



INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní



# KALOVÁ ČERPADLA PRO ČERPÁNÍ SUSPENZÍ

Studijní opora

Prof.Ing. Jaroslav Janalík, CSc

Ostrava 2011



Tyto studijní materiály vznikly za finanční podpory Evropského sociálního fondu (ESF) a rozpočtu České republiky v rámci řešení projektu OP VK CZ.1.07/2.3.00/09.0147 „Vzdělávání lidských zdrojů pro rozvoj týmů ve vývoji a výzkumu“.

Název: Kalová čerpadla pro čerpání suspenzí  
Autor: Prof.Ing. Jaroslav Janalík, CSc  
Vydání: první, 2011  
Počet stran: 100

Náklad:

Studijní materiály pro studijní obor Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení Fakulty strojní.

Jazyková korektura: nebyla provedena.

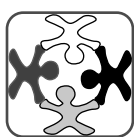


MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ  
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

**Tyto studijní materiály vznikly za finanční podpory Evropského sociálního fondu a rozpočtu České republiky v rámci řešení projektu Operačního programu Vzdělávání pro konkurenceschopnost.**



*Název:* Vzdělávání lidských zdrojů pro rozvoj týmů ve vývoji a výzkumu

*Číslo:* CZ.1.07/2.3.00/09.0147

*Realizace:* Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

© Prof.Ing. Jaroslav Janalík,CSc

© Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

**ISBN 978-80-248-2717-9**

## POKYNY KE STUDIU

### Kalová čerpadla pro čerpání suspenzí

Pro předměty z oboru Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení jste obdrželi studijní balík obsahující:

- přístup do e-learningového portálu obsahujícího studijní oporu a doplňkové animace vybraných částí kapitol,

### Prerekvizity

Pro studium této opory se předpokládá znalost na úrovni absolventa předmětu Mechanika tekutin či Hydrodynamika a hydrodynamické stroje.

### Cílem učební opory

Cílem je seznámení studenta s čerpadly objemovými a hydrodynamickými (odstředivými) pro čerpání suspenzí, které jsou tvořeny nejrozmanitějšími materiály zrnitosti 0,01 až 200 mm. Po prostudování modulu by měl student být schopen navrhnout čerpací systém s kalovými čerpadly, definovat celkovou účinnost systému, vypočítat příkon čerpadla a z rozsáhlého výrobního sortimentu čerpadel vybrat pro danou úlohu optimální kalové čerpadlo s přihlédnutím k minimální spotřebě energie i investic.

### Pro koho je předmět určen

Modul je zařazen do bakalářského a magisterského studia oboru Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení, studijního programu B2341 Strojírenství a N2301 Strojní inženýrství, Pneumatická a hydraulická doprava 338-0516/01, Čerpací technika 338-0510/01, Hydrodynamika a hydrodynamické stroje 338-0535/0, ale může jej studovat i zájemce z kteréhokoliv jiného oboru, pokud splňuje požadované prerekvizity.

Skriptum se dělí na části, kapitoly, které odpovídají logickému dělení studované látky, ale nejsou stejně obsáhlé. Předpokládaná doba ke studiu kapitoly se může výrazně lišit, proto jsou velké kapitoly děleny dále na číslované podkapitoly a těm odpovídá níže popsaná struktura



## Při studiu každé kapitoly doporučujeme následující postup:



### Čas ke studiu:xx hodin

Na úvod kapitoly je uveden čas potřebný k prostudování látky. Čas je orientační a může vám sloužit jako hrubé vodítko pro rozvržení studia celého předmětu či kapitoly. Někomu se čas může zdát příliš dlouhý, někomu naopak.



### Cíl: Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- ✚ Popsat ...
- ✚ Definovat ...
- ✚ Vyřešit ...

Ihned potom jsou uvedeny cíle, kterých máte dosáhnout po prostudování této kapitoly – konkrétní dovednosti, znalosti.



### Výklad

Následuje vlastní výklad studované látky, zavedení nových pojmů, jejich vysvětlení, vše doprovázeno obrázky, tabulkami, řešenými příklady, odkazy na animace.



### Shrnutí pojmů

Na závěr kapitoly jsou zopakovány hlavní pojmy, které si v ní máte osvojit. Pokud některému z nich ještě nerozumíte, vraťte se k nim ještě jednou.



### Otázky

Pro ověření, že jste dobře a úplně látku kapitoly zvládli, máte k dispozici několik teoretických otázek.



### Úlohy k řešení

Protože většina teoretických pojmů tohoto předmětu má bezprostřední význam a využití v praxi, jsou Vám nakonec předkládány i praktické úlohy k řešení. V nich je hlavním významem předmětu schopnost aplikovat čerstvě nabyté znalosti pro řešení reálných situací.



### Klíč k řešení

Výsledky zadaných příkladů i teoretických otázek jsou uvedeny v závěru učebnice v Klíči k řešení. Používejte je až po vlastním vyřešení úloh, jen tak si samokontrolou ověříte, že jste obsah kapitoly skutečně úplně zvládli.

*Úspěšné a příjemné studium s tímto učebním textem Vám přeje autor*  
Prof.Ing. Jaroslav Janalík,CSc

**OBSAH**

|                                                                            |    |
|----------------------------------------------------------------------------|----|
| 1. ÚVOD .....                                                              | 7  |
| 2. HYDROSTATICKÁ – OBJEMOVÁ KALOVÁ ČERPADLA .....                          | 13 |
| 2.1 Základní parametry hydrostatických kalových čerpadel .....             | 13 |
| 2.2 Klikový mechanismus a kinematické poměry u pístových čerpadel .....    | 22 |
| 2.3 Ztráty a účinnost hydrostatických čerpadlech .....                     | 27 |
| 2.4 Konstrukce a aplikace hydrostatických kalových čerpadel .....          | 32 |
| 3. KALOVÁ ČERPADLA Odstředivá - HYDRODYNAMICKÁ .....                       | 42 |
| 3.1 Pracovní rovnice čerpadla – Eulerova rovnice .....                     | 43 |
| 3.2 Měrné otáčky .....                                                     | 50 |
| 3.3 Charakteristika čerpadla při čerpání vody .....                        | 53 |
| 3.4 Charakteristika kalového čerpadla při čerpání suspenze .....           | 56 |
| 3.5 Charakteristika kalového čerpadla při konstantním příkonu pohonu ..... | 61 |
| 4. POPIS A CHARAKTERISTIKA KALOVÝCH ČERPADEL .....                         | 64 |
| 4.1 Kalová čerpadla – popis a konstrukce .....                             | 64 |
| 4.2 Regulace průtoku u kalových čerpadel .....                             | 69 |
| 4.3 Řazení čerpadel .....                                                  | 73 |
| 4.4 Sací schopnost a kavitace v čerpadle .....                             | 76 |
| 4.5 Spouštění čerpadel .....                                               | 80 |
| 5. PROVOZ KALOVÝCH ČERPADEL .....                                          | 83 |
| 5.1 Čerpací stanice .....                                                  | 83 |
| 5.2 Zkoušení čerpadel .....                                                | 88 |
| 5.3 Aplikace kalových čerpadel .....                                       | 90 |
| LITERATURA .....                                                           | 97 |
| POUŽITÁ OZNAČENÍ .....                                                     | 98 |

## 1. ÚVOD

### 1.1 Rozdělení kalových čerpadel



**Čas ke studiu:** 0,5 hodin



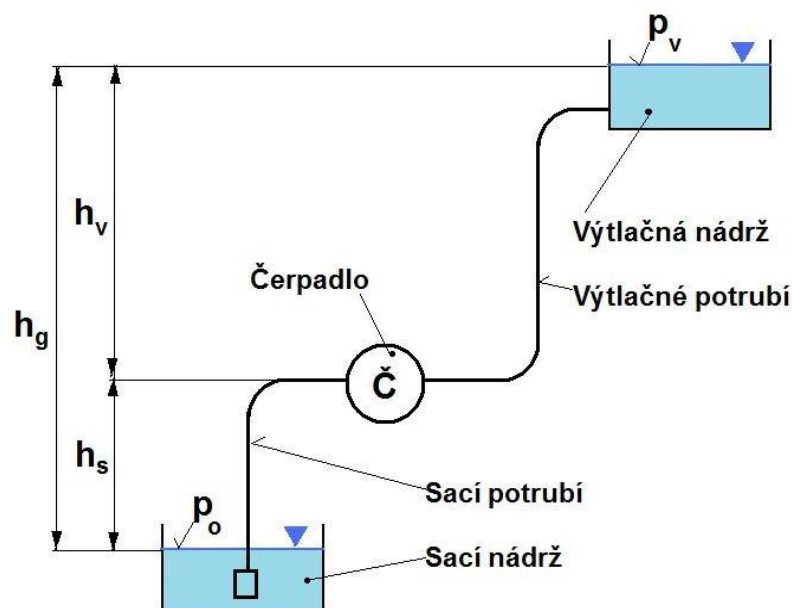
**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- Definovat rozdělení kalových čerpadel
- Popsat schéma čerpacího systém



**Výklad**

Pro potřebu hydraulické dopravy se v současné době vyrábějí čerpadla odstředivá, objemová i proudová. Nejpoužívanější jsou odstředivá kalová - bagrovací čerpadla, hlavně pro svoji jednoduchost, pístová čerpadla se používají v těch případech, kdy je zapotřebí vysoký tlak a naopak ejektory se uplatňují pouze v případech vyžadujících nízký tlak.



Obr. 1.1 Schéma čerpacího zařízení – základní pojmy

Čerpadlo je stroj, který dodává kapalině energii (obvykle tlakovou), toto je využíváno v technické praxi nejčastěji k následujícím účelům:

- zvedání kapaliny (zvyšování polohové energie),
- zvyšování tlakové energie (hydrostatické mechanismy),
- zvyšování kinetické energie (hasící zařízení),
- doprava kapaliny v potrubí z jednoho místa na druhé.

Čerpadla podle způsobu jakým se vyvozuje čerpací účinek se rozdělují na tři skupiny :

- čerpadla objemová – hydrostatická, s přímou přeměnou mechanické energie v energii tlakovou, využívá se Pascalův zákon,
- čerpadla hydrodynamická – s nepřímou přeměnou mechanické energie v energii tlakovou,
- čerpadla speciální – např. proudová, k čerpání je využito kinetické energie proudící tekutiny.

Klasický příklad zapojení čerpadla do potrubního systému uvádí obr. 1.1. Čerpadlo Č je sacím potrubím napojeno na sací nádrž . Na výtlaku je čerpadlo výtlačným potrubím VP propojeno s výtlačnou nádrží . Tlak v sací a výtlačné nádrži může být rozdílný, jsou však také případy, kdy v obou nádržích je tlak stejný, např. atmosférický. Výtlačná nádrž se vzhledem k nádrži sací může nacházet výše nebo i níže, ale může být i na stejné úrovni. Výtlačná nádrž může současně plnit úlohu různého technologického zařízení. Sací a výtlačné potrubí tvoří zátěž pro čerpadlo.

## 1.2 Hydraulický systém



**Čas ke studiu:** 0,5 hodin



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- Definovat hydraulický systém s čerpadlem
- Definovat základní pojmy z čerpací techniky



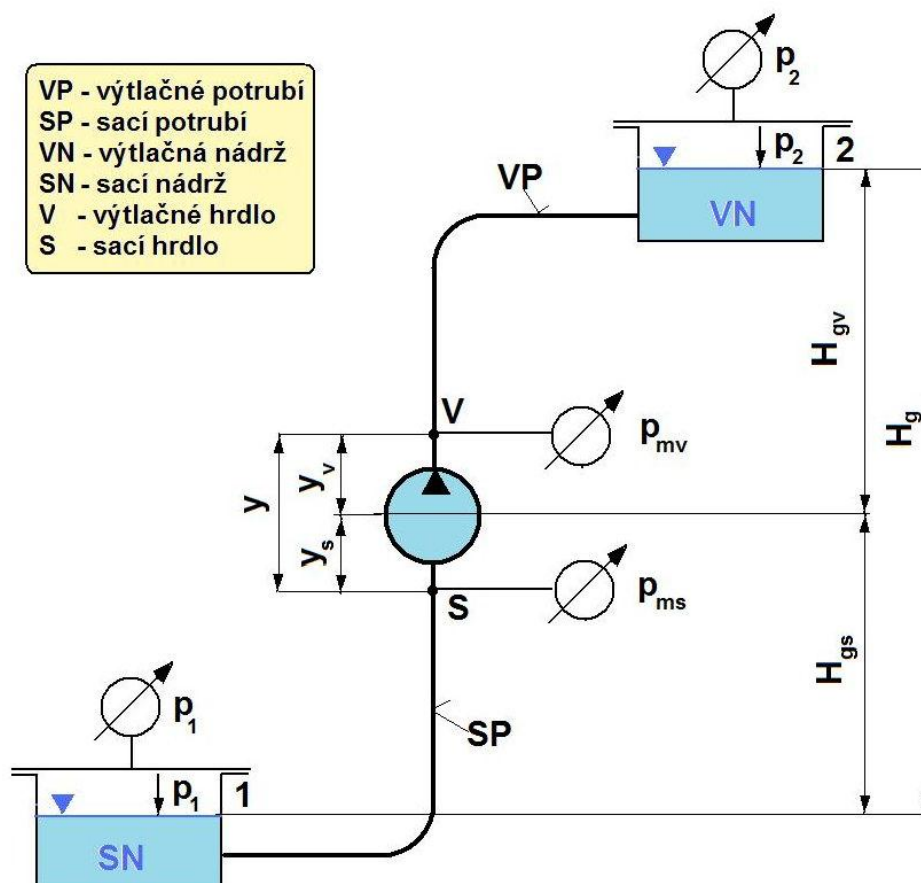
**Výklad**

K vedení kapaliny slouží hydraulický systém – obr. 1.2, trasa hydraulického systému obvykle spojuje potrubím nádrž s různou potenciální energií -  $\frac{p}{\rho} + g.H$  . Do systému je obvykle vřazeno čerpadlo, které mění energii kapaliny. Trasa hydraulického systému je čerpadlem rozdělena na dvě části a to nízkotlakou část „SP“ (sací potrubí) se sací nádrží, kde je tlak  $p_1$  na hladině „1“ s sací výškou  $H_{gs}$  a vysokotlakou část (výtlačné potrubí - výtlačný řad) „VP“ s tlakem  $p_2$  a výtlačnou výškou  $H_{gv}$  na hladině „2“. Geodetická výška  $H_g$  je svislá vzdálenost mezi nádržemi, „y“ je svislá vzdálenost mezi manometry, tyto jsou připojeny na sacím a výtlačném hrdle čerpadla [1].

Legenda k obrázku:

- VP - výtlačné potrubí – výtlačný řad
- VS - sací potrubí – sací řad
- S - sací hrdlo – příruba
- V - výtlačné hrdlo – příruba
- $p_{mv}$  - manometrický tlak na výtlaku čerpadla
- $p_{ms}$  - manometrický tlak na sání čerpadla
- $p_1$  - tlak v sací nádrži
- $p_2$  - tlak ve výtlačné nádrži
- $p_s$  - tlak na sání – před vstupem do čerpadla

- $p_v$  - tlak na výtlaku – na výstupu z čerpadla  
 $H_{gs}$  - geodetická výška sací  
 $H_{gv}$  - geodetická výška výtlačná  
 $H_g$  - geodetická výška  
 $y$  - rozdíl výšek mezi manometry na sání a výtlaku  
 $y_s$  - vzdálenost mezi osou čerpadla a manometrem na sání  
 $y_v$  - vzdálenost mezi osou čerpadla a manometrem na výtlaku



Obr. 1.2 Schéma hydraulického systému s čerpadlem

### 1.3 Měrná energie čerpadla a celého hydraulického systému



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- ✚ Definovat měrnou energii hydraulického systému
- ✚ Definovat charakteristiku hydraulického systému
- ✚ Definovat čáru tlaku u hydraulického systému



## Výklad

a) statická energie -  $Y_{ST}$  - pro  $Q = 0$

$$Y_{ST} = Y_2 - Y_1 = \left( \frac{p_2}{\rho} + g \cdot H_g \right) - \frac{p_1}{\rho} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot H_g. \quad (1.1)$$

b)  $Q \neq 0$  - kapalina proudí. V tomto případě se musí do energetické bilance zavést hydraulické ztráty, zahrnuté do měrné ztrátové energie  $Y_z$

$$Y = Y_{ST} + Y_z = \frac{p_v - p_s}{\rho} + g \cdot y - \frac{c_v^2 - c_s^2}{2} = \left( \frac{p_v}{\rho} + g \cdot y + \frac{c_v^2}{2} \right) - \left( \frac{p_s}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} \right). \quad (1.2)$$

Tato rovnice je předepsána např. při garančních zkouškách čerpadel.

Naměřené manometrické tlaky jsou přetlaky a souvisí s absolutním tlakem podle rovnic

$$\begin{aligned} p_s &= p_b - p_{ms} \\ p_v &= p_b + p_{mv} \end{aligned}$$

Rychlosti  $c_v$  a  $c_s$  se vypočítají z dopravovaného průtoku a průměru výtlačného a sacího potrubí.

Pro energii celého hydraulického systému platí rovnice

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot H_g + Y_z = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot (H_{gs} + H_{gv}) + (Y_{zs} + Y_{zv}), \quad (1.3)$$

kde

$$\begin{aligned} Y_{zs} &= \sum \lambda_s \frac{L_s}{D_s} \frac{c_s^2}{2} + \sum \zeta_s \frac{c_s^2}{2} \\ Y_{zv} &= \sum \lambda_v \frac{L_v}{D_v} \frac{c_v^2}{2} + \sum \zeta_v \frac{c_v^2}{2} \end{aligned}$$

V rovnicích je  $L$  - délka potrubí

$D$  - průměr potrubí

$\lambda$  - ztrátový součinitel třením

$\zeta$  - součinitel místní ztráty

indexy.  $s$  - sání,  $v$  - výtlač

Tato rovnice je odvozena v kap. 3.

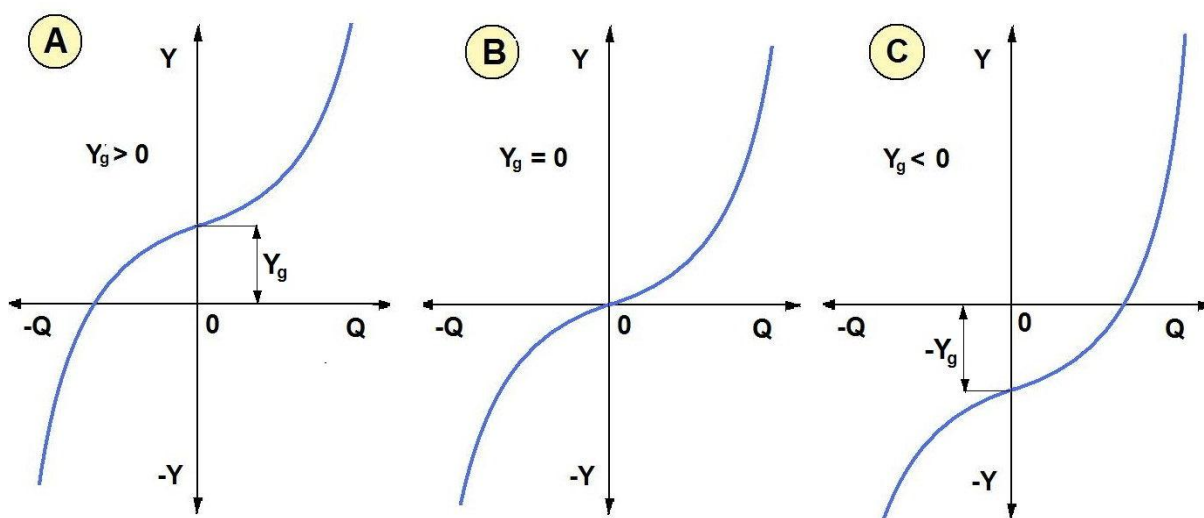
Statická charakteristika celého hydraulického systému je při turbulentním proudění závislost, kde exponent u „ $Q$ “ je „2“

$$Y = Y_{ST} + Y_z = Y_{ST} + f(Q^2). \quad (1.4)$$

Tato rovnice v grafickém vyjádření představuje v souřadném systému  $Y - Q$  parabolu – obr. 1.3.

Jestliže hydraulický systém má  $L = konst.$  a  $D = konst.$ , potom změna charakteristiky hydraulického systému může být vyvolána následujícími změnami:

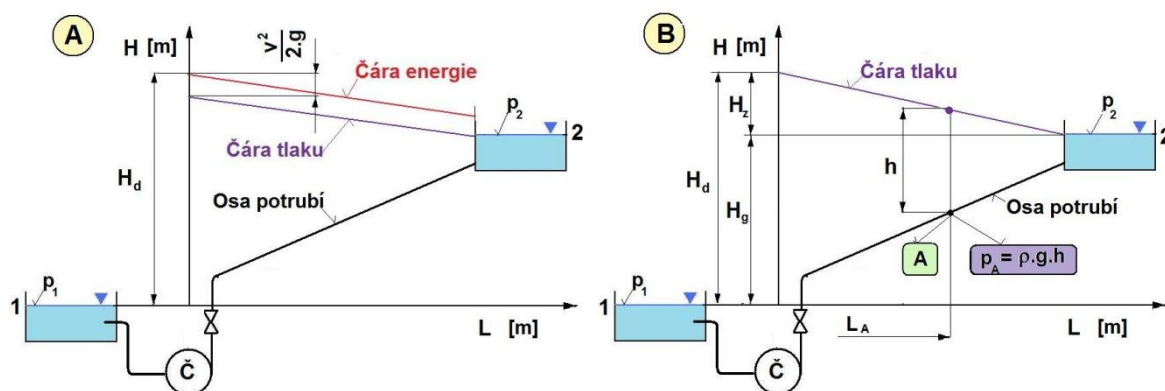
- a) změna tlaku ve výtlačné nebo sací nádrži
- b) kolísání hladiny v sací nádrži  $H_{gs}$  nebo výtlačné nádrži  $H_{gv}$
- d) změna součinitele místní ztráty  $\zeta_v$  nebo  $\zeta_s$ . Tato změna se v technické praxi často uplatňuje při regulaci *průtoku*  $Q$ , tzv. škrcením.



Obr. 1.3 Charakteristika hydraulického systému (potrubí) pro čistou kapalinu

A -  $Y_{ST} \geq 0$ ; B -  $Y_{ST} = 0$ ; C -  $Y_{ST} \leq 0$

Pro hydraulický systém je důležité, aby v celém výtlačném potrubí byl přetlak, což je splněno tehdy, když čára tlaku leží nad osou potrubí – obr. 1.4. Protože rychlostní výška u čerpacích systémů je malá, lze ji zanedbat, potom čára tlaku a čára energie jsou totožné – obr. 1.4 B. Pokud by v potrubí nastal podtlak a dosáhl tlaku nasycených par, potom by vznikla kavitace s možností přerušení sloupce v tomto místě. Provozní stav systému by byl zatížen pulsacemi průtoku jež vyvolají pulsace tlaku. Vzniklá dutina vyplněná parami a vzduchem při následném stoupnutí tlaku zaniká, její objem se prudce zaplňuje kapalinou, což vede k nebezpečnému rázu, který je vyšší, než je totální hydrodynamický ráz. Takový provozní stav hydraulického systému je nežádoucí. V obecně zvoleném bodě potrubí „A“ má tlak velikost  $p_A = \rho \cdot g \cdot h$ , což názorně ukazuje obr. 1.4 B.



Obr. 1.4 Průběh tlaku podél trasy potrubí  
A – čára tlaku a energie, B – čára tlaku po zjednodušení



### Shrnutí pojmů 1.1.

Kalová čerpadla dělíme na dvě kategorie a to kalová čerpadla objemová a odstředivá.

Při čerpání suspenzí stejně jako u čistých kapalin je důležité definovat měrnou energii čerpadla a celého systému.

Pro správnou funkci hydraulického systému je velmi důležité, aby čára tlaku ležela nad osou potrubí.



### Otázky 1.1.

1. Napište rovnici pro měrnou energii hydraulického systému
2. Jak je definována čára tlaku u hydraulického systému s čerpadlem



## 2. HYDROSTATICKÁ – OBJEMOVÁ KALOVÁ ČERPADLA

### 2.1 Základní parametry hydrostatických kalových čerpadel



**Čas ke studiu:** 1 hodina



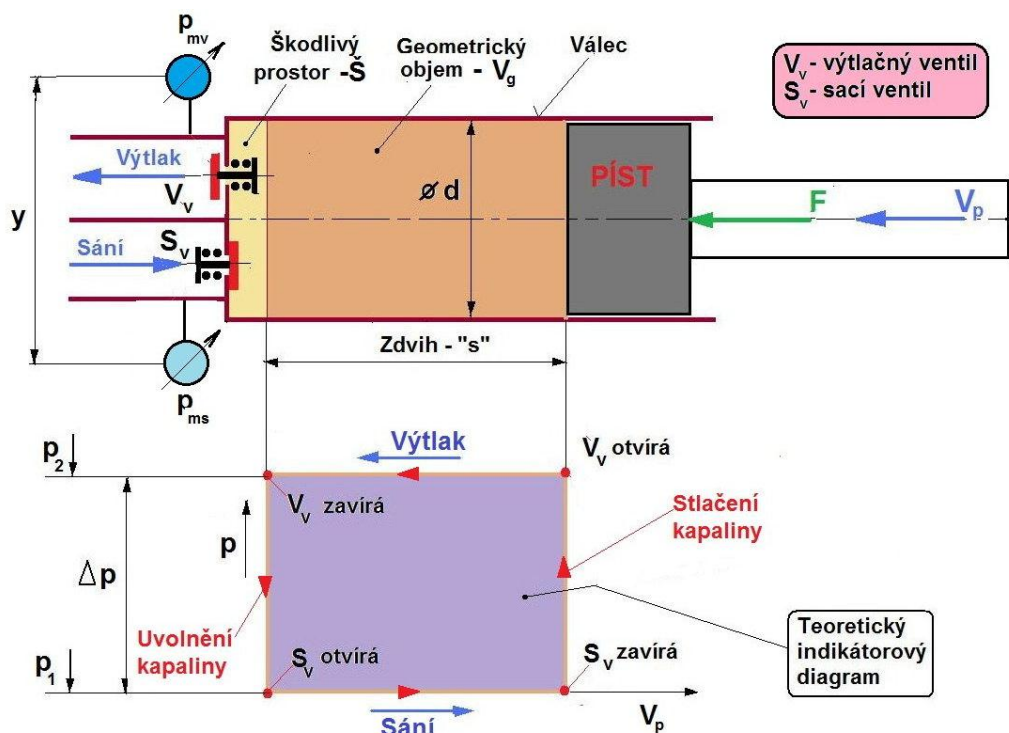
**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- ✚ Princip činnosti, rozdělení a použití objemových kalových čerpadel
- ✚ Definovat spolupráci čerpadla a potrubí při proudění vody i suspenzí
- ✚ Definovat ztráty, účinnost a sací výšku u kalových objemových čerpadel



**Výklad**

U hydrostatických čerpadel dochází k přímé přeměně mechanické energie na energii hydraulickou přímo na pracovním prvku stroje, např. pístu, mechanická práce se v tlakovou energii kapaliny vzájemně přeměňuje přímo. Tlak kapaliny „ $p$ “ je funkčně nezávislý na kinematických veličinách proudového pole kapaliny (jako např. na rychlostech nebo poloze). Příznivé vlastnosti přímé přeměny energie jsou nepatrně znevýhodněny periodičností pracovního procesu hydrostatických čerpadel, což vyplývá ze samotné podstaty jejich činnosti.



Obr. 2.1 Schéma činnosti pístového čerpadla

Na obr. 2.1 je zjednodušené schéma pístového čerpadla. Ve válci se pohybuje píst např. prostřednictvím klikového mechanismu, ve válci jsou dva ventily a sice ventil sací  $S_v$  a výtlačný –  $V_v$ . Předpokládejme, že se píst pohybuje ve válci doprava (tzv. sací zdvih), Jakmile tento pohyb začne, tak se otevře sací ventil  $S_v$ , do válce se nasává čerpaná kapalina. Když píst dojde do krajní úvratě (tento stav je uveden v obr. 2.1), sací ventil se uzavře, válec je zcela zaplněn kapalinou. Nyní píst změni směr pohybu a začne se pohybovat opačným směrem, po uzavření sacího ventilu –  $S_v$  se okamžitě otevře ventil výtlačný –  $V_v$  a sací tlak ve válci o velikosti  $p_1$  se změni na tlak výtlačný o velikosti  $p_2$ . Čerpaná kapalina je z válce pístem vytlačována do výtlačného (dopravního) potrubí až do okamžiku, kdy píst dosáhl druhé úvratě. Nyní se píst začne pohybovat zpět, uzavře se výtlačný ventil a otevře se sací ventil, tlak  $p_2$  skokem klesne na tlak  $p_1$ . Do válce se začne nasávat kapalina a celý cyklus se opakuje.

Ve spodní části obr. 2.1 je tzv. teoretický indikátorový diagram, při sacím zdvihu je ve válci tlak  $p_1$  a při výtlačném zdvihu je ve válci tlak  $p_2$ . Teoretický indikátorový diagram tvoří obdélník, jeho plocha je úměrná práci, kterou píst vykoná za jeden zdvih.

Přírůstek tlakové energie čerpané kapaliny mezi sacím a výtlačným hrdlem čerpadla je tzv. dopravní tlak, pro který platí rovnice

$$p_d = p_{mv} - p_{ms} + (v_v^2 - v_s^2) / 2 + \rho \cdot g \cdot y, \quad (2.1)$$

kde  $p_{mv}$  - manometrický tlak na výtlaku čerpadla - tlak měřený na výtlačné přírubě

$p_{ms}$  - manometrický tlak na sání čerpadla – tlak měřený na sací přírubě

$v_v$  - rychlost ve výtlačném potrubí

$v_s$  - rychlost v sacím potrubí

$y$  - svislá vzdálenost mezi manometrem na výtlaku a na sání

Ve většině praktických aplikací je rychlost ve výtlačném a sací potrubí stejná -  $v_v = v_s$  a  $y = 0$  (nebo je malé), potom pro dopravní tlak čerpadla platí

$$p_d = p_{mv} - p_{ms}.$$

Za předpokladu čerpání nestlačitelné a nevazké kapaliny tvoří čelo pístu čerpadla – obr. 2.1, a čelo válce tzv. činný prostor čerpadla, tento je tvořen škodlivým prostorem „Š“ a zdvihovým objemem (geometrickým objemem) „ $V_g$ “, který je určen vztahem

$$V_g = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot s \approx d^3. \quad (2.2)$$

Síla „ $F$ “ na pístu u čerpadla předává kapalině mechanickou energii „ $E_m$ “, za jeden výtlačný zdvih má tato energie (práce) velikost

$$E_m = L = F \cdot s = E_h = V_g \cdot \rho \cdot g \cdot H = V_g \cdot \Delta p.$$

Podle této rovnice je práce za jeden zdvih úměrná ploše obrazce (obdélníku) pracovního stroje v souřadnicích  $V_p - p$  - obr. 2.1, obrys obrazce je tvořen čarou sání, stlačení, výtlaku a uvolnění kapaliny. Přejít z jedné čáry na druhou je umožněn dvěma ventily nebo jiným vhodným rozvodem (šoupátkem apod.) Tento vztah vyjadřuje plochu indikátorového diagramu hydrostatického čerpadla – obr. 2.1.

Pro výkon platí

$$P = F \cdot c_p.$$

Měrná energie kapaliny o hustotě  $\rho$  na výstupu čerpadla (kinetická energie  $c^2/2$  je zanedbána) je

$$Y = \frac{P}{\rho}. \quad (2.3)$$

Při otáčkách „ $n$ “ je výkon hydrostatického stroje – čerpadla a kroutící moment na hřídeli stroje

$$P = M \cdot \omega = L \cdot n = V_g \cdot p \cdot n \approx d^3 \cdot p \cdot n$$

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{V_g \cdot p \cdot n}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{V_g \cdot p}{2 \cdot \pi} \approx d^3 \cdot p, \quad (2.4)$$

z rovnice je vidět, že moment nezávisí na otáčkách. Při konstantním výkonu klesají otáčky s rostoucím kroutícím momentem, popř. s rostoucím geometrickým objemem „ $V_g$ “.

Příkon čerpadla je definovaný jako výkon, přenášený hnacím zařízením na hřídel čerpadla, zahrnuje tedy i ztráty v čerpadle

$$P_{př} = \frac{P}{\eta_c} = \frac{V_g \cdot p \cdot n}{\eta_c}, \quad (2.5)$$

kde  $\eta_c$  je celková účinnost čerpadla pro kterou platí

$$\eta_c = \frac{P}{P_{př}} = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_h. \quad (2.6)$$

U hydrostatických čerpadel je nejvýznamnější účinnost objemová  $\eta_o$  a mechanická  $\eta_m$  hydraulické ztráty jsou obvykle malé, proto hydraulická účinnost  $\eta_h \rightarrow 1$ .

**Principy hydrostatických čerpadel** - z velkého množství principů hydrostatických čerpadel se pro čerpání suspenzí uplatňuje pouze následujících šest typů – obr. 2.2.

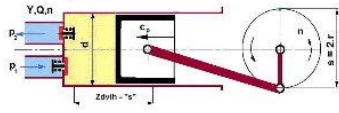
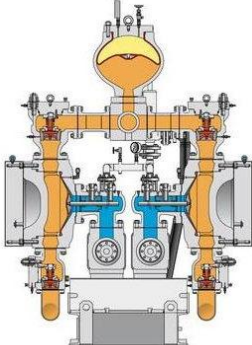
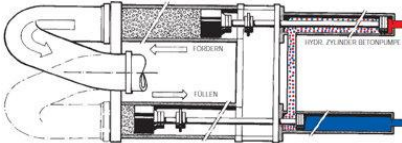
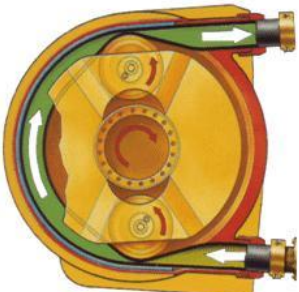
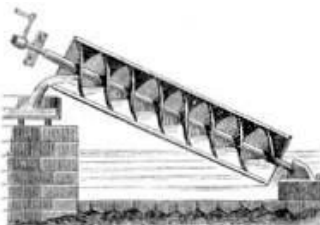
**Pístová čerpadla** – pomaluběžný stroj s otáčkami  $n = 60 \text{ 1/min}$ , konstrukce pro hydraulickou dopravu je odvozena od čerpadel výplachových, která se používají při hlubinném vrtání (vrtání na naftu, zemní plyn, vodu a geologický průzkum). Vyrábí se jako jednočinná nebo dvojčinná, v provedení duplex nebo triplex. Jsou vhodná pro suspenze do průměru částic  $d = 0,15 \text{ mm}$ . Pohon hydraulický nebo mechanický přes klikový hřídel a křížák. Objemová koncentrace  $C_v$  až 0,45, je schopné čerpat pastovité suspenze.

**Membránová čerpadla** – pomaluběžný stroj s otáčkami až  $n = 100 \text{ 1/min}$ . Pro potřeby hydraulické dopravy nejrozličnějších jemnozrnných suspenzí se vyrábí v kombinaci pístovým čerpadlem. Jsou vhodná pro suspenze do průměru částic  $d = 0,15 \text{ mm}$ . Pohon elektromotorem přes převodovku nebo klínový řemen, regulace otáček frekvenčním měničem. Objemová koncentrace  $C_v$  až 0,45, je schopné čerpat pastovité suspenze.

**Pístové čerpadlo s pohonem hydraulickým válcem** – používá se hlavně pro čerpání betonu méně často pro čerpání popílkových suspenzí.

**Hadicová čerpadla** - používají se hlavně pro čerpání betonu.

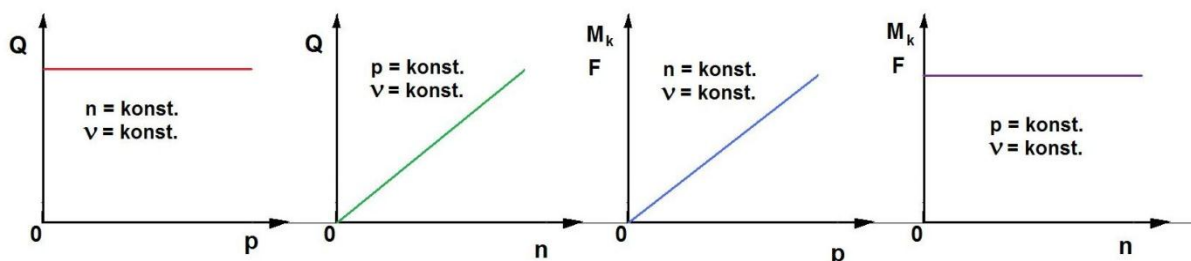
**Archimédovo čerpadlo** - (šroubová čerpadla), šroub uložený ve žlabu, používá se pro čerpání vody s obsahem pevných částic při malých dopravních výškách, např. ve vodárenství.

| Pístová                                                                                                                                                                               | Menbránová                                                                                                                                                                                 | Píst – hydr. válec                                                                                                                                                                   |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                                                                                                      |                                                                                                           |                                                                                                    |
| $Q = 1 - 500 \text{ m}^3/\text{hod}$<br>$P = 1500 \text{ kW}$<br>$p = 15 \text{ MPa}$<br>$n = 40 - 70 \text{ 1/min.}$<br>$\nu = 1 - 1000 \text{ cSt}$<br>$d_{\max} = 0,15 \text{ mm}$ | $Q = 1 - 100 \text{ m}^3/\text{hod}$<br>$P = 500 \text{ kW}$<br>$p = 15 \text{ MPa}$<br>$n = 40 - 100 \text{ 1/min.}$<br>$\nu = 1 - 1000 \text{ cSt}$<br>$d_{\max} = 0,15 \text{ mm}$      | $Q = 10 - 200 \text{ m}^3/\text{hod}$<br>$P = 60 \text{ kW}$<br>$p = 10 \text{ MPa}$<br>$n = 40 - 70 \text{ 1/min.}$<br>$\nu = 1 - 1000 \text{ cSt}$<br>$d_{\max} = 20 \text{ mm}$   |
| Hadicové                                                                                                                                                                              | Jednovřetenové                                                                                                                                                                             | Archimédův šroub                                                                                                                                                                     |
|                                                                                                    |                                                                                                         |                                                                                                 |
| $Q = 0,2 - 60 \text{ m}^3/\text{hod}$<br>$P = 50 \text{ kW}$<br>$p = 2 \text{ MPa}$<br>$n = 20 - 70 \text{ 1/min.}$<br>$\nu = 1 - 1000 \text{ cSt}$<br>$d_{\max} = 20 \text{ mm}$     | $Q = 10 - 500 \text{ m}^3/\text{hod}$<br>$P = 1500 \text{ kW}$<br>$p = 1 - 4 \text{ MPa}$<br>$n = 40 - 70 \text{ 1/min.}$<br>$\nu = 20 - 1000 \text{ cSt}$<br>$d_{\max} = 0,15 \text{ mm}$ | $Q = 150 - 15000 \text{ m}^3/\text{hod}$<br>$P = 400 \text{ kW}$<br>$H_g = 10 \text{ m}$<br>$n = 18 - 921/\text{min.}$<br>$\nu = 20 - 500 \text{ cSt}$<br>$d_{\max} = 30 \text{ mm}$ |

Obr. 2.2 Přehled hydrostatických čerpadel vhodných pro čerpání suspenzí

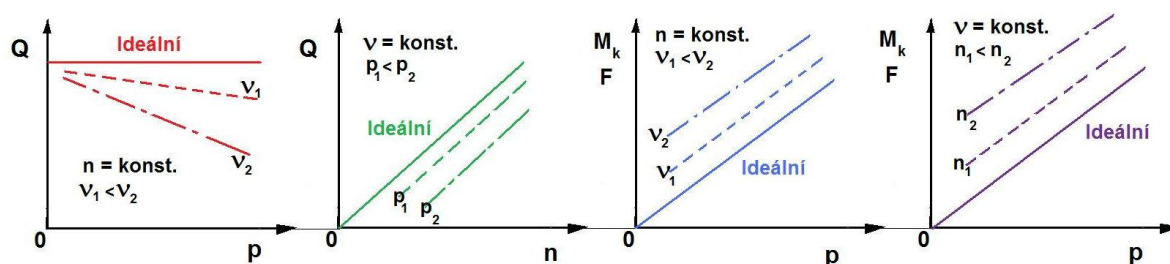
**Charakteristika hydrostatických čerpadel** - Hydrostatická čerpadla mohou pracovat při různém dopravním tlaku a otáčkách. Jejich ohraničení závisí na mnoha faktorech, tlak je limitován mechanickou pevností a životností dílů čerpadla, otáčky limitují sací schopnost čerpadla. Charakteristikou čerpadla nazýváme závislost  $Y, H, p = f(Q)$ , u hydrostatických čerpadel se však používá  $Q = f(p, H, Y)$ .

Pro ideální čerpadlo, tedy čerpadlo beze ztrát je uvedena charakteristika čerpadla na obr. 2.3. Pro částečně ideální charakteristiky hydrostatického čerpadla, kdy je uvažován vliv objemové, mechanické a hydraulické účinnosti jsou charakteristiky uvedeny na obr. 2.4. Sklon charakteristiky je ovlivňován především vlastnostmi čerpané kapaliny. Skutečná charakteristika hydrostatického čerpadla, kterou ovlivňují objemové a mechanické ztráty se zjišťuje měřením.

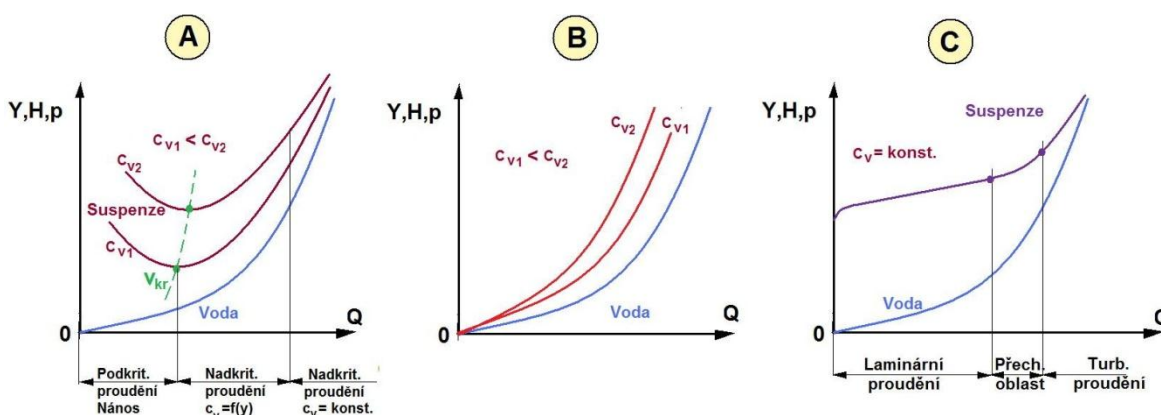


Obr. 2.3 Teoretická charakteristika hydrostatického čerpadla

Hydrostatická čerpadla se používají nejen pro čerpání vody, ale i různých jiných kapalin, jejichž viskozita se od vody může značně lišit (obvykle je větší). Velmi často se hydrostatická čerpadla používají pro čerpání suspenzí, objemová koncentrace může kolísat v širokém intervalu, od suspenzí „řidkých“ až po pastovité látky. Zrnitost pevných částic bývá obvykle menší než 0,15 mm.



Obr. 2.4 Částečně idealizovaná charakteristika hydrostatického čerpadla [4]



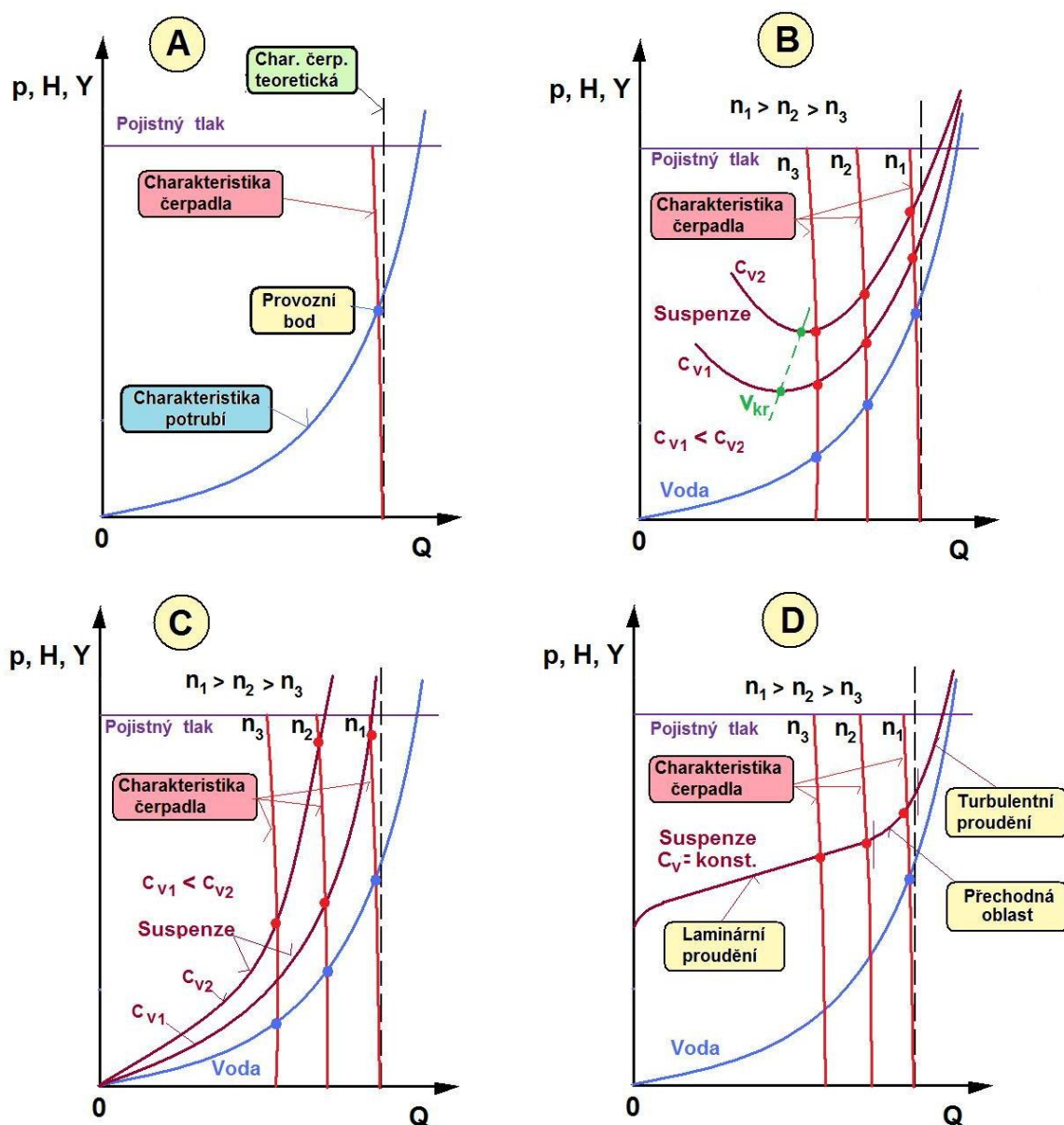
Obr. 2.5 Charakteristika potrubí a hydrostatického čerpadla při čerpání suspenzí  
A – heterogenní suspenze, B – homogenní suspenze, C – Binghamova kapalina

Tlaková ztráta při proudění suspenzí je velmi složitý fyzikální problém, tento je podrobně popsán v [10]. Hydrostatickými čerpadly se prakticky nejčastěji čerpají suspenze



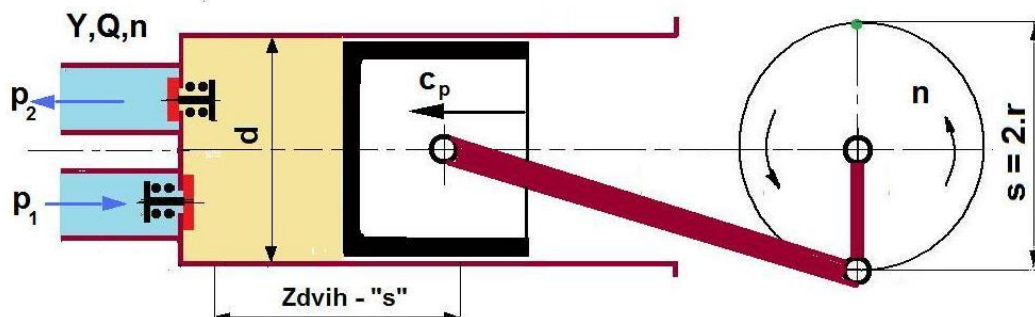
homogenní, Binghamovy kapaliny (suspenze s vysokou koncentrací), méně často se čerpají heterogenní suspenze,  $Y - Q$  diagram těchto suspenzí je schematicky uveden na obr. 2.5.

Spolupráce hydrostatického čerpadla a potrubí je uvedena na obr. 2.6 a to pro čistou vodu a tři druhy suspenzí. Podrobnosti o chování suspenzí jsou zpracovány v kap. 3, zde je také zpracována otázka, v jakých veličinách uvádět dopravní výšku  $H$ . U heterogenních suspenzí musí být rychlost proudění suspenze větší než je rychlost kritická, homogenní suspenze nemají žádná omezení, chovají se prakticky stejně jako čistá kapalina s větší hustotou. Suspenze s vysokou koncentrací se nejčastěji chovají jako Binghamova kapalina - obr. 2.6D. Provozní bod je výhodné volit na hranici, kdy se laminární proudění mění v turbulentní, volba provozního bodu v turbulentní oblasti způsobuje neúměrně vysokou tlakovou ztrátu.



Obr. 2.6 Charakteristika potrubí a hydrostatického čerpadla  
A – čistá kapalina –  $n = \text{konst.}$ , B – heterogenní suspenze,  
C – homogenní suspenze, D – Binghamova kapalina

Hydrostatická čerpadla – obr. 2.7 v porovnání s čerpadly hydrodynamickými mají obvykle vysokou účinnost. Toto je zapříčiněno hlavně objemovými ztrátami (průsaky), tedy tlakem a vůlemi mezi válcem a pístem. Účinnost není prakticky závislá na velikosti stroje, dosahuje velikosti okolo 90%, pro pístové stroje je obvykle i větší.



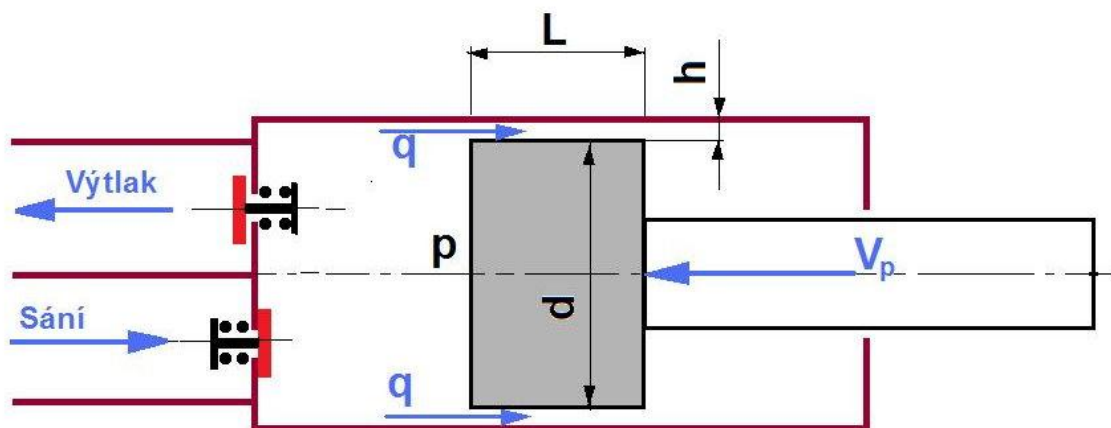
Obr. 2.7 Schéma pístového hydrostatického čerpadla

**Měrné otáčky** u hydrostatických strojů nesouvisí s typem čerpadla, ale spíše charakterizují hydrodynamické poměry v rozvodu, u pístových strojů tedy poměry v sání a ve výtlaču (u jiných typů pak poměry v rozvodu) - [1]. Charakteristiku čerpadla nejvíce ovlivňují vlastnosti čerpané kapaliny. Pro měrné otáčky hydrostatických čerpadel platí rovnice

$$n_q^* = \frac{n, Q^{0,5}}{Y^{0,75}} \quad (2.7)$$

Stejný výraz je odvozen i pro hydrodynamické stroje – viz kap. 4, z toho vyplývá, že hydrostatické i hydrodynamické stroje mají společný obecný fyzikální základ.

**Objemová účinnost hydrostatických čerpadel** - Objemové ztráty tvoří hlavní podíl ztrát v hydrostatických čerpadlech, hydraulické ztráty pro vodu jsou málo významné, uplatňují se více u viskózních kapalin. Objemové ztráty vznikají průsakem kapaliny kolem pístu, který je pochopitelně uložen ve válci s jistou vůlí, tato je obvykle optimalizována. Malá vůle znamená velkou třecí sílu a malé objemové ztráty a naopak, velká vůle zmenšuje třecí sílu, ale zvyšuje objemové ztráty.



Obr. 2.8 Schéma pro stanovení objemových ztrát v mezeře

Vůle o hydrostatických strojů jsou malé, proudění v nich bude laminární, při výpočtu objemových ztrát vyjdeme z Hagen-Poiseilleova vztahu v obdélníkové mezeře

$$q = \frac{b \cdot h^3 \cdot \Delta p}{12 \cdot \eta \cdot L} = \frac{\pi d \cdot h^3 \cdot \Delta p}{12 \cdot \eta \cdot k \cdot d} = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot \Delta p}{12 \cdot \eta \cdot k}, \quad (2.8)$$

kde  $L = k \cdot d$

$k$  – konstanta

$b = \pi \cdot d$

Velikost vůlí, těsnících spár apod. má u hydrostatických čerpadel velký význam, protože objemový průtok (objemové ztráty) je přímo úměrný třetí mocnině tloušťky mezery. Výrobní tolerance či přesnost výroby dílů čerpadel jsou proto závažným faktorem. Protože „ $h$ “ je malé, můžeme spáru ve tvaru mezikruží považovat s dostatečnou přesností po rozvinutí za spáru obdélníkovou, pro kterou platí předcházející rovnice.

Teoretický průtok  $Q_t$  pro 1 píst při střední pístové rychlosti  $c_p$  je

$$Q_t = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot c_p.$$

Definujeme poměr průtoků

$$\frac{q}{Q_t} = \frac{h^3 \cdot \Delta p}{3 \cdot d^2 \cdot \eta \cdot k \cdot c_p} = \frac{\text{konst.}}{d^2}. \quad (2.9)$$

Objemová účinnost je definována vztahem

$$\eta_v = 1 - \frac{q}{Q_t} = 1 - \frac{\text{konst.}}{d^2}. \quad (2.10)$$

Objemová účinnost pro daný typ čerpadla prakticky nezávisí na velikosti stroje. Při čerpání suspenzí v důsledku abraze se vůle mezi pístem a válcem zvětšuje, proto se objemová účinnost u objemových čerpadel s rostoucí dobou provozu snižuje.

**Vliv stlačitelnosti na objemovou účinnost** - Protože čerpaná kapalina (i suspenze) je stlačitelná, proto na počátku zdvihu, kdy je ve válci nízký tlak a začne se píst pohybovat, dochází v první fázi pohybu ke stlačení kapaliny o  $\Delta p$  – obr. 2.9.

Pro řešení vyjdeme z rovnice

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta p}{K}. \quad (2.11)$$

Změna objemu v pracovním prostoru čerpadla činí

$$\Delta V = (V_g + V_s) \frac{\Delta p}{K}$$

kde  $V_g$  - geometrický objem

$V_s$  - škodlivý prostor

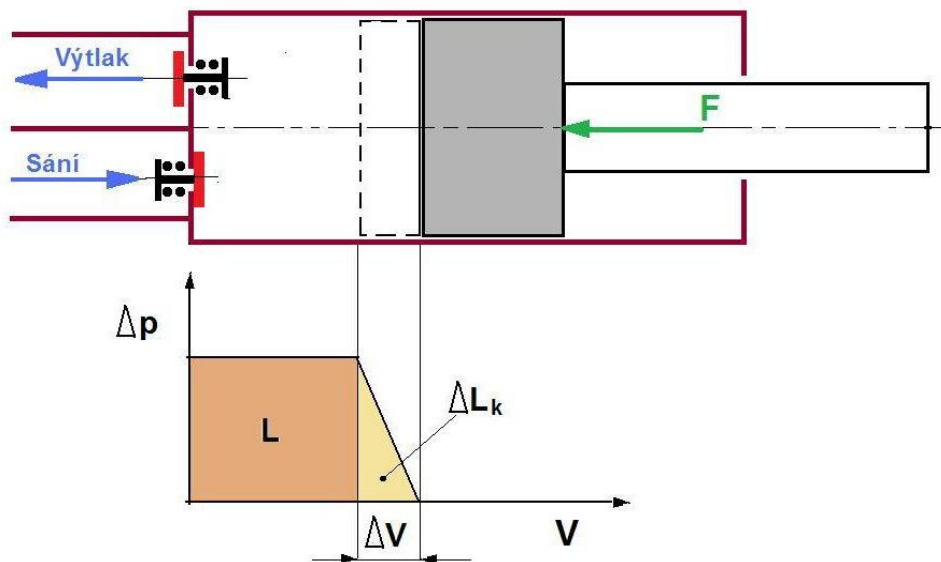
Pro efektivní geometrický objem platí

$$V_{gef} = V_g - \Delta V = V_g - (V_g + V_s) \frac{\Delta p}{K}.$$



Objemová účinnost vlivem stlačitelnosti kapaliny je

$$\eta_o = \frac{V_{gef}}{V_g} = 1 - \left( 1 + \frac{V_s}{V_g} \right) \frac{\Delta p}{K} . \quad (2.12)$$



Obr. 2.9 Schéma pro výpočet kompresní práce při stlačování kapaliny

Podle obr. 2.9 definujme kompresní práci

$$L_k = \frac{\Delta V \cdot \Delta p}{2} = \frac{\Delta p^2 \cdot V}{2 \cdot K} .$$

Práce výtlačného zdvihu je

$$L = V \cdot \Delta p .$$

Kompresní práci dostaneme jako poměr posledních dvou rovnic

$$\frac{L_k}{L} = \frac{\Delta p}{2 \cdot K} .$$

Pro suspenzi a  $\Delta p = 10 \text{ MPa}$  a  $K = 2,2 \cdot 10^9 \text{ MPa}$  je

$$\frac{L_k}{L} 100 = \frac{10^7}{2,2 \cdot 2,10^9} \cdot 100 = 0,238\% .$$

Pro kalová objemová čerpadla, která pracují s tlakem do  $10 \text{ MPa}$  je tedy kompresní práce zanedbatelná, začala by se projevovat až při tlacích nad  $40 \text{ MPa}$ . Je třeba připomenout, že obsah vzduchu v suspenzi nebo ve vodě snižuje modul objemové stlačitelnosti kapaliny, čímž se kompresní práce zvyšuje.

**Vliv obsahu vzduchu na objemovou účinnost** - Předpokládejme, že jednotka objemu obsahuje při tlaku  $p_o$  objem plynu  $V_o$ . Při snížení tlaku v čerpadlovém prostoru na  $p_s$  se zvětší jeho objem, pro isotermickou změnu stavu – [1] platí

$$V_s = V_o \frac{p_o}{p_s},$$

naopak při zvyšování tlaku se objem zmenší

$$V_v = V_s \frac{p_o}{p_v} = V_o \frac{p_o}{p_v}.$$

Rozdíl  $(V_s - V_v)$  je zmenšení pracovního prostoru vlivem stlačitelnosti plynu.

$$\Delta V = (V_s - V_v) = V_o \frac{p_o}{p_s} - V_o \frac{p_o}{p_v} = V_o p_o \left( \frac{1}{p_s} - \frac{1}{p_v} \right).$$

Efektivní geometrický objem

$$V_{gef} = V_g - \Delta V,$$

potom účinnost plnění pracovního prostoru je

$$\begin{aligned} \eta_{o2} &= \frac{V_{gef}}{V_g} = 1 - \left[ \frac{V_s + V_g}{V_g} V_o p_o \left( \frac{1}{p_s} - \frac{1}{p_v} \right) \right] = \\ &= 1 - \left[ (1 + k) V_o p_o \left( \frac{1}{p_s} - \frac{1}{p_v} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.13)$$

kde  $k = V_s/V_g$ .

## 2.2 Klikový mechanismus a kinematické poměry u pístových čerpadel



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

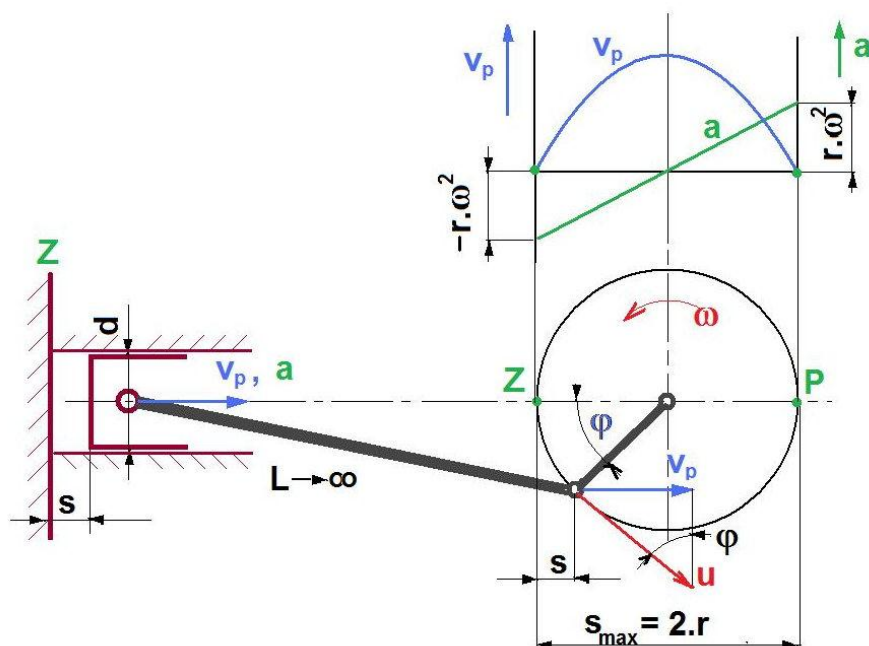
- Vypočítat kinematické veličiny klikového mechanismu
- Vypočítat nerovnoměrnost průtoku



**Výklad**

U hydrostatických čerpadel se pro transformaci rotačního pohybu na přímočarý pohyb používá, kulisový, výstředník pro malé síly vačka nebo nakloněná rovina. Pro větší výkony u pístových kalových čerpadel se nejčastěji používá klikový mechanismus - obr.2.10. Rovnice pro kinematické veličiny klikového mechanismu a nekonečně dlouhou ojnici uvádí tabulka 2.1, stejné veličiny pro konečnou délku ojnice pak tabulka 2.2. Pístové čerpadlo má pulsující

průtok, protože pracovní cyklus je přerušovaný. Pro více pracovních prostorů (pístů) výsledný průtok je součet průtoků od jednotlivých pístů.



Obr. 2.10 Schéma klikového mechanismu

Geometrický objem  $V_g$  jednoho pístu se v průběhu výtlačného zdvihu mění podle vztahu

$$V_g = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot s = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot s_{\max} (1 - \cos \varphi), \quad (2.14)$$

Tabulka 2.1 Přehled rovnic popisujících klikový mechanismus pro  $n = \text{konst.}$  a nekonečně dlouhou ojnicí

| Číslo | Veličina          | Rovnice                                                                  |
|-------|-------------------|--------------------------------------------------------------------------|
| 1     | úhlová rychlost   | $\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \text{konst.}$                           |
| 2     | úhlové zrychlení  | $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = 0$                                   |
| 3     | obvodová rychlost | $u = r \cdot \omega = \pi \cdot n \cdot r = \text{konst.}$               |
| 4     | dráha             | $s = r \cdot (1 - \cos \varphi) = \frac{s_{\max}}{2} (1 - \cos \varphi)$ |
| 5     | rychlost pístu    | $c_p = u \cdot \sin \varphi = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi$         |
| 6     | zrychlení pístu   | $a = \frac{dc_p}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$              |

|   |             |                                                |
|---|-------------|------------------------------------------------|
| 7 | úhel sklonu | $tg\delta = \frac{a}{1-s} = \omega^2 = konst.$ |
|---|-------------|------------------------------------------------|

Tabulka 2.2 Porovnání rovnic pro kinematické veličiny kliky konečné a nekonečné délky.

| Číslo | Veličina       | $L \Rightarrow \infty$                                      | $\lambda = \frac{r}{L}$                                                                    |
|-------|----------------|-------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1     | Dráha          | $s = r \cdot (1 - \cos \rho)$                               | $s = r \cdot \left(1 - \cos \rho \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi\right)$              |
| 2     | Rychlost pístu | $c_p = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi$                   | $c_p = r \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi\right)$ |
| 3     | Zrychlení      | $a = \frac{dc_p}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$ | $a = \frac{dc_p}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi \pm \lambda \cos 2\varphi)$    |

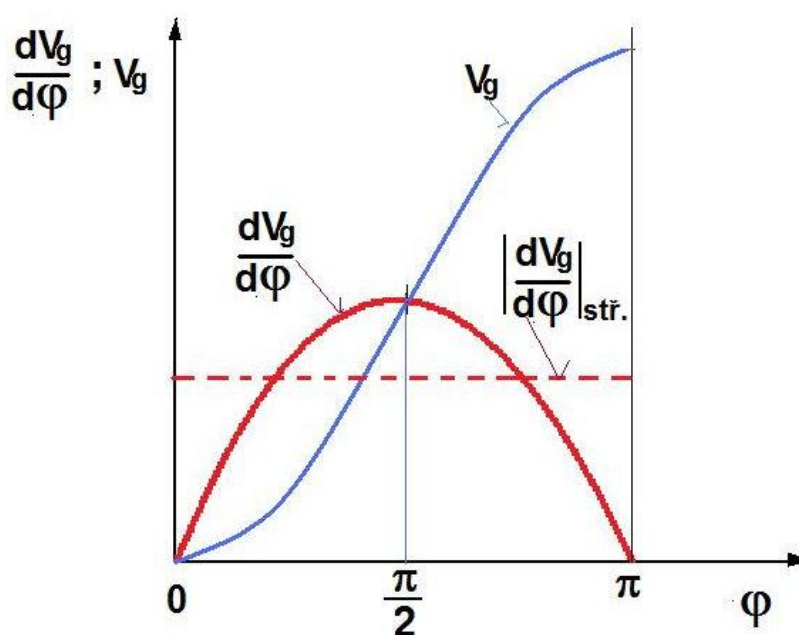
stejně jako okamžitý průtok

$$\frac{dV_g}{d\varphi} = \frac{\pi}{8} \cdot d^2 \cdot s_{\max} \cdot \sin \varphi$$

Důležitou charakteristikou hydrostatického čerpadla je střední pístová rychlost

$$c_{pstr} = 2 \cdot L \cdot n \quad (2.15)$$

Pro  $L \rightarrow \infty$  má okamžitý průtok sinusový průběh, pro  $L \leq \infty$  tato podmínka neplatí – obr. 2.11.

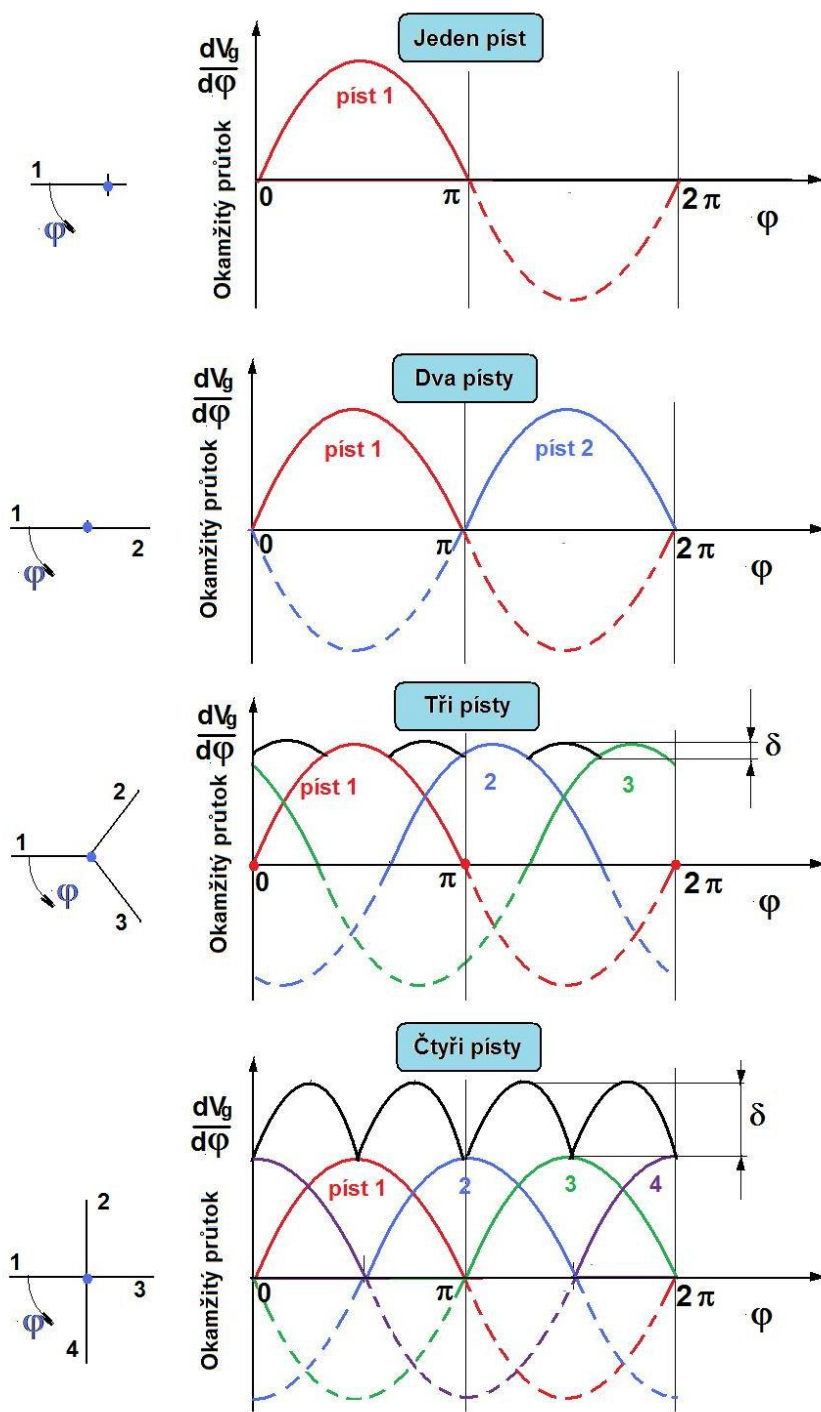


Obr. 2.11 Průběh geometrického objemu  $V_g$ ,  $dV_g/d\varphi$  a  $(dV_g/d\varphi)_{str}$  na úhlu kliky pro  $L \Rightarrow \infty$

Pro pístové čerpadlo nerovnoměrnost –  $L \Rightarrow \infty$  s 1 až 6 písty uvádí tabulka 2.3.

Tabulka 2.3 Nerovnoměrnost pístového čerpadla v % pro  $i = 1$  až  $i = 6$  -  $L \Rightarrow \infty$

| Počet pístů - z | 1   | 2   | 3    | 4    | 5   | 6    |
|-----------------|-----|-----|------|------|-----|------|
| Lichý %         | 100 |     | 13,4 |      | 4,9 |      |
| Sudý %          |     | 100 |      | 29,3 |     | 13,4 |



Obr. 2.12 Okamžitý průtok pístového čerpadla s 1 až 4 písty

Na obr. 2.12 jsou uvedeny změny zdvihového objemu při práci hydrostatického čerpadla s více písty. Pulzující průtok vícepístového čerpadla - obr. 2.12 je dána součtem z okamžitých průtoků, které jsou v různých fázích zdvihu (úhlu  $\phi$ ) rozdílné, výsledný průtok lze zapsat rovnicí

$$\sum \frac{dV_g}{d\phi} = \frac{\pi \cdot d^2}{8} \left[ \sin \phi + \sin \left( \phi + \frac{2\pi}{z} \right) + \sin \left( \phi + \frac{4\pi}{z} \right) + \dots + \sin \left( \phi + \frac{n\pi}{z} \right) \right], \quad (2.16)$$

kde  $n = 2(z - 1)$

$z$  - počet pístů čerpadla; počet sčítanců je roven počtu pístů čerpadla, členy záporné se vylučují (sací zdvih).

Střední průtok čerpadla za jednu otáčku je

$$\left( \frac{dV_g}{d\varphi} \right)_{stř} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} s_{\max} \frac{z}{2\pi} . \quad (2.17)$$

Nerovnoměrnost průtoku v čase je dána vztahem

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{stř}} . \quad (2.18)$$

Střídáním sacího a výtlačného zdvihu u pístových čerpadel způsobuje tlakové pulzace a nerovnoměrný průtok v sacím i výtlačném potrubí. Zmírnění těchto vlivů lze eliminovat použitím větrníků.

## 2.3 Ztráty a účinnost hydrostatických čerpadlech



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

-  Definovat ztráty hydraulické, objemové a mechanické
-  Vypočítat celkovou účinnost objemových čerpadel
-  Vypočítat sací výšku



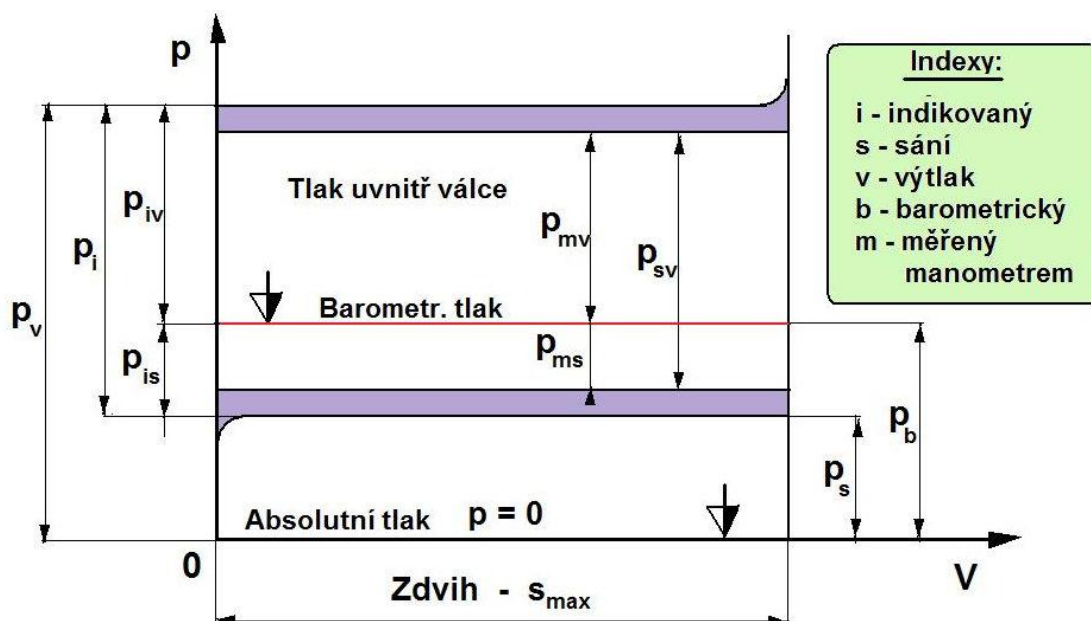
**Výklad**

**a) hydraulické ztráty** - obvykle dělíme na :

- hydraulické ztráty třecí
- místní hydraulické ztráty

V případě pístových čerpadel jsou ztráty dynamické (pulzující), protože v hydrostatických čerpadlech je pulzující průtok i tlak.





Obr. 2.13 Schéma pro vyšetřování tlaků v pracovním prostoru čerpadla a mezi sacím a výtlačným hrdlem [3]

$p_i$  - abs.indikovaný tlak,  $p_v, p_s$  - abs. tlak na výtlačném a sacím hrdle,  $p_{mv}, p_{ms}$  manometrický tlak (přetlak) na výtlačném nebo sacím hrdle

Mezi tlakem na sacím hrdle „ $p_s$ “ a tlakem ve výtlačném hrdle „ $p_v$ “ a manometrickými tlaky platí – obr. 2.13 - [3]

$$p_s = p_b - p_{ms}; \quad p_v = p_b + p_{mv}.$$

Dopravní výška při zanedbání kinetické a polohové energie

$$H_{sv} = \frac{p_v - p_s}{\rho \cdot g} = \frac{p_{sv}}{\rho \cdot g} = \frac{p_{mv} + p_{ms}}{\rho \cdot g}.$$

Měrná energie čerpané kapaliny indikovaná ve válci čerpadla

$$H_i = \frac{p_{is} + p_{iv}}{\rho \cdot g} = \frac{p_i}{\rho \cdot g}.$$

Hydraulická účinnost čerpadla je tedy poměr výše definovaných dopravních výšek

$$\eta_h = \frac{H_{sv}}{H_i}. \quad (2.19)$$

Podle obr. 2.13 je absolutní tlak v pracovním prostoru čerpadla s odpory při sacím zdvihu menší, naopak při výtlačném zdvihu je větší.

Uvedený fyzikální model platí pro střední tlaky, ve skutečnosti hodnoty tlaků pulzují jako důsledek činnosti pístových čerpadel. Hydraulické ztráty jsou u pístových čerpadel nízké, výpočet účinnosti vyžaduje indikaci tlaku ve válci.

**b) objemové ztráty** – vznikají jako následek unikání (průsaky) čerpané kapaliny z činného prostoru čerpadla.

Průsaky v čerpadle definujeme rovnicí

$$q_c = V_g \cdot n - Q_c,$$

kde  $Q_c$  - je skutečný průtok čerpadla.

Objemová účinnost čerpadla je definována poměrem

$$\eta_{vc} = \frac{Q_c}{V_g \cdot n} = \frac{Q_c}{Q_c + q_c} = 1 - \frac{q_c}{Q_c + q_c}. \quad (2.20)$$

Podle druhu proudění průsaky definujeme:

proudění ve spáře – laminární –  $q = konst.H_i$  ; turbulentní –  $q = konst.\sqrt{H_i}$

Proudění ve spáře bývá obvykle laminární. Pro průtok čerpadlem podle předcházející rovnice platí

$$Q_c = V_g \cdot n \cdot \eta_{vc}. \quad (2.21)$$

Na velikost objemové účinnosti má nezanedbatelný vliv obsah vzduchu v čerpané kapalině.

**c) mechanické ztráty** - do těchto ztrát se zahrnují ztráty třením v ucpávkách, ložiskách, v pohybovém ústrojí, včetně ztrát třením pístu ve válci. Hydraulický výkon  $P_h$  je definován

$$P_h = (Q + q) \cdot \Delta p = \frac{Q}{\eta_v} \frac{\Delta p_i}{\eta_h}. \quad (2.22)$$

Výkon přiváděný na spojku hřídele čerpadla je příkon  $P$ , odváděný hydraulický výkon je užitečný výkon  $P_u$  – (je vztažen na výstupní hrdlo čerpadla).

Mechanická účinnost je definována poměrem

$$\eta_m = \frac{P_h}{P} = \frac{P_u}{P_h + P_m} = 1 - \frac{P_m}{P}. \quad (2.23)$$

Pro příkon čerpadla platí

$$P = \frac{P_m}{\eta} = \frac{Q \cdot \Delta p_{sv}}{\eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m} = \frac{P_u}{\eta}. \quad (2.24)$$

Z této rovnice

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m. \quad (2.25)$$

Celkovou účinnost podle rovnice (2.24) lze také definovat

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{Q \cdot \Delta p_{sv}}{P} = \frac{Q \cdot \Delta p_{sv}}{M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}. \quad (2.26)$$

**Dynamické poměry v hydrostatických čerpadlech** - Časový průběh tlaku ve válci čerpadla určuje dynamické poměry v čerpadle, průběh tlaku reaguje na energetické poměry hydraulického systému i na mechanismus zátěže stroje [1].

Nestacionarita se promítne do tlakové složky  $p_p$  (tlak na čele pístu), závislé na hmotnosti urychlovaného nebo zpouzdňovaného sloupce kapaliny a na zrychlení pístu „a“. Proudění v čerpadle je možné popsat Bernoulliho rovnicí a to pro sací zdvih – označení veličin odpovídá obr. 2.13, index s-sání, v- výtlačk.

$$\frac{p_s}{\rho} + \frac{c_p^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} - g.H_s - \frac{p_{ps}}{\rho} - \zeta_s \frac{c_p^2}{2}. \quad (2.27)$$

Z této rovnice pro měrnou tlakovou energii v činném prostoru při sacím zdvihu

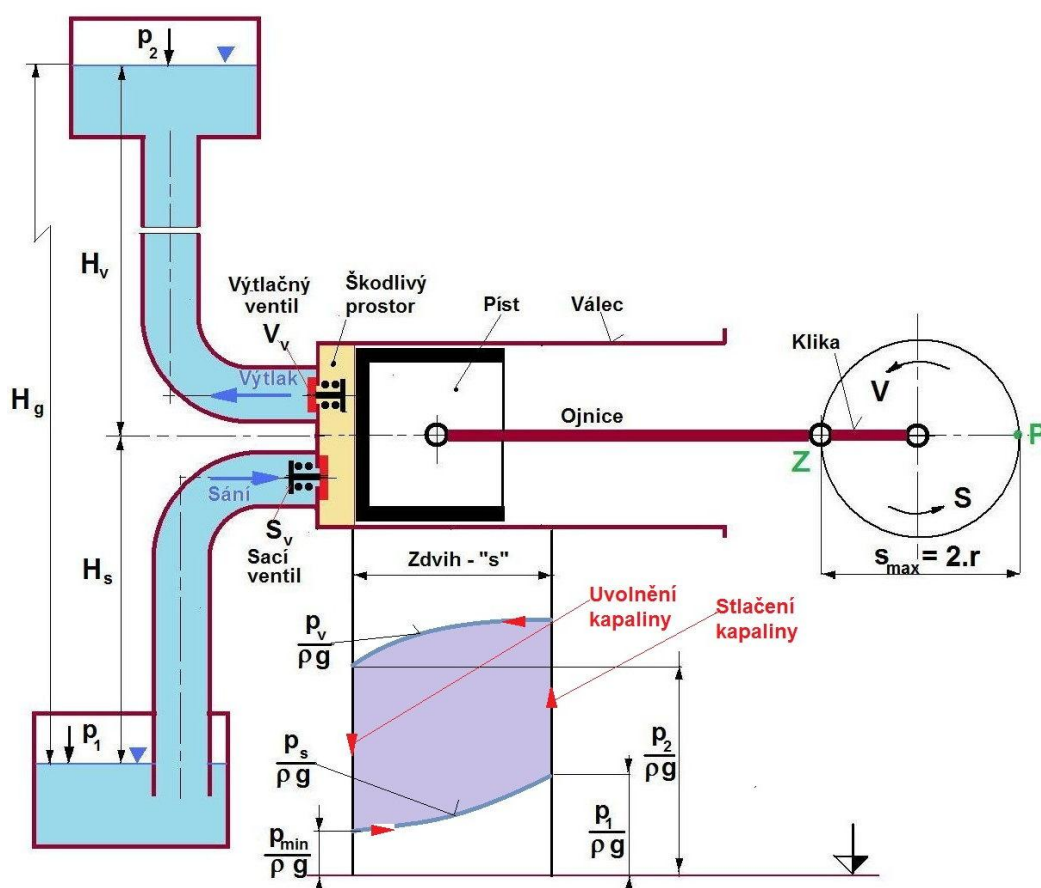
$$\frac{p_s}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} - g.H_s - \frac{p_{ps}}{\rho} - \frac{c_p^2}{2} - \zeta_s \frac{c_p^2}{2}. \quad (2.28)$$

Výtlačný zdvih

$$\frac{p_v}{\rho} + \frac{c_p^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g.H_v + \frac{p_{pv}}{\rho} + \zeta_v \frac{c_p^2}{2}, \quad (2.29)$$

odkud pro měrnou tlakovou energii v činném prostoru při výtlačném zdvihu

$$\frac{p_v}{\rho} = \frac{p_2}{\rho} + g.H_v + \frac{p_{pv}}{\rho} - \frac{c_p^2}{2} + \zeta_v \frac{c_p^2}{2}. \quad (2.30)$$



Obr. 2.14 Průběh tlaku ve válci (činném prostoru) pístového čerpadla – indikátorový diagram [3]

Rozdíl měrné energie výtlačného a sacího zdvihu je indikovaná měrná energie

$$\gamma_i = \frac{\rho_v - \rho_s}{\rho}. \quad (2.31)$$

Hydraulické ztráty při sacím a výtlačném zdvihu jsou vztaženy k rychlosti pístu  $c_p$  (tato rychlost není konstantní a platí pro ni rovnice dle tab.2.2) a jsou zahrnuty ve ztrátovém součiniteli  $\zeta_s$  a  $\zeta_v$ . Ztrátový součinitel je funkcí zdvihu a zahrnuje i energii potřebnou na otevření ventilu. Dynamické poměry ve válci pístového čerpadla je vhodné sledovat na indikátorovém diagramu, tento uvádí průběh tlaku  $p_s$  v sání a  $p_v$  ve výtlačku jako funkci zdvihu pístu při nestacionárním proudění kapaliny – obr. 2.14.

**Sací výška** - Energie potřebná na urychlení sloupce kapaliny během sacího zdvihu –  $p_{ps}/\rho$  ( $p_{ps}$  je tlak na čele pístu při sání čerpadla) je rozhodujícím faktorem pro dovolené otáčky stroje, poněvadž na ní závisí tlak v činném prostoru, tento nesmí z důvodu vzniku kavitace klesnout pod určitou kritickou hodnotu. Nejnižší tlak  $p_{smin}$  je ve válci na počátku sacího zdvihu, kdy zrychlení pístu je maximální – rov. (2.20)

$$a_p = -r \cdot \omega^2.$$

U samočinného rozvodu přistupuje ještě pokles tlaku  $p_z$  potřebný na otevření sacího ventilu. Velmi podrobně je problematika dynamických poměrů v hydrostatických čerpadlech popsána v [3, 4]. Maximální dovolený tlak na pístu je roven tlaku nasycených par, nebo tlaku, při kterém se z čerpané kapaliny uvolňují plyny. V obou případech se čerpaná kapalina oddělí od pístu.

Sací výška je limitována velikostí tlaku  $p_{smin}$ . Předpokládejme, že

$$p_s = p_{min} - p_{kav}, \quad (2.32)$$

kde  $p_{kav}$  je tlak, při kterém nastává kavitace, nebo tlak nasycených par.

Pro mezní geodetickou sací výšku pro píst v úvrati ( $c_p = 0$ ) platí rovnice [1]

$$H_{gsmax} = \frac{1}{g} \left( \frac{p_1}{\rho} - \frac{p_{psmax}}{\rho} - \frac{p_{kav}}{\rho} \right), \quad (2.33)$$

kde  $p_1$  - tlak na hladině v sací nádrži

$p_{psmax}$  - max. pokles tlaku na čele pístu při sání tlak, tento je největší na začátku sání

$p_{kav}$  - tlak při kterém nastává kavitace- uvolnění vzduchu nebo tlak nasycených par

Z rovnice je vidět, že velikost  $H_s$  nejvíce ovlivňuje tlak  $p_{ps}$  a  $p_{kav}$ . Vliv těchto tlaků se prakticky eliminuje sacím nebo výtlačným větrníkem, tyto jsou připojeny co nejbližší k činnému prostoru čerpadla.

Pro sací výšku objemových čerpadel platí stejná rovnice jako pro čerpadla odstředivá. Aby v objemovém čerpadle nevznikla kavitace, potom pro tlak na čele pístu po celou dobu sacího zdvihu nesmí klesnout pod tlak nasycených par  $p_n$ . Tlak nasycených par je u kapalin závislý na teplotě, pro vodu lze jeho velikost zjistit z parních tabulek.

Pro dovolenou sací výšku platí rovnice

$$H_{sdov} = h_{sdov} \leq \frac{p_0 - p_n}{\rho \cdot g} - \frac{\Delta y_{dov}}{g} - h_{zs} = \frac{p_0}{\rho} - \frac{p_n}{\rho} - \Delta h_{dov} - h_{zs}, \quad (2.34)$$

kde  $p_0$  - absolutní tlak na hladině v sací nádrži  
 $p_n$  - tlak nasycených par čerpané kapaliny  
 $h_{zs}$  - ztrátová výška v sacím potrubí včetně všech místních ztrát, je funkcí zdvihu  
 $\Delta y_{krit}$  - „čistá sací – kavitační měrná energie“, dynamická deprese, nebo kavitační rezerva, v anglické literatuře „Net positive suction head – NPSH“ – rozměr [J/kg] - [1].

$$\Delta h_{dov} = \frac{\Delta y_{dov}}{g} \text{ je dovolená kavitační výška – rozměr [ m ]}$$

Energetická rezerva je v sacím kanále nutná ke krytí hydrodynamických ztrát v přívodních kanálech čerpadla a ztrát na vstupu do válce. Aby nedocházelo při provozu ke kavitaci v čerpadle, volí se dovolené hodnoty kavitační deprese

$$\Delta y_{dov} \geq 1,15 \cdot \Delta y_{krit}.$$

Při každém zdvihu pístového čerpadla se koná práce, tato je při sacím zdvihu „S“ výrazně menší než při zdvihu výtlačném „V“ – viz obr. 2.13. Z indikovaného tlaku se získá obraz o práci čerpadla, případně o poruchách pracovního cyklu pístového čerpadla [4]. Indikovaný tlak se vynáší v závislosti na zdvihu nebo na čase, tj. na velikosti úhlu kliky  $\varphi$ . Kinematické a dynamické poměry u čerpadla spolu úzce souvisejí a určují, při jakých otáčkách lze čerpadlo provozovat. Velká pístová čerpadla pro čerpání suspenzí mají obvykle otáčky okolo  $n = 60 \text{ 1/min}$ . Další podrobnosti uvádí odborná literatura např. [1].

## 2.4 Konstrukce a aplikace hydrostatických kalových čerpadel



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

-  Definovat užití objemových čerpadel pro čerpání suspenzí
-  Uvést různé konstrukce objemových čerpadel



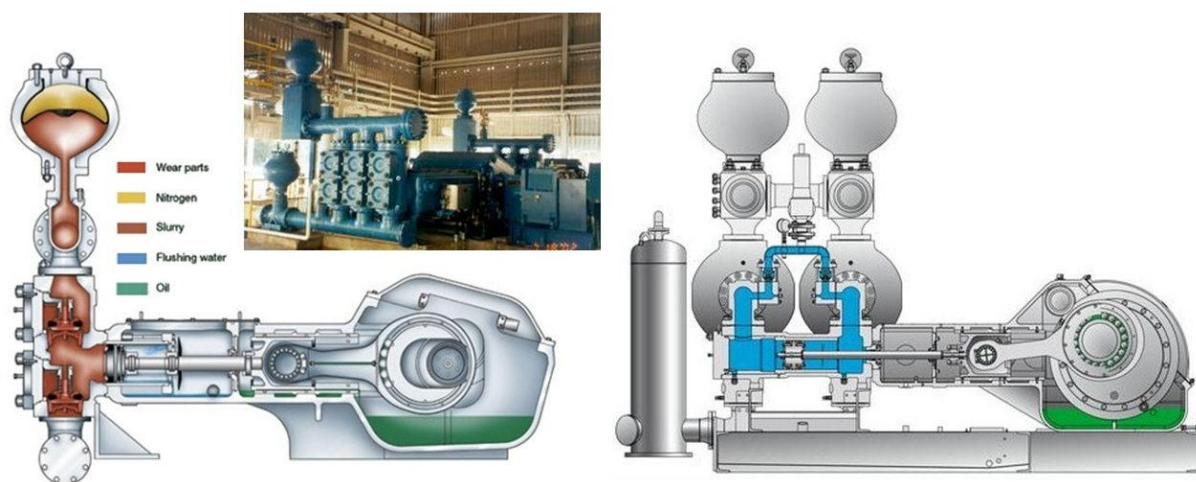
**Výklad**

V technické praxi se užívají objemová čerpadla pro nejrůznější aplikace včetně hydraulické dopravy, při hlubinném vrtání apod. Pro potřebu dálkové hydraulické dopravy uhlí, železné rudy, koncentrátů mědi a pod. se používají objemová čerpadla, nejčastěji pístová, nebo membránová, hlavně v těch případech, kde se jedná o větší provozní tlaky a menší objemové průtoky. Dosud se však nevyrábí speciální objemová čerpadla pro hydraulickou dopravu, ale s výhodou se dá využít výplachových čerpadel používaných pro čerpání výplachu při hlubinném vrtání. Vzhledem k tomu, že jsou tato čerpadla konstruována pro čerpání zahuštěného výplachu hustoty  $1,5 \text{ t/m}^3$  i více, vyhovují i pro potřeby hydraulické dopravy.

**Čerpadla pístová** - Na obr. 2.15 je uveden zjednodušený řez kalovým jednočinným a dvočinným výplachovým čerpadlem fa Geho. Čerpadlo je nízkootáčkové s transformací rotačního pohybu na přímočarý pomocí klikového hřídele a křížáku. Tato čerpadla jsou obvykle konstruována tak, že hnací část je navržena na max. sílu s konst. zdvihem, hydraulický válec a píst jsou vyrobeny s různým průměrem a jsou konstrukčně řešeny tak, že se dají snadno vyměnit. Takové řešení čerpadla umožňuje dosáhnout různých dopravních tlaků, při čemž platí, že s klesajícím průměrem pístu stoupá tlak a klesá dopravovaný objemový průtok.

Čerpadla pístová se vyrábějí horizontální, méně častěji i vertikální, mohou být provedena jako jednočinná nebo dvočinná dvoupístová - duplex nebo třípístová – triplex. Čerpadla se vyrábějí jako nízkootáčková, velikost otáček bývá cca 60 1/min., vyrábějí se pro provozní tlak 7 - 12MPa a pro objemový průtok až 0,14 m<sup>3</sup>/s, příkon až 1,5 MW. Objemová účinnost bývá velmi vysoká, dosahuje hodnoty 0,95 - 0,98, s časem se v důsledku abrazze snižuje. Pohon pístu pomocí klikového hřídele a křížáku, pro spouštění čerpadla je vhodné pohon opatřit hydraulickou spojkou nebo spojkou vířivou, které mohou současně sloužit i pro případnou regulaci otáček. Čerpadlo je na sací i výtlačné straně opatřeno vzdušníkem pro tlumení pulsací tlaku. Objemová čerpadla se pro zvýšení průtoku dají bez problémů řadit paralelně, toto se v průmyslových aplikacích často používá. Materiál dopravovaný pístovými čerpadly nesmí být příliš abrazivní a musí mít malý průměr částic velikosti do 0,1 mm s malým množstvím částic až do 1 mm.

Pohon čerpadel se provádí obvykle elektro motorem nebo spalovacím motorem, spojení motoru s čerpadlem přes převodovku nebo je pohon řešen pomocí klínových řemenů, toto provedení tlumí pulzace mezi motorem a čerpadlem. Pro regulaci otáček čerpadla se také může použít elektromotor s frekvenčním měničem, spalovací motor se používá pouze pro výplachová čerpadla u hlubinného vrtání. Životnost exponovaných dílů pístových čerpadel je v současné době vysoká a dosahují 1 000 provozních hodin i více. Zvýšení životnosti bylo např. u pístů a ventilů dosaženo záměnou původně používané pryže za polyuretan. Pístová čerpadla jsou vzhledem na opotřebení některých dílů konstruována tak, aby výměna těchto dílů byla snadná a časově nenáročná. Ke zvýšení životnosti může přispět oplachování ventilů a jejich sedel čistou vodou.



Obr. 2.15 Čerpadlo pístové jednočinné triplex a dvočinné – fa GEHO

Ukázka provedení ventilů, pístů a válců pístových čerpadel je na obr. 2.16. Pro těsnění ventilů se používá pryž, z hlediska životnosti je výhodnější polyuretan, stejný

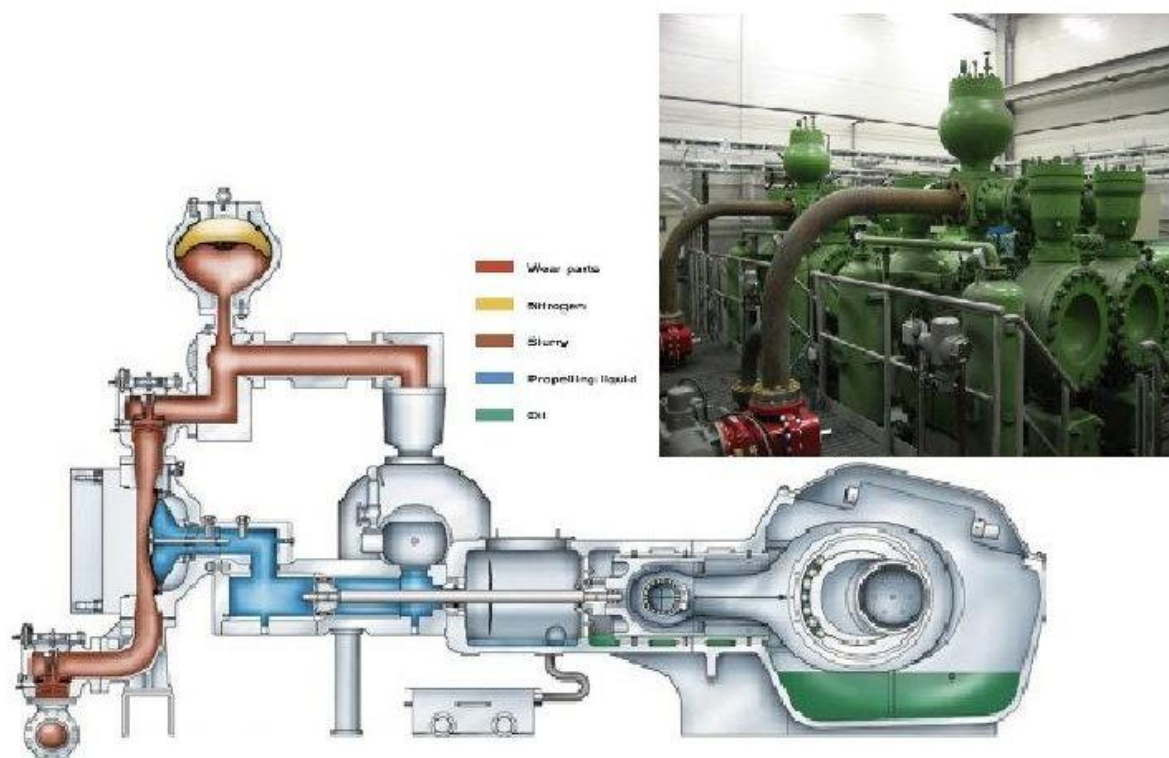


materiál se volí i pro těsnění pístů. Hydraulické válce se vyrábějí z ořetuvzdorné oceli, mohou být i kalené.

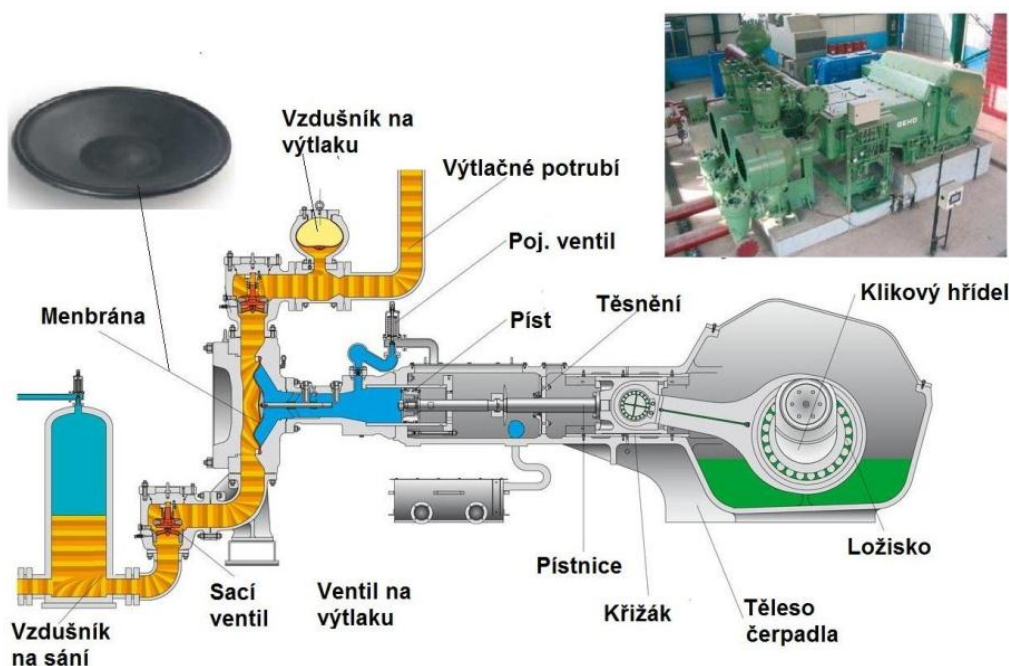


Obr. 2.16 Ukázka provedení ventilů, pístů a hydraulických válec - [12]

**Čerpadla písto-membránová** - Čerpadla membránová pro čerpání suspenzí o tlacích do 10 MPA jsou obvykle provedena jako čerpadla písto-membránová. U této konstrukce je prostor suspenze oddělen od vody membránou, proto pístové čerpadlo čerpá pouze čistou kapalinu – vodu, jeho životnost je vysoká, navíc toto pístové čerpadlo nemá ventily.



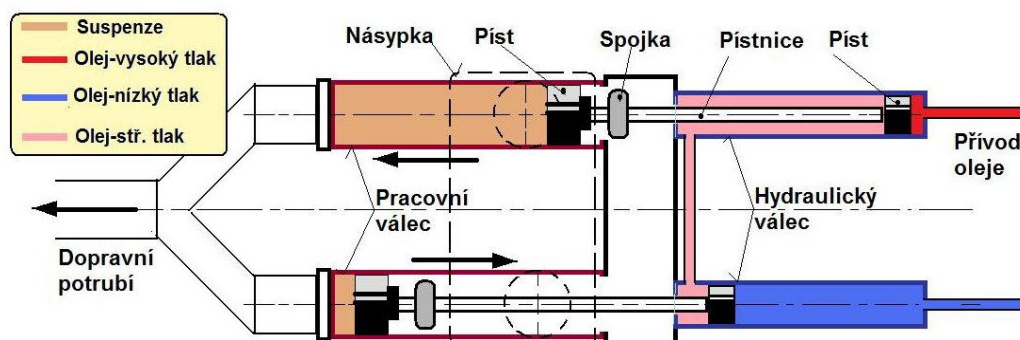
Obr. 2.17 Čerpadlo pístové-membránové – fa GEHO typ ZPM, pístové čerpadlo je dvojčinné



Obr. 2.18 Čerpadlo pístovo-membránové – fa GEHO typ TZPM, pístové čerpadlo je jednočinné

Samotné membránové čerpadlo je vybaveno sacím a výtlačným ventilem a čerpá suspenzi tvořenou nejrůznějšími materiály, s zrnitostí částic do  $0,15\text{ mm}$ . Na obr. 2.17 a obr. 2.18 jsou ukázky provedení membráno-pístových čerpadel fa Geho. Parametry jako tlak a průtok jsou srovnatelné s čerpadlem pístovým.

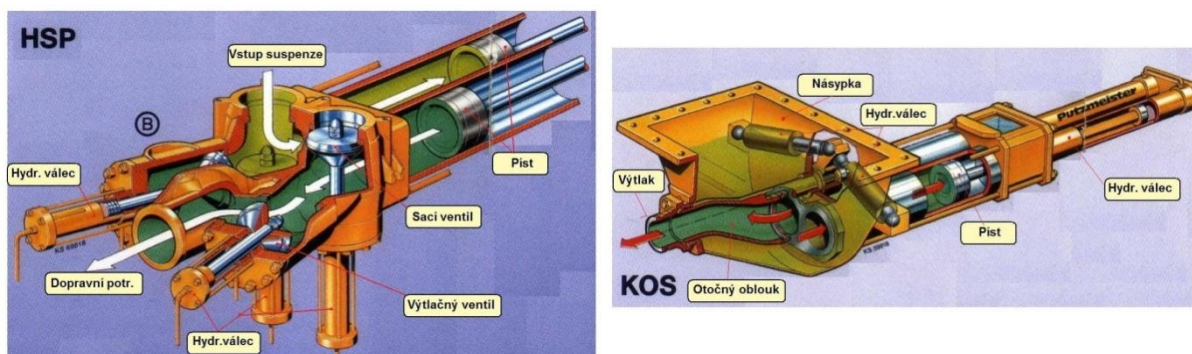
**Pístová čerpadla s hydraulickým pohonem** - Pohon pístu čerpadla pomocí klasického klikového hřídele a křížáku je technicky i ekonomicky náročné, proto se hledala vhodnější řešení, jedno z možných provedení je pohon pístu pracovního válce přímočarým hydromotorem – obr. 2.19. Pístnice pracovního válce je vhodnou spojkou spojena s pístnicí hydraulického válce, tlakový olej pro pohon dodává hydraulický agregát, řízení pohonu čerpadla je odvozeno od koncových poloh pístu (pístnice). Zdvih pracovního válce je cca  $500$  až  $1000\text{ mm}$ , počet zdvihů je malý a pohybuje se okolo 5 až 8 zdvihů za minutu, jedná se tedy o pomaluběžné čerpadlo. Z hlediska plynulosti provozu je výhodné čerpadlo realizovat jako dvouválcové, průměr hydraulického válce je obvykle menší než průměr pracovního válce.



Obr. 2.19 Zjednodušené schéma pístového čerpadla s hydraulickým pohonem



Pístová čerpadla s hydraulickým pohonem se vyrábějí v mnoha rozmanitých provedení, dvě řešení uvádí obr. 2.20. Provedení *HSP* má na sací i výtlačné straně pracovního válce hydraulicky ovládané ventily, provedení *KOS* má naopak ventily nahrazeny hydraulicky ovládaným obloukem, tento propojuje pracovní válce čerpadla s dopravním potrubím. Jsou možná i další řešení jako např. deskový hydraulicky ovládaný uzávěr, nebo samočinně řízené zpětné ventily s kuličkou. V důsledku přerušovaného provozu dochází u těchto čerpadel k pulzacím tlaku, snížení tlakových špiček se dosahuje použitím vhodných akumulátorů nebo jiných pružných elementů, snížení tlakových špiček se rovněž dosáhne přidáním vzduchu do dopravního potrubí. Pracovní tlak do 6MPa při průtoku suspenze 5 m<sup>3</sup>/min.



Obr. 2.20 Pístové čerpadlo s hydraulickým pohonem – fa Putzmeister typ HSP a KOS

Použití hydraulicky poháněných čerpadel je velmi rozmanité, nejlépe se hodí pro čerpání suspenzí s vysokou objemovou koncentrací, jako jsou suspenze popílku, mletých rud, kaolinu, bauxitu, jemného písku, nejčastěji se však používají pro čerpání betonu. V tomto případě je pístové čerpadlo namontováno na automobilovém podvozku, zařízení má dopravní potrubí opatřeno kloubovými spoji a je vybaveno hydraulickými válci, pomocí kterých se potrubí dá upravit tak, aby se beton mohl dopravovat např. na stavbách do míst kde má již tuhnout – obr. 2.21. Na obr. 2.22 je ukázka čerpání pastovitých suspenzí.



Obr. 2.21 Pístové čerpadla pro čerpání betonu stacionární a na automobilovém podvozku - fa Putzmeister



Obr. 2.22 Ukázka silně koncentrovaných suspenzí po čerpání [ ] Hledat

**Hadicová čerpadla** - Pro potřebu hydraulické dopravy se používají i čerpadla hadicová – obr. 2.23 A, hlavně pro svoji jednoduchost. V čerpadle je hadice ve tvaru půlkruhu, na tuto hadici působí dvě kladky, tyto jsou vhodným motorem otáčeny, při otáčení je hadice pod kladkami stlačena a kapalina – suspenze je takto dopravována do dopravního potrubí. Zařízení proto nemusí mít žádné ventily na sání ani na výtlaku, v důsledku čehož je velmi jednoduché. Pro potřeby hydraulické dopravy betonu se hadicová čerpadla montují na automobilové podvozky – obr. 2.23 B.

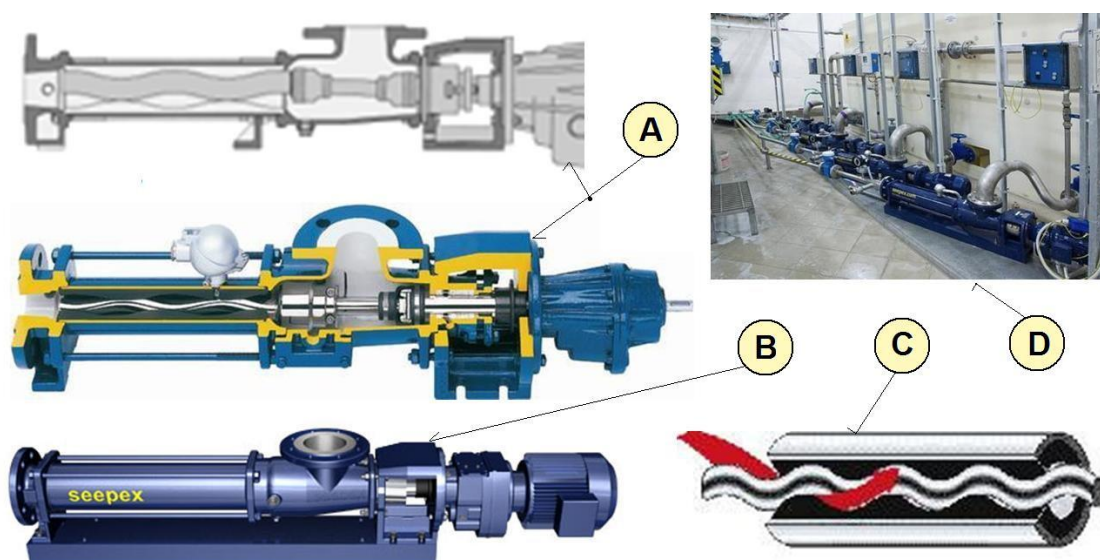


Obr. 2.23 Hadicové čerpadlo – Putzmeister

A – pohled na hadicové čerpadlo, B – hadicové čerpadlo na automobilovém podvozku

**Jednovřetenová čerpadla** - Pro čerpání suspenzí je užíváno konstrukční řešení s jedním kovovým rotorem který se excentricky otáčí v pryžovém vnitřním vřetenu (statoru). Rotor je nejčastěji vyroben z kovu, materiál statoru je obvykle pružná pryž nebo plast. Součásti jsou lícovány s přesahem – obr. 2.24. Čerpadlo se používá pro neabrazivní suspenze s velikostí částic do 0,5 mm, tlak do 1 MPa, průtok cca 10 dm<sup>3</sup>/s.



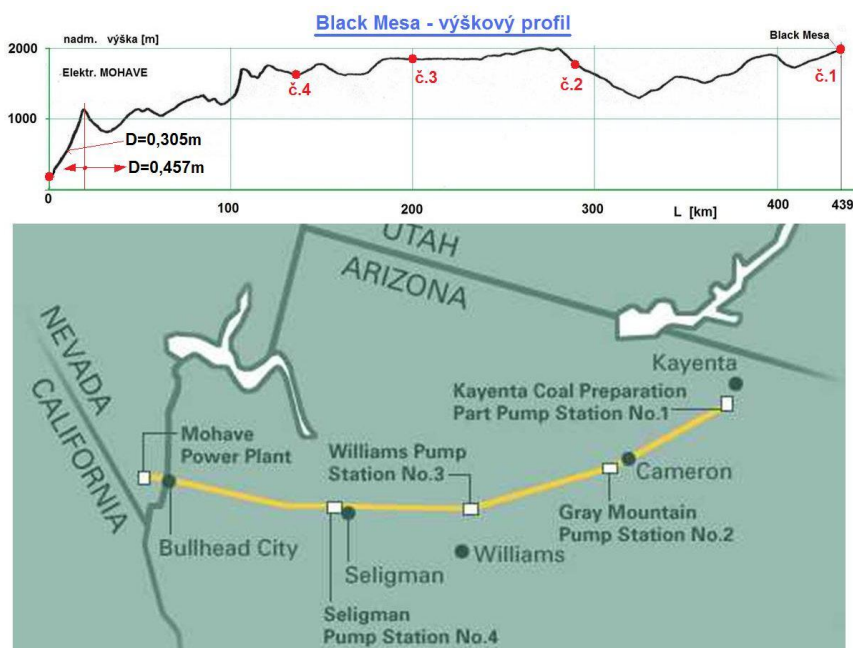


Obr. 2.24 Vřetenové čerpadlo – f. Seepex  
A – řez čerpadlem, B – pohled, C – rotor, D – čerpací stanice

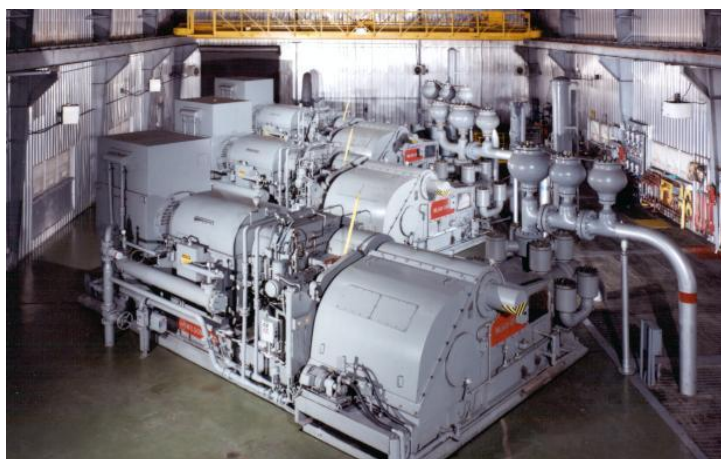
**Dálková doprava uhlí s vysokou koncentrací** – Pro hydraulickou dopravu uhlí do elektráren bylo v minulosti vybudováno několik zařízení, dále je uveden stručný popis vybraných tří takových zařízení:

**Ohio – Cleveland** - v roce 1957 bylo v USA ve státě Ohio postaveno potrubí pro hydraulickou dopravu jemně mletého uhlí do elektrárny, délka potrubí 174 km, potrubí mělo vnitřní průměr 254 mm, výkon dopravy činil 216 tun/hod. při rychlosti suspenze 1,98 m/s. čerpání zajišťovala pístová čerpadla f. Wilson - Snyder, na trase byly tři čerpací stanice, tlak čerpadel byl 8 MPa, příkon 335 kW, otáčky 42 1/min. Uhlí pro spalování bylo odvodněno a sušeno, byly rovněž činěny pokusy s přímým spalování suspenze. V tomto případě se suspenze na konci potrubí nakládala na loď, tato dopravovala suspenzi po jezeře Erie a řece Hudsonu do elektrárny Werner ve státě New Jersey.

**Black Mesa** - v USA ve státě Arizona bylo v roce 1970 uvedeno do provozu zařízení pro hydraulickou dopravu jemně mletého uhlí od města Kayenta (Indiánská rezervace) do elektrárny Mohave. Potrubí má délku 439 km, průměr potrubí je 457 mm posledních 21 km je průměr potrubí 305 mm, kapacita dopravy je 4,5 mil. tuh za rok, elektrárna má výkon 1580 MW, rychlost proudění suspenze je 1,65 m/s. Trasa potrubí a její výškový profil je na obr. 2.25. Na trase jsou 4 čerpací stanice s pístovými čerpadly f. Wilson – Snyder Pumps – obr. 2.26, čerpací stanice č. 1, 3 a 4 jsou osazeny 3 čerpadly s průměrem pístu 305 mm, dvě čerpadla jsou provozní, jedno je náhradní, tlak čerpadel je 4,5 až 6,2 MPa. V čerpací stanici č. 2 jsou 4 čerpadla s průměrem pístu 248 mm a tlakem 8,6 až 11,2 MPa, tři čerpadla jsou provozní, jedno je náhradní. Čerpadla jsou dvojčinná, provedení duplex, otáčky 68 1/min, tlak max. 12 MPa, příkon 1280 kW. Uhlí je drceno a následně mleto na zrnitost  $d < 1\text{ mm}$ , při čemž 23% zrnitosti je  $d < 65\mu\text{m}$ , hmotnostní koncentrace suspenze je 50%. Elektrárna Mohave byla v roce 2005 odstavena z provozu a následně byla zbourána.



Obr. 2.25 Dálková hydraulická doprava uhlí USA – Arizona – Black Mesa



Obr. 2.26 Pístové čerpadlo dvojčinné, provedení duplex f. Wilson-Snyder Pumps, příkon 1280 kW, otáčky 68 1/min, tlak max. 12 MPa, účinnost 95 až 98%, pohon el. motorem přes hydraulickou spojku a převodovku s možností regulace otáček podsynchroní kaskádou

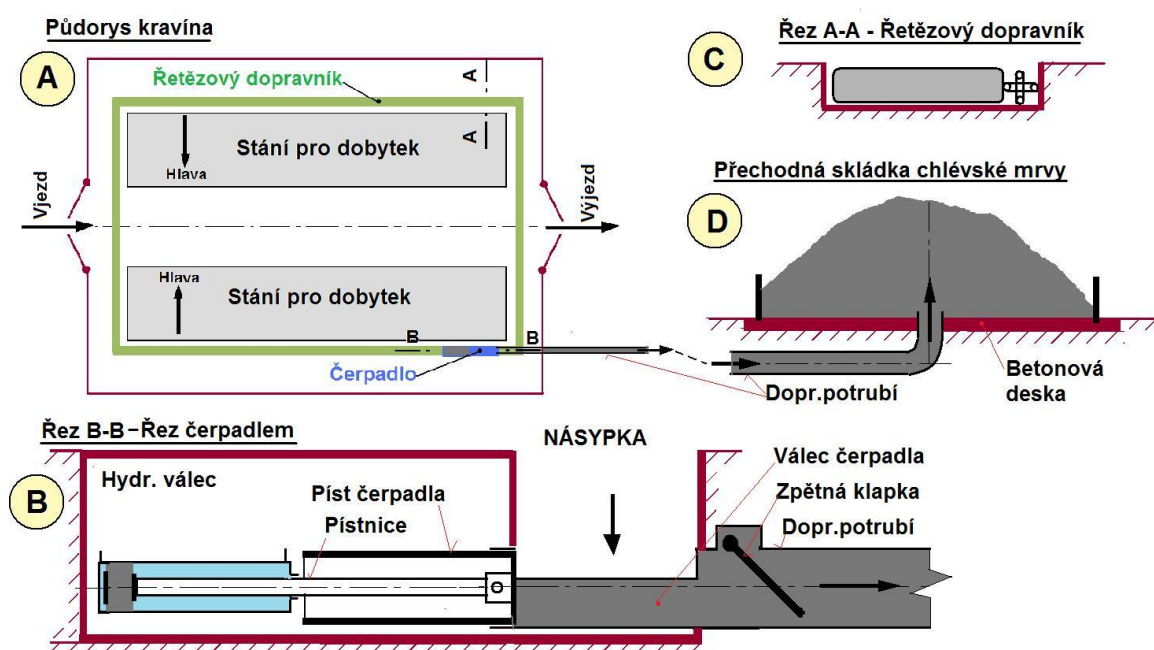
**Belovo – Novosibirsk** - v bývalém SSSR bylo postaveno zařízení pro hydraulickou dopravu uhlí pro elektrárnu mezi městy Belovo a Novosibirsk. Délka dopravy 256 km, průměr potrubí 520 mm. Na trase jsou vybudovány tři čerpací stanice s pístovými čerpadly. Uhlí se mlelo na zrnitost  $d < 0,35\text{ mm}$ , suspenze měla hmotnostní koncentraci 65%, na čerpací stanici byla vždy v provozu dvě čerpadla, každé mělo průtok  $250\text{ m}^3/\text{hod}$  při tlaku 8 MPa. V elektrárně o výkonu 1320 MW se přímo spalovala vodo-uhelná suspenze, spalování probíhalo při teplotách okolo  $850\text{ }^\circ\text{C}$  čímž se ve spalínách velmi snížil obsah kyslíčků síry i dusíku.

Vedle uhlí se hydraulická doprava užívá i pro dopravu fosfátů, železné nebo měděné rudy. V současné době se připravují projekty hydraulické dopravy uhlí v Austrálii a v Číně.

**Čerpání chlévské mrvy** - Zajímavá aplikace pístového čerpadla je doprava chlévské mrvy podle obr. 2.27. Ve stáji – obr. 2.27A je v podlaze vybudován řetězový dopravník – obr. 2.27C, chlévská mrva se z prostoru stání dobytka (krav) ručně nahrne na řetězový dopravník. Ve vhodném místě řetězového dopravníku se pod něj zabuduje jednočinné pístové čerpadlo – obr. 2.27B, toto je poháněno hydraulickým válcem. Po spuštění řetězového dopravníku je chlévská mrva dopravována do násypky čerpadla, odkud je pístem stlačována do dopravního potrubí, pokud je chlévská mrva suchá přidává se do násypky voda. Dopravní potrubí může být dlouhé až 100 m a je vyústěno ve středu betonové desky – obr. 2.27D.

Vytékající chlévská mrva z potrubí vytváří kužel podobně jako krtek když vytlačuje zeminu při vytváření svých chodeb. V případě, že se přechodná skládka zaplní chlévskou mrvou, potom se s využitím vhodného nakladače a automobilu odveze na pole.

Pístové čerpadlo je poháněno hydraulickým válcem, počet zdvihů je cca 6 1/min., délka zdvihu 500 až 600 mm, válec čerpadla je tvořen potrubím stejného průměru (obvykle 250 - 350 mm) jako má samotné dopravní potrubí. Píst čerpadla má průměr cca o 1 mm menší než je průměr dopravního potrubí a je asi o 100 mm delší než je jeho zdvih. Touto úpravou a připojením pístnice do čela pístu podle obr. 2.27B se zamezí samosvornosti při pohybu pístu. Při tlaku oleje v hydraulickém válci 20 MPa a průměru 100 mm je možné zajistit dopravu chlévské mrvy v potrubí průměru 300 mm na vzdálenost min. 100 m. Dopravní potrubí je možné provést z oceli nebo z plastu. Pístové čerpadlo má ve výtlaku pouze zpětnou klapku, tato bezpečně zabráni zpětnému proudění dopravované chlévské mrvy.



Obr. 2.27 Pístové čerpadlo pro dopravu chlévské mrvy  
A – půdorys kravína, B – pístové čerpadlo, C - řez řetězovým dopravníkem,  
D - přechodná skládka chlévské mrvy

**Shrnutí pojmů 1.1.**

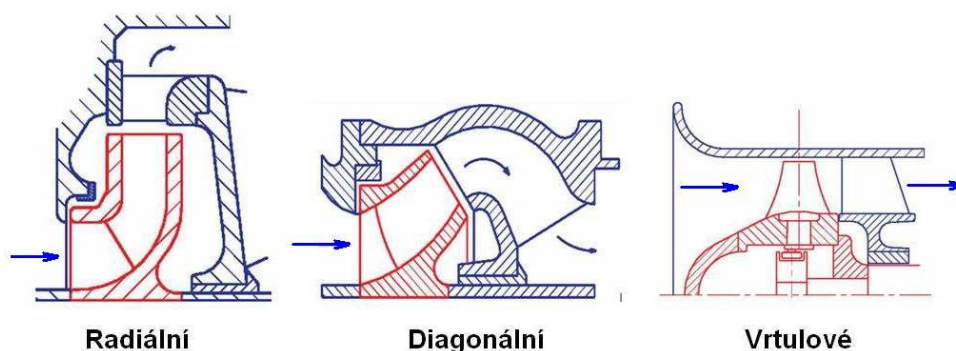
Pro čerpání suspenzí se používají následující typy kalových objemových čerpadel: pístová čerpadla s klikovým mechanismem nebo s pohonem hydraulickým válcem, čerpadla membránová, jednovřetenová a hadicová. Použití objemových čerpadel je limitováno velikostí dopravovaných pevných částic, jejich velikost bývá obvykle menší než 0,15 mm, na druhou stranu tato čerpadla zvládají čerpání suspenzí o vysoké objemové koncentraci i vysokém tlaku. Objemový průtok objemových čerpadel je v čase proměnný, proto na sacím i výtlačním potrubí musí být instalovány vzdušníky aby pulzace tlaku byly sníženy na přijatelnou velikost. Objemová čerpadla lze řadit paralelně, regulace průtoku je vhodné provádět změnou otáček pohonu.

**Otázky 1.2.**

1. Napište rovnici pro sací výšku objemového čerpadla
2. Nakreslete charakteristiku objemového čerpadla a potrubí při čerpání suspenzí
3. Popište a nakreslete indikátorový diagram objemového čerpadla, teoretický i skutečný

### 3. KALOVÁ ČERPADLA ODSTŘEDIVÁ - HYDRODYNAMICKÁ

U odstředivých čerpadel probíhá přeměna mechanické energie na energii tlakovou zprostředkovaně přes změnu kinetické energie. Hnací motorem je dodávána mechanická práce – energie oběžnému kolu, kde se přemění na hydraulickou energii kinetickou, která se pak ve spirále nebo v rozváděcím kole dále přemění na hydraulickou energii tlakovou. Ze spirály či rozváděcího kola odchází kapalina s nezbytnou rychlostí a s převažující energií tlakovou do potrubního systému. Tato dvojitá přeměna má za následek snížení celkové účinnosti hydrodynamických čerpadel v porovnání s čerpadly hydrostatickými. Kapalina u hydrodynamických čerpadel protéká spojitě v nepřetržitém proudu. Čerpadla pracují s větším počtem otáček, mají proto menší rozměry i hmotnost a jsou proto i cenově výhodnější, zvládají i velké průtoky.



Obr. 3.1 Hydrodynamická čerpadla

Hydrodynamická čerpadla se podle směru proudění kapaliny v kanálech oběžného kola dělí na tři skupiny - obr. 3.1 :

- **čerpadlo radiální** – kapalina do oběžného kola tohoto čerpadla vstupuje axiálně (rovnoběžně s osou čerpadla) a vystupuje z oběžného kola radiálně (kolmo na osu rotace), tato čerpadla se používají i pro čerpání suspenzí
- **čerpadlo diagonální** – kapalina vstupuje do oběžného kola axiálně a vystupuje diagonálně (šikmo k ose rotace), tato čerpadla se pro čerpání suspenzí používají jen výjimečně
- **čerpadla axiální – vrtulová** - kapalina vstupuje a vystupuje z oběžného kola čerpadla axiálně, tato čerpadla se pro čerpání suspenzí prakticky nepoužívají

Přesnějším měřítkem rozdělení čerpadel jsou jejich měrné otáčky, o kterých je pojednáno v dalším textu.



### 3.1 Pracovní rovnice čerpadla – Eulerova rovnice



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- ✚ Definovat Bernoulliho rovnici pro rotující kanál
- ✚ Definovat rovnici pro měrnou energii, příkon a účinnost odstředivého čerpadla



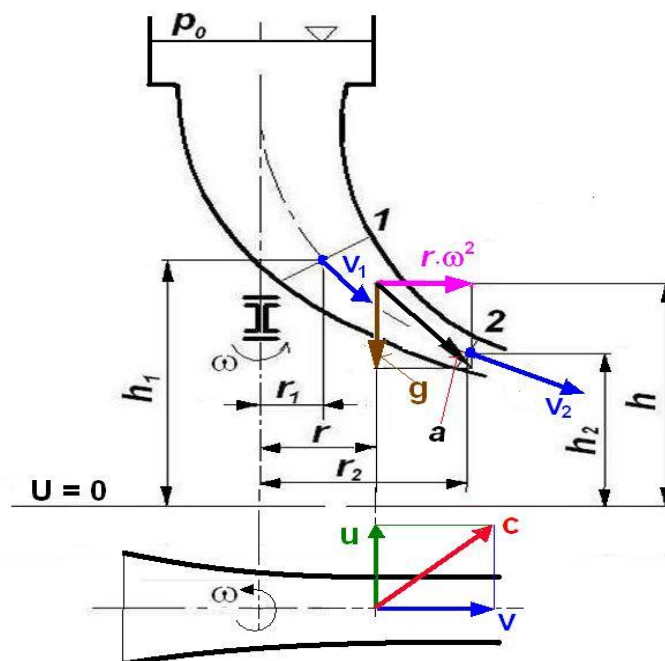
**Výklad**

**Bernoulliho rovnice pro rotující kanál** - Při průtoku kapaliny kanálem, který se pohybuje, se změní energie kapaliny, neboť na ni vedle tíhy působí i síly od pohybu kanálu. Např. při rovnoměrné rotaci ( $\omega = konst.$ ) okolo svislé osy působí v každém bodě rotujícího kanálu na kapalinu gravitační a odstředivé zrychlení - obr. 3.2.

Práce, kterou odstředivá síla vykoná při proudění kapaliny, má vliv na její energii. Při dalším řešení vyjdeme z obecné Bernoulliho rovnice

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} - U = konst, \quad (4.1)$$

kde potenciálu  $U$  zahrnuje práci všech objemových sil, které působí na proudící kapalinu, tedy odstředivé síly vznikající při rotaci kanálu a gravitaci.



## Obr. 3.2 Rotující kanál

Na částici kapaliny v rotující proudové trubici působí složky zrychlení

$$a_r = r\omega^2; \quad a_y = -g; \quad a_z = 0.$$

Uvážíme-li, že pro vektor vnějšího objemového zrychlení platí rovnice

$$a_0 = \text{grad}U \Rightarrow a_x = \frac{\partial U}{\partial x}; a_y = \frac{\partial U}{\partial y}; a_z = \frac{\partial U}{\partial z}, \quad (3.2)$$

přičemž také platí

$$dU = (a_x dx + a_y dy + a_z dz),$$

potom pro svislou osu rotace s využitím výše uvedených rovnic se určí potenciál integrací

$$U = \int dU = \int (a_x dx + a_y dy) = -g \int dy + \omega^2 \int r dr = -gh + \frac{\omega^2 r^2}{2} + \text{konst.} \quad (3.3)$$

Dosazením do obecné Bernoulliho rovnice se dostane pro rotující kanál následující rovnice

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gh - \frac{u^2}{2} = \text{konst.} \quad (3.4)$$

Rychlost  $v$  je relativní rychlost kapaliny, touto rychlostí proudí kapalina v rotujícím kanále vzhledem k jeho stěně, rychlost  $u$  je obvodová, neboli unášivá rychlost v uvažovaném místě rotujícího kanálu.

Při odstředivém průtoku rotujícím kanálem se unášivá rychlost  $u$  zvětšuje a energie kapaliny se zvyšuje. Tak je tomu např. v odstředivých čerpadlech. Obdobně při dostředivém průtoku unášivá rychlost se zmenšuje a energie kapaliny se snižuje. To je případ vodních turbin (např. Francisových).

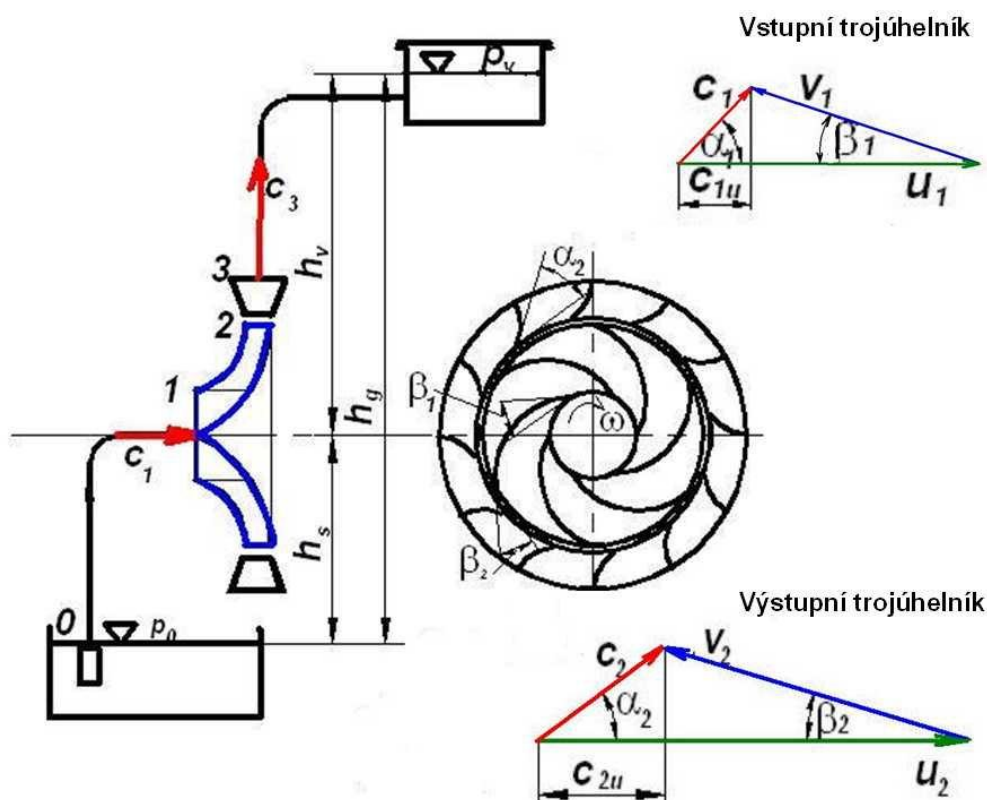
Přihlíží-li se k hydraulickým odporům při ustáleném proudění skutečné kapaliny rotujícím kanálem, platí pro dva průřezy jedné a též proudové trubice Bernoulliho rovnice, která se obvykle zapisuje ve tvaru

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 - \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 - \frac{u_2^2}{2} + gh_z. \quad (3.5)$$

**Pracovní rovnice čerpadla** – Na obr. 3.3 je uvedeno schéma odstředivého čerpadla s radiálním oběžným kolem. Čerpadlo nasává kapalinu ze sací nádrže, kde je tlak  $p_0$ . Sacím potrubím proudí kapalina do rotujícího oběžného kola, vystupující kapalina z oběžného kola vstupuje do difuzoru, zde se snižuje rychlost a zvyšuje podle Bernoulliho rovnice tlak. Z difuzoru (nebo spirály) proudí tekutina výtlačným potrubím do výtlačné nádrže, ve které je tlak  $p_v$ . Protože v systému je rotující oběžné kolo, pro odvození pracovní rovnice čerpadla musíme postupovat tak, že napíšeme Bernoulliho rovnice postupně pro sací potrubí, rotující kanál, difusor a nakonec pro výtlačné potrubí. Jejich sečtením a úpravou získáme vzpomínanou pracovní rovnici čerpadla.

Při odvození rovnice pro čerpadlo je označení rychlostí následující:

- $v$  – relativní rychlost proudění tekutiny vzhledem ke stěně kanálu,
- $u$  – obvodová nebo unášivá rychlost způsobená rotací kanálu nebo oběžného kola,
- $c$  – absolutní rychlost, tato rychlost je vektorovým součtem rychlosti „ $v$ “ a „ $u$ “.



Obr. 4.3 Odstředivé čerpadlo

**Sací potrubí** - Bernoulliho rovnice pro sací potrubí – úsek 0,1, psaná pro hladinu ve spodní nádrži a vstup do oběžného kola je

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + gh_s + \frac{c_1^2}{2} + gh_{zs}.$$

V rovnici jsou tyto veličiny:  $h_s$  je geodetická sací výška,  $h_{zs}$  jsou hydraulické odpory v sacím potrubí čerpadla,  $p_0$  tlak na hladinu v sací nádrži. Veličiny označené indexem 1 se vztahují na vstup do oběžného kola čerpadla.

**Oběžné kolo** - zde platí Bernoulliho rovnice pro rotující kanál – úsek 1,2, která je pro vstupní a výstupní průřez

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} + gh_{zo}.$$

Rychlosti  $v_1, v_2$  jsou relativní,  $u_1, u_2$  jsou rychlosti unášivé (obvodové), index 1 značí vstup do oběžného kola, index 2 výstup z oběžného kola. Ztrátová výška  $h_{zo}$  zahrnuje ztráty spojené s průtokem kapaliny oběžným kolem (hydraulické). Mezi rychlostmi absolutní, relativní a unášivou platí pro vstup i výstup z oběžného kola vztah  $c = v + u$ . Absolutní rychlostí  $c_2$  vystupuje kapalina z oběžného kola a vstupuje do difuzoru, kde se kinetická energie mění v tlakovou. Protože průměr oběžného kola je obvykle značně menší než výška  $h_v$ , výška mezi body 1-2 u oběžného kola se zanedbává.

**Difusor** - pro difusor (nebo spirálu) jako stojící kanál platí Bernoulliho rovnice psaná pro vstupní a výstupní průřez – úsek 2,3.

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} = \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + gh_{zd}.$$

Ztráty třením v difuzoru včetně vstupních a výstupních místních ztrát jsou zahrnuty ztrátovou výškou v difuzoru  $h_{zd}$ . Rychlost  $c_3$  a tlak  $p_3$  jsou shodné s tlakem a rychlostí ve výtlačném hrdle čerpadla, na které je připojeno výtlačné potrubí nádrže. Ze stejných důvodů jako u oběžného kola se zanedbává výška mezi body 2-3 u difuzoru.

**Výtlačné potrubí** - Bernoulliho rovnice pro výtlačné potrubí – úsek 3-V

$$\frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} = \frac{p_v}{\rho} + gh_v + gh_{zv}$$

Celkové ztráty ve výtlačném potrubí jsou vyjádřeny ztrátovou výškou  $h_{zv}$ . Veličiny označené indexem „v“ se vztahují na výtlačnou nádrž.

Sečtením všech čtyř rovnic se dostane rovnice pro teoretickou měrnou energii čerpadla

$$\begin{aligned} Y_t &= g(h_s + h_v) + \frac{p_v - p_o}{\rho} + g(h_{zs} + h_{zv} + h_{zo} + h_{zd}) = \\ &= \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2 - v_2^2 + v_1^2 + c_2^2 - c_1^2) \end{aligned} \quad (3.6)$$

Vedle měrné energie se v čerpací technice také používá veličina dopravní výška, obě tyto veličiny jsou vázány vztahem

$$Y_t = g \cdot H_t$$

S přihlédnutím k posledním dvěma rovnicím je teoretická dopravní výška čerpadla

$$\begin{aligned} H_t &= \frac{Y_t}{g} = (h_s + h_v) + \frac{p_v - p_o}{\rho \cdot g} + (h_{zs} + h_{zv} + h_{zo} + h_{zd}) = \\ &= \frac{1}{2g}(u_2^2 - u_1^2 - v_2^2 + v_1^2 + c_2^2 - c_1^2) \end{aligned} \quad (3.7)$$

Měrná energie  $Y_t$  představuje energii, která je předána v čerpadle každému 1 kg hmotnosti kapaliny. Část této energie se spotřebuje při proudění v oběžném kole a difuzoru čerpadla

$$g(h_{zo} + h_{zv}) = g \cdot h_{z\zeta} ,$$

což představuje hydraulické odpory čerpadla.

Skutečná měrná energie čerpadla  $Y_d$  nebo dopravní výška je o tyto ztráty menší

$$\begin{aligned} Y_d &= Y_t - gh_{z\zeta} = g(h_s + h_v) + \frac{p_v - p_o}{\rho} + g(h_{zs} + h_{zv}) = gH_d , \\ H_d &= H_t - h_{z\zeta} = (h_s + h_v) + \frac{p_v - p_o}{\rho \cdot g} + (h_{zs} + h_{zv}) . \end{aligned} \quad (3.8)$$

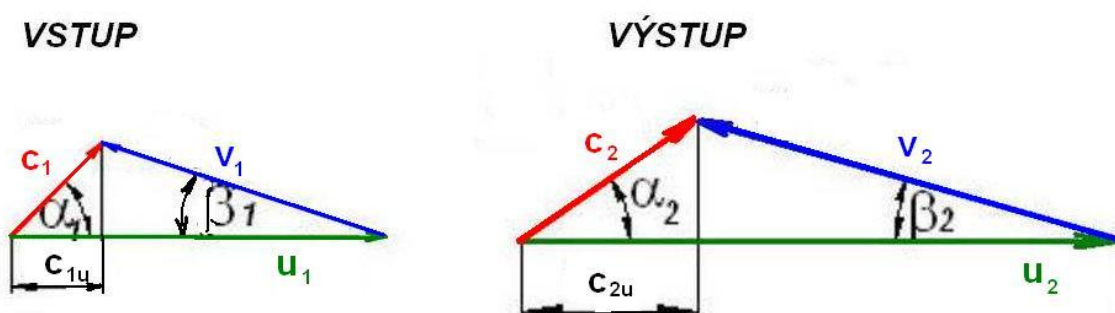
Vedle skutečné měrné energie  $Y_d$  nebo skutečné dopravní výšky  $H_d$  se používá i dopravní tlak  $p_d$ , pro který platí

$$p_d = \rho \cdot g \cdot H_d = \rho \cdot Y_d = \frac{1}{\rho \cdot g}(h_s + h_v) + p_v - p_o + \frac{1}{\rho \cdot g}(h_{zs} + h_{zv}) . \quad (3.9)$$

V rovnici pro skutečnou měrnou energii čerpadla  $Y_d$  je zahrnuta energie potřebná na

- zvedání kapaliny  $g(h_s + h_v)$ ,
- zvýšení tlakové energie  $\frac{p_v - p_0}{\rho}$ ,
- dopravu kapalin, která je spojena s překonáním hydraulických odporů v sacím a výtlačném potrubí  $g(h_{zs} + h_{zv})$ .

**Eulerova rovnice** - Teoretická měrná energie  $Y_t$ , jak vyplývá z odvozené rovnice (4.7), je dána rychlostními poměry na vstupu a výstupu z oběžného kola, tj. rychlostmi  $v_1, v_2, c_1, c_2, u_1, u_2$ , které určují rychlostní trojúhelníky na vstupu a výstupu z oběžného kola – obr. 3.4.



Obr. 3.4 Rychlostní trojúhelník na vstupu a výstupu oběžného kola

Kapalina se pohybuje v oběžném kole relativní rychlostí „ $v$ “, která svírá s unášivou rychlostí „ $u$ “ úhel  $\beta$ . Aby nedocházelo k rázu, musí lopatky oběžného kola mít směr relativní rychlosti. Určuje tedy úhel  $\beta_1$  a  $\beta_2$  sklon lopatek na vstupu a výstupu z oběžného kola čerpadla. Podobně úhly lopatek v difuzoru jsou dány směrem absolutních rychlostí  $c_2$  a  $c_3$ , jimiž proudí kapalina stojícím difuzorem. Podle kosinové věty platí pro vstupní rychlostní trojúhelník – obr. 3.4

$$v_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1,$$

a podobně pro výstupní rychlostní trojúhelník – obr. 3.4

$$v_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2.$$

Dosazením obou těchto výrazů do rovnice (3.7) pro teoretickou měrnou energii čerpadla  $Y_t$

$$Y_t = \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2 - v_2^2 + v_1^2 + c_2^2 - c_1^2),$$

se po úpravě dostane

$$Y_t = gH_t = (u_2c_2 \cos \alpha_2 - u_1c_1 \cos \alpha_1) = u_2c_{2u} - u_1c_{1u}, \quad (3.10)$$

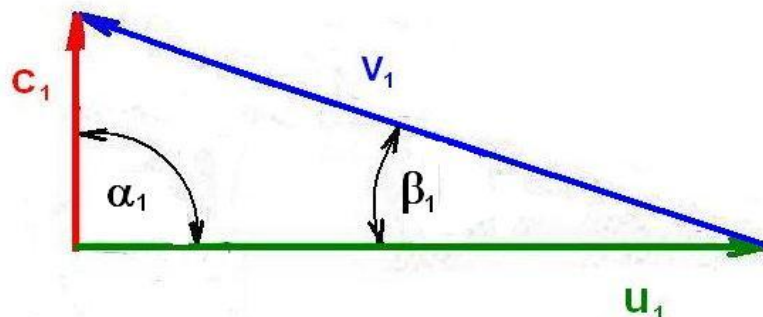
kde  $c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$ ,  $c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2$ .

Toto je Eulerova čerpadlová rovnice.

Rychlosti  $c_{1u}$  a  $c_{2u}$  jsou složky absolutní rychlosti „ $c$ “ promítnuté do směru unášivé rychlosti „ $u$ “. Pro skutečnou měrnou energii  $Y_d$  platí výrazy

$$Y_d = gH_d = \eta_h gH_t = \eta_h (u_2c_{2u} - u_1c_{1u}), \quad (3.11)$$

kde  $\eta_h$  je hydraulická účinnost čerpadla.



Obr. 3.5 Rychlostní trojúhelník na vstupu – kolmý vstup

Je-li úhel  $\alpha_1 = 90^\circ$  tzv. kolmý vstup – obr 3.5, což se v praxi často používá, potom předcházející rovnice se zjednoduší

$$Y_d = \eta_h \cdot u_2 \cdot c_{2u} \quad (3.12)$$

Účinnost a příkon čerpadla - U odstředivých čerpadel při přeměně kinetické energie na tlakovou vznikají ztráty:

- hydraulické,
- objemové,
- mechanické.

Hydraulické ztráty – v kanálech odstředivého čerpadla od sacího až k výtlačnému hrdlu neproudí kapalina po jednoduché dráze, ale dochází ke změně směru i velikosti rychlosti. Kromě toho část proudící kapaliny rotuje, což také přispívá k velikosti hydraulických ztrát. Mezi hydraulické ztráty počítáme především ztráty třením, ztráty změnou průřezu i změnou směru proudu, turbulenci a víření kapaliny v kanálech čerpadla.

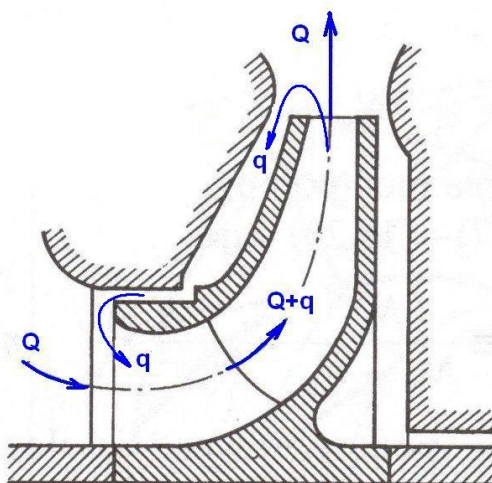
Hydraulickou účinnost můžeme definovat

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} = \frac{g \cdot H}{u_2 \cdot c_{2u}} \quad (3.13)$$

kde  $H$  – dosažená dopravní výška  
 $H_t$  – teoretická dopravní výška

Ztráty objemové - vznikají zpětným unikáním čerpané kapaliny z výtlačky čerpadla do sání, v důsledku netěsností těsnících prstenců oběžného kola – obr. 3.6. Oběžným kolem protéká větší průtok ( $Q + q$ ) než je průtok, který dodává čerpadlo do výtlačného potrubí. Objemovou účinnost můžeme definovat zlomkem



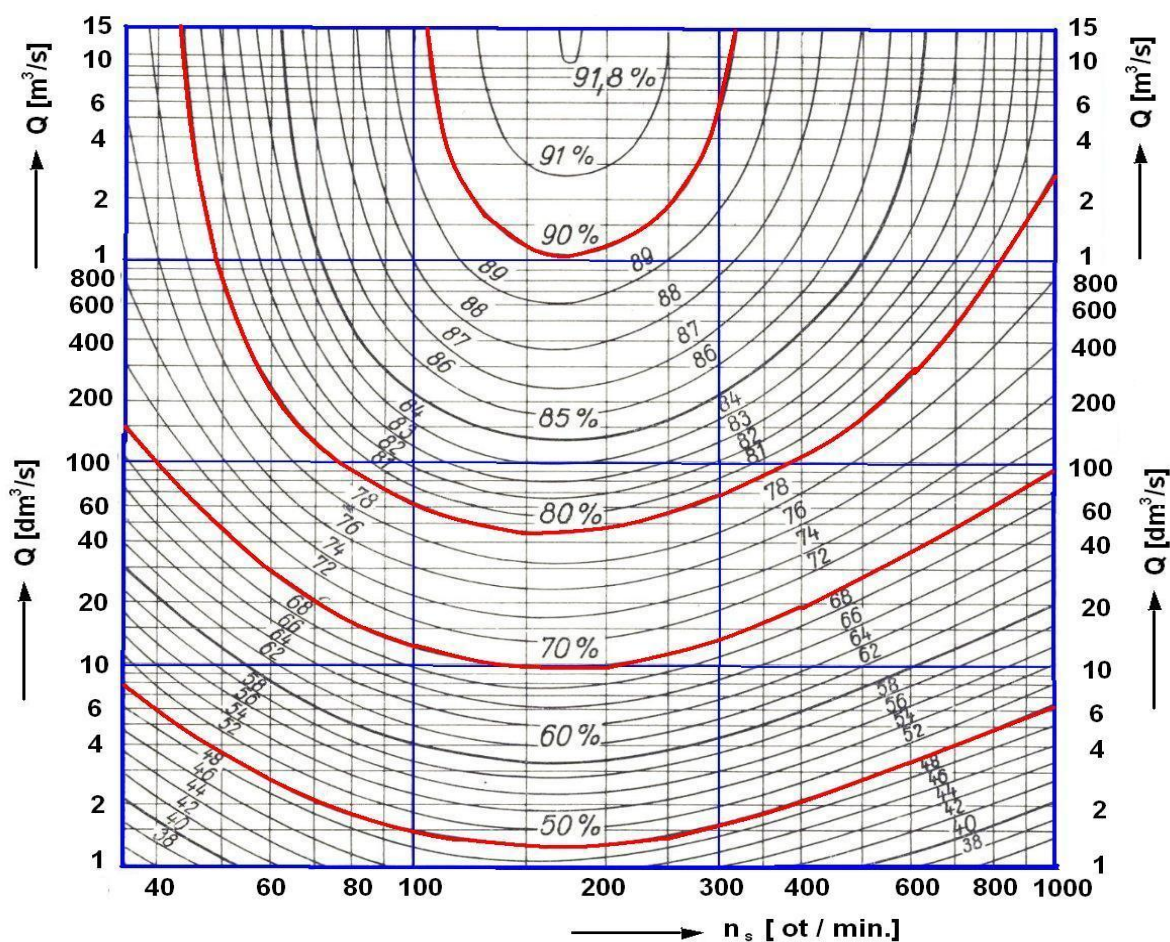


Obr. 3.6 Vznik objemových ztrát u odstředivého čerpadla

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q+q}, \quad (3.14)$$

kde  $Q$  – objemový průtok dodávaný čerpadlem

$q$  - zpětný průtok z výtlaku čerpadla do jeho sání, tento bývá 5 až 10 % průtoku  $Q$ .



Obr. 3.7 Dosažitelná účinnost odstředivých čerpadel

Ztráty mechanické – vznikají třením hřídele v ucpávkách a ložiskách, ve spojkách a také třením diskovým, tj. třením bočních stěn čerpadla a oběžného kola o kapalinu v tělese

čerpada. Mechanická účinnost bývá  $\eta_m = 0,8$  až  $0,94$  podle kvality provedení a velikosti čerpada.

**Celková účinnost** je poměr teoretického a efektivního výkonu, z čehož plyne, že účinnost je součinem jednotlivých dílčích účinností

$$\eta_c = \frac{P_t}{P_{ef}} = \eta_h \cdot \eta_0 \cdot \eta_m \quad (3.15)$$

Tato účinnost se obvykle stanovuje měřením, výpočty dávají velkou nejistotu (chybu). Účinnost objemových čerpadel bývá výrazně větší než u čerpadel odstředivých.

Podle Erharta je celková účinnost závislá na měrných otáčkách a průtoku – obr.3.8.

Příkon čerpada je dán rovnicí

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot H_d \cdot Q}{\eta_c} = \frac{p_d \cdot Q}{\eta_c} = \frac{\rho \cdot Y_d \cdot Q}{\eta_c} \quad (3.16)$$

## 3.2 Měrné otáčky



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

-  Definovat , případně odvodit měrné otáčky odstředivých čerpadel
-  Rozlišit tvar oběžného kola podle velikosti měrných otáček



**Výklad**

V souvislosti s podobností čerpadel se zavádí pojem měrné otáčky, tyto označují počet otáček, které by mělo čerpadlo geometricky podobné danému při jednotkovém průtoku  $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  a dopravní výšce  $H = 1 \text{ m}$ .

Předpokládáme, že v čerpadle z hlediska podobnosti jsou rozhodující síly a to síla setrvačná –  $F_s$ , síla tlaková –  $F_p$ , síla tíhová –  $F_g$ , síla třecí –  $F_t$  a síla impulsní –  $F_h$ . Z těchto sil se dají sestavit čtyři podobnostní kritéria (čísla) a sice Eulerovo –  $Eu$ , Froudovo –  $Fr$ , Reynoldsovo –  $Re$  a Strouhalovo –  $Sh$  - [10]. Splnění všech podobnostních čísel není reálné, proto budeme předpokládat, že dominantní jsou podobnostní čísla Froudovo (definuje dynamickou podobnost) a Strouhalovo (které definuje kinematickou podobnost) – [1].

Tato dvě podobnostní čísla uvedeme do vztahu s parametry hydraulických strojů – průtok  $Q$ , dopravní výška  $H$  nebo měrnou energii  $Y$ . Vyjdeme z definice Strouhalova čísla

$$Sh = \frac{c \cdot t}{x},$$

kde za charakteristický délkový rozměr  $x$  dosadíme průměr oběžného kola  $D$ , místo času  $t$  dosadíme otáčky  $n$  ( $\text{s}^{-1}$ ), nebo za obě veličiny dosadíme obvodovou rychlost oběžného kola  $u \approx n \cdot D$ . Za těchto předpokladů je Strouhalovo číslo

$$Sh = \frac{c}{u} ,$$

toto udává úměrnost absolutních rychlostí a unášivých rychlostí v rychlostních trojúhelnících oběžných kol čerpadel.

Je-li Froudovo číslo definováno vztahem

$$Fr = \frac{c}{\sqrt{g.H}} \Rightarrow c = Fr \sqrt{g.H},$$

po úpravě dostaneme

$$Sh = \frac{Fr \cdot \sqrt{g.H}}{u} = \frac{Fr \cdot \sqrt{Y}}{u} ,$$

odkud obvodová rychlost

$$u = \frac{Fr \cdot \sqrt{Y}}{Sh} \approx n.D . \quad (3.17)$$

U geometricky podobných hydrodynamických strojů souvisí průměr oběžného kola  $D$  s průtokem  $Q$

$$Q \approx D^2 \cdot c = D^2 \cdot Fr \cdot \sqrt{Y} ,$$

odkud pro průměr oběžného kola  $D$

$$D = \sqrt{\frac{Q}{Fr \cdot \sqrt{Y}}} .$$

Tento výraz dosadíme do rovnice (3.17) a obdržíme

$$\frac{Fr \cdot \sqrt{Y}}{Sh} = n \cdot \sqrt{\frac{Q}{Fr \cdot \sqrt{Y}}} ,$$

odkud pro otáčky hydrodynamického stroje (otáčky mají rozměr  $s^{-1}$ )

$$n = \frac{Fr^{1,5}}{Sh} \frac{Y^{0,75}}{Q^{0,5}} . \quad (3.18)$$

Má-li hydrodynamický stroj hlavní parametry  $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  a  $Y = 1 \text{ J/kg}$ , potom z předcházející rovnice obdržíme

$$n_q^* = \frac{Fr^{1,5}}{Sh} \quad (s^{-1}) . \quad (3.19)$$

Dělíme-li tuto rovnici rovnicí (4.18), potom pro měrné otáčky platí

$$n_q^* = \frac{n \cdot Q^{0,5}}{Y^{0,75}} \quad (s^{-1}) . \quad (3.20)$$

V této rovnici se kritéria  $Fr$  a  $Sh$  krátila, poněvadž se předpokládá hydrodynamická podobnost mezi hydrodynamickým strojem s otáčkami  $n_q^*$  a mezi hydrodynamickým strojem s otáčkami  $n$ , pak musí platit, že podobnostní kritérium  $Fr = \text{konst.}$  a  $Sh = \text{konst.}$

Ve starší literatuře, kde byla užitá technická soustava jednotek, pak mezi měrnými otáčkami  $n_q$  a  $n_q^*$  platí

$$n_q = 333,3 \cdot n_q^* \quad (\text{min}^{-1}) . \quad (3.21)$$

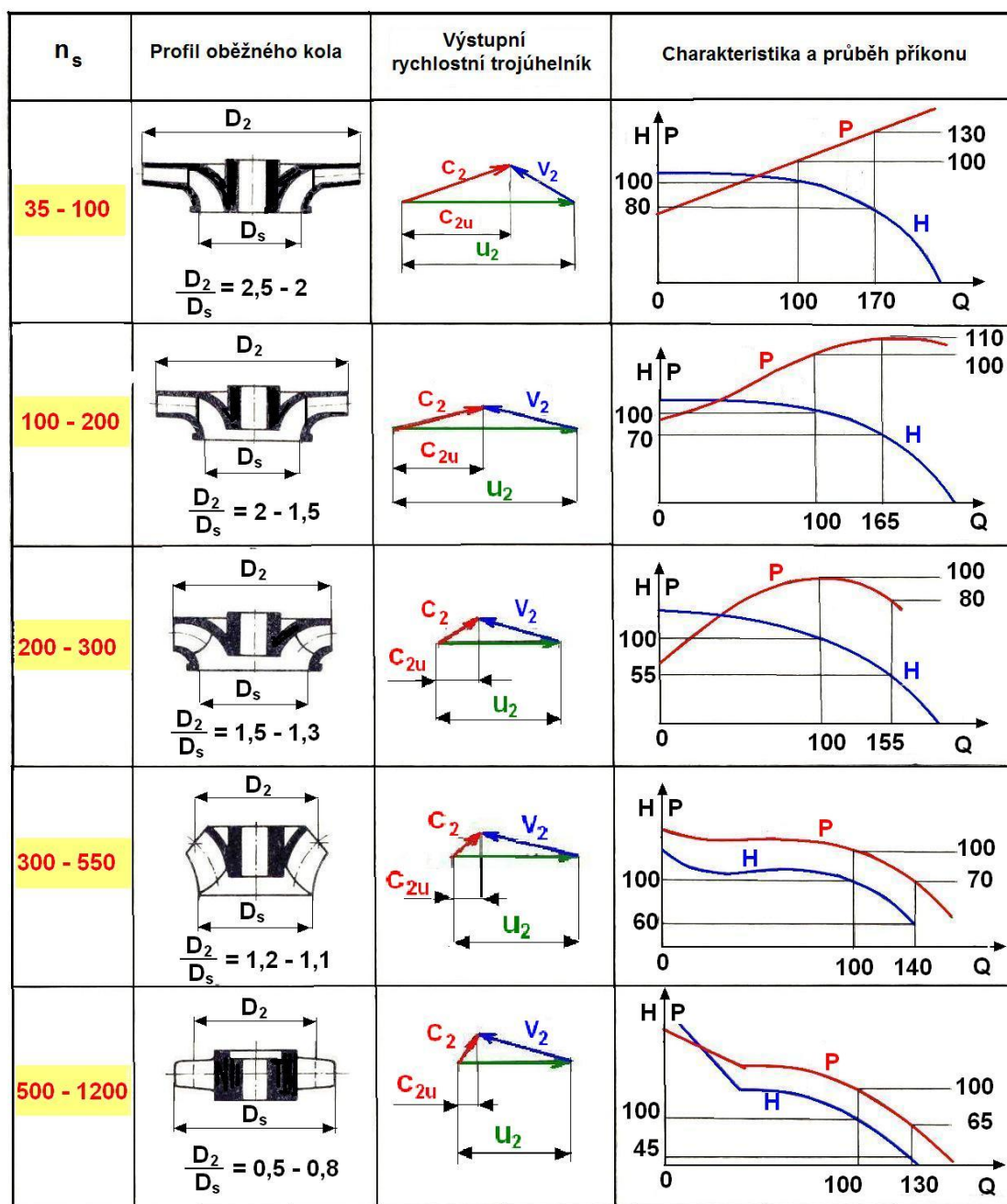
Původní definice měrných otáček zavedených u vodních turbín s označením  $n_s$  se vztahovala k jednotkovému výkonu turbíny 1 ks (koňská síla) a spádu  $H = 1 \text{ m}$ , potom přepočtový vztah je

$$n_s = 3,65 \cdot n_q = 1200 \cdot n_q^* \quad (\text{min}^{-1}).$$

U objemových hydrostatických strojů pro měrné otáčky platí rovnice

$$n_q^* = \frac{n \cdot Q^{0,5}}{Y^{0,75}} = \frac{1}{Sh \cdot Eu^{0,75}} = \frac{Fr^{1,5}}{Sh}. \quad (3.22)$$

Při odvození byla použita závislost  $Eu = Fr^{-2}$ .



Obr. 3.8 Změna tvaru oběžného kola a charakteristiky hydrodynamických čerpadel - [1]



Tento výraz je totožný s rovnicí (3.19), to tedy znamená, že hydrostatické stroje a hydrodynamické stroje mají společný základ činnosti.

Měrné otáčky vážou obě základní přeměny energie a to dynamickou (kinetickou) v kritériu  $Fr$  nebo  $Eu$  a kinematickou část energie v kritériu  $Sh$ . Je nutné připomenout, že měrné otáčky neobsahují vliv viskozity ( $Re$  – kritérium), která se projeví ve formě hydraulických ztrát. Z tohoto důvodu účinnost modelu není stejná jako účinnost díla.

Měrné otáčky mají významný vliv na tvar oběžného kola i na charakteristiku čerpadla – obr. 4.8. Čerpadla kalová mají měrné otáčky obvykle  $n_q = 15$  až  $30$  1/min., výjimečně jsou měrné otáčky větší -  $n_q < 60$  1/min.

### 3.3 Charakteristika čerpadla při čerpání vody



**Čas ke studiu:** 1 hodina

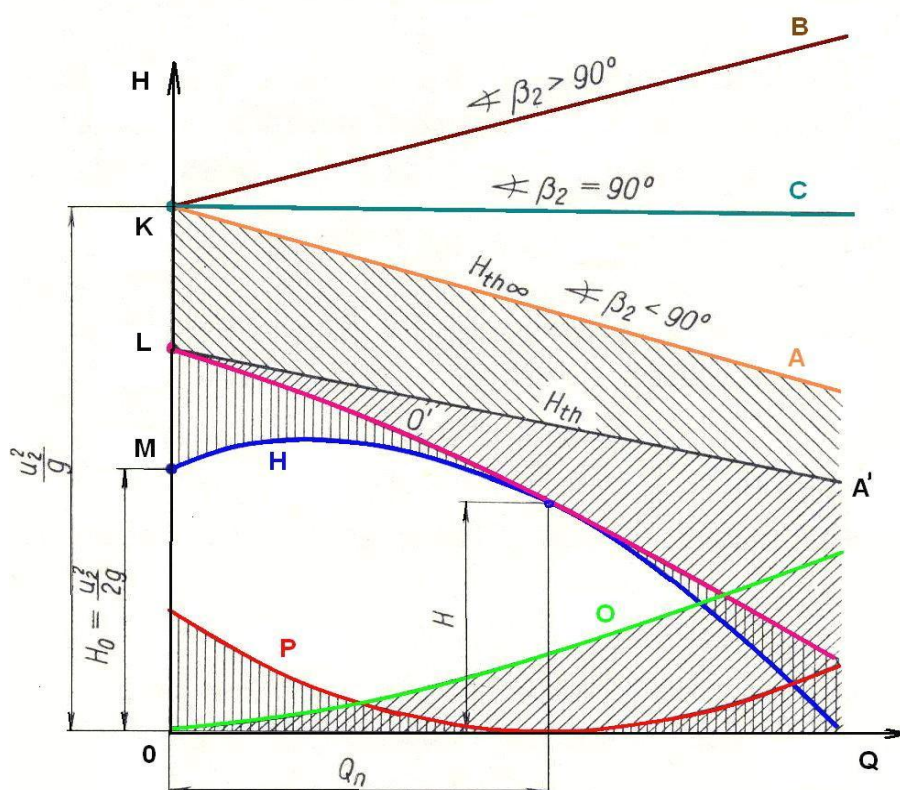


**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- ✚ Definovat charakteristiku odstředivého čerpadla
- ✚ Definovat spolupráci odstředivého čerpadla a potrubí pro čerpání vody



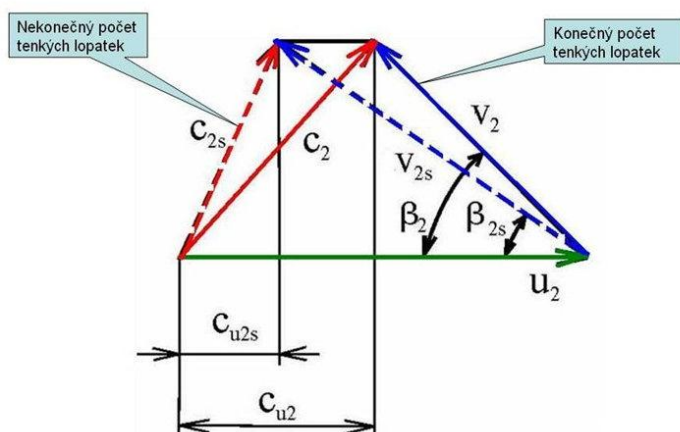
**Výklad**



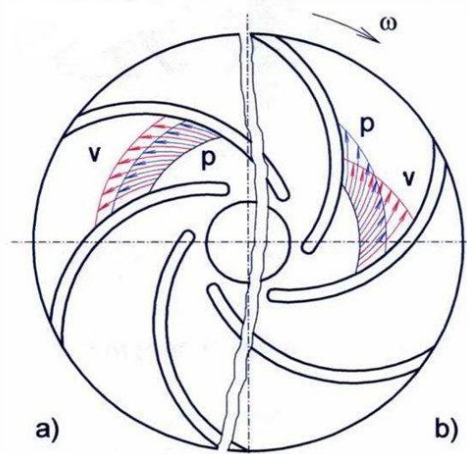
Obr. 3.9 Teoretická a skutečná charakteristika radiálního hydrodynamického čerpadla - [1]

Charakteristikou čerpadla nazýváme závislost dopravní výšky  $H_d$ , nebo dopravního tlaku  $p_d$ , nebo měrné energie  $Y_d$  na objemovém průtoku  $Q$  při stálých otáčkách čerpadla. Pro kapalinu ideální za předpokladu nekonečného počtu tenkých lopatek je charakteristikou čerpadla přímka, její sklon závisí na výstupním úhlu  $\beta_2$  - obr. 3.9.

Pro kapalinu ideální a pro oběžné kolo s konečným počtem lopatek se zanedbatelnou tloušťkou dostáváme menší teoretickou dopravní výšku, protože se změnil rychlostní trojúhelník na výstupu z oběžného kola - obr. 3.10.



Obr. 3.10 Výstupní rychlostní trojúhelník



Obr. 3.11 Průběh rychlosti a tlaku v kanále oběžného kola

a) nekonečný počet lopatek  
b) konečný počet lopatek

Teoretická dopravní výška je menší v důsledku konečného rozměru kanálu. V jednotlivých elementárních vláčkách se nastavují různé tlaky a relativní rychlosti - obr. 3.11.

Na lopatce se vytváří tzv. přetlaková a podtlaková strana. Výsledkem je, že se zmenší složka rychlosti  $c_{2u}$ . Skutečná dopravní výška  $H_d$  je vždy menší než výška teoretická  $H_t$ .

Přibližný tvar skutečné charakteristiky čerpadla se dá vypočítat z průběhu hydraulických ztrát v čerpadle. Ztráty jsou tvořeny hlavně třením, ohybem proudu a také změnou průřezu. Tyto ztráty jsou úměrné druhé mocnině rychlosti nebo průtoku a na obr. 3.9 jsou vyznačeny parabolou „O“.

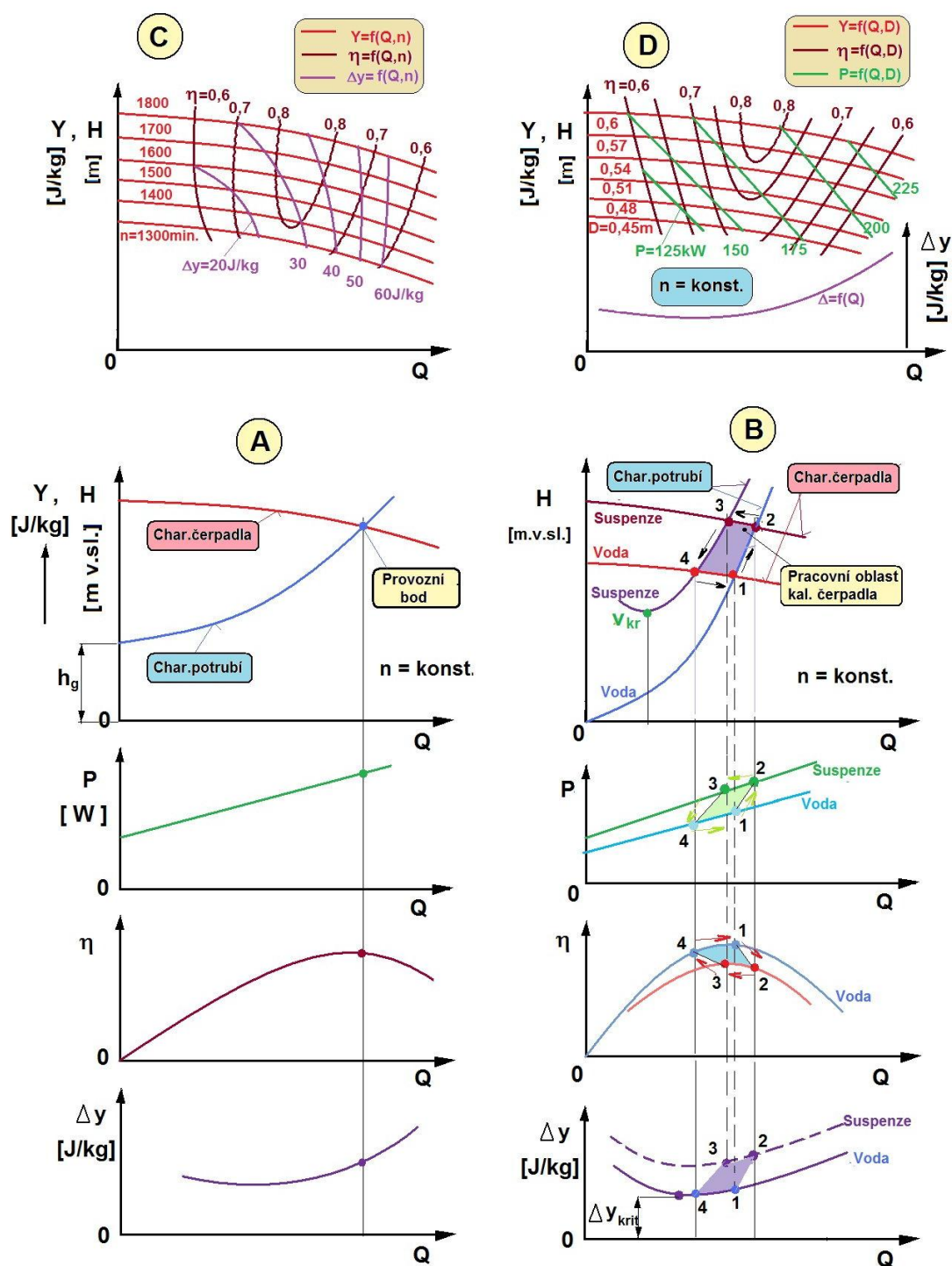
Další ztráty vznikají rázem vodního proudu, když není dodržen směr vtoku proudu ve shodě se vtokovými úhly lopatek. Tyto ztráty jsou tím větší, čím více se bude lišit průtok v čerpadle  $Q$  od průtoku jmenovitého  $Q_n$ , pro který byly stanoveny úhly lopatek. Tyto ztráty se dají rovněž aproximovat parabolou a na obr. 3.7 je to parabola označená „P“. Po odečtení paraboly „O“ a „P“ od přímky  $L A'$  dostaneme charakteristiku čerpadla „H“.

V počátečním bodě „M“ skutečná charakteristika „H“ má velikost přibližně  $H_0 = \frac{u_2^2}{2g}$ , protože

při nulovém průtoku se voda otáčí s oběžným kolem a má kinetickou energii úměrnou rychlostní výšce.

Skutečná charakteristika odstředivého čerpadla při čerpání vody pro  $n = konst.$  se stanoví zpravidla měřením na zkušební výrobního závodu - obr. 3.12A. Charakteristika bývá doplněna křivkou příkonu  $P = f(Q)$ , celkové účinnosti  $\eta = f(Q)$ , a někdy také měrnou kavitační energií  $\Delta y = f(Q)$ . Když se do grafu charakteristiky čerpadla nakreslí i charakteristika potrubí, což je parabola, získá se průtok dodávaný čerpadlem v provozním bodě i velikosti ostatních veličin čerpadla -  $H, P, \eta, \Delta y$ .





Obr. 3.12 Skutečná charakteristika odstředivého radiálního čerpadla  
 A – při čerpání vody pro  $n = \text{konst.}$ , B – při čerpání suspenze,  
 C – při čerpání vody a proměnných otáčkách,  
 D – při čerpání vody a proměnném průměru oběžného kola

Snahou provozovatele čerpadla musí být skutečnost, aby provozní bod ležel v oblasti maximální celkové účinnosti čerpadla – obr. 3.12A. Na obr. 3.12C je charakteristika čerpadla při proměnných otáčkách, na obr. 3.12D při proměnném průměru oběžného kola a  $n = \text{konst.}$

Na obr. 3.12B je uvedena pro srovnání i charakteristika kalového čerpadla při čerpání suspenzí, její podrobný popis je uveden v dalším textu.

### 3.4 Charakteristika kalového čerpadla při čerpání suspenze



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- ✚ Definovat spolupráci odstředivého čerpadla a potrubí při čerpání suspenzí
- ✚ Přepočítat char. čerpadla změřenou pro vodu na char. při čerpání suspenzí



**Výklad**

Všechny poznatky uvedené pro čerpání čistých kapalin – vody pochopitelně platí i pro čerpání suspenzí, složitější je ovšem stanovení charakteristiky kalového čerpadla. Suspenze má větší hustotu v porovnání s vodou, pevné částice se v suspenzi chovají pasivně, v důsledku čehož jsou při proudění suspenze větší ztráty než při proudění vody. Prakticky žádný výrobce těchto čerpadel nemá k dispozici zkušebnu na které by mohl měřit charakteristiku každého vyrobeného kalového čerpadla při čerpání suspenzí o různých koncentracích nebo suspenzí tvořených různými materiály charakterizované křivkou zrnitosti, případně středním průměrem zrna –  $d_{stř}$  nebo  $d_{50}$ . Většina výrobců kalových čerpadel proto uvádí pouze charakteristiku  $H = f(Q)$  jako i ostatní důležité závislosti  $P = f(Q)$ ,  $\eta = f(Q)$ ,  $\Delta y = f(Q)$  pouze při čerpání čisté vody – obr. 3.11.

Z praktických důvodů vzniká potřeba přepočítat charakteristiky čerpadla stanovené měřeními při čerpání čisté vody na čerpání suspenzí. Je experimentálně potvrzeno, že nelineární pokles měrné energie a účinnosti čerpadla souvisí s rostoucí koncentrací nebo též hustotou suspenze, obě tyto veličiny u čerpání suspenze vzhledem k vodě rostou.

U hydraulické dopravy suspenzí je nutné si uvědomit, že pojem dopravní výška  $H$  nebo její změna  $\Delta H$  je veličina vyjadřující měrnou energii předanou čerpadlem nebo spotřebovanou dopravním systémem, vztaženou na 1kg, vyjádřenou v metrech sloupce této suspenze o hustotě  $\rho_s$ . Když energii čerpadla vyjádříme jako energii tlakovou, potom mezi výškou a tlakem platí vztah

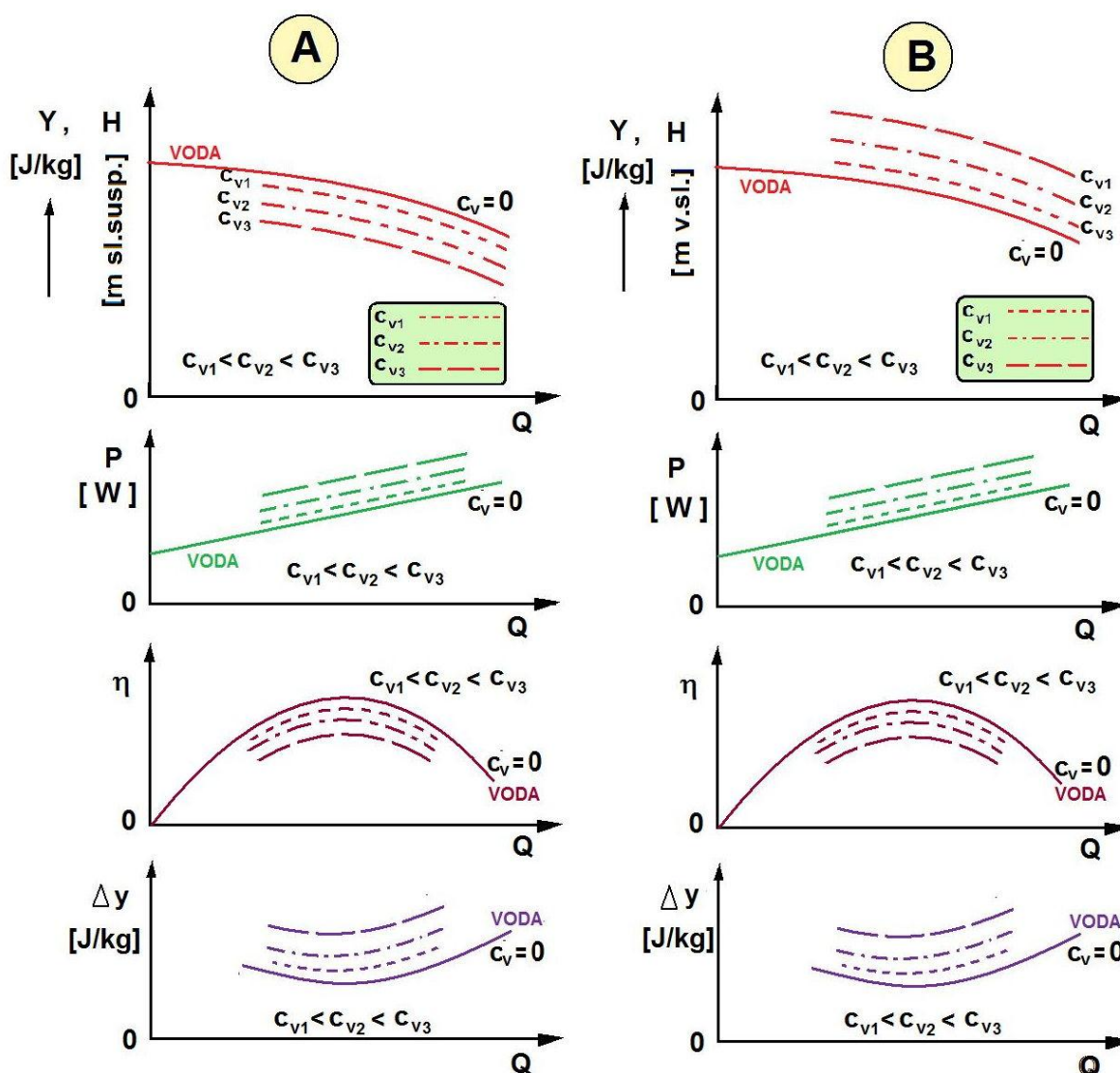
$$\Delta p = \rho_s \cdot g \cdot (H - \Delta H) . \quad (3.23)$$

Měrnou energii a dopravní výškou platí známý vztah

$$Y = g \cdot H \quad [J/kg] . \quad (3.24)$$

U hydraulické dopravy se tlakový spád při proudění suspenzí  $i_s$  velmi často vyjadřuje (počítá) v  $[m.v.sl./m]$ . Tyto výše uvedené skutečnosti je zapotřebí si dobře uvědomit při grafickém vyjádření charakteristiky čerpadla a potrubí

Hustota suspenze je větší než voda  $\rho_s > \rho_v$ , pokud budeme energii dodanou čerpadlem suspenzi vyjadřovat jako dopravní výšku –  $H$ , potom jsou dvě možnosti v jakých jednotkách vyjádřit tuto dopravní výšku čerpadla. V prvním případě lze výšku vyjádřit v metr sloupce suspenze  $[m.sl.susp.]$ , ve druhém případě v metrech sloupce vody  $[m.v.sl.]$ . Samozřejmě místo výšky  $H$  může být použita měrná energie  $Y$ , tato má rozměr  $[J/kg]$ , nebo dopravní tlak  $p_d$ , tento má rozměr  $[Pa]$ .



Obr. 3.13 Charakteristika potrubí a kalového čerpadla při  $n = \text{konst.}$

A – výška  $H$  uvedena v metrech sloupce suspenze [m.sl. susp.]  
nebo jako měrná energie  $Y$  [J/kg]

B – výška uvedena v metrech vodního sloupce [m.v.sl.]

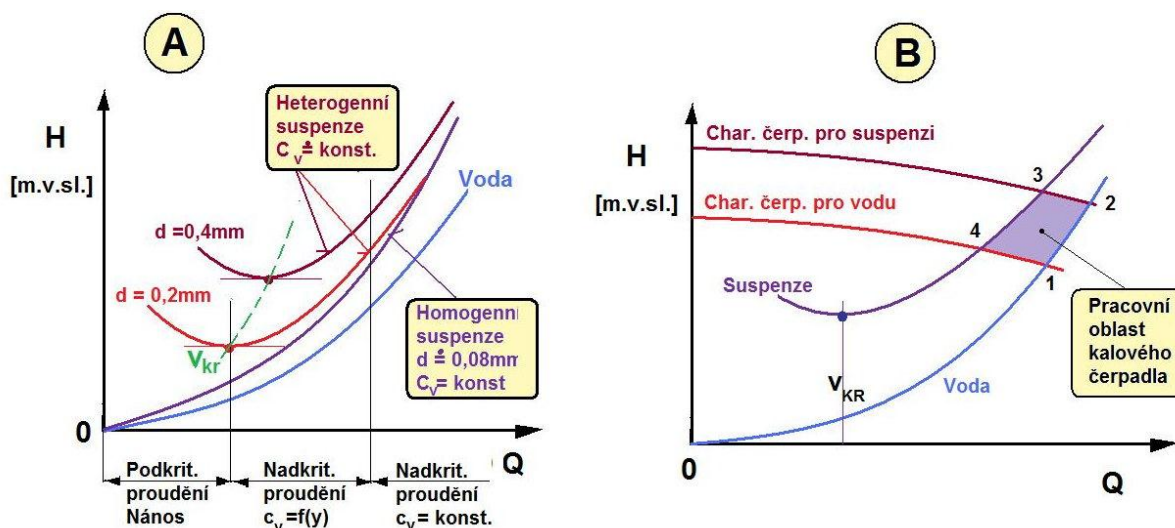
Podle rovnice (3.24) je zvýšení tlaku dáno součinem hustoty suspenze -  $\rho_s$  a dopravní výška čerpadla ( $H - \Delta H$ ) (při dopravě suspenze snižené oproti dopravě vody). Oba vlivy  $\rho_s$  i ( $H - \Delta H$ ) mají opačnou tendenci, nedá se proto jednoznačně předpovědět, zda tlaková charakteristika čerpadla  $\Delta p - Q$  nebo  $Y - Q$  bude ležet pod nebo nad charakteristikou na čisté vodě.

Protože celý problém výrazně ovlivňují hydraulické ztráty, které jsou při proudění větší než při proudění čisté vody, dá se očekávat, že když výšku  $H$  vyjádříme v [m.sl. susp.] – obr. 3.13A, potom charakteristika kalového čerpadla při čerpání suspenze leží pod charakteristikou při čerpání vody, naopak pro výšku  $H$  vyjádřenou v [m.v.sl.] – obr. 3.13B, potom charakteristika kalového čerpadla při čerpání suspenze leží nad charakteristikou pro čistou vodu. Oba způsoby vyjádření rozměru výšky se používají, vyjádření v [m.v.sl.] je však čtenější hlavně z toho důvodu, že většina autorů podle kterých se počítá tlaková ztráta třením při proudění suspenze je vyjádřena [m.v.sl.].

Pro oba způsoby vyjádření výšky platí, že závislost příkonu na objemovém průtoku –  $P = f(Q)$  při čerpání suspenze leží výkonové charakteristiky vždy nad charakteristikou při čerpání čisté vody – obr. 3.13, rozdíl mezi vodou a suspenzí se zvětšuje s rostoucí hustotou suspenze ( $\rho_s > \rho_v$ ) nebo s rostoucí koncentrací –  $c_v$ .

U křivky účinnosti je tomu naopak, proudění suspenze v oběžném kole čerpadla je spojeno s většími ztrátami energie, proto křivka účinnosti –  $\eta = f(Q)$  pro suspenzi leží pod křivkou účinnosti při proudění vody – obr. 3.13. Stejná situace je i u kavitační deprese –  $\Delta y = f(Q)$ , tato je větší u suspenze nebo jinak řečeno sací schopnost při proudění suspenze je menší než při proudění čisté vody – obr. 3.13 a klesá s rostoucí objemovou koncentrací nebo hustotou suspenze.

Charakteristika potrubí při proudění čisté vody je parabola, při proudění heterogenní suspenze je charakteristika podle gravitační teorie (Velikanov) součet paraboly a hyperboly – obr. 3.14A jak je patrné z obrázku, charakteristika proto vykazuje minimum, které přísluší kritické rychlosti – [10]. Kalová čerpadla je vhodné provozovat v nadkritické oblasti, tedy vpravo od minima. Homogenní suspenze (např. suspenze vody a jemného písku) nevykazují minimum, spíše se blíží parabole, která je ovšem strmější než pro čistou vodu – obr. 3.14A.



Obr. 3.14 Charakteristika potrubí a kalového čerpadla

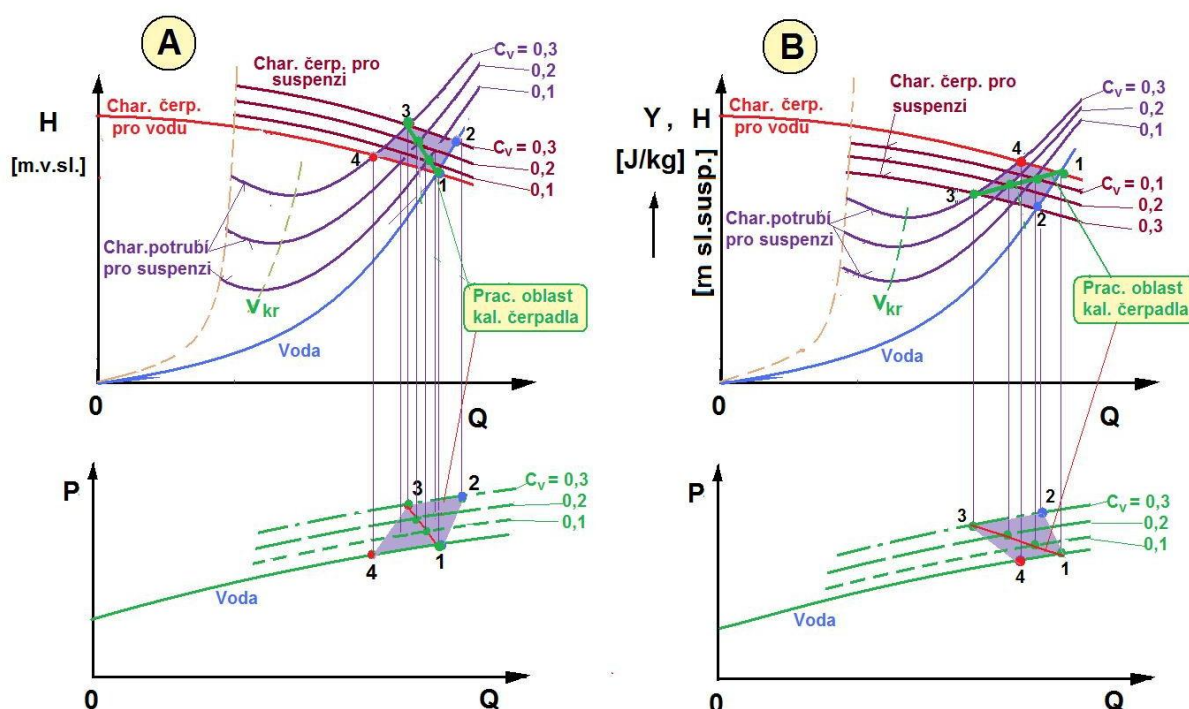
A – charakteristika potrubí pro vodu, homogenní i heterogenní suspenzi

B – spolupráce kalového čerpadla a potrubí

Na obr. 3.14B je schematicky uvedena charakteristika kalového čerpadla a charakteristika potrubí, obě charakteristiky jsou uvedeny jak pro čerpání vody tak i suspenze. Při zahájení čerpání je obvyklé, že potrubí je zaplněno vodou a čerpadlo rovněž čerpá vodu. Provozní bod tedy leží v bodě „1“, jakmile začne kalové čerpadlo čerpat suspenzi, potom se provozní bod posune po charakteristice potrubí pro čistou vodu do bodu „2“ na charakteristiku kalového čerpadla pro čerpání suspenze. Když se celé dopravní potrubí zaplní suspenzí, potom se provozní bod přesune po charakteristice kalového čerpadla při čerpání suspenze do bodu „3“. Jakmile nastane situace, že kalové čerpadlo začne čerpat čistou vodu (např. při proplachování potrubí), potom se provozní bod čerpadla přesune po charakteristice potrubí při proudění suspenze do bodu „4“. Na konci čerpání je nutné dopravní potrubí propláchnout čistou vodou, aby po skončení čerpání nebyla v potrubí suspenze, ale pouze čistá voda. V opačném případě hrozí nebezpečí ucpání potrubí. Potrubí, ve kterém proudila suspenze se postupně naplňuje čistou vodou a provozní bod čerpadla se přesouvá po charakteristice čerpadla při proudění vody zpět do bodu „1“. Z předchozího výkladu je patrné, že při čerpání suspenzí nemá kalové čerpadlo pouze jeden provozní bod jako u čerpání čisté vody, ale existuje jistá pracovní oblast daná čtyřúhelníkem 1, 2, 3, 4, ve kterém se pracovní bod nachází, tato skutečnost je dobře patrná z obr. 3.14B.



Pokud nebudeme uvažovat přechodný stav (tj. plnění potrubí suspenzí nebo proplachování potrubí vodou), potom podle obr. 3.15 leží provozní bod kalového čerpadla na křivce 1-3. Charakteristika čerpadla je na obr. 5.15 doplněna o závislost  $P = f(Q)$ , provozní bod se v tomto případě bude pohybovat na křivce 1-3.



Obr. 3.15 Charakteristika potrubí a kalového čerpadla při čerpání suspenze  
 A - výška  $H$  uvedena v metrech vodního sloupce [m.v.sl.]  
 B - výška  $H$  uvedena v metrech sloupce suspenze - [m.sl.susp.],  
 nebo jako měrná energie -  $Y$  [J/kg]

**Přepočet charakteristiky kalového čerpadla z vody na suspenzi** - z předcházejícího výkladu vyplývá, že při provozu kalového čerpadla je zapotřebí jeho charakteristiku přepočítat z experimentálně zjištěné charakteristiky při čerpání čisté vody. Tento přepočet vychází z dlouholetých experimentálních prací a rovněž provozních zkušeností. U přepočtu nelze spoléhat na jeho vysokou přesnost, je nutné si uvědomit, že do problému vstupuje 6 nezávisle proměnných –  $c_v$ ,  $\rho_s$ ,  $d_{50}$  nebo  $d_{stř}$ , typ čerpadla a druh dopravovaného materiálu. Exaktní řešení proto přesahuje možnosti současného poznání. Celý problém je ještě komplikován složitým pohybem suspenze v prostoru oběžného kola či spirály, kapalina je vazká a proudí turbulentně, částice materiálu se chovají pasivně, mají menší rychlost než voda (vzniká skluz), interakce mezi proudící vodou a částicemi je složitý fyzikální problém. Při proudění suspenzí vstupuje do problému šest sil a to síla odporová, síla setrvačná a odstředivá, tíha, vztaková a Magnusova síla, z těchto 6 sil lze definovat až 5 bezrozměrných podobnostních čísel. Složitost proudění suspenzí ještě doplňuje skutečnost, že proudící částice nejsou koule ale mají velmi rozmanitý tvar.

**Měrná energie** - podle [1,2] existuje několik empirických rovnic, které definují korelaci mezi měrnou energií čerpadla při čerpání vody a suspenze. Z uváděných cca 10 rovnic vybírám dvě rovnice, která byla odvozena z experimentů při čerpání suspenze vody a písku. Poměrný úbytek měrné energie je popsán následující empirickou rovnicí, která platí pro měrné otáčky  $n_q = (20 \text{ až } 30) \text{ 1/min.}$  podle některých autorů  $n_q < 60 \text{ 1/min.}$  - [2].

$$\lambda_{\psi} = \frac{\psi_v - \psi_s}{\psi_v} = \frac{\Delta H}{H} = \frac{\psi_r}{\psi_v} = \text{Re}_w \cdot \frac{3,16 \cdot 10^{-4} \cdot c_v}{\psi_v} \cdot \left( \frac{n_q}{333} \right)^{-2,46} \quad (3.25)$$

nebo rovnici podle [1]

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{c_v}{\psi} \sqrt[3]{\text{Re}_w} \left( \frac{11,8}{n_q} \right)^3 \cdot \left( \frac{\rho_s}{\rho_v} - 1 \right) \quad (3.26)$$

V rovnicích značí :

$$\psi = \frac{2Y}{u_2^2} - \text{tlakové číslo ( pro radiální čerpadla } \psi = 1)$$

$$\varphi = \frac{c_{m1}}{u_1} - \text{objemové číslo}$$

$$\text{Re}_w = \frac{w \cdot d_{50}}{\nu_v} - \text{Reynoldsovo číslo sedimentace}$$

$c_{m1}$  - meridiánová rychlost na vstupu do oběžného kola – m/s

$c_T = c_v$  objemová dopravní koncentrace za pohybu, rychlost částic je vzhledem ke skluzu menší než je rychlost vody. Při statickém měření  $c_T > c_v$ .

$$n_q = 333 \cdot n \cdot Q^{0,5} \cdot H^{-0,75} \quad 1/\text{min.}$$

Pro výpočet změny energie při čerpání suspenzí uvádí lit. [2,6] nomogramy.

**Účinnost** - definujeme bezrozměrnou účinnost v optimálním provozním bodě jako poměr

$$\eta_r = \frac{\eta_s}{\eta_v}, \quad (3.27)$$

nebo faktor snížení účinnosti

$$R_{\eta} = 1 - \eta_r = 1 - \frac{\eta_s}{\eta_v}. \quad (3.28)$$

Pro  $R_{\eta}$  platí obecná funkční závislost

$$R_{\eta} = f(c_v, \rho_p, \rho_v, c_s, w).$$

Odborná lit. uvádí experimentálně získané výsledky této funkce. Pro písek  $d_{50} = 0,2 - 6 \text{ mm}$  a pro  $c_v < 30\%$  platí empirická rovnice - [2]

$$\eta_v - \eta_s = 0,05 \cdot c_v \cdot \text{Re}_w^{0,33} \quad (3.29)$$

Tato rovnice v log. souřadnicích je přímka, rovnice dobře odpovídá skutečnosti.

**Příkon** - údajů o změně příkonu v optimálním bodě není v lit. mnoho údajů, uvádí se rovnice, která spíše odpovídá rovnici pro výpočet příkonu pro dvě kapaliny rozdílné hustoty

$$\frac{P_s}{P_v} = \frac{\rho_s}{\rho_v}. \quad (3.30)$$

**Kavitační deprese** – v odborné lit. pouze Smoldyrev A.E. uvádí následující vztah

$$\frac{\Delta y_{krs}}{\Delta y_{krv}} = \left( \frac{\rho_s}{\rho_v} \right)^2. \quad (3.31)$$

Není uvedeno pro jakou oblast je  $\Delta y_{kr}$  definováno.



### 3.5 Charakteristika kalového čerpadla při konstantním příkonu pohonu



**Čas ke studiu:** 1 hodina

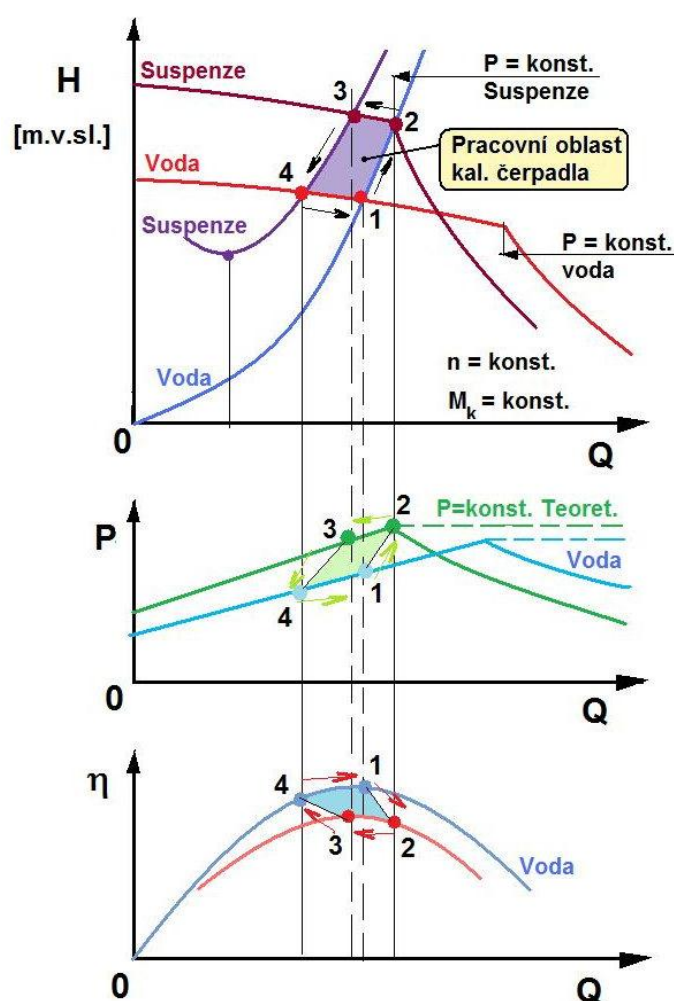


**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- ✚ Definovat spolupráci odstředivého čerpadla a potrubí při čerpání suspenzí
- ✚ Definovat spolupráci čerpadla při proměnné délce dopravního potrubí nebo při konstantním příkonu motoru



**Výklad**



Obr. 3.16 Charakteristika kalového čerpadla a potrubí v režimu  $P = \text{konst.}$

K pohonu kalových čerpadel se nejčastěji užívá el. motor, je-li požadována změna otáček, potom se používá el. motor s frekvenčním měničem. Pro pohon kalových čerpadel u sacích bagrů se používá spalovací naftový motor. Sací bagry pracují s různou délkou dopravního potrubí, u délek krátkých může nastat situace, že charakteristika potrubí je plochá a provozní bod odpovídá příkonu, který je větší než je výkon spalovacího motoru. V tomto případě se spalovací motor provozuje při  $n = \text{konst.}$ ,  $M_k = \text{konst.}$  a  $P = \text{konst.}$  - [5].

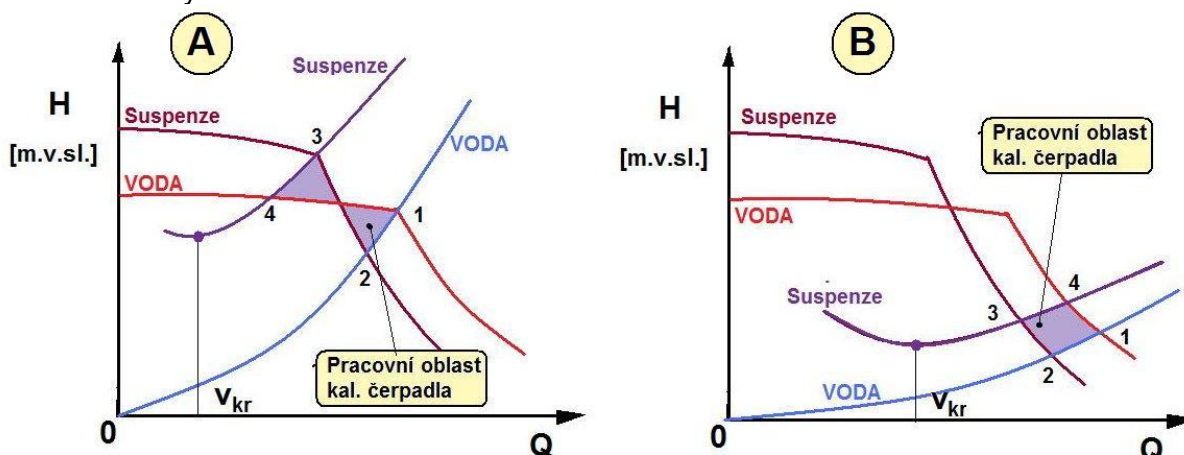
Pro odvození charakteristiky čerpadla za těchto podmínek porovnejme výkon spalovacího motoru a kalového čerpadla

$$P = M_k \cdot \omega = \frac{\rho_v \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta_c} = konst. \quad (3.32)$$

Z této rovnice pro součin  $H \cdot Q$  dostaneme

$$H \cdot Q = \frac{M_k \cdot \omega \cdot \eta_c}{\rho_v \cdot g} = konst. \quad (3.33)$$

Tato rovnice je rovnoosá hyperbola, grafickou interpretaci uvádí obr. 4.14. Dopravní výška je vynášena v [m.v.sl.]. Charakteristika potrubí protíná charakteristiku čerpadla při čerpání suspenze v bodě „2“, v tomto okamžiku je dosažen max. výkon  $P$  spalovacího motoru. V bodě „2“ se začíná charakteristika čerpadla lámat a s rostoucím průtokem  $Q$  charakteristika kalového čerpadla má hyperbolický průběh. Při čerpání vody zlom na charakteristice čerpadla nastává při větších průtocích –  $\rho_s > \rho_v$ . Pracovní oblast kalového čerpadla je vymezena čtyřúhelníkem o vrcholech 1, 2, 3, 4, směr je proti hodinovým ručičkám. Na křivce  $P = f(Q)$  od bodu „2“ pro výkon platí  $P = konst.$ , tomuto teoretickému průběhu odpovídá vodorovná přímka, skutečný průběh příkonu může být mírně klesající čára jak uvádí obr. 4.16. Pracovní oblast z hlediska příkonu je vymezena čtyřúhelníkem o vrcholech 1, 2, 3, 4, směr je proti hodinovým ručičkám. Podobně je tomu i u účinnosti čerpadla, pracovní oblast je vymezena čtyřúhelníkem o vrcholech 1, 2, 3, 4, směr je však ve směru hodinových ručiček.



Obr. 3.17 Charakteristika kalového čerpadla a potrubí v režimu  $P = konst.$

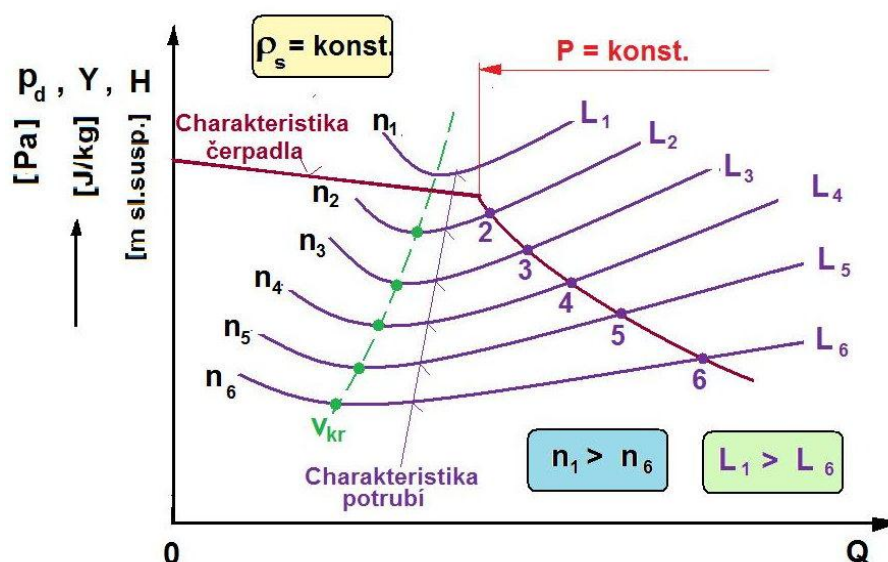
A – pracovní oblast čerpadla kde se kříží charakteristika čerpadla pro suspenzi s charakteristikou pro vodu

B – pracovní oblast kalového čerpadla vpravo od místa křížení charakteristik čerpadla

Obr. 4.15 uvádí další dvě oblasti, ve kterých může pracovat kalové čerpadlo s konstantním příkonem. Pracovní oblast podle obr. 4.17A leží právě v oblasti, kde se kříží charakteristika čerpadla při čerpání suspenze a vody, je vymezena body 1, 2, 3, 4, oblast tvoří dva trojúhelníky. Z hlediska délky dopravního potrubí této oblasti přísluší kratší potrubí než je případ popisovaný podle obr. 4.14. Pokud se dále sníží hydraulické odpory, např. zmenšením délky dopravního potrubí v porovnání s případem podle obr. 4.17A, potom se pracovní oblast kalového čerpadla posune směrem k větším průtokům – obr. 5.17B, oblast je vymezena čtyřúhelníkem o vrcholech 1, 2, 3, 4, směr je však proti případu dle obr. 4.15A opačný, tedy ve směru hodinových ručiček.

Spolupráce kalového čerpadla s potrubím různé délky v režimu  $P = konst.$ , při konstantní hustotě nebo koncentraci suspenze uvádí obr. 4.18. Charakteristika potrubí

s rostoucí délkou se posouvá směrem nahoru, délka  $L_1$  je největší, naopak délka  $L_6$  je nejkratší. Provozní bod čerpadla je pro nejkratší délku potrubí „6“, s rostoucí délkou potrubí se postupně přesouvá až do bodu „2“. Charakteristika potrubí s délkou největší  $L_1$  se s charakteristikou čerpadla neprotíná, proto kalové čerpadlo do tohoto potrubí nemůže suspenzi čerpat. Otáčky čerpadla s klesající délkou dopravního potrubí rovněž klesají protože musí být splněna podmínka, že příkon čerpadla je konstantní –  $P = \text{konst.}$  Další podrobnost uvádí literatura např. [5].



Obr. 4.18 Charakteristika kalového čerpadla a potrubí v režimu  $P = \text{konst.}$  pro různou délku potrubí



### Shrnutí pojmů 1.2.

Rovnice kalového odstředivého čerpadla je stejná jak pro čerpání vody tak i suspenze. Měrné otáčky definují podobnost i u kalových čerpadel, pro čerpání suspenzí jsou výhodnější čerpadla s radiálním oběžným kolem, jejich měrné otáčky jsou 15 až 30 1/min. Charakteristika potrubí při čerpání suspenzí je závislá na granulometrii a koncentraci, proto spolupráci kalového čerpadla a potrubí je třeba věnovat náležitou pozornost. Při grafickém řešení spolupráce čerpadla s potrubím je třeba si uvědomit, v jakých jednotkách se bude vyjadřovat dopravní výška a hydraulické ztráty při proudění suspenzí. Pokud je kalové čerpadlo poháněno motorem s konstantním příkonem, je zapotřebí přihlídnout ke změně charakteristiky kalového čerpadla. Pro přepočítání charakteristiky čerpadla při čerpání vody na suspenzi jsou uvedeny empirické rovnice.



### Otázky 1.3.

1. Napište rovnici pro měrnou energii odstředivého kalového čerpadla
2. Porovnejte charakteristiku čerpadla při čerpání vody a suspenze
3. Jak se měří charakteristika kalového odstředivého čerpadla a jaké jsou možnosti přepočítat tuto charakteristiku z vody na suspenzi

## 4. POPIS A CHARAKTERISTIKA KALOVÝCH ČERPADER

### 4.1 Kalová čerpadla – popis a konstrukce



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- ✚ Popsat konstrukci kalových čerpadel
- ✚ Definovat regulaci průtoku, spolupráci a spouštění kalových čerpadel
- ✚ Definovat sací schopnost kalových čerpadel

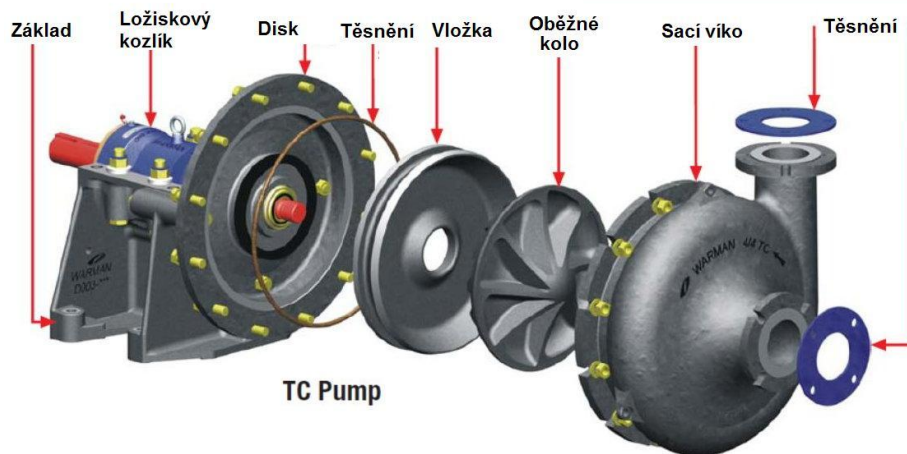


**Výklad**

Odstředivá kalová čerpadla často také označovaná jako čerpadla bagrovací tvoří nejdůležitější část technologického zařízení hydraulické dopravy a vzhledem k jednoduché konstrukci, nenáročné obsluze a spolehlivému provozu se velmi často používají. Zhotovují se obvykle jako jednostupňová, ve vertikálním i horizontálním provedení, průtok až  $5000\text{ m}^3/\text{hod}$ , měrná energie do  $1200\text{ J/kg}$  (dopravní výška do  $120\text{ m}$ ). Od běžných čerpadel pro čisté kapaliny se liší materiálovým a robustnějším provedením.

Čerpané suspenze jsou z hlediska tvrdosti sypkých materiálů velmi rozmanité a jsou tvořeny materiály nejrůznějších tvrdostí, při čemž tvrdost materiálu přímo souvisí s životností kalových čerpadel a jejich materiálovým provedením. Kalová čerpadla provedená z plastů jsou vhodná pro měkké materiály do zrnitosti  $0,15\text{ mm}$ , čerpadla pogumovaná jsou schopna čerpat materiály tvrdé, zaoblené i ostrohranné do velikosti částic až  $4\text{ mm}$ . Pro čerpání křemenného písku nebo štěrku do zrnitosti cca  $20\text{ mm}$  nebo i více se používají kalová čerpadla provedená z tvrdé litiny nebo ze speciálních ocelolitín na bázi manganu, niklu a chromu, další podrobnosti uvádí např. lit.[10].

Konstrukce kalového čerpadla je dobře patrná z obr. 4.1. tento uvádí rozložené čerpadlo s otevřeným oběžným kolem.



Obr. 4.1 Kalové čerpadlo rozložené – fa Warman typ TC

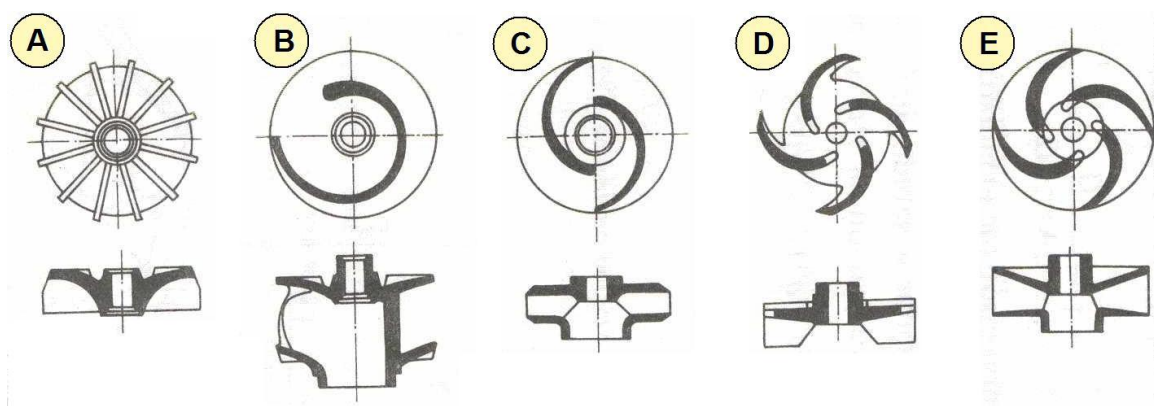


**Oběžné kolo** – se provádí jako radiální, měrné otáčky obvykle  $n_q = 15$  až  $30$  1/min. Oběžné kolo, musí být u kalových čerpadel vhodně upraveno. Musí mít dostatečně široké kanály, aby se umožnil bezpečný průchod materiálu. Vyznačuje se menším počtem lopatek – jedna až pěti, ojediněle je řešeno jako vícelopátkové. Podle zrnitosti dopravovaného materiálu a velikosti čerpadla jsou oběžná kola konstruována v otevřeném, polouzavřeném a uzavřeném provedení. Několik variant řešení oběžného kola uvádí obr. 4.2 a obr. 4.3. Oběžná kola kalových čerpadel jsou vzhledem nízkým měrným otáčkám konstruována jako kola radiální s nezborcenou (válcovou) plochou lopatek, pro zlepšení sací schopnosti se však radiální kolo používá i se zborcenými lopatkami.

Oběžné kolo podle obr. 4.2A je označované jako vírové kolo (tzv. typ TURO) - [1], kolo je otevřené, protože sběrný prstenec je axiálně posunutý, umožňuje při čerpání suspenzí průchod velkých částic materiálu mimo oběžné kolo. Vyznačuje se menší hydraulickou účinností, je odolné proti opotřebení, protože dopravované částice ve vířivém pohybu většinou míjejí kanály oběžného kola.

Jednolopátkové (jednokanálové) uzavřené kolo podle obr. 4.2B má velký průchodný průřez, je tedy vhodné pro čerpání suspenzí s velkými částicemi materiálu, vstupní hrana lopatky je zaoblena a vyhlazena, proto může čerpat i vláknité materiály.

Dvoulopatkové kolo podle obr. 4.2C je vhodné pro čerpání jemnozrnných suspenzí např. strusky a popílku. Otevřené kolo se čtyřmi lopatkami - obr. 4.2D je vhodné pro čerpání kašovitých suspenzí. Oběžné kolo s ejektorovými kanály – obr. 4.2E je vhodné pro kašovitě silně proplyněné suspenze, např. papírovinu. V ojedinělých případech se pro kalová čerpadla používají oběžná kola šroubová. Vybraná řešení oběžných kol kalových čerpadel uvádí ob. 4.3.



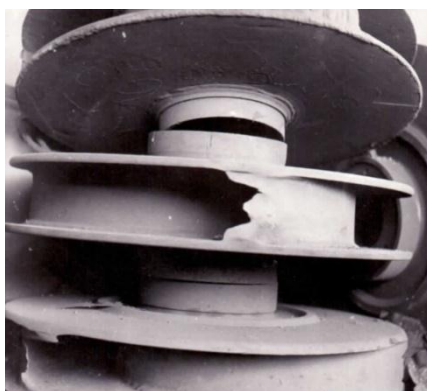
Obr. 4.2 Tvary oběžných kol kalových čerpadel [1,6]



Obr. 4.3 Vybraná řešení oběžných kol kalových čerpadel

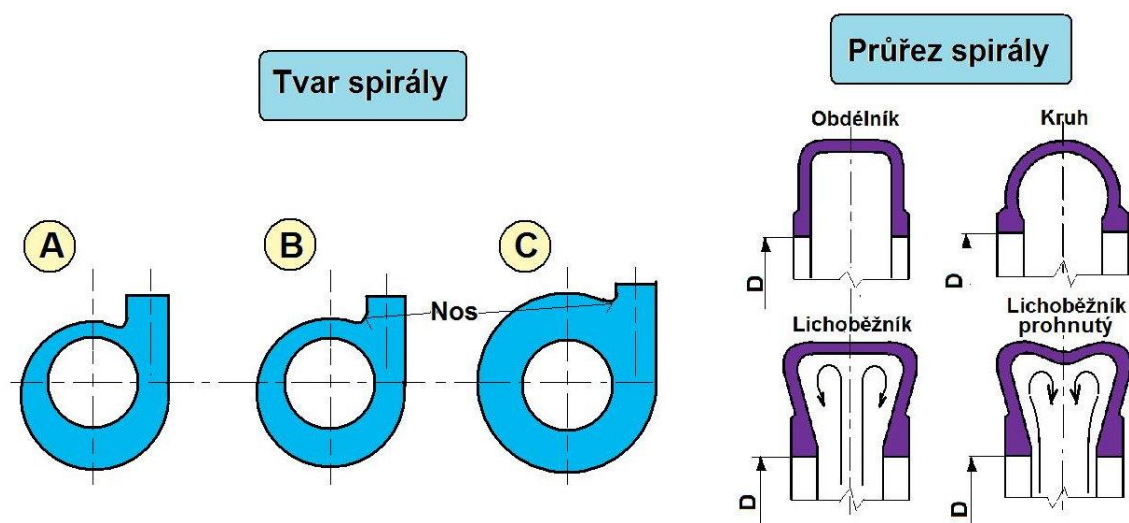
Oběžná kola u kalových čerpadel mají šířku kanálu obvykle větší než kolo pro čerpání čistých kapalin, šířka se volí s přihlédnutím k maximálnímu průměru dopravovaných částic materiálu. Zvětšená šířka kanálu je v protikladu s účinností i sací schopností, proto celková účinnost kalových čerpadel je v důsledku širšího kanálu obvykle menší než u optimálně navrženého kola při čerpání vody, příkon a měrná kavitační energie (NPSH) je naopak větší.

Materiálové provedení oběžných kol musí respektovat skutečnost, že oběžná kola jsou abrazi silně poškozována, což je důsledkem vysokých rychlostí materiálu v samotném oběžném kole a také na výstupu z kola, které dosahují 50m/s i více. Podle experimentů je opotřebenění úměrné třetí mocnině rychlosti materiálu, proto vhodné materiálové řešení oběžného kola přispívá výrazně k celkové životnosti kalového čerpadla. Experimenty potvrzují, že u oběžného kola se nejvíce opotřebovávají lopatka na výstupu z oběžného kola, aby se taková kola dala opravit, je vhodné volit takové oceli, které umožňují provedení opravy navařením případně i tvrdokovů – obr. 4.4. Oběžná kola se proto nejčastěji zhotovují z ocelolitin z větším obsahem chromu a niklu, pro jemnozrnné suspenze jsou výhodná oběžná kola pogumovaná [10]. Při návrhu oběžného kola je třeba volit vhodné spojení kola s hřídelí, pro malá čerpadla vyhoví uložení na pero a drážku, případně pero a drážka na kuželovém čepu. Oběžná kola větších průměrů se spojují s hřídelí pomocí lichoběžníkového nebo obdélníkového závitů.



Obr. 4.4 Oběžné kolo čerp.200 NUD – detail opotřebenění lopatky na výstupu – fa Sigma

**Spirála** - kalová čerpadla se až na výjimky vyrábějí jako jednostupňová, proto jsou vybavena spirálou, možná řešení spirály uvádí obr. 4.5. Nos spirály se dělá s ohledem na sinou abrazi zakulacený, mezera mezi nosem a oběžným kolem pro zlepšení průchodnosti dopravovaného materiálu je oproti běžným čerpadlům zvětšená.

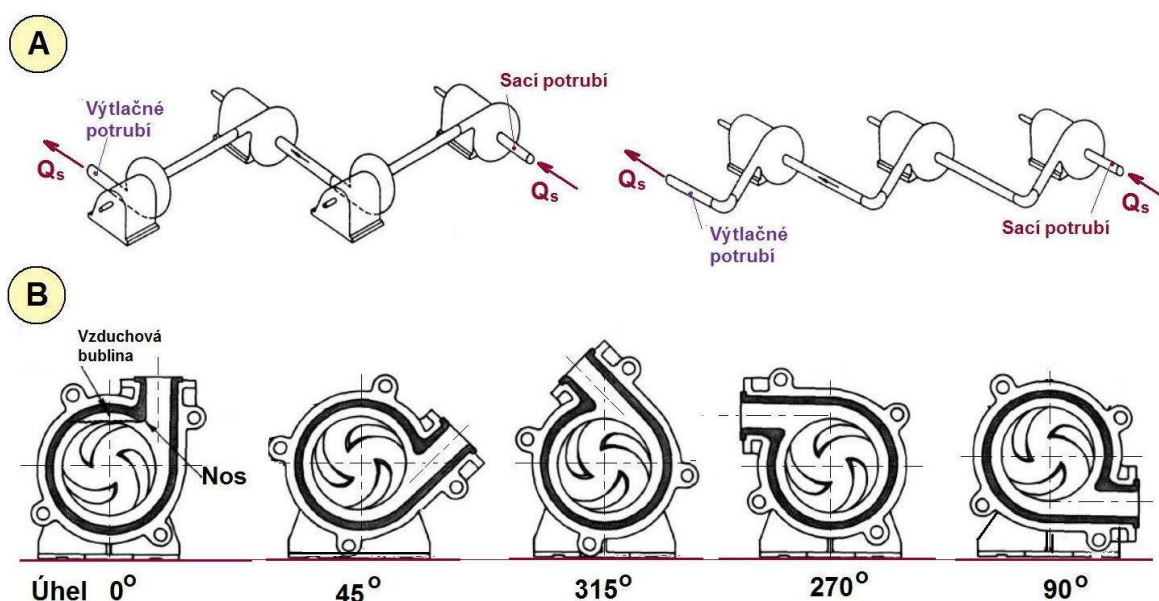


Obr. 4.5 Provedení spirály u kalových čerpadel  
A – klasická spirála, B - pseudocentrická, C – centrická



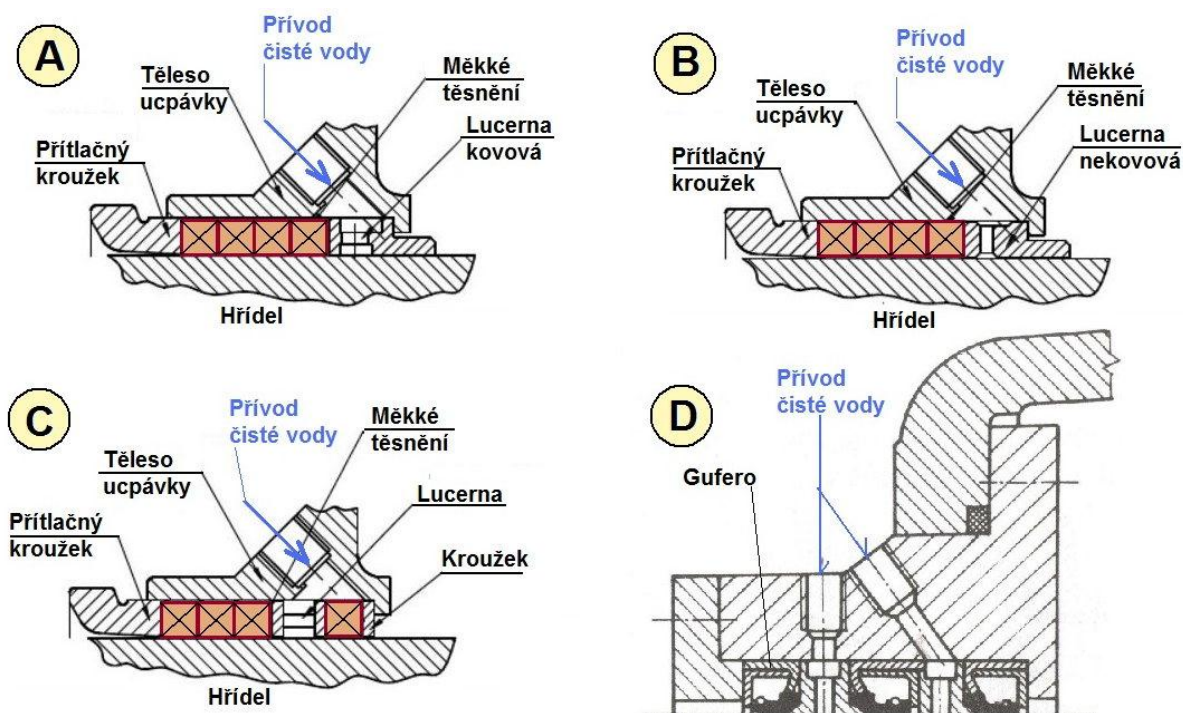
U kalových čerpadel vedle klasické spirály obr. 4.5A se používá i spirála pseudocentrická nebo centrická – obr. 4.5B,C. Průřez spirály obdélníkový nebo kruhový se používá u čerpadel na čistou vodu, naopak spirála lichoběžníková nebo lichoběžníková prohnutá je používána u kalových čerpadel hlavně z toho důvodu, že je snížena abraze spirály – obr. 4.5- [2,6]. Materiálové provedení spirály vzhledem k velké abrazi je prakticky stejné jako o oběžných kol.

Konstrukční řešení spirály i samotného čerpadla musí umožňovat snadnou montáž a demontáž. Tento požadavek vyplývá z nutnosti časté výměny opotřebovaných dílů čerpadla. Aby se urychlila výměna oběžného kola, vyrábějí se jednostupňová čerpadla s vertikálně dělenou spirální skříň. U velkých typů čerpadel je spirálová skříň spojena šrouby (např. u čerpadla 250 NBA), u malých čerpadel se používá různých rychlouzávěrů. při dvoustupňových čerpadlech se požaduje, aby čerpadlo bylo horizontálně děleno s výtlačným i sacím hrdlem na spodní části. Pro snadnější napojení výtlačného potrubí, nebo při sériovém řazení kalových čerpadel je výhodné, dá-li se spirála otočit okolo vodorovné osy – obr. 4.6 - [6].



Obr. 4.6 Výtlačného hrdla a sériové řazení u kalových čerpadel  
A – dvě možnosti sériového řazení kalových čerpadel  
B – možné úpravy výtlačného hrdla kalových čerpadel

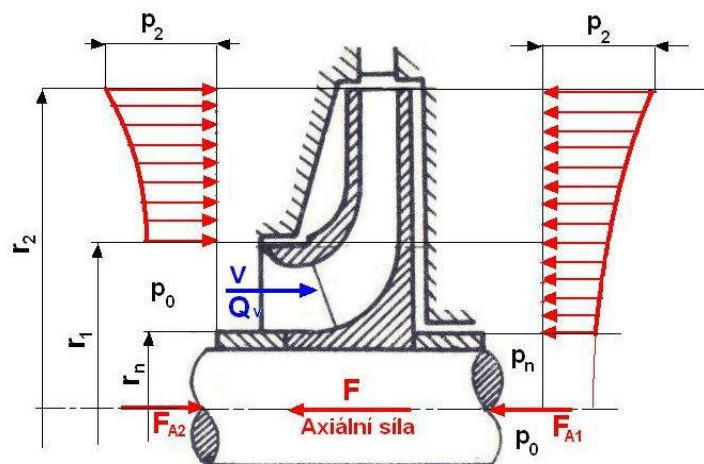
**Ucpávka** - bývá nejčastěji řešena s měkkým těsněním lojovou šňůrou s proplachováním čistou vodou, tím je zaručena dlouhá životnost a dobrá těsnost ucpávky – obr. 4.7 A,B,C. Měkké ucpávky jsou provedeny z pletených konopných provazců slisovaných do čtverce, často jsou provazce napuštěny tukem, olejem a pod. Tyto provazce jsou šroubem a „brýlemi“ stlačeny v těsnící mezeře, měkká ucpávka může být v provedení jako uzavřená, odváděná, smáčená nebo proplachovaná. Zdroj čisté vody musí mít pochopitelně větší tlak než je dopravní tlak bagrovacího čerpadla. Používají se rovněž mechanické ucpávky nejrůznějších provedení. Zvláštní pozornost si zaslouží ucpávky u sériově řazených čerpadel spojených sériově v jednom místě, protože každé další čerpadlo v sériové řadě má ucpávku namáhanou dvojnásobným tlakem. Pro přetlaky do 1,2 MPa se používají také manžetové ucpávky (tzv. Gufera) mazaná olejem – obr. 4.7D. Konstrukcí ucpávek je velké množství, zajímavá řešení používá např. fa Wilfley.



Obr. 4.7 Příklady provedení ucpávky u kalových čerpadel - [6,7,8]  
 A,B – měkká ucpávka, všechna voda z ucpávky odchází do čerpadla;  
 B – měkká ucpávka, část vody z ucpávky odchází do čerpadla;  
 D – ucpávka s těsněním pomocí Guferu - [1]

**Síly na oběžném kole čerpadla** – nesymetrické hydrodynamické zatížení oběžného kola, což je pro kalová čerpadla typické vyvolává vznik sil, které na kolo působí, tyto síly mají radiální tak i axiální směr. Protože v průtočných kanálech dochází k pulsacím rychlosti a proto i tlaku, jsou hydrodynamické síly působící na oběžné kolo periodicky proměnné. Periodičnost těchto sil je vázána na otáčky čerpadla a také na interakci lopatkových mříží oběžného i rozváděcího kola. Časové změny těchto sil jsou příčinou vibrací a hlučnosti čerpadel.

Poněvadž rozložení tlaku na obou discích oběžného kola není stejné – obr. 4.8, vzniká axiální síla, která musí být zachycena ve vhodném axiálním ložisku. Vhodnou volbou těsnicí spáry a uspořádáním oběžných kol se tato síla dá výrazně snížit. Na oběžném kole vzniká radiální síla také z důvodu ohybu meridiánové rychlosti z axiálního do radiálního směru.



Obr. 4.8 Vznik axiální síly u radiálního oběžného kola

**Měrné otáčky** - pro většinu kalových čerpadel je charakteristický menší počet specifických otáček oběžného kola než u běžných odstředivých čerpadel, specifické otáčky se pohybují v intervalu  $n_q = (15 - 30) \text{ 1/min}$ , výjimečně do  $n_q = 60 \text{ 1/min}$ . V porovnání s běžnými odstředivými čerpadly na čistou vodu pracují bagrovací čerpadla s účinností o 10 až 20% nižší. Tento rozdíl se za provozu v důsledku abraze ještě dále zvětšuje, protože dochází ke zvětšení objemových ztrát, účinnost se snižuje s rostoucí objemovou koncentrací nebo hustotou suspenze

**Materiálové provedení** – z provozního hlediska se kladou na konstrukci kalových (bagrovacích) čerpadel tyto požadavky : zajištění maximální životnosti čerpadla, snadná montáž a demontáž a minimální rozměry a hmotnost. Ve většině případů se dopravuje čerpadlem abrazivní materiál, který způsobuje značné opotřebení funkčních částí čerpadla. Nejvíce trpí oběžné kolo, spirála a těsnicí plochy, proto mají být tyto části vyrobeny z kvalitních otěruvzdorných materiálů a přizpůsobeny snadné výměně. U čerpadel menších typů se z otěruvzdorných materiálů zhotovuje celá hydraulická část čerpadla. Větší typy čerpadel se vyrábějí z běžných materiálů, pouze části podléhající abrazi a erozi, jako sací nátrubek, pouzdro ucpávky, spirála, těsnicí kruhy a oběžné kolo, se zhotovují z otěruvzdorného materiálu - tzv. dvouplášťové provedení. Jako výhodné se jeví pokrytí funkčních částí čerpadla pryží, v tomto případě by neměla obvodová rychlost oběžného kola překročit hodnotu  $25 \text{ m/s}$  a průměr dopravovaných částic menší než  $1,5 \text{ mm}$ .

V současné době se běžně vyrábějí kalová (bagrovací) čerpadla o výtlačné výšce 20 až 120 metrů na jeden stupeň, při objemovém průtoku 1 až  $50 \text{ m}^3/\text{min}$ . i více.

## 4.2 Regulace průtoku u kalových čerpadel



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

-  Definovat regulaci průtoku škrcením, tato není vhodná pro čerpání suspenzí
-  Definovat regulaci průtoku změnou otáček, tato je vhodná pro proudění suspenzí

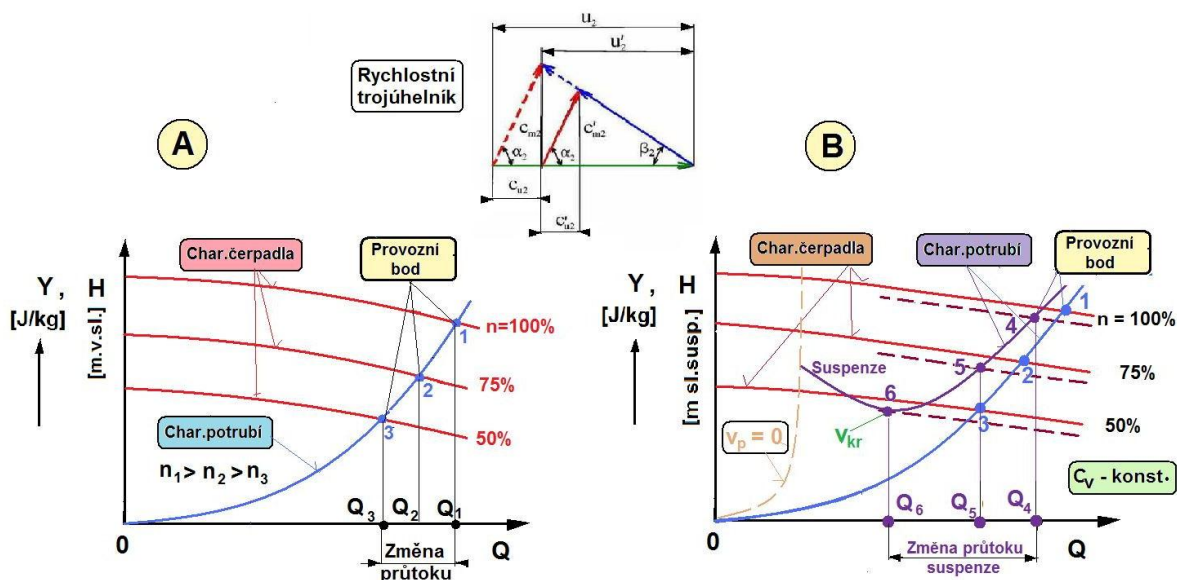


**Výklad**

Tento problém je v technické praxi velmi častý a důležitý. Provozní bod daný charakteristikou čerpadla a charakteristikou potrubí nemusí vždy splňovat podmínku, že průtok v čerpadle je stejný jako průtok požadovaný. Proto i u kalových čerpadel se musí provádět regulace průtoku, tato je obvykle provádí následujícím způsobem:

**Regulace změnou otáček čerpadla** - změníme-li otáčky z původních „ $n_1$ “ na „ $n_2$ “ nebo dále na „ $n_3$ “ potom se změní i rychlostní trojúhelník u oběžného kola a tím i obvodová rychlost a v jejím důsledku i charakteristika čerpadla, charakteristika čerpadla při nižších otáčkách leží vždy pod charakteristikou čerpadla při vyšších otáčkách. Na obr. 4.9 jsou uvedeny tři charakteristiky čerpadla pro troje různé otáčky, změna průtoku činí –  $\Delta Q = Q_1 - Q_3$ .

Při čerpání vody charakteristika potrubí je parabola, tato se protíná ve třech bodech 1, 2 a 3 s charakteristikou čerpadla, při nejvyšších otáčkách  $n_1$  je průtok  $Q_1$ , tento se snižováním otáček klesá, pro nejnižší otáčky  $n_3$  dosahuje průtok velikosti  $Q_3$ , změna otáček čerpadla tedy vyvolá změnu průtoku – obr. 4.9 A.



Obr. 4.9 Změna charakteristiky kalového čerpadla při změně otáček pro  $C_v = \text{konst.}$   
A – při čerpání vody, B – při čerpání suspenze

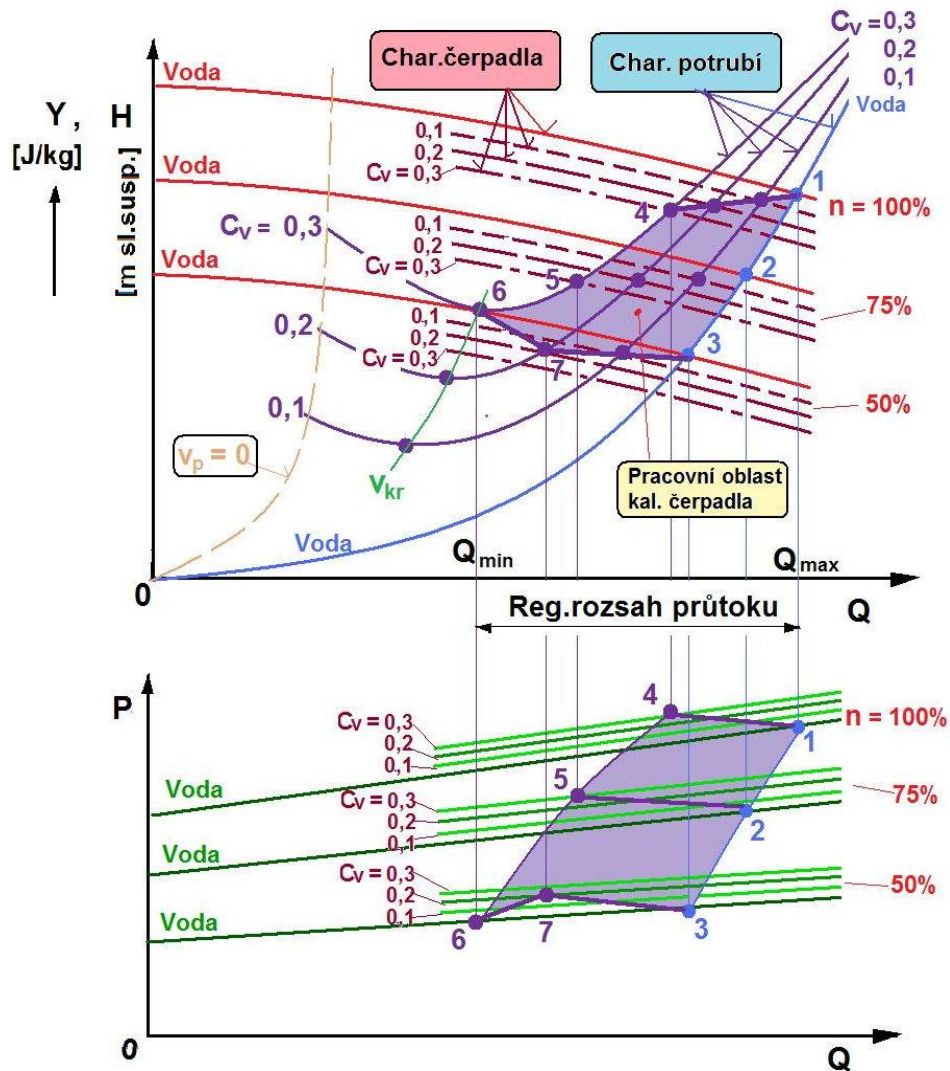
Při proudění suspenze je situace podobná, pouze charakteristika potrubí je křivka, která vznikla jako součet paraboly a hyperboly, proto charakteristika potrubí vykazuje minimum, tomuto minimu odpovídá minimální rychlost, často také nazývaná jako rychlost kritická -  $v_{kr}$ . Jak již bylo dříve uvedeno, čerpací systém se musí provozovat s rychlostí větší než je rychlost kritická, provozní bod musí tedy ležet vpravo od  $v_{kr}$  – obr. 4.9B. Při proudění suspenze má char. potrubí při  $c_v = \text{konst.}$  minimum a může nastat mezní případ, kdy se charakteristika kalového čerpadla dotkne char. potrubí v jednom bodě, jak je vyznačeno na obr. 4.9B. V tomto případě je suspenze čerpána při kritické rychlosti -  $v_{kr}$ , dalším snižováním otáček čerpadla by byl provoz hydraulické dopravy provozován v tzv. podkritické oblasti, což se vzhledem k možnosti ucpání potrubí nedoporučuje. Pokud bude koncentrace suspenze  $c_v = \text{konst.}$ , potom provozní bod čerpadla při změně otáček  $n_1$  až  $n_3$  leží mezi body 4 až 6, v případě, že koncentrace suspenze nebude konstantní a bude se měnit od nuly po  $c_v$ , potom pracovní bod čerpadla leží v oblasti omezené body 1, 2, 3, 4, 5 a 6.

Na obr. 4.10 je uvedena charakteristika kalového čerpadla při změně otáček pro tři rozdílné koncentrace čerpané suspenze –  $C_v = 0,1; 0,2$  a  $0,3$ . Pracovní bod se za těchto podmínek bude pohybovat v oblasti vymezené body 1 až 7. Charakteristika potrubí při nejvyšší  $C_v = 0,3$  se dotýká charakteristika čerpadla při otáčkách čerpadla snížených na 50%, proto bod 7 vytváří zlom na pracovní oblasti čerpadla. Při otáčkách snížených na 50%, může kalové čerpadlo dopravovat suspenzi pouze s koncentrací  $C_v = 0,2$ , při čemž je splněna podmínka, že rychlost suspenze je větší než je rychlost kritická. Na obrázku je také vymezená oblast výkonu, která odpovídá práci kalového čerpadla v oblasti  $Y = f(Q, C_v)$ . Křivka účinnosti a měrné kavitační energie není na obr.4.10 uvedena, dá se však z předcházejícího textu snadno definovat.

Pro odstředivá čerpadla při změně otáček platí tzv. afinní vztahy, při jejich odvození vyjdeme z poměru obvodových rychlostí

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{c_{1u}}{c_{2u}} \quad (4.1)$$





Obr. 4.10 Změna charakteristiky kalového čerpadla při změně otáček a objemové koncentrace  $C_v$

Pro poměr průtoků, dopravní výšky, příkonu, kroutícího momentu a poměru otáček platí

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3; \quad \frac{M_{k1}}{M_{k2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2. \quad (4.2)$$

Toto jsou tzv. afinní vztahy, pomocí kterých se dají s jistou přesností přepočítat základní parametry čerpadla při změně otáček.

**Regulace průtoku škrcením** – tato regulace předpokládá, že na výtlaku čerpadla je regulační armatura (např. šoupátko), jejím přivíráním se zvětšuje hydraulický odpor, dochází ke změně charakteristiky potrubí, tato se stává strmější. Při konstantních otáčkách čerpadla se přemísťuje pracovní bod doleva (z bodu 1 do bodu 2), což vyvolá změnu průtoku. Dopravní výška se zvětšuje víc, než vyžaduje potrubní systém. V armatuře se tento přebytek výšky (tlaku) máví jako ztráta. Obr. 4.11 ukazuje regulaci škrcením pouze při čerpání vody. Při sníženém průtoku poklesne poněkud příkon čerpadla – obr. 4.11. Tato regulace je velmi jednoduchá, proto se často používá, je však energeticky nevýhodná, její použití se prakticky omezuje pouze na malé výkony čerpadel při čerpání vody. Pro kalová čerpadla není tato regulace vhodná, regulační armatura má vzhledem k velkému opotřebení při proudění suspenze malou životnost.

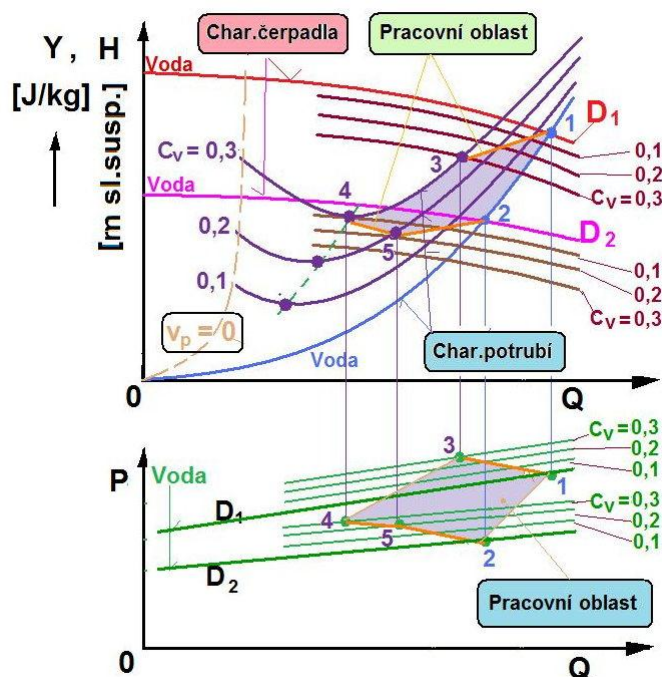




Na obr. 4.13 je uvedena charakteristika kalového čerpadla při čerpání suspenze při zmenšení oběžného kola čerpadla a to pro tři koncentrace čerpané suspenze. Pracovní oblast je vymezena plochou definovanou vrcholy 1 až 5. Pro zmenšený průměr oběžného kola  $D_2$  je možné čerpat suspenzi pouze s koncentrací  $C_v = 0,2$  a menší. Podobně je na obr. 4.13 definována oblast výkonu při čerpání suspenze.

Pro poměr průměrů oběžného kola a parametry čerpadla platí podobné afinní vztahy jako při regulaci změnou otáček čerpadla, platí proto rovnice

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{Q_1}{Q_2}, \quad \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2}, \quad \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 = \frac{P_1}{P_2}. \quad (4.3)$$



Obr. 4.13 Charakteristika kalového čerpadla při změna průtoku průměru oběžného kola pro tři objemové koncentrace  $C_v = 0,1 - 0,2$  a  $0,3$  a dva průměry oběžného kola –  $D_1 > D_2$

### 4.3 Řazení čerpadel



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

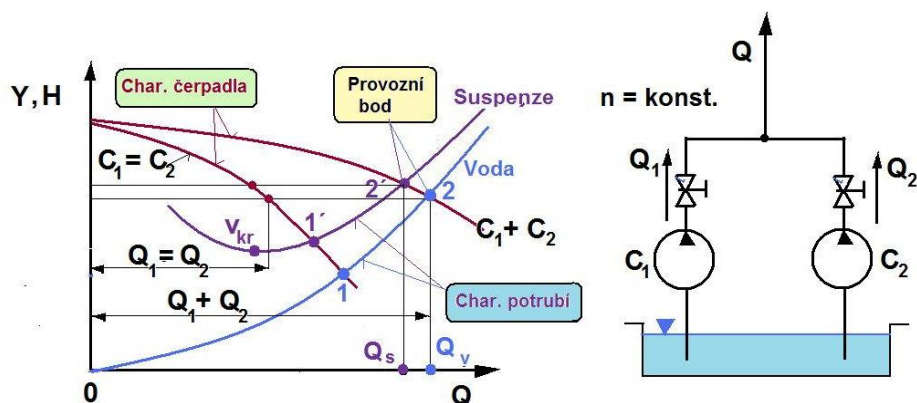
- ✚ Řadit kalová čerpadla do série nebo paralelně
- ✚ Definovat jejich součtovou charakteristiku



**Výklad**

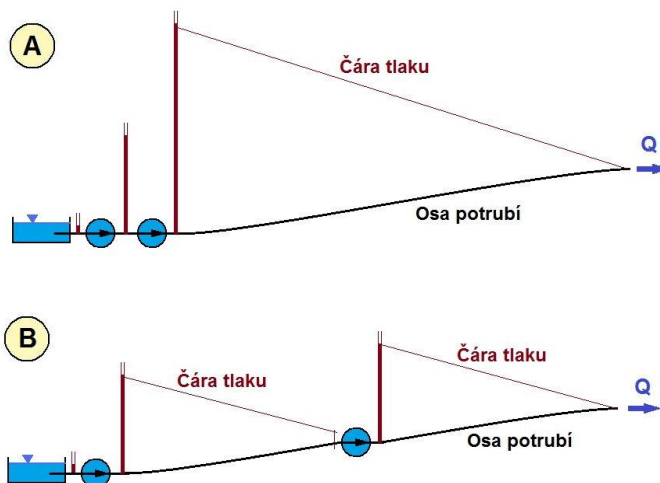
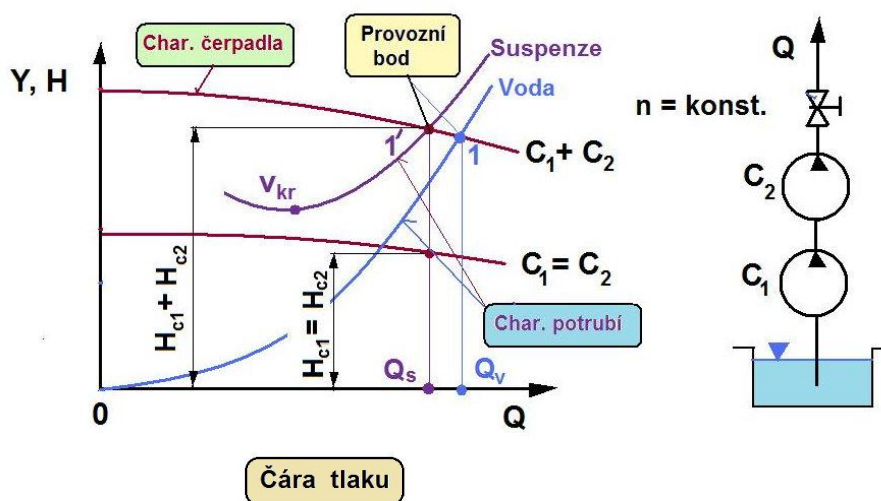
## a) paralelní spolupráce čerpadel

Při paralelním řazení kalových čerpadel (vedle sebe) se sčítají jejich průtoky při konst. tlaku (výšce nebo měrné energii). Charakteristika paralelně pracujících čerpadel se získá sečtením příslušných průtoků při stejné dopravní výšce.



Obr. 4.14 Paralelní řazení dvou čerpadel se stejnou charakteristikou

## b) sériová spolupráce čerpadel



Obr. 4.15 Sériové řazení dvou čerpadel se stejnou charakteristikou

Čára tlaku – A – čerpadla na začátku trasy, B – čerpadla od sebe vzdálená

Prakticky se dá paralelně řadit několik odstředivých čerpadel i s rozdílnou charakteristikou, nejčastěji jsou však řazena paralelně dvě čerpadla s charakteristikou stejnou. – obr. 4.14. Dvě stejná čerpadla o charakteristikách  $C_1 = C_2$  po sečtení přejdou na společnou charakteristiku  $C_1 + C_2$ , provozní bod při čerpání vody „2“ leží vpravo od provozního bodu pro suspenzi „2'“, tzn., že čerpaný průtok suspenze je menší než čerpaný průtok vody a posouvá se směrem k ose „Y“ úměrně s rostoucí koncentrací suspenze. Protože s rostoucím průtokem rostou kvadraticky i ztráty, proto při paralelním režimu se nedá očekávat, že např. u dvou paralelně pracujících čerpadel bude i dvojnásobný průtok, tento je vždy menší jak ukazuje obr. 4.13. Paralelní řazení čerpadel je výhodné při ploché charakteristice potrubí, dobře se přizpůsobuje požadavkům potrubního systému, má i dobrou celkovou účinnost zařízení, provozně je zařízení spolehlivé.

Při sériovém řazení čerpadel (za sebou) se sčítají jejich dopravní výšky (tlaky nebo měrné energie) při stejném průtoku  $Q$  – obr. 4.15. Je třeba si uvědomit, že následující čerpadlo má na sání tlak, který je roven výtlačnému tlaku čerpadla předchozího, na tento tlak musí být dimenzována ucpávka, skříň druhého čerpadla je namáhána prakticky dvojnásobným tlakem. Sériové řazení se používá jak pro zvýšení průtoku tak i tlaku, tato skutečnost je zřejmá z obr. 4.15. I zde platí, že se dají sériově řadit čerpadla s rozdílnou charakteristikou, nejčastěji se však řadí čerpadla s charakteristikou stejnou. Sériové řazení čerpadel zvyšuje stabilitu při variabilních stavech čerpacího zařízení.

Podle obr. 4.15 při čerpání vody provozní bod „1“ leží vpravo od provozního bodu „1'“ při čerpání suspenze. Obr. 4.14 neukazuje změnu charakteristiky kalového čerpadla při změně objemové koncentrace suspenze  $C_v$ , řešení pro takový případ se podle předcházejícího textu dá snadno odvodit.

Při čerpání suspenzí se sériové řazení čerpadel často používá. V případě, že kalová čerpadla jsou umístěna v jedné čerpací stanici, potom čára tlaku je na obr. 4.15A, druhé čerpadlo i jeho ucpávka je v tomto případě namáhána dvojnásobným tlakem. Jednoduchá je situace, když kalová čerpadla jsou rozmístěna po trase dopravního potrubí, potom není ucpávka i pevnost skříňe žádným problémem, čára tlaku je uvedena na obr. 4.15B. Sériové řazení čerpadel v jedné čerpací stanici i přes výše citované problémy se v provozech často používá, příkladem je obr. 4.16, kde je uvedeno řazení tří nebo sedmi kalových čerpadel.



Obr. 4.16 Sériové řazení kalových čerpadel – f. Warman

Levý obr. Tři čerpadla typ ASH 22x20,  $Q = 3600$  až  $5000 \text{ m}^3/\text{hod.}$ ,  $H = 21 - 31 \text{ m}$ ,  
 $P = 750 \text{ kW}$ , regulace otáček



Pravý obr. Sedm čerpadel typ AH,  $Q = 930 \text{ m}^3/\text{hod.}$ ,  $H = 55 \text{ m}$ ,  $P = 315 \text{ kW}$ ,  $n = 740 \text{ 1/min.}$

#### 4.4 Sací schopnost a kavitace v čerpadle



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- Co je kavitace a jaká význam má měrná kavitační energie
- Definovat rovnici pro sací výšku kalového čerpadla



**Výklad**

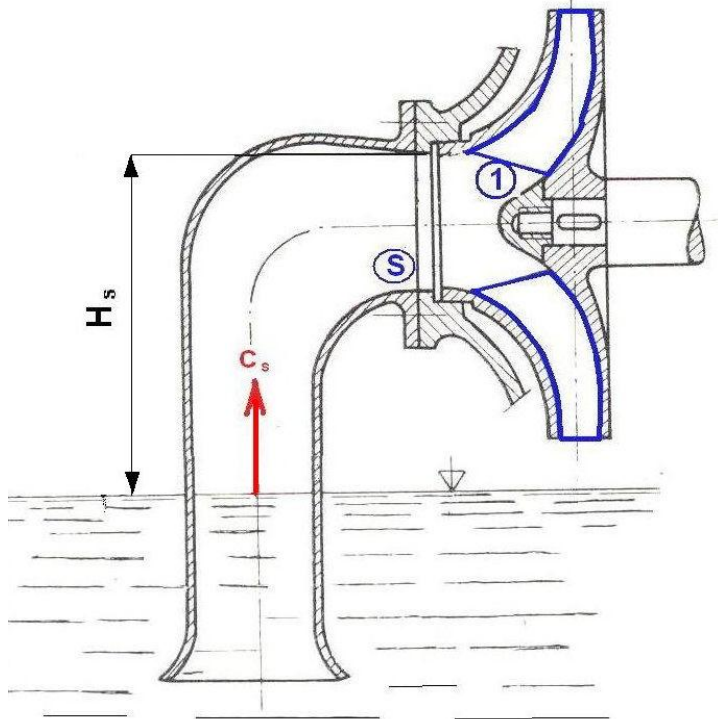
Pro sací potrubí čerpadla podle obr.4.17 napíšeme Bernoulliho rovnici mezi hladinou v sací nádrži a sacím hrdlem (přírubou) čerpadla

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{p_s}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} + g(h_s + h_{zs}).$$

Kapalina u hydrodynamického čerpadla nejdříve vstupuje do sacího hrdla a pak proudí k lopatkám oběžného kola. Tlak před vstupem do oběžného kola bude menší o ztrátu  $\Delta p$

$$p_1 = p_s - \Delta p,$$

kde  $p_1$  - tlak na vstupní hraně lopatky oběžného kola,  
 $p_s$  - tlak v místě sacího hrdla, zde se u reálných čerpadel dá tlak změřit.  
 $c_s$  - rychlost kapaliny v sacím potrubí – viz obr. 2.27



Obr. 4.17 Schéma sacího potrubí u odstředivého čerpadla



Poklesne-li tlak  $p_1$  na hodnotu tlaku nasycených par  $p_n$  dochází k odpařování kapaliny a vznikají parní bublinky. Tyto jsou okolní proudící kapalinou unášeny dále do čerpadla do oblasti vyššího tlaku, zde parní bublinky náhle zanikají. Když zánik bublinky je v blízkosti povrchu součástí čerpadla (např. lopatky oběžného kola), potom do zaniklé bublinky proudí voda vysokou rychlostí, což vyvolá stoupnutí tlaku (totální hydraulický ráz) a v jeho důsledku dojde v materiálu čerpadla k jeho namáhání, které nakonec vede až k jeho poškození. Tento jev se nazývá kavitace, při kterém vedle poškození materiálu vznikají i zvukové efekty.

Měřítkem vzniku kavitace je kavitační deprese  $\Delta y$ , která plyne z Bernoulliho rovnice psané pro hladinu v sací nádrži (index 0) a vstup do oběžného kola (index 1)

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} + g(h_s + h_{zs}),$$

označíme

$$\Delta y = \left( \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} \right),$$

potom se Bernoulliho rovnice upraví

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + \Delta y + g(h_s + h_{zs}). \quad (4.4)$$

Aby v čerpadle nevznikla kavitace, potom pro tlak v bodě „1“ na hraně lopatky a pro tlak nasycených par  $p_n$ , musí platit nerovnost

$$p_1 \geq p_n.$$

Tlak nasycených par je u kapalin závislý na teplotě, pro vodu lze jeho velikost zjistit z parních tabulek.

Definujeme-li kritickou hodnotu měrné kavitační energie (kavitační deprese)  $\Delta y_{krit}$ , potom rovnice (4.4) se upraví

$$\frac{p_1}{\rho} = \frac{p_0}{\rho} - \Delta y_{krit} - g(h_s + h_{zs}),$$

odkud pro kritickou sací výšku

$$h_{skrit} = \frac{p_0 - p_n}{\rho \cdot g} - \frac{\Delta y_{krit}}{g} - h_{zs}. \quad (4.5)$$

Veličina  $\Delta y_{krit}$  se také nazývá „čistá sací měrná energie“, dynamická deprese, nebo kavitační rezerva, v anglické literatuře „Net positive suction head – NPSH“ - [1].

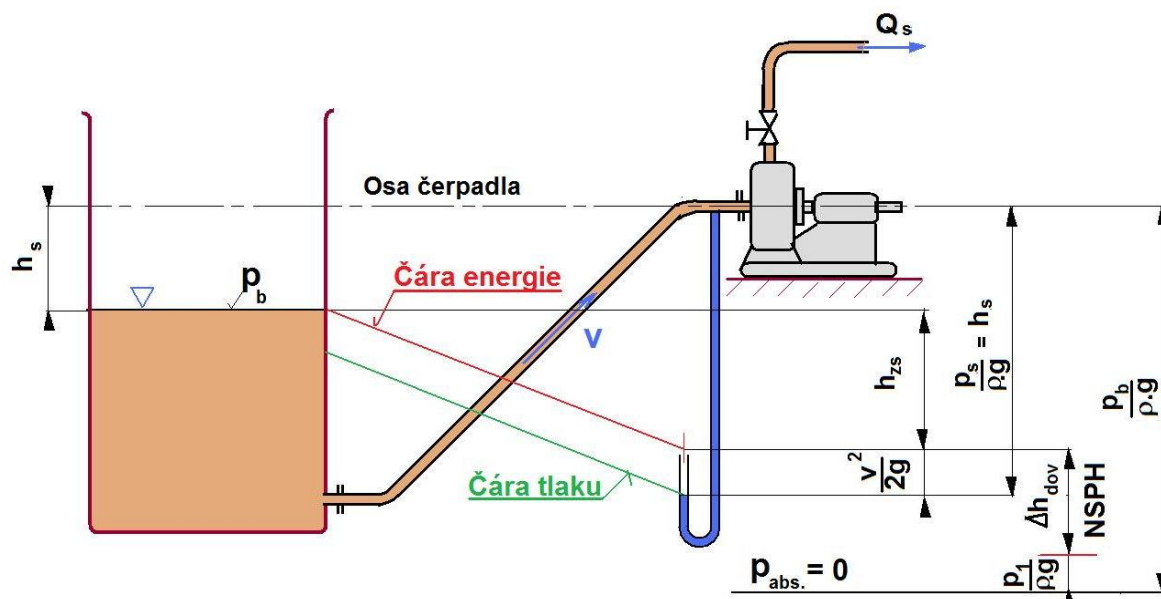
Pro dovolenou sací výšku podle předcházejících úvah platí

$$h_{sdov} \leq \frac{p_0 - p_n}{\rho \cdot g} - \frac{\Delta y_{dov}}{g} - h_{zs} = \frac{p_0}{\rho} - \frac{p_n}{\rho} - \Delta h_{dov} - h_{zs}, \quad (4.6)$$

kde zlomek  $\frac{\Delta y_{dov}}{g} = \Delta h_{dov}$  je dovolená kavitační výška [m].

Energetická rezerva je v sacím kanále nutná ke krytí hydrodynamických ztrát v přívodních kanálech čerpadla a ztrát na vstupu do oběžného kola. Při bez kavitačním provozu čerpadla musí být v místě „1“ ohroženém kavitací tlak  $p_1 \geq p_n$ . Aby nedocházelo při provozu ke kavitaci v čerpadle, volí se dovolené hodnoty kavitační deprese

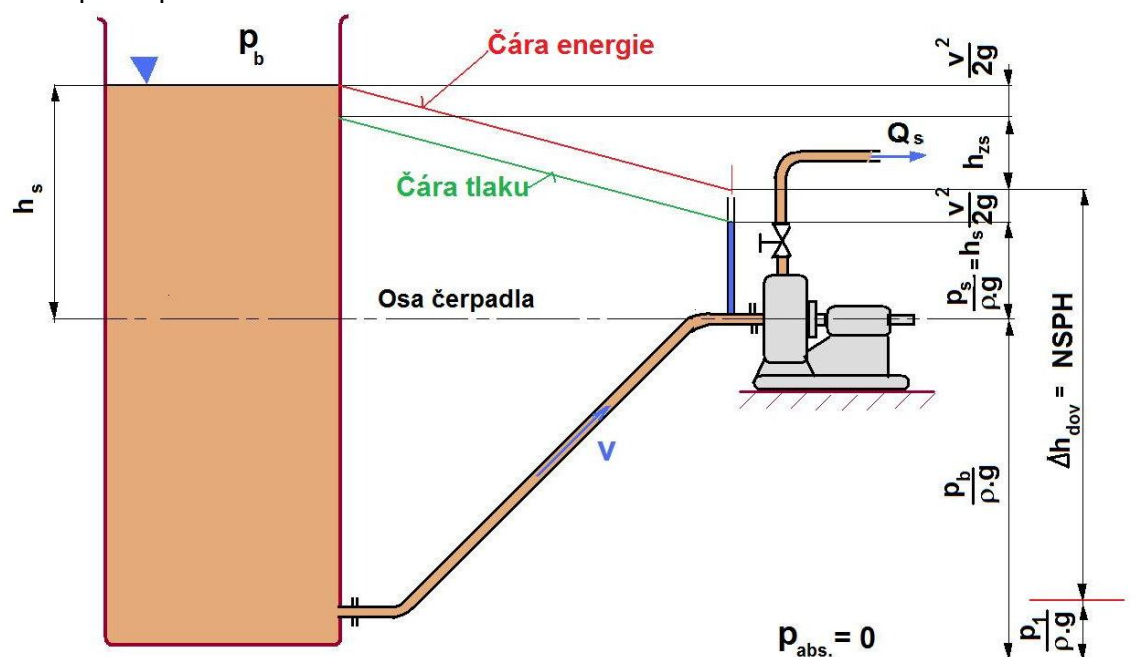
$$\Delta y_D \geq 1,15 \cdot \Delta y_{krit}. \quad (4.7)$$



Obr. 4.18 Tlakové poměry v sacím potrubí při kladné – pozitivní sací výšce

Vypočtená sací výška  $h_s$  vyjde buď kladná - pozitivní – obr. 4.18, potom čerpadlo kapalinu nasává a je umístěno nad hladinou v sací nádrži, nebo je  $h_s$  záporné - negativní (nátok) – obr. 4.19, v tomto případě je čerpadlo umístěno níže než je hladina v sací nádrži. Čerpadlo v tomto případě pracuje s nátokem, takové případy se často vyskytují u kalových čerpadel a při čerpání teplých nebo těkavých kapalin.

V čerpadle provozovaném v kavitačním režimu dochází k poklesu měrné energie  $Y$ . Pokles  $Y$  o 1% je směrodatný pro vyhodnocování kritické kavitační deprese. Někdy se kritický stav určuje podle poklesu účinnosti nebo vzrůstu příkonu. Změna  $\eta$  nebo  $P$  vlivem kavitace nebývá však tak jednoznačná jako změna  $Y$ . Výkonové parametry  $Y$ ,  $P$ ,  $\eta$  reagují na kavitaci až tehdy, když je v čerpadle kavitací zasažena celá vstupní hrana oběžné lopatky. Kavitační je také provázána generováním hluku do okolí. Na obr. 4.20 je oběžné kolo čerpadla poškozené kavitací.



Obr. 4.19 Tlakové poměry v sacím potrubí při záporné – negativní (nátoku) sací výšce



Obr. 4.20 Oběžné kolo čerpadla poškozené kavitací [11]

Pro konstrukci a aplikaci čerpadel je významná vnitřní kavitační charakteristika (kavitační deprese  $\Delta y$  při kritické hodnotě), definované podle ČSN 11 0033 rovnicí

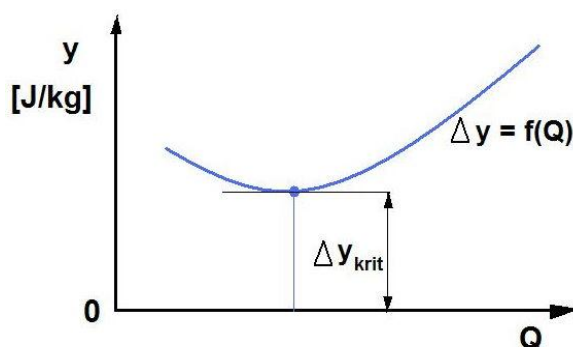
$$\Delta y_{krit} = \frac{p_s}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} - \frac{p_n}{\rho} . \quad (4.8)$$

Hodnota  $\Delta y_{krit}$  je převýšení energie nasávané kapaliny na vstupním hrdle čerpadla nad velikostí tlakové energie nasycených par čerpané kapaliny  $\frac{p_n}{\rho}$  a nazývá se kritická

hodnota kavitační deprese – obr. 4.21. Kavitační deprese se zjišťuje měřením, podrobněji o tom bude pojednáno v kap. 5.

Kavitační vlastnosti čerpadel se v literatuře vyjadřují zobecněnou bezrozměrnou charakteristikou pomocí Tomova vnitřního součinitele  $\sigma$ , který je definován poměrem

$$\sigma = \frac{\Delta y}{Y} . \quad (4.9)$$

Obr. 4.21 Závislost měrné kavitační energie  $\Delta y = f(Q)$ 

Tento součinitel závisí na parametrech čerpadla  $Q$ ,  $n$ ,  $H$ ,  $n_s$ , v literatuře bývá uváděn empirickým vztahem pro čistou vodu

$$\sigma = \sigma_0 \cdot n_s^{\frac{4}{3}} , \quad (4.10)$$

kde –  $\sigma_0$  je konstanta velikosti  $\sigma_0 = (2,2 \text{ až } 2,2) \cdot 10^4$ .

Kavitační opotřebení (pitting) vzniká v místech zániku kavitačních bublin po určité tzv. inkubační době, která je závislá na stádiu kavitace. U počáteční kavitace se nevytváří souvislé kaverny, naopak u rozvinuté kavitace se tvoří kaverny, které se u superkavitace rozšíří po celé délce lopatky (v celém prostoru). Kavitační opotřebení je charakterizováno poškozením povrchu a oddělováním částic materiálu v oblasti zániku kavitačních dutin (kaverny) - [1].

Kavitační opotřebení vzniká v důsledku následujících účinků:

- a) mechanických – při zániku kavitačních bublin vzniká tlakový (hydraulický) ráz, tento je větší než je mikropevnost materiálu. Vznikají proto v materiálu trvalé deformace, vnitřní napětí, mikrotrhliny a únava materiálu,
- b) elektrických,
- c) tepelných – dochází k ohřevu povrchové vrstvy materiálu, což vyvolá prnutí v materiálu jako důsledek tepelné dilatace.

V současné době není znám materiál, který je absolutně odolný proti kavitačnímu opotřebení.

## 4.5 Spouštění čerpadel



**Čas ke studiu:** 1 hodina



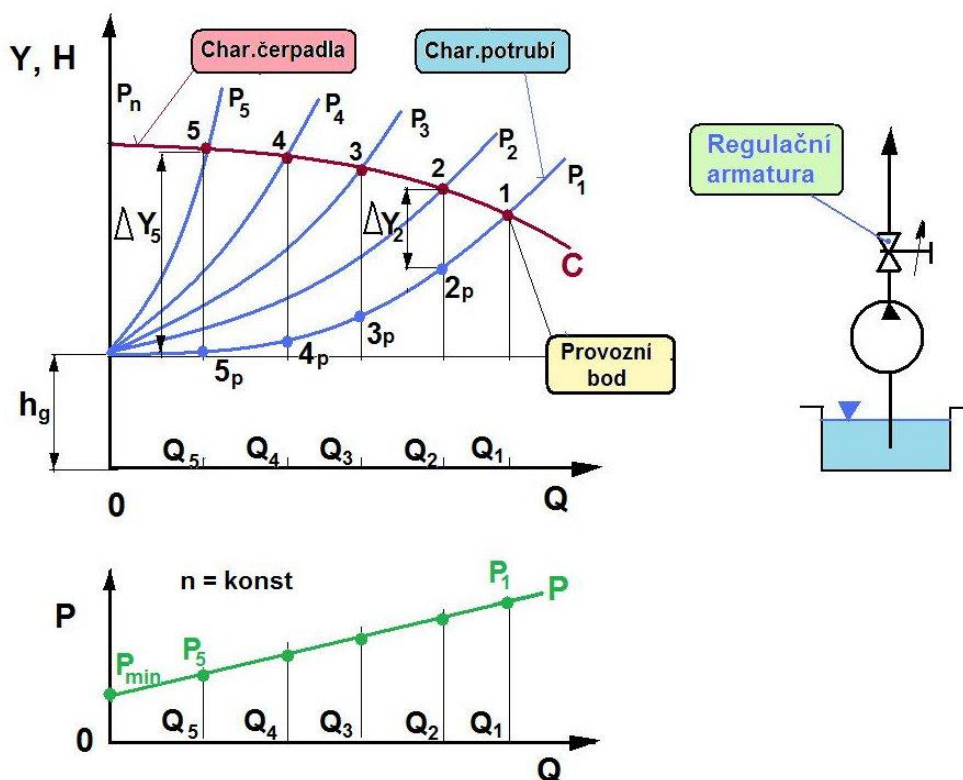
**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

Definovat spouštění kalového čerpadla do uzavřeného i otevřeného výtlaku



**Výklad**

### a) uzavřený výtlak



Obr. 4.22 Spouštění odstředivého čerpadla při uzavřeném výtlaku

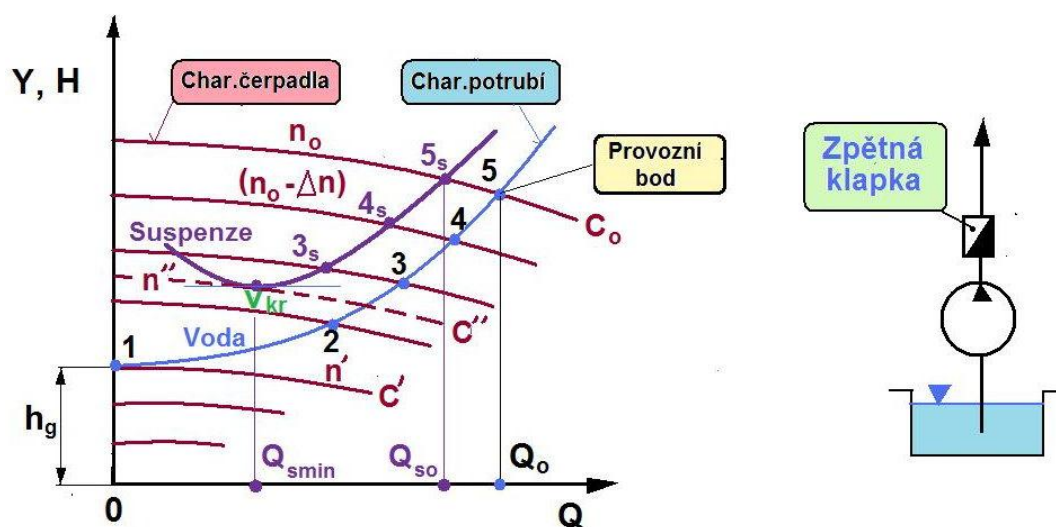
Radiální čerpadla s nižšími měrnými otáčkami, což je splněno i u kalových čerpadel, u nichž příkon i moment roste s rostoucím průtokem je výhodné spouštět s uzavřeným

výtlačkem. Zatěžováním čerpadla otevíráním armatury na výtlačku roste průtok z  $Q = 0$  až na  $Q_1$ .

Postupné otevírání armatury (např. šoupátka) je na obr. 4.22 naznačeno řadou charakteristik potrubí „ $P_n$  až  $P_1$ “. Spouštění čerpadla začíná s minimálním příkonem, který stejně jako průtok roste až na hodnotu  $Q_1$ , při čemž otáčky čerpadla jsou konstantní. Spouštění kalových čerpadel popsáním způsobem je nutné provádět pouze s čistou vodou. Pokud by se při spouštění čerpadla suspenze, potom by uzavírací armatura byla poškozována abrazí a její životnost by se výrazně snížila. Při čerpání hrubodisperzních suspenzí by mohlo při spouštění kalového čerpadla docházet i k ucpání potrubí.

### b) spouštění čerpadla při otevřeném výtlaku

Jedná se o případ, kdy ve výtlačném řadu není při rozběhu čerpadla uzavírací armatura, ale rozbíhající se čerpadlo začne čerpat do výtlačku proti zpětné klapce, a ta se účinkem kapaliny samočinně otevírá, při čemž výtlačné potrubí je naplněno kapalinou. Při rozběhu čerpadla dochází k hydraulickému zatěžování podle charakteristiky potrubí, a to pro charakteristiku potrubí  $Y = 0$  ihned od  $n = 0$  - obr. 4.23. Pro potrubní řad, u něhož je  $Y_{st} > 0$  ( $h_g > 0$ ) je čerpaný průtok stále nulový až do okamžiku, kdy při otáčkách  $n'$  je dosaženo, že  $Y > Y_{st}$  - charakteristika  $C'$ . Od tohoto okamžiku s rostoucími otáčkami čerpadla roste i průtok, až do okamžiku kdy nastane ustálený stav s průtokem  $Q_0$  a  $n_0 = \text{konst.}$  Když výtlačné potrubí při spouštění nebude zaplněno kapalinou, potom charakteristika čerpadla je přímka rovnoběžná s osou průtoku  $Q$ , která se s přibývajícím zaplněním vodou mění na parabolu. Dopravovaný průtok čerpadlem může být i několikrát větší než průtok nominální, tato skutečnost se může projevovat nestabilitami v sacím potrubí. Protože takové spouštění netrvá dlouho, nehrozí nebezpečí poškození čerpadla nebo přetížení elektromotoru [1].



Obr. 4.23 Provozní body systému při spouštění s otevřeným výtlakem

Pokud by se při spouštění čerpadla místo vody čerpadla suspenze, potom by v systému začala suspenze proudit od okamžiku, kdy při otáčkách  $n''$  je dosaženo stavu, že se charakteristika čerpadla  $C''$  dotkne v bodě  $v_{kr}$  charakteristiky potrubí pro suspenzi – průtok má velikost  $Q_{smin}$ . Provozní bod se postupně posouvá z bodu  $v_{kr}$  přes bod  $3_s$  do bodu  $5_s$ , od tohoto okamžiku nastane ustálený stav s průtokem  $Q_{so}$  a otáčkami  $n_0 = \text{konst.}$

Spouštění při otevřeném výtlaku se používá i při malých hodnotách  $Y_{\text{st}}$ , a to u čerpadel s vyššími měrnými otáčkami, kde výkon roste s klesajícím průtokem. Čerpadlo se spouští pouze zapnutím motoru. Pro jednoduchost manipulace se tento způsob spouštění používá i u menších radiálních čerpadel s malým příkonem. Záběrový proud u elektromotoru je větší než při spouštění s uzavřeným výtlakem, poněvadž kromě příkonu na urychlení



rotoru se přenáší i hydraulický výkon. Elektromotory malých výkonů lze snadno na takové podmínky dimenzovat. Při rychlém rozběhu může vyvola časová změna průtoku nestabilitu v systému, které mohou ovlivnit fázi zatěžování [1].



### Shrnutí pojmů 1.3.

Kalová odstředivá čerpadla se velmi často používají pro čerpání prakticky všech druhů suspenzí, zvládají čerpání i kusovitého materiálu. Čerpadla se dají bez větších problémů řadit sériově i paralelně, pro regulaci průtoku není vhodné používat regulaci škrcením, výhodnější je použití regulace změnou otáček pohonu. Při návrhu čerpadla je zapotřebí věnovat pozornost správnému návrhu sací výšky a s tím je spojena i otázka vhodné volby a dispozice sací jímky.



### Otázky 1.4.

1. Nakreslete charakteristiku čerpadla při regulaci průtoku pro vodu i suspenzi
2. Nakreslete součtovou charakteristiku při sériovém i paralelním řazení dvou čerpadel

## 5. PROVOZ KALOVÝCH ČERPADEL

### 5.1 Čerpací stanice



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- ✚ Definovat vhodný tvar sací jímky a její napojení na sací potrubí čerpadla
- ✚ Definovat měření charakteristiky a měrné kavitační energie čerpadla
- ✚ Získáte přehled o kalových čerpadlech a jejich konstrukci i aplikaci



**Výklad**

Čerpací stanice tvoří velmi důležitou část technologického zařízení provozu hydraulické dopravy. Proto je zapotřebí již při zpracování projektu věnovat čerpací stanici náležitou pozornost. Půdorysné a výškové uspořádání čerpací stanice je vhodné volit vzhledem k rozměrům průmyslově vyráběných stavebních prvků (prefabrikátů). Strojovna musí být vybavena vhodným zdvihacím zařízením, které musí být dimenzováno se zřetelem k montáži nejtěžšího celku. Čerpací stanice je výhodné řešit tak, aby se zvedací zařízení dalo využít pro skládání a nakládání různého zařízení z dopravního prostředku, popř. na něj. Proto je výhodné zabezpečit vjezd nákladního auta se strojním zařízením pod dosah zvedacího zařízení. Čerpací stanice může mít i vhodnou místnost pro obsluhu, do níž je soustředěno dálkové ovládání a řízení čerpacích agregátů.

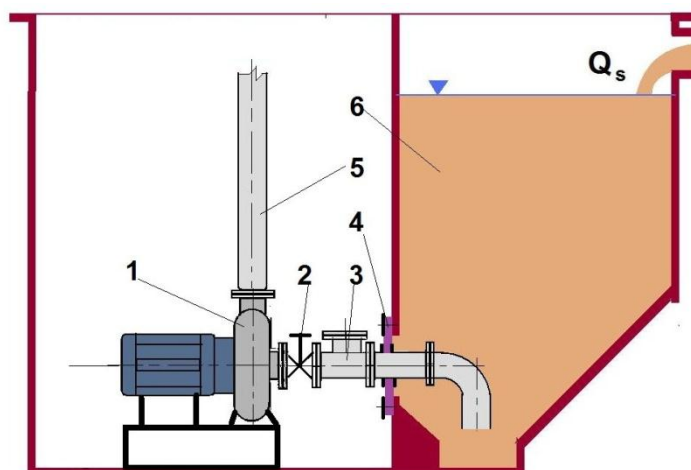
U kalových čerpadel je třeba mít na zřeteli, že jejich životnost je ve srovnání s ostatními čerpadly malá, vznikají velké nároky na údržbu. Protože části bagrovacího čerpadla značně trpí abrazí a musí se často vyměňovat, je nutné vybavit každou čerpací stanici rezervním kalovým čerpadlem. Velikost rezervy bývá až 100% provozních čerpadel. Není-li k dispozici zdroj tlakové vody pro proplachování ucpávek a těsnících mezer bagrovacích čerpadel, je třeba v čerpací stanici ještě instalovat pomocná čerpadla pro tyto účely.

Tvar jímky má vzhledem k požadavku proudění bez vírů a bez přísávání vzduchu vliv na rozmístění čerpadel v čerpací stanici. Tvoření vírů může způsobit přísávání vzduchu do čerpadla a tím nastanou pulsace dopravovaného průtoku a tlaku čerpané suspenze. Při čerpání suspenzí je použití pravoúhlých sacích nádrží nevhodné, neboť v rozích se hromadí materiál, který zmenšuje užitečný objem jímky. Kromě toho vzniká i nebezpečí, že se nahromaděný materiál může sesunout k sacímu potrubí a ucpat je, nebo může nastat velké kolísání objemové koncentrace se všemi nepříznivými vlivy na provoz dopravy. Proto se sací jímky pro bagrovací čerpadla navrhují tak, aby v jímce nebyly prostory, kde by se mohl hromadit dopravovaný materiál. Jímky mají obvykle šikmé dno, které je spádováno do prostoru, kde je umístěno sací potrubí. Aby se zajistilo spolehlivé spouštění čerpadla, montují se do sacího prostoru různé trysky, kterými se usazený materiál u sacího potrubí před spuštěním čerpadla rozvíří.

Výše uvedené důvody ovlivňují i umístění bagrovacích čerpadel, která až na malé výjimky se vždy navrhují s negativní sací výškou, tzn. hladina v jímce je za provozu vždy výše než je osa čerpadla. Toto uspořádání se příznivě projevuje při spouštění čerpadel, protože je vždy zaručeno zaplnění čerpadla vodou. Je-li čerpadlo navrženo s pozitivní sací výškou, zde se nedá použít např. sací koš, což je běžné u čerpání čisté vody, nejčastěji se zavodnění čerpadla i sacího potrubí provede pomocí vývěvy.

Objem sací jímky se stanovuje rozбором vodního okruhu. Zpravidla se vychází z minimálního objemu, který zajišťuje spolehlivý provoz a odpovídá požadavku minimální výšky hladiny. Objem se pak zvětší se zřetelem k možné poruše v přívodu do jímky a k poruše na bagrovacím čerpadle. V prvním případě je zvětšení objemu dáno průtočným množstvím čerpadla a časem potřebným k odstavení čerpadla. Výška hladiny odpovídající tomuto zvětšenému objemu jímky je výškou, při níž je celá hydraulická doprava provozována. Druhý případ vyžaduje, aby objem jímky byl zvětšen o množství, které je dáno přítokem do jímky a časem potřebným k zastavení přítoku. V případě, kdy část nebo i celé dopravní potrubí má spád směrem k čerpací stanici a při vzniku poruchy se jeho objem musí vypustit, je-li vypouštěný objem malý, potom se tento vypustí do provozní jímky, v opačném případě se buduje ještě jímka havarijní – obr. 5.5.

Při návrhu čerpací stanice je třeba vhodně navrhnout i sací potrubí bagrovacích čerpadel. Při čerpání suspenzí musí platit, že  $v_s > v_{kr1}$ . Proto je u většiny bagrovacích čerpadel průměr sacího a dopravního potrubí stejný. Z provozních důvodů není vhodné spojit sací potrubí paralelně, neboť uzavírací armatury po určité době provozu ztrácejí těsnost. Příklad klasického řešení jímky podle výše definovaných zásad je na obr. 5.1.

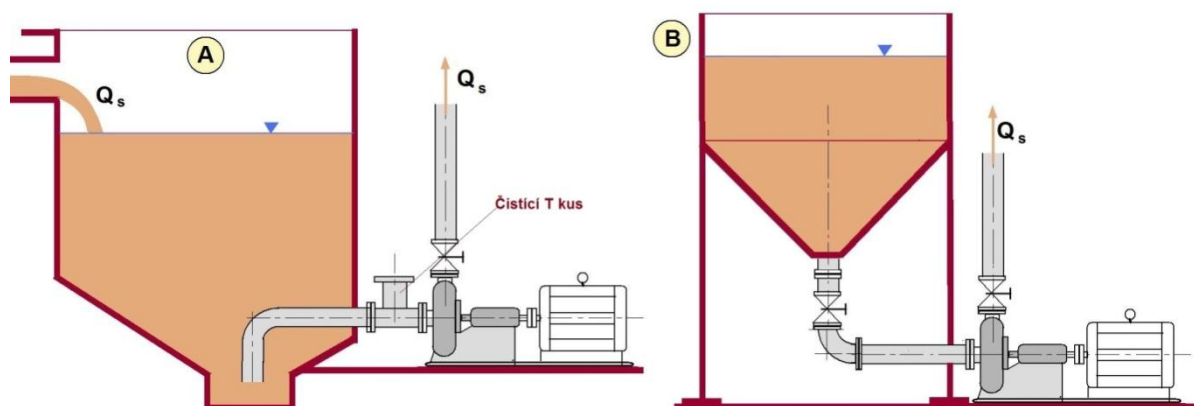


Obr. 5.1 Průchod sacího potrubí přes betonovou stěnu sací jímky  
1- kalové čerpadlo, 2 – armatura na sacím potrubí, 3 – čistící T kus, 4 – pryžová membrána oddělující sací potrubí od betonové stěny jímky, 5 – výtlačné potrubí, 6 – sací jímka

Na sacím potrubí v těsné blízkosti sací příruby čerpadla je vhodné zabudovat T kus opatřený rychlouzávěrem. Tímto otvorem se může oběžné kolo v případě jeho ucpání dopravovaným materiálem vyčistit.

Při provozu kalového čerpadla vznikají vibrace, které se přenesou na sací potrubí. Prochází-li sací potrubí přes betonovou stěnu jímky, potom v důsledku chvění dochází k uvolnění betonu okolo sacího potrubí a tím k prosakování vody do čerpací stanice. Přenos chvění se výrazně sníží vložením gumové membrány – obr. 5.1, nebo gumového kompensátoru do sacího potrubí. Do sacího potrubí je vhodné ještě zabudovat

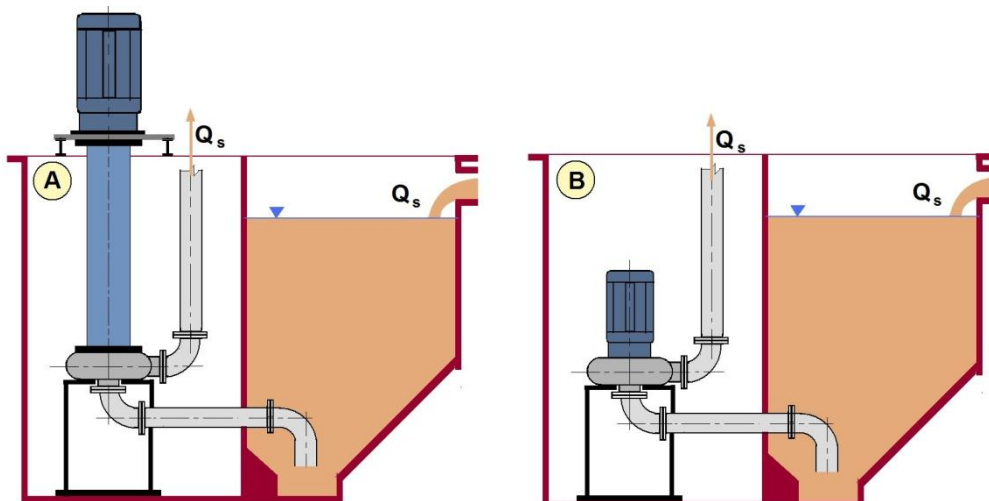
uzavírací armaturu, aby se mohla provést demontáž čerpadla bez vypouštění vody nebo suspenze z jímky.



Obr. 5.2 Schéma čerpání kalovým čerpadlem horizontálním  
A – klasická nádrž, B – nádrž kuželová

Provedení jímek při čerpání suspenzí je velmi rozmanité, obr.5.2A uvádí nejrozšířenější provedení betonové jímky a kalového čerpadla s vodorovnou osou, na sací potrubí je T kus pro potřeby vyčištění případně ucpaného kalového čerpadla. Jímka je hranatá, dno přechází ve válcovou část, do které je zaústěno sací potrubí. Toto uspořádání je z hlediska sání velmi výhodné. Tangenciálně může být do válcové části jímky přivedena tlaková voda, touto se může materiál usazený na dně jímky rozvířit, spuštění čerpadla je potom snadnější. Na obr. 5.2B je klasické připojení sacího potrubí horizontálního čerpadla na jímku provedenou z ocelového plechu.

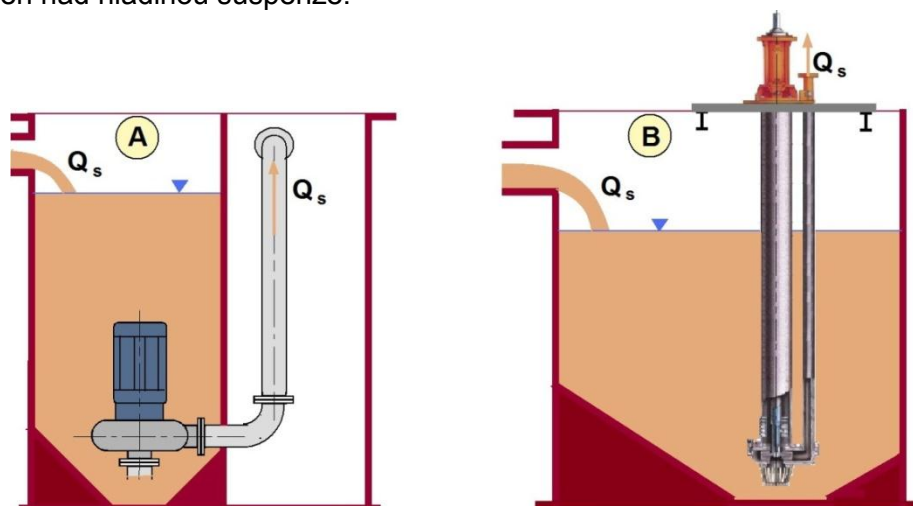
Obr. 5.3 uvádí dvě varianty instalaci čerpadla s vertikální osou do tzv. suché jímky. V tomto případě se vertikální kalové čerpadlo nachází pod hladinou suspenze, sání je napojeno na pevné sací potrubí, rovněž i výtlač. Toto řešení je nepatrně náročnější na prostor, čerpadlo může být běžné konstrukce, motor není třeba chránit proti vniknutí vody.



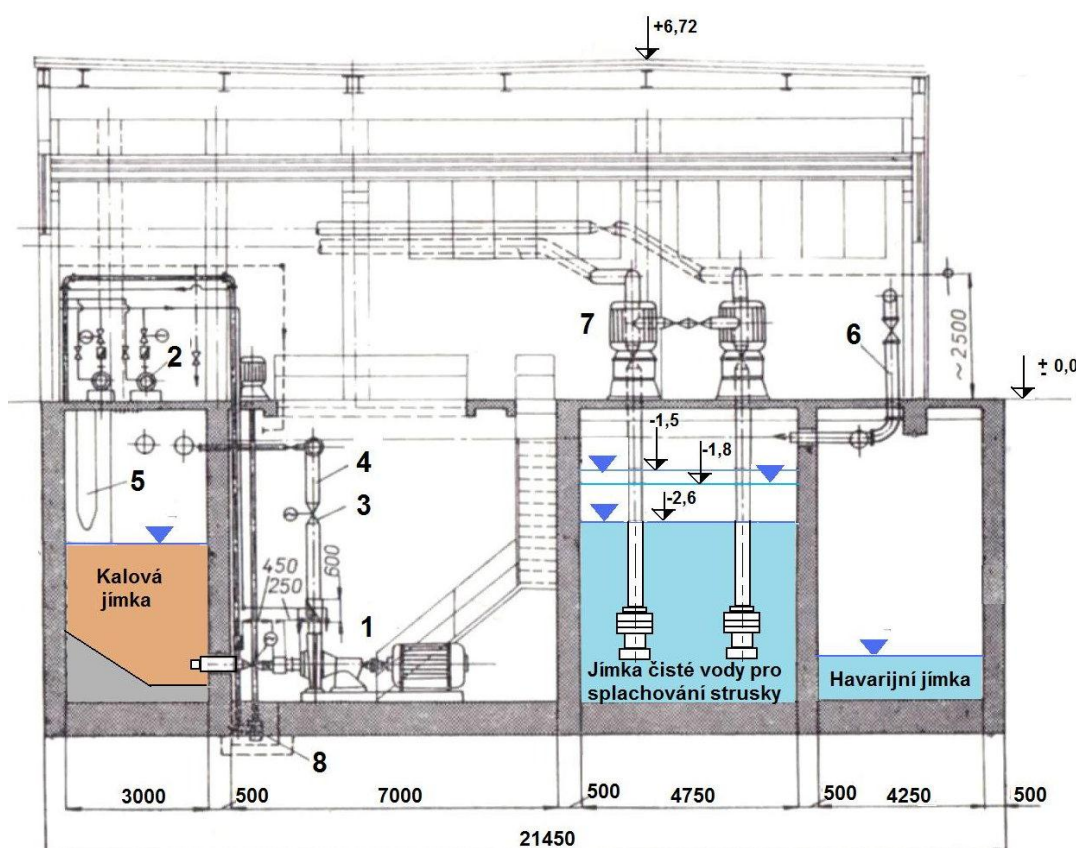
Obr. 5.3 Schéma čerpání kalovým vertikálním čerpadlem – čerpadlo v suché jímce  
A – el.motor nad hladinou, B – el.motor pod hladinou

Na obr. 5.4A je kalové čerpadlo situováno v tzv. mokré jímce. Toto uspořádání šetří prostor, motor musí být náležitě těsný a vhodně upravený pro práci pod vodou, jde hlavně o utěsnění prostoru mezi motorem a čerpadlem. Motor může být naplněn olejem, který vedle mazání ložiska zlepšuje i chlazení motoru. Ponorné čerpadlo musí být zavěšeno na

vhodném zvedacím zařízení, aby se v případě potřeby dalo snadno vytáhnout nad hladinu. Připojení ponorného čerpadla na výtlačné potrubí je provedeno pomocí „speciálního zámku - závěsu“, ten je proveden tak, aby při spuštění čerpadla do jímky se toto automaticky připojilo na výtlačné potrubí, klopný moment čerpadla s motorem musí zajistit těsnost připojení - [1]. Na obr. 5.4B je kalové čerpadlo rovněž situováno do mokré jímky, el.motor je však umístěn nad hladinou suspenze.



Obr. 5.4 Schéma čerpání kalovým vertikálním čerpadlem – čerpadlo v mokré jímkě  
A – el.motor pod hladinou, B – el.motor nad hladinou – fa Warman typ SPR



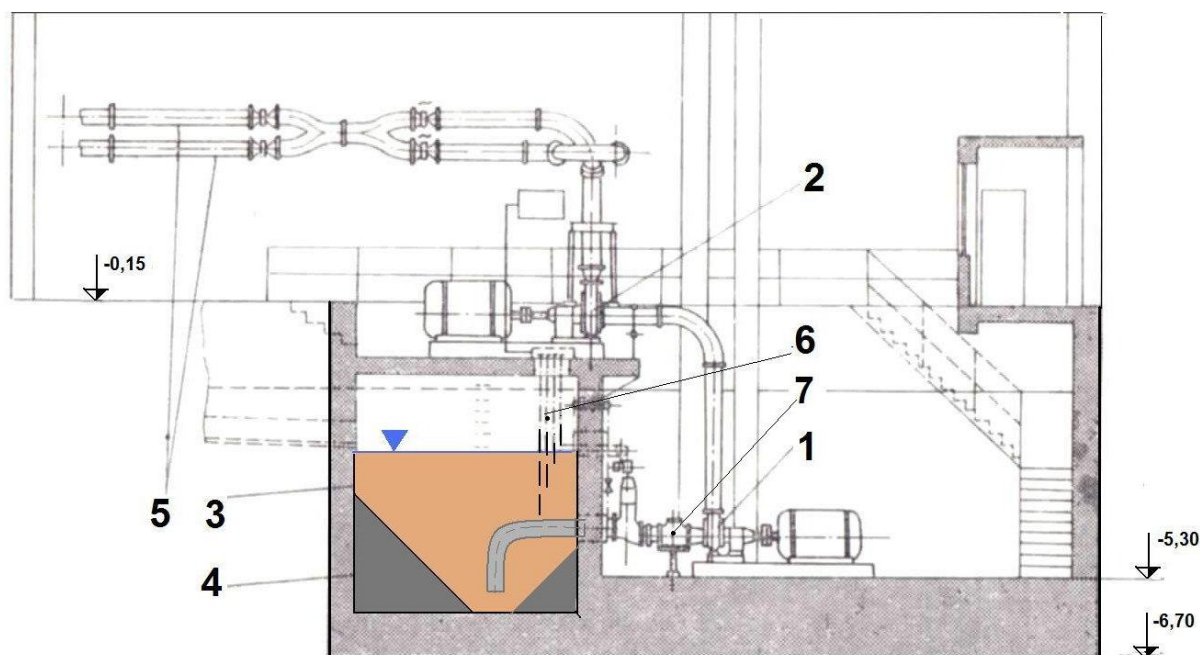
Obr. 5.5 Řez čerpací stanicí pro hydraulické odstruskování  
1 – Kalové čerpadlo, 2 – pomocná čerp. pro proplachování ucpávek, 3 - armatura,  
4 – dopravní potrubí, 5 – kanál, 6 – přívod vody,  
7- čerpadla pro splachování strusky v kanále



Na obr. 5.5 je uveden řez čerpací stanicí pro hydraulické odstruskování s kalovým čerpadle 250 NBA, s jímkou pro suspenzi a jímkou havarijní.

Na obr. 5.6 je uvedena čerpací stanice, ve které jsou dvě kalová čerpadla zapojena do série, tato úprava se používá tehdy, když se požaduje zvětšená dopravní vzdálenost. Kalové čerpadlo „1“ má negativní sací výšku (tzv. nátok), touto úpravou se řeší velikost sací výšky a současně i spouštění čerpadla, protože čerpadlo je stále zaplněnou vodou nebo suspenzí, jeho spuštění je jednoduché a není zapotřebí řešit jeho zavodnění. Výtlačné potrubí je přímo napojeno na kalové čerpadlo „2“, toto je namontováno na betonovou desku situovanou přímo nad jímku. Čerpadlo „2“ musí být v tomto zapojení pevnostně dimenzováno na dvojnásobný pracovní tlak, to stejné platí i pro ucpávku.

Při sériovém řazení kalových čerpadel mohou být zapojena do série v jedné čerpací stanici, nebo jsou čerpadla instalována po trase dopravního potrubí. V tomto případě jsou možné dvě varianty řešení. V prvním případě je výtlačk předcházejícího čerpadla zapojen přímo na sání následujícího čerpadla. Toto řešení je jednoduché, v přečerpávací stanici není však možné akumulovat čerpanou suspenzi, toto může být na závadu z hlediska spolehlivosti provozu čerpacího systému. Druhá varianta je provedena tak, že v přečerpávací stanici je jímka, suspenze z předcházejícího čerpadla je svedena do této jímky a další kalové čerpadlo si pak tuto suspenzi nasává. Toto uspořádání je dražší, akumulace suspenze v jímce je pro provoz čerpacího systému nezanedbatelnou výhodou



Obr. 5.6 Čerpací stanice se dvěma čerpadly zapojenými do série  
1, 2 – kalové čerpadla 3 – jímka pro suspenzi,  
4 – sací potrubí, 5 – dopravní potrubí, 6 – snímač hladiny, 7 – čistící kus

## 5.2 Zkoušení čerpadel



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

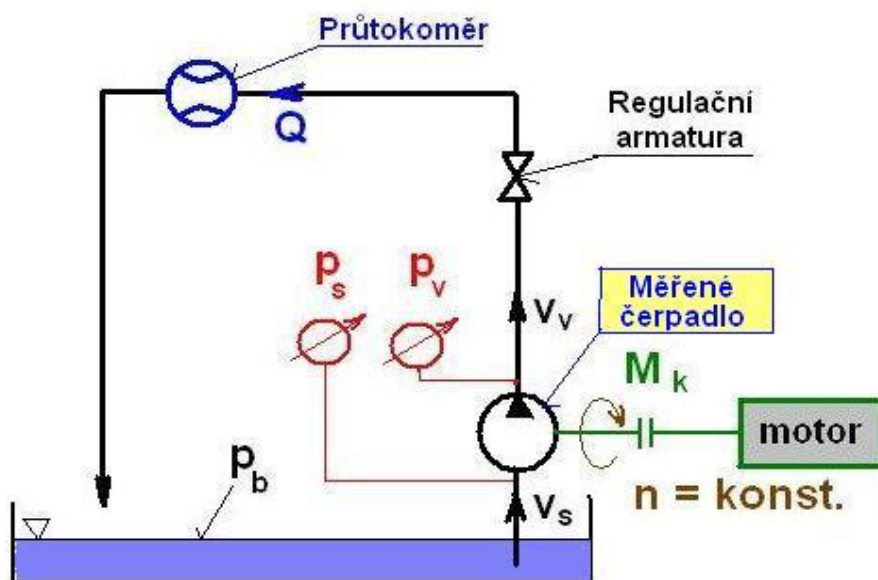
- ✚ Měřit charakteristiku kalového čerpadla
- ✚ Měřit měrnou kavitační energii kalového čerpadla



### Výklad

Pro realizaci hydrodynamických strojů je nezbytně nutné provádět měření jejich důležitých parametrů. Měření se u menších strojů provádí na skutečných zařízeních, pro stroje větších rozměrů se měření realizuje na zmenšených modelech a s využitím teorie podobnosti se naměřené veličiny z modelu přepočítají na dílo. Rozsah zkoušek u prototypových čerpadel může být velmi rozsáhlý, měří se celá řada fyzikálních veličin jako např. tlak na výtlačku a sání, průtok, otáčky, kroutící moment, teplota, vibrace, hluchnost, pulsace tlaku a pod. Z hlediska uživatele čerpadel je důležité provést měření charakteristiky čerpadla a kavitační zkoušku čerpadla.

Na obr. 5.7 je uveden jednoduchý zkušební okruh pro měření charakteristiky čerpadel. Zkoušené čerpadlo je poháněno motorem, měří se kroutící moment  $M_k$  a otáčky „n“, které se po celou dobu měření udržují na konst. velikosti. Současně se ve výtlačném potrubí měří průtok  $Q$ , z tohoto průtoku se výpočtem stanoví rychlost  $v_s$  a výtlačném potrubí –  $v_v$ , regulace průtoku je prováděna škrcením armaturou na výtlačku.



Obr. 5.7 Zkušební okruh pro měření charakteristiky čerpadla

Z naměřených tlaků se vypočítá dopravní výška čerpadla z rovnice

$$H_d = \frac{p_v - p_s}{\rho \cdot g} + \frac{v_v^2 - v_s^2}{2g} + \rho \cdot g \cdot y \quad (5.1)$$

kde  $y$  je svislá vzdálenost mezi manometry, jsou-li oba tlakoměry ve stejné výšce pak poslední člen rovnice je nulový a rovnice se tedy zjednoduší. U kalových čerpadel často bývá stejný průměr sacího i výtlačného potrubí, proto jsou stejné rychlosti v sání i na výtlačku a rovnice se dále ještě zjednoduší.

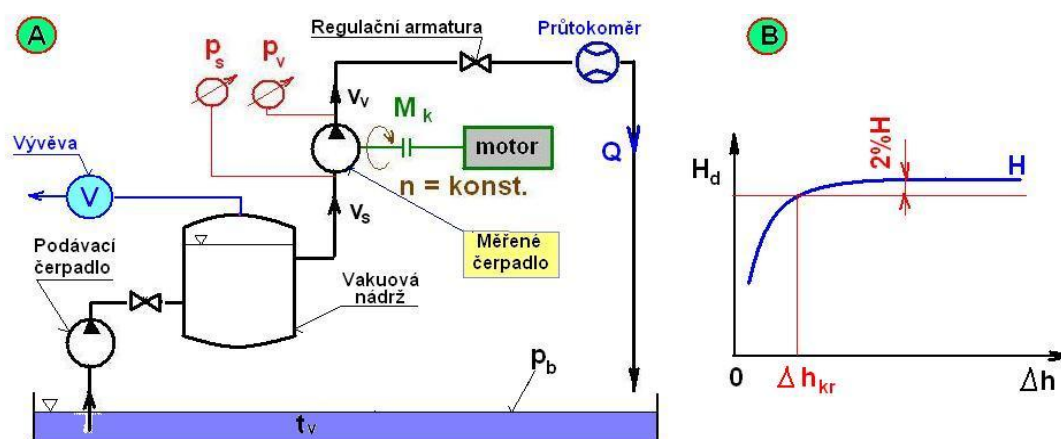
Z naměřených veličin se vypočítá výkon, příkon a celková účinnost čerpadla, potom se nakreslí zkušební diagram. Po celou dobu měření se teplota vody udržuje na konst. velikosti.

Pro měření kavitačních vlastností čerpadel (sací schopnosti) je zkušební okruh ve zjednodušené podobě uveden na obr. 5.8. Podávací čerpadlo dopravuje kapalinu do vakuové nádrže, na kterou je napojeno sací potrubí měřeného čerpadla. Ve vakuové nádrži se nastavuje podtlak pomocí vývěvy „V“. Na zkoušeném čerpadle se měří tlak v sacím –  $p_s$  a výtlačném potrubí –  $p_v$ , dále se měří průtok ve výtlačném potrubí  $Q$ , barometrický tlak, teplota kapaliny a otáčky motoru. Obě poslední jmenované veličiny se po celou dobu měření udržují konstantní. Z teploty vody se z parních tabulek odečítá tlak nasycených par –  $p_n$ . Dopravní výška čerpadla se stanoví z rov. (5.1).

Celková měrná energie proudící kapaliny v sacím potrubí nad tlakovou energií nasycených par se určí z rovnice

$$\Delta h = \frac{v_s^2}{2g} + \frac{p^*}{2g}, \quad (5.2)$$

kde  $p^* = p_s - p_n$



Obr. 5.8 Zkušební okruh pro měření kavitačních vlastností čerpadel

Měření se provádí tak, že ve vakuové nádrži se zvětšuje podtlak tak dlouho, až tlak ve výtlačném hrdle čerpadla začne klesat, při čemž průtok je konst., ten se reguluje škrcením na výtlačku čerpadla. Takto se měření opakuje pro dalších několik průtoků rozložených rovnoměrně kolem jmenovitého průtoku. Zjištěné hodnoty dopravní výšky  $H$  se vynášejí v závislosti na  $\Delta h$  jako tzv. kavitační křivky – obr. 5.8B. Z těchto kavitačních křivek (charakteristik) se pak zjišťuje kritická hodnota  $\Delta h_{kr}$ . Je to hodnota, při níž klesne dopravní výška  $H$  o 2%. Prakticky se zjišťuje tak, že se ve vzdálenosti 2%  $H$  vede rovnoběžka s charakteristikou  $H$ . Průsečík této rovnoběžky s charakteristikou  $H$  určuje kritickou hodnotu kavitační výšky  $\Delta h_{kr}$  při daném průtoku – obr. 5.8B. Poněvadž čerpadlo musí pracovat bezpečně i mimo oblast kavitace, zvyšuje se změřená hodnota kavitační výšky o 15 až 20%, pro dovolenou velikost kavitační výšky pak platí

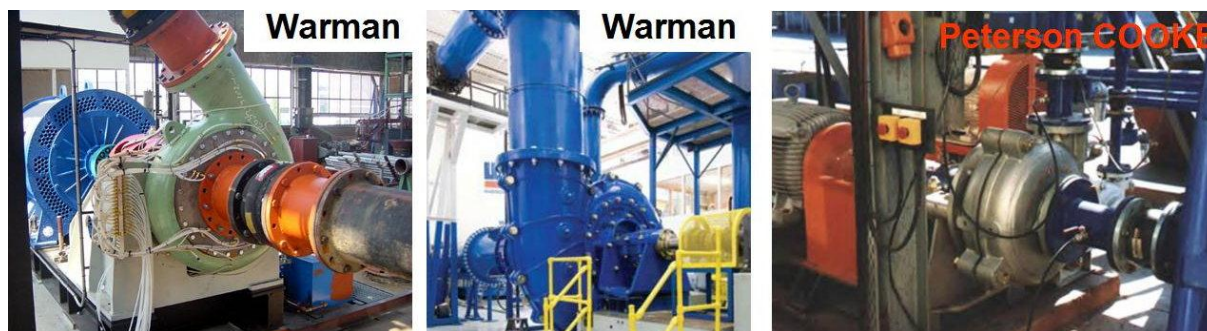
$$\Delta h_{dov} = (0,15 \text{ až } 0,20) \Delta h_{kr} \quad (5.3)$$

Hodnota  $\Delta h_{dov}$  případně i  $\Delta h_{kr}$  se kreslí společně s charakteristikou čerpadla do zkušební diagramu čerpadla.

Je-li známa velikost dovolené kavitační výšky, potom přípustná sací výška se stanoví z rovnice

$$h_s \leq \frac{p_b}{2g} - h_{zs} - \frac{p_n}{2g} - \Delta h_{dov} \quad (5.4)$$

Ukázku zkoušení kalových čerpadel uvádí obr. 8.3.



Obr. 5.9 Ukázka zkoušení kalových čerpadel na zkušebně  
– fa IHC , Warman a Peterson Cooke

### 5.3 Aplikace kalových čerpadel



**Čas ke studiu:** 1 hodina



**Cíl:** Po prostudování tohoto odstavce budete umět

✚ Aplikovat kalová čerpadla na praktické úlohy čerpání nejrůznějších suspenzí



**Výklad**

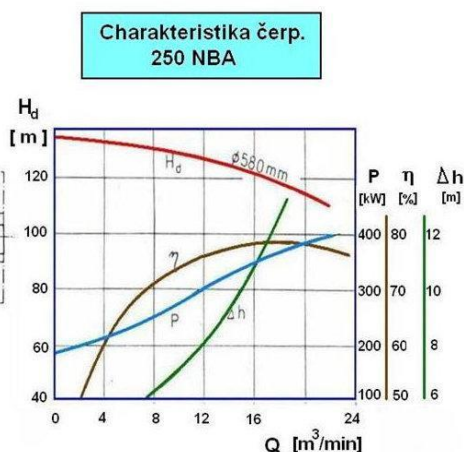
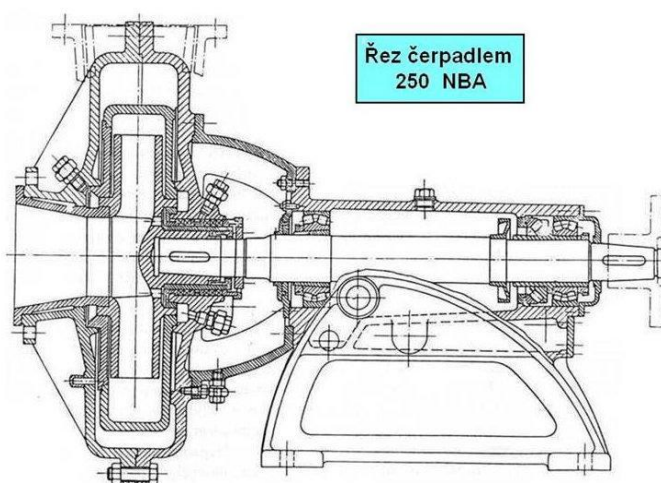
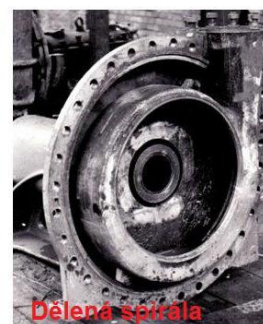
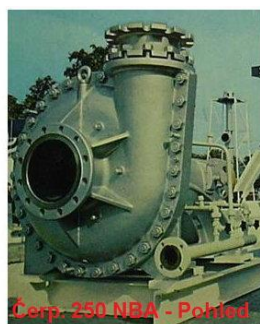
Použití čerpadel v technické praxi je velmi časté a rozsáhlé a zasahuje prakticky do všech průmyslových odvětví. Asi nejčtenější aplikace čerpadel jsou v chemickém průmyslu, vodárenství, energetice, hornictví, zemědělství, čerpadla se používají rovněž v medicíně, jsou součástí různých strojů a zařízení jako jsou automobily, letadla, rakety a pod. Čerpadla se vyrábějí nejen pro čerpání vody, ale i pro čerpání nejrůznějších kapalin a suspenzí. Parametry kalových čerpadel se pohybují v širokých mezích a to jak z hlediska tlaku tak i průtoku, konstrukce kalových čerpadel, jejich materiálové provedení je velmi rozmanité,

Kalové čerpadlo domácí produkce, které se používalo při hydraulickém odstruskování na elektrárnách je na obr. 5.10, kde je rovněž uvedena jeho charakteristika. Čerpadlo má vertikálně dělenou spirálovou skříň, tím je usnadněn přístup k oběžnému kolu v případě jeho výměny a je provedeno jako dvoupříčtové. Všechny části čerpadla (oběžné kolo, duše spirály, disky, sací nátrubek) která přicházejí do styku s proudící suspenzí jsou zhotovena z ořezavzdorné ocelolitin s vysokým obsahem chromu (asi 26%) a niklu. Ucpávka je klasická měkká s možností proplachování čistou vodou. Čerpadlo je konstruováno jako



jednostupňové, spirální, odstředivé, horizontální s axiálním vstupem čerpané kapaliny do oběžného kola. Toto čerpadlo se vyrábí s maximálním průměrem oběžného kola 605 mm, má tři lopatky a šířka kanálu je 80 mm, což umožňuje dopravovat materiál do zrnitosti 60 mm.

Těsnění oběžného kola na sací straně je provedeno dvojitou šterbinou s možností proplachování čistou vodou z jiného zdroje. Stejným způsobem je provedeno těsnění oběžného kola na straně ucpávky. Prostor mezi ucpávkou a těsněním je spojen třemi odlehčovacími otvory se sáním, čímž je ucpávka odlehčena. Oběžné kolo je na hřídeli uloženo letmo na kuželové části hřídele prodlouženým nábojovým nástavcem, který je natažen na oběžné kolo za tepla. V místě styku ucpávkových těsnění je náboj oběžného kola chráněn výměnným pouzdrem. Hřídel čerpadla je uložena v pevném ložiskovém kozlíku ve dvou naklápěcích válečkových ložiskách..

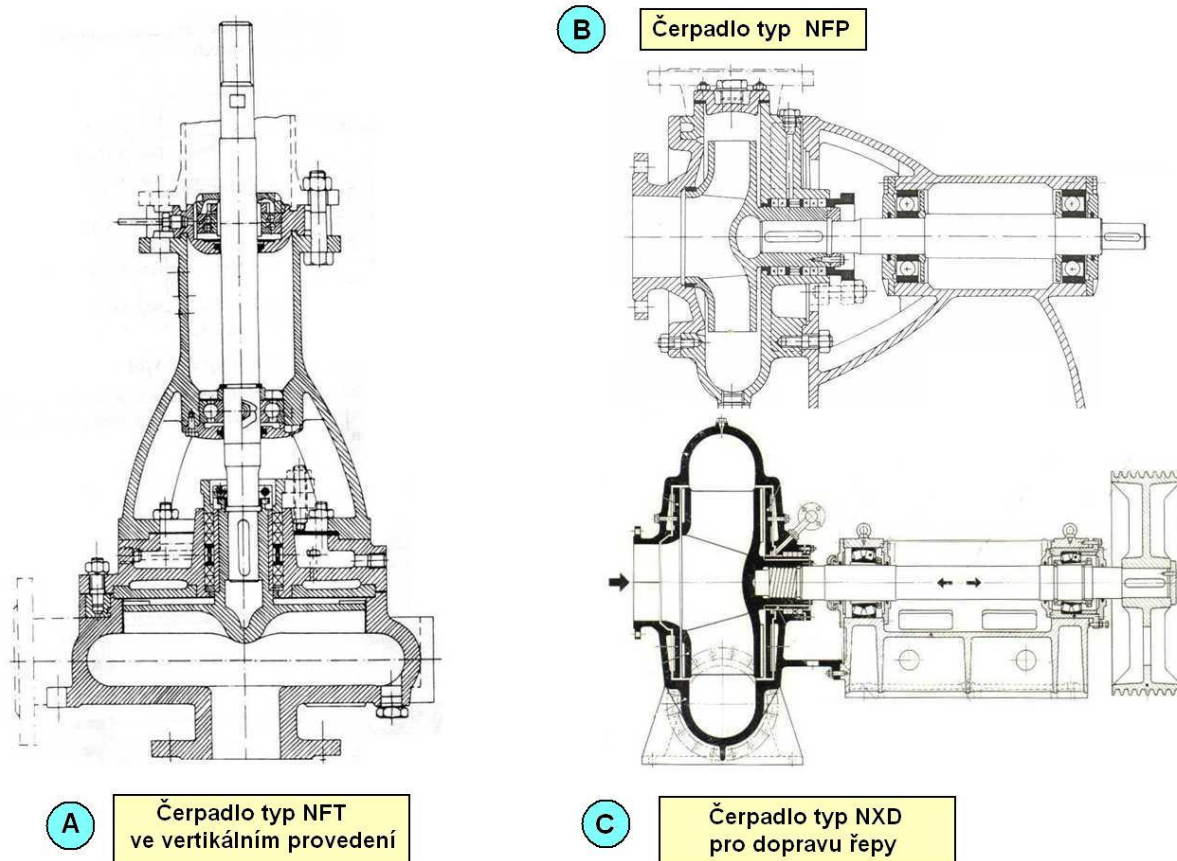


Obr. 5.10 Řez kalovým čerpadlem 250 NBA – fa Sigma s dělenou dvojitou spirální skříní

Kozlík sám je pevně spojen šrouby ke skříní čerpadla. Axiální síla, která je vzhledem k stejnému průměru těsnících kruhů na oběžném kole minimální, je zachycena kuželíkovým axiálním ložiskem. Skříň je vertikálně dělena na dvě části a je spojena šrouby. Ve skříní čerpadla je uložena výměnná spirála s příložkou. Konstrukce čerpadla umožňuje snadnou montáž a demontáž oběžného kola i ostatních částí čerpadla, které trpí zvýšeným opotřebením.

Některé další vybrané konstrukce kalových čerpadel f. Sigma uvádí obr. 5.11, starší konstrukce kalového čerpadla Sigma typ 250 NBB, které bylo velmi často používáno pro hydraulické odpopelňování na elektrárnách uvádí obr. 5.12.

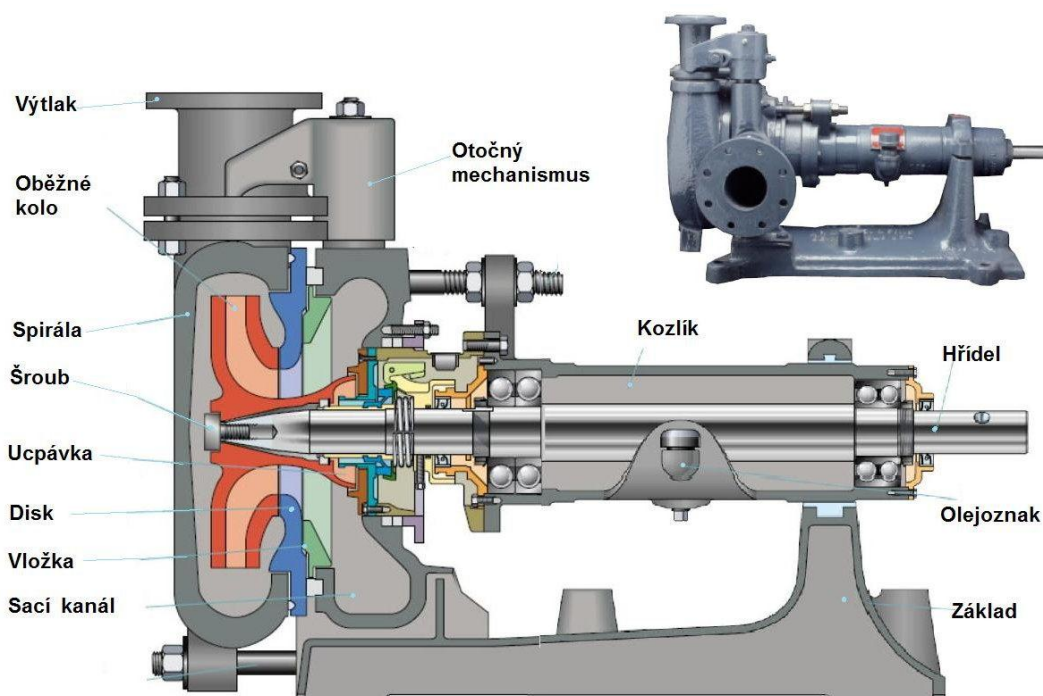




Obr. 5.11 Vybrané konstrukce bagrovacích čerpadel f. SIGMA

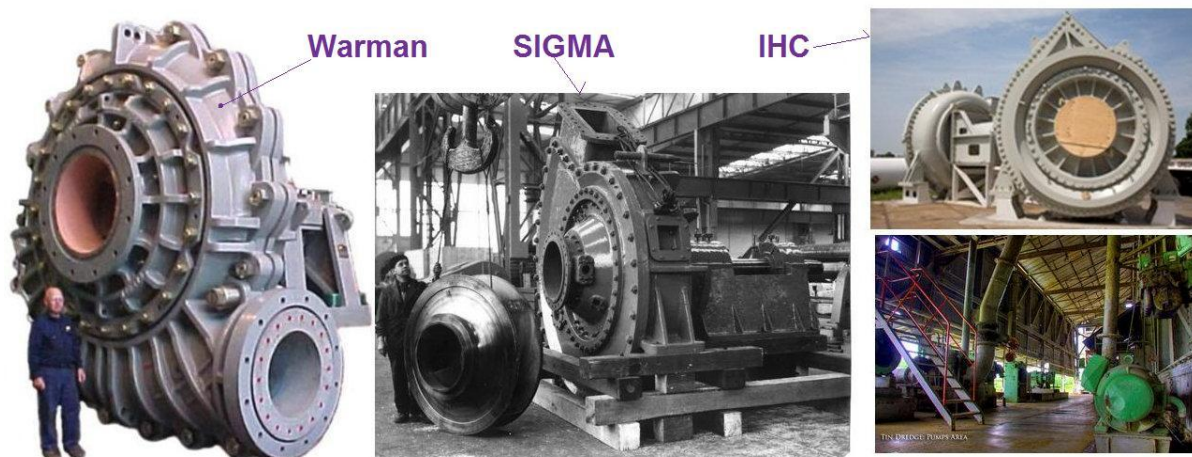


Obr. 5.12 Kalové čerpadlo 250NBB – f. Sigma



Obr. 5.13 Kalové čerpadlo s otevíracím víkem – fa Wilfley typ K

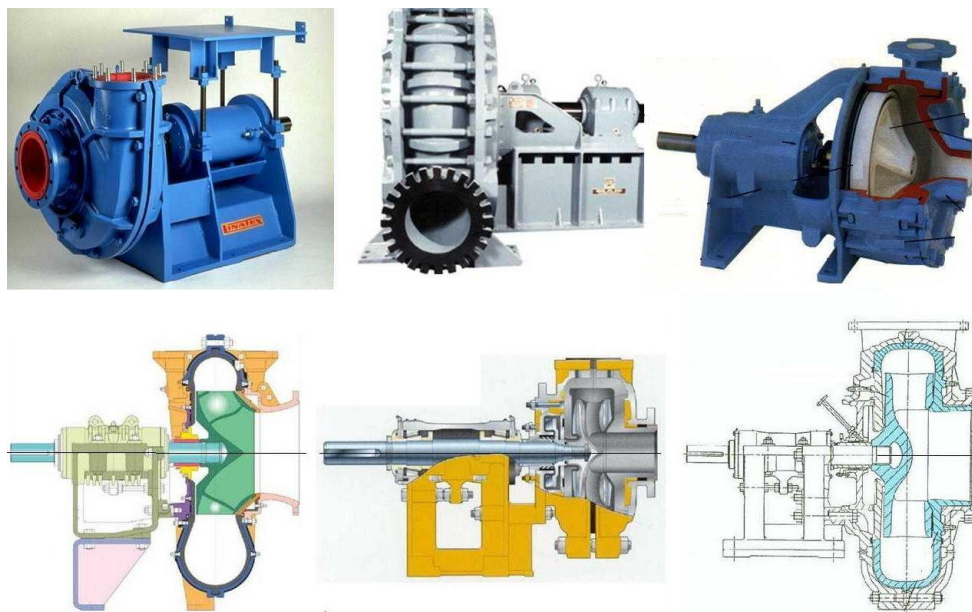
Kalové čerpadlo podle obr. 5.13 je konstrukčně upraveno tak, že sací víko je uloženo na závěsech a je tedy otevírací, tato úprava usnadňuje přístup k oběžnému kolu a zkracuje dobu potřebnou na jeho výměnu. Sání čerpadla je proto přesunuto na stranu kozlíku, ucpávka u této konstrukce není dimenzována na dopravní tlak čerpadla, ale musí být schopna těsnit podtlak na sání.



Obr. 5.14 Kalová čerpadla pro sací bagry

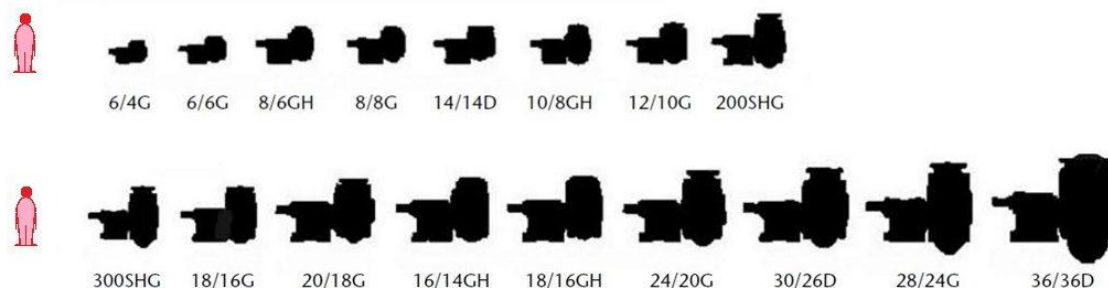
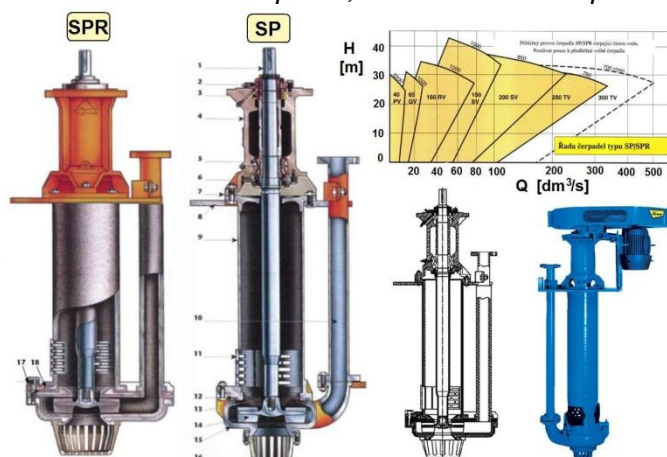
V současné době je vyráběna celá řada kalových čerpadel různých velikostí a různého provedení, není možné uvést úplný přehled vyráběných kalových čerpadel, vzhledem k jejich velkému počtu. Na obr. 5.14 jsou uvedena bagrovací čerpadla používaná pro sací bagry.

Na obr. 5.15 je uvedeno několik konstrukcí bagrovacích čerpadel zahraničních firem.



Obr. 5.15 Kalová čerpadla některých zahraničních výrobců

Většina velkých výrobců čerpací techniky vyrábí i kalová čerpadla, relativní velikost kalových čerpadel s vodorovnou osou podle fa Warman uvádí obr. 5.16.

Obr. 5.16 Relativní velikost kalových čerpadel podle fa. Warman  
A – horizontální čerpadla, B – vertikální čerpadla

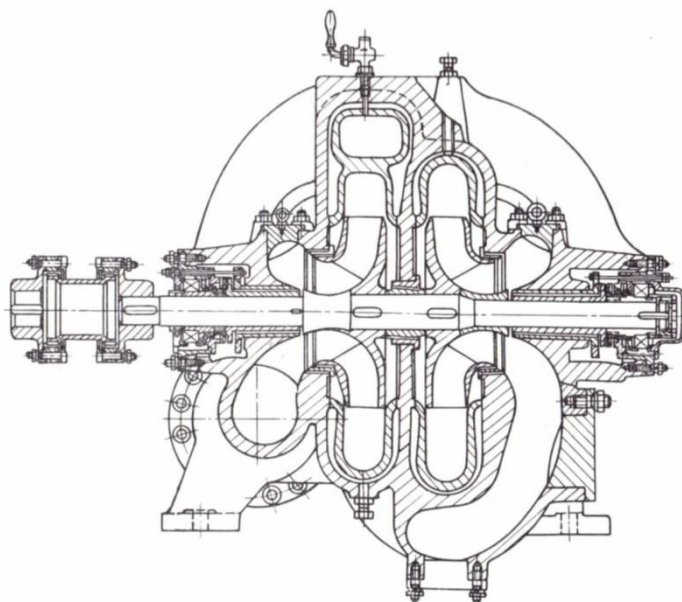
Obr. 5.17 Kalové čerpadlo ve vertikálním provedení, typ SP a SPR – f. Warman

Na obr. 5.17 je uvedeno kalové čerpadlo fa Warman typ SP a SPR s vertikální osou, tato čerpadla vzhledem k úspoře prostoru se často v průmyslových aplikacích používají. Čerpadla se vyrábějí v několika velikostech,  $Q =$  až  $500 \text{ dm}^3/\text{hod.}$ , dopravní výška pro vodu  $H = 30$  až  $40 \text{ m.v.sl.}$



**Dvoustupňová čerpadla.** – na obr. 5.18 je uveden řez dvoustupňovým kalovým čerpadlem 10 UVLx2, toto čerpadlo se vyrábělo v bývalém SSSR, kde se používalo pro vertikální hydraulickou dopravu uhlí na hydromechanizovaných dolech.

Uhlí zdaleka není tak abrazivní jako např. písek, proto tato čerpadla vykazovala přijatelnou životnost i spolehlivost. Čerpadlo mělo dopravní výšku  $h = 240\text{m}$ , průtok  $Q = 15\text{m}^3/\text{min}$  a příkon  $P = 1050\text{ kW}$ .



Obr. 5.18 Dvoustupňové kalové čerpadlo 10 UVLx2

Konstrukčně toto dvoustupňové kalové čerpadlo bylo provedeno jako dvouplášťové, těleso čerpadla bylo horizontálně děleno, oběžná kola otočena pro vyvážení osových sil proti sobě. Díly přicházející do styku s proudící suspenzí byly vyrobeny z ocelolitiný odolné proti abrazi. Hřídel uložen ve válečkových ložiskách. Byla vyráběna a používána i větší dvoustupňová kalová čerpadla, nesla označení 16 UVT.

**Ponorná kalová čerpadla** - pro čerpání suspenze nebo i vody ze stavebních jímek se používají ponorná čerpadla, která se ponoří pod hladinu a volně se postaví na dno jímky, výtlak je nad hladinu obvykle proveden pomocí hadice. Čerpadel pro tyto účely se vyrábí velké množství, jedno z možných řešení uvádí obr. 5.19. Čerpadla mají otevřené oběžné kolo, motor je chráněn proti vniknutí vody, čerpadlo má kabel odolný proti vodě a je zavěšeno na laně nebo řetězu, aby se dalo vytáhnout nebo spustit do jímky.



Obr. 5.19 Kalové čerpadlo ponorné – f. FLYNT



#### Shrnutí pojmů 1.4.

Kalová čerpadla pro čerpání suspenzí se vyrábějí ve dvou provedeních a to s osou vodorovnou nebo svislou. Čerpadla se svislou osou jsou z hlediska potřebného prostoru úspornější, mají však menší dopravní výšku i průtok. Sací jímku kalových čerpadel je potřebné navrhnout tak, aby se dopravovaný materiál dostával plynule k sacímu potrubí.

Měření charakteristiky kalových čerpadel se provádí podle mezinárodních norem ve výrobním závodě většinou pouze s čistou vodou. Pokud není charakteristika změřena i pro suspenzi, potom se přepočít z čisté vody na suspenzi provede podle empirických rovnic.

Materiálové provedení čerpadel určuje jejich životnost, pro abrazivní materiály je nutné volit speciální ocelolitiny na bázi chromu, pro jemné částice lze použít pogumované oběžné kolo. Konstrukce čerpadel musí být navržena s přihlédnutím na častou výměnu opotřebovaných částí čerpadla, především oběžného kola.



#### Otázky 1.5.

1. Porovnejte aplikace kalových čerpadel s vodorovnou a svislou osou
2. Vysvětlete, jaký je optimální tvar sací jímky pro kalová čerpadla



## LITERATURA

- [1] Bláha,J., Brada,K.: Hydraulické stroje, SNTL Praha 1992, 752 s.
- [2] Melichar J., Bláha J.: Problematika soudobé čerpací techniky, ČVUT Praha 2007, s. ,ISBN 987-80-01-03917-5
- [3] Brada K., Hlavínek P.: Čerpadla ve vodním hospodářství, vydavatelství NOEL 200, Brno 2004, str. 195, ISBN 80-86020-43-6
- [4] Varchola,M,: Hydrostatické čerpadlá, Skripta STU Bratislava 1992, str.219
- [5] Matoušek V.: Dredge Pump and Slurry Transport, TU Delft 2004, s.227
- [6] Warman Slurry Pumping Handbuch, Warman International Ltd. 2000, s. 82
- [7] Slurry Pumping Handbuch, elektronická verze, 2009, s. 100
- [8] Slurry Pump Manual, Warman International Ltd. 2000, s. 66
- [9] Janalík,J., Štáva, P. : Mechanika tekutin, Skripta VŠB-TU Ostrava 2001, 126 s.
- [10] Janalík,J.: Potrubní hydraulická a pneumatická doprava, Skripta VŠB-TU Ostrava 2010, str. 263
- [11] wikipedia.org
- [12] topfreebiz.com
- [13] geho.com
- [14] putzmeister.com
- [15] schwing.com
- [16] seepex.com
- [17] ksb.com
- [18] hazletonpumps.com
- [19] wierminerals.com"
- [20] warman.com
- [21] feluwa.com
- [22] sigma.cz
- [23] ketopumps.com.au
- [24] eecgroup.com
- [25] flygt.com

## POUŽITÁ OZNAČENÍ

|                         |                                               |                   |
|-------------------------|-----------------------------------------------|-------------------|
| a                       | - rychlost zvuku                              | $\text{m.s}^{-1}$ |
| a                       | - zrychlení                                   | $\text{m.s}^{-2}$ |
| c                       | - rychlost absolutní                          | $\text{m.s}^{-1}$ |
| c                       | - koncentrace                                 | 1                 |
| $c_v$                   | - objemová koncentrace                        | 1                 |
| $c_D$                   | - dopravní koncentrace                        | 1                 |
| $c_p$                   | - prostorová koncentrace                      | 1                 |
| $c_p$                   | - rychlost pístu                              | $\text{m.s}^{-1}$ |
| $c_m$                   | - hmotnostní koncentrace                      | 1                 |
| $c_x$                   | - součinitel odporu                           | 1                 |
| d                       | - průměr, průměr částice                      | m                 |
| $d_{\text{stř}}$        | - střední aritmetický průměr                  | m                 |
| $d_{50}$                | - průměr částice pro 50% nadsítného           | m                 |
| $d_{\text{stř}}$        | - střední aritmetický průměr                  | m                 |
| g                       | - gravitační zrychlení                        | $\text{m.s}^{-2}$ |
| h                       | - výška                                       | m                 |
| $h_z$                   | - ztrátová výška                              | m                 |
| $\Delta h$              | - kavitační výška                             | m                 |
| $\Delta h_{\text{dov}}$ | - kavitační výška dovolená                    | m                 |
| i                       | - sklon tlakové čáry                          | 1                 |
| $\Delta i$              | - přírůstek spádu tlakové čáry                | 1                 |
| k                       | - absolutní hydraulická drsnost stěny potrubí | m                 |
| k                       | - absolutní drsnost stěny potrubí             | m                 |
| m                       | - hmotnost                                    | kg                |
| n                       | - otáčky                                      | $\text{s}^{-1}$   |
| $n_q$                   | - měrné otáčky                                | $\text{s}^{-1}$   |
| p                       | - tlak                                        | Pa                |
| $p_z$                   | - tlaková ztráta                              | Pa                |
| $p_d$                   | - dopravní tlak čerpadla                      | Pa                |
| $p_b$                   | - atmosférický tlak                           | Pa                |
| $p_n$                   | - tlak nasycených par                         | Pa                |
| $p_{mv}$                | - manometrický tlak ve výtlaku                | Pa                |
| $p_{ms}$                | - manometrický tlak v sání                    | Pa                |
| r                       | - poloměr                                     | m                 |
| s                       | - zdvih pístu                                 | m                 |
| t                       | - čas                                         | s                 |
| t                       | - teplota                                     | deg               |
| u                       | - bodová rychlost                             | $\text{m.s}^{-1}$ |
| u                       | - obvodová rychlost                           | $\text{m.s}^{-1}$ |
| $\Delta v$              | - průřezová rychlost, relativní rychlost      | $\text{m.s}^{-1}$ |
| $v_{kr}$                | - kritická rychlost                           | $\text{m.s}^{-1}$ |
| w                       | - sedimentační rychlost - rychlost vznosu     | $\text{m.s}^{-1}$ |
| $x_1, x_2, x_3$         | - pravoúhlé souřadnice                        | m                 |
| $x, r, \varphi$         | - válcové souřadnice                          |                   |
| $\Delta y$              | - měrná kavitační energie - NPSH              | J/kg              |
| y                       | - vzdálenost                                  | m                 |
| A                       | - práce                                       | J                 |
| D                       | - průměr, vnitřní průměr potrubí              | m                 |
| $D_H$                   | - hydraulický průměr                          | m                 |
| E                       | - energie                                     | J                 |

|               |                                            |                                 |
|---------------|--------------------------------------------|---------------------------------|
| $F$           | - síla                                     | N                               |
| $F_s$         | - setrvačná síla                           | N                               |
| $F_o$         | - odporová síla, odpor                     | N                               |
| $F_t$         | - třecí síla                               | N                               |
| $F_p$         | - plošná síla                              | N                               |
| $H$           | - výška                                    | m                               |
| $H_d$         | - dopravní výška čerpadla                  | m                               |
| $H_t$         | - teoretická dopravní výška čerpadla       | m                               |
| $H_{gv}$      | - geodetická výška výtlačná                | m                               |
| $H_{gs}$      | - geodetická výška sací                    | m                               |
| $H_g$         | - geodetická výška                         | m                               |
| $K$           | - modul objemové stlačitelnosti kapaliny   | Pa                              |
| $L$           | - práce                                    | J                               |
| $M$           | - moment                                   | N.m                             |
| $M_k$         | - kroutící moment                          | N.m                             |
| $P$           | - výkon                                    | W                               |
| $U$           | - silový potenciál                         | J.kg <sup>-1</sup>              |
| $V$           | - objem                                    | m <sup>3</sup>                  |
| $V_g$         | - geometrický – zdvihový objem             | m <sup>3</sup>                  |
| $Q$           | - objemový průtok                          | m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> |
| $Q_m$         | - hmotnostní průtok                        | kg.s <sup>-1</sup>              |
| $Y$           | - měrná energie                            | J.kg <sup>-1</sup>              |
| $Y_t$         | - teoretická měrná energie                 | J.kg <sup>-1</sup>              |
| $Y_d$         | - skutečná měrná energie                   | J.kg <sup>-1</sup>              |
| $\alpha$      | - úhel                                     | deg                             |
| $\beta_1$     | - objemový součinitel teplotní roztažnosti | °C <sup>-1</sup>                |
| $\beta$       | - úhel                                     | deg                             |
| $\varepsilon$ | - úhlové zrychlení                         | s <sup>-1</sup>                 |
| $\zeta$       | - ztrátový součinitel                      | 1                               |
| $\eta$        | - účinnost                                 | 1                               |
| $\eta_o$      | - objemová účinnost                        | 1                               |
| $\eta_v$      | - volumetrická – objemová účinnost         | 1                               |
| $\eta_h$      | - hydraulická účinnost                     | 1                               |
| $\eta_m$      | - mechanická účinnost                      | 1                               |
| $\eta_c$      | - celková účinnost                         | 1                               |
| $\lambda$     | - součinitel tření                         | 1                               |
| $\mu$         | - výtokový součinitel                      | 1                               |
| $\mu$         | - dynamická viskozita                      | Pa.s                            |
| $\nu$         | - kinematická viskozita                    | m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> |
| $\rho$        | - hustota                                  | kg.m <sup>-3</sup>              |
| $\sigma$      | - Tomův součinitel                         | 1                               |
| $\tau$        | - smykové napětí                           | Pa                              |
| $\varphi$     | - úhel                                     | deg                             |
| $\varphi$     | - Durandova funkce                         | 1                               |
| $\omega$      | - úhlová rychlost                          | s <sup>-1</sup>                 |

### Indexy

|       |               |
|-------|---------------|
| $h$   | - hydraulický |
| $kr$  | - kritický    |
| $max$ | - maximální   |
| $min$ | - minimální   |

|                 |                                  |
|-----------------|----------------------------------|
| č               | - čerpadlo                       |
| m               | - mechanický                     |
| p               | - píst, pevná částice            |
| s               | - suspenze, sání, stěna          |
| v               | - voda, výtlak                   |
| z               | - ztráty                         |
| 1, 2,           | - vstup a výstup z oběžného kola |
| x, y, z         | - směr x, y, z                   |
| x, r, $\varphi$ | - směr x, r, $\varphi$           |

**Podobnostní čísla**

$$Eu = \frac{p}{\rho v^2} \quad - \text{ Eulerovo číslo}$$

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gD}} \quad - \text{ Froudovo číslo}$$

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad - \text{ Reynoldsovo číslo}$$

$$Sh = \frac{c}{d.n} \quad - \text{ Strouhalovo číslo}$$

$$\varepsilon_r = \frac{k}{D} \quad - \text{ relativní drsnost stěny potrubí}$$