.... styčná plocha

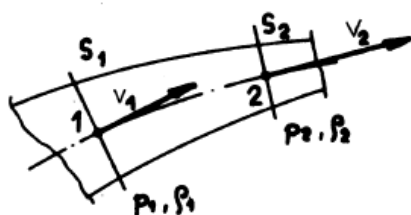
[m²]

Archimédův zákon

Který zní: “Těleso ponořené do kapaliny je nadlehčováno silou, rovnající se tíze kapaliny stejného objemu jako je ponořená část tělesa“

Rovnice kontinuity

Vyjadřuje zachování průtoku při změně velikosti průřezu a je odvozena ze zákona o zachování hmotnosti. Tato forma platí pro nestlačitelnou kapalinu a jednorozměrné proudění.



$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = konst \quad (12)$$

Obr. 30 Potrubí při plynulé změně průřezu[5]

S.... velikost plochy průřezu potrubí

[m²]

v.... rychlost kapaliny

[m.s⁻¹]

Bernoulliho rovnice

Vychází ze zákona o zachování energie. Je vztažena na jednotkovou hmotnost kapaliny. Její nejpoužívanější forma bere v potaz energii potenciální, tlakovou a kinetickou. Zanedbává ztráty vzniklé proděním, deformační energii a tepelnou energii[5].

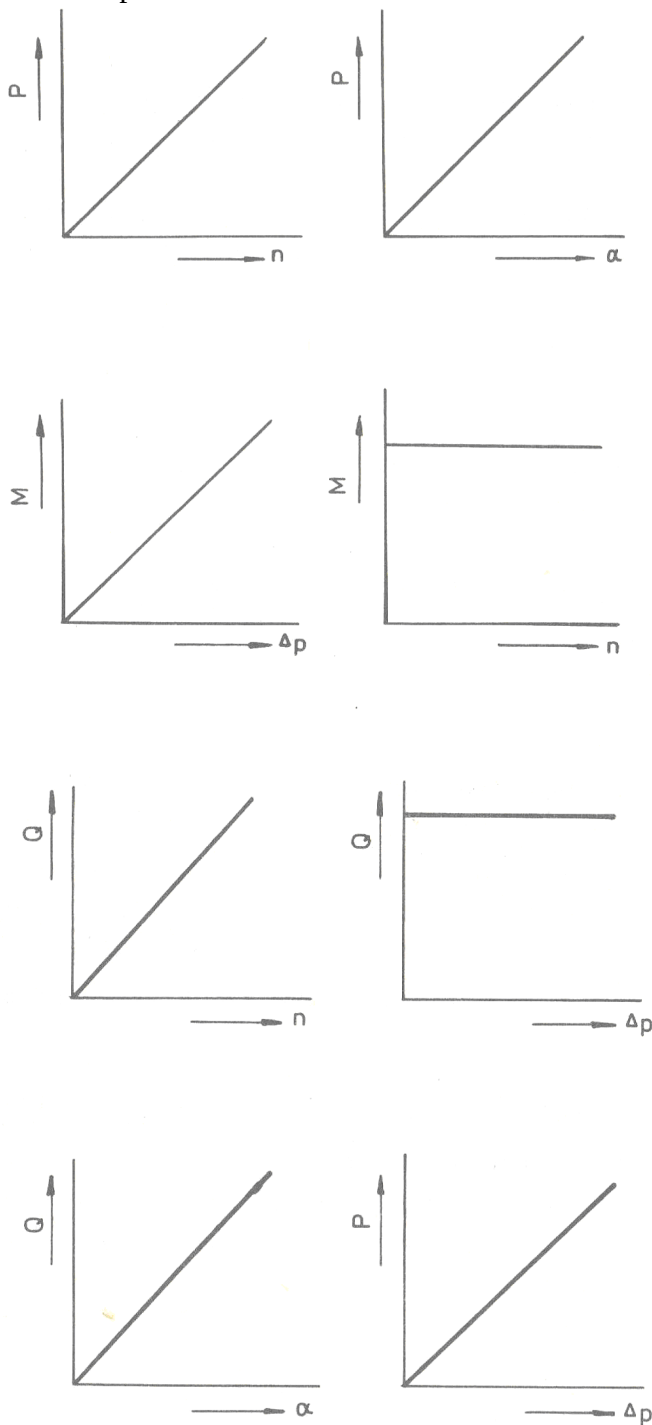
$$g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = konst \quad (13)$$

g.... tíhové zrychlení

[m.s⁻²]

6. Ideální charakteristiky hydrostatických převodníků

Charakteristiky hydrostatických převodníků nám zobrazují vzájemné závislosti dvou parametrů čerpadla. Nejčastěji se využívá zobrazení pomocí grafů (obr. 31), které nám poskytují jednoznačný přehled, jak se dané veličiny vzájemně ovlivňují. Z uvedených ideálních charakteristik vidíme, že při nárůstu otáček je jejich závislost na výkonu a průtoku lineárně rostoucí, na rozdíl od závislosti otáček na kroutícím momentu, kde závislost zůstává konstantní. Při pozorování charakteristik v závislosti na tlaku můžeme vyvodit závěr, že závislost tlaku na kroutícím momentu a výkonu má lineární charakter a naopak závislost tlaku na průtoku má konstantní průběh.



Obr. 31 Teoretické charakteristiky hydrostatických převodníků[7]

Závěr

Cílem bakalářské práce bylo vytvořit přehled konstrukčních provedení čerpadel používaných v praxi. V první řadě práce obsahuje rozdělení čerpadel podle způsobu přeměny mechanické práce na potenciální a kinetickou energii, kdy se rozdělují na dvě základní skupiny, na hydrostatická a hydrodynamická čerpadla, která v současné době na trhu převládají. V práci jsme provedli porovnání těchto čerpadel, uvedli si jejich přednosti a omezení daných konstrukčních variant. Poté jsme provedli rozdělení strojů podle kriteria rychloběžnosti, které nám zřetelně ukázalo optimální oblasti použitelnosti a provozní parametry, při kterých dosahují hydrostatická a hydrodynamická čerpadla nejvyšší účinnosti. Z hlediska praktických aplikací mají hydrodynamická čerpadla využití zejména v oblasti malých průtoků a velkých tlaků, a pro velké průtoky se volí čerpadla hydrodynamická. V různých odvětvích jsou hydrostatická čerpadla nepostradatelným prvkem. Například u dieselových motorů, kde je nutno, aby palivo bylo vstříknuté do válce za co nejvyššího tlaku, aby bylo dosaženo co nejlepšího rozptýlu paliva ve válci. Tím se dosáhne co nejlepšího vzplanutí paliva, a tedy vysoké účinnosti motoru. U dieselových motorů se jako zdroj vysokotlaké energie používá radiální pístové čerpadlo s písty vedenými ve statoru. Největší nevýhoda hydrostatických čerpadel oproti čerpadlům hydrodynamickým je náchylnost na výskyt pevných částic v pracovním prostoru.

Dále je již bakalářská práce zaměřena pouze na hydrostatická čerpadla. Uvedli jsme si rozdělení čerpadel podle vykonávaného pohybu pracovního prvku, a to buď s kmitavým, nebo rotačním pohybem. Dílčí rozdělení bylo realizováno podle tvaru pracovního prvku (píst, membrána, zub, lamela...). V těchto kapitolách jsme si podrobně popsali principy, při kterých dochází k vytvoření tlakové energie kapaliny. Popisy jsou vždy doprovázeny schémata daného čerpadla pro lepší pochopení pracovního cyklu. U jednotlivých čerpadel jsme provedli základní analýzu pracovních částí čerpadla ať už z hlediska jejich možné regulace, těsnění pracovního prostoru nebo z hlediska pevnostního namáhání. Především u pevnostní problematiky jsme uvedli příčiny vzniku těchto jevů a byla popsána možná konstrukční řešení, pomocí kterých se dané jevy snažíme eliminovat. U všech čerpadel byly uvedeny jejich výhody a naopak jejich hlavní nevýhody, které jsou důsledkem jejich omezeného použití. Nejrozšířenějším druhem jsou čerpadla zubová, která svými výhodami předčí zbylá čerpadla, díky jednoduché konstrukci, těsnění pomocí pracovního prvku, dobré samonasávací schopnosti atd. Jejich jedinou významnější nevýhodou je absence možnosti regulace geometrického objemu. Pro snazší porovnání různých typů hydrostatických čerpadel jsou u každého typu uvedeny technické parametry, tzn. geometrický objem, otáčky a maximální možný tlak na výtlaku čerpadla. Práce zahrnuje i základní výpočtové vztahy pro parametry čerpadel a popis základních druhů ztrát v hydromechanice (mechanické, objemové a hydraulické) při proudění kapaliny čerpadlem. Ke konci práce jsme uvedli i ideální charakteristiky čerpadel, které popisují základní vlastnosti a chování generátorů v závislosti na hydraulických a provozních veličinách.

Základní principy běžných hydrostatických čerpadel jsou již po desítky let stejné. V dnešní době jsme spíše vedeni snahou o zvýšení účinnosti a technických parametrů čerpadel, a to pomocí optimalizace a různých konstrukčních variant jednotlivých prvků čerpadla.

Při návrhu hydrostatických a hydrodynamických čerpadel musí být brán v potaz i hospodárny provoz, protože energie spotřebovaná na pohon čerpadel představuje významnou položku spotřeby celkově vyrobené energie. V některých podkladech je uváděno až 30 % z veškeré vyrobené energie.

Použitá literatura:

- [1] BLÁHA, J.; BRADA, K *Hydraulické stroje* PRAHA: SNTL, 1992. 747 s.
- [2] NECHLEBA, M.; Hušek J *Hydraulické stroje* PRAHA: SNTL, 1966. 386 s.
- [3] HÁJEK, G *Čerpadla* PRAHA: SNTL, 1953. 219 s.
- [4] MELICHAR, J *Hydraulické a pneumatické stroje* PRAHA: České vysoké učení technické v Praze, 2009. 139 s.
- [5] ŠKOPÁN, M *Hydraulické pohony strojů* SYLABUS VUTB 2004. 166 s.
- [6] MIČKAL, K *Strojní části strojů* PRAHA: SNTL, 1995. 220 s.
- [7] PACIGA, A.; IVANTYŠYN, J *Tekutinové mechanismy* PRAHA: SNTL, 1985. 285 s.
- [8] PROKEŠ, J.; VOSTROVSKÝ, J *Hydraulické a pneumatické mechanismy* PRAHA: SNTL, 1988. 275 s.
- [9] Janalík, J.; Šťáva, P *Mechanika tekutin* OSTRAVA: VŠB-TU, 2002. 123 s
- [10] *Wikipedie* [online]. 4. 4. 2010 [cit. 2010-05-20]. Zubové čerpadla. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Zubové_čerpadlo>.
- [11] *Lutech* [online]. 21.8.2006 [cit. 2010-05-20]. Rotační čerpadla s odvalujícími písty. Dostupné z WWW: <<http://www.lutech.cz/čerpadla/čerpadla-abraziv-s-rotujícími-pisty.php>>.
- [12] *Hennlich* [online]. [cit. 2010-05-20]. Čerpadla. Dostupné z WWW: <<http://www.hennlich.cz/index.php?f=671>>.
- [13] *Strojnícka fakulta STU* [online]. [cit. 2010-05-20]. Membránová čerpadla. Dostupné z WWW: <http://www.khs.sjf.stuba.sk/data/staff/varchola/skripta1_files/04_kapitola_2_memb.pdf>.
- [14] *Ústav fyziky a měřicí techniky* [online]. 2003 [cit. 2010-05-20]. Základy strojírenství. Dostupné z WWW: <www.vscht.cz/ufmt/cs/pomucky/jirake/docs/ZS_modul5.pps>.
- [15] *ProMinent* [online]. 2010 [cit. 2010-05-20]. Peristaltická čerpadla. Dostupné z WWW: <http://www.prominent.cz/Portaldata/1/Resources/_transfer/2009/20090831_7440_PT_PM_036_07_09_CZ.pdf>.
- [16] *Střední průmyslová škola strojírenská a jazyková škola* [online]. 2008 [cit. 2010-05-20]. Objemová čerpadla a kompresory. Dostupné z WWW: <http://www.sps-ko.cz/documents/SPS_prazak/18.%20OBJEMOV%C3%81%20%C4%8CERPADLA%20A%20KOMPRESORY.doc>.
- [17] *Sunfab* [online]. 2008 [cit. 2010-05-20]. Pístový hydromotor. Dostupné z WWW: <<http://www.sunfab.cz/SCM012-017.htm>>.
- [18] *Wikimedia Commons* [online]. 1.10.2006 [cit. 2010-05-20]. Napco Rotary Gear Pump. Dostupné z WWW: <http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Napco_Rotary_Gear_Pump.gif>.
- [19] *Tapflo* [online]. [cit. 2010-05-20]. Čerpadla s rotačními písty. Dostupné z WWW: <<http://www.tapflo.com.pl/site/cz/pages/čerpadla-s-rotacními-pisty>>.

Seznam použitých veličin:

M_k	kroutící moment	[Nm]
Q	průtok na výstupu stroje	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{sk}	skutečný průtok	[m ³ .s ⁻¹]
Q_v	objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
V_g	geometrický objem	[cm ³]
P	tlak	[MPa]
p_{max}	maximální tlak	[MPa]
η_C	celková účinnost	[-]
η_o	objemová účinnost	[-]
η_h	hydraulická účinnost	[-]
η_m	mechanická účinnost	[-]
P	mechanický příkon	[W]
P_h	hydraulický výkon	[W]
P_z	ztracený výkon vlivem mechanických ztrát	[W]
Δp	zvýšení tlaku v pracovním prostoru	[Pa]
ω	úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]
E	měrná energie	[J.kg ⁻¹]
E_t	měrná energie čerpadla s nevazkou kapalinou	[J.kg ⁻¹]
E_z	měrná energie čerpadla ztracená vlivem hydraulických ztrát	[J.kg ⁻¹]
q	vnitřní průsaky	[m ³ .s ⁻¹]
P_z	ztracený výkon vlivem mechanických ztrát	[W]
F	síla působící kolmo na plochu	[N]
S	plocha	[m ²]
v	rychlost kapaliny	[m.s ⁻¹]
ρ	hustota	[kg . m ⁻³]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
n_b	rychl oběžnost	[-]
n_q	měrné otáčky	[s ⁻¹]
n	teoretické otáčky	[s ⁻¹]
h	hloubka	[m]
L	zdvih	[m]
D	vrtání	[m]
e	excentricita	[m]
α	regulační výchylka	[°]