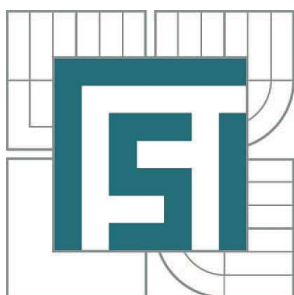


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

URČENÍ PRACOVNÍHO BODU ČI PRACOVNÍ OBLASTI SPOLUPRACUJÍCÍCH HYDRODYNAMICKÝCH ČERPADEL

SETTING OF WORKING POINT OF CO-OPERATED CENTRIFUGAL PUMPS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAROSLAV SŮKAL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAROSLAV ŠTIGLER, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jaroslav Sůkal

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

obor: **Fluidní inženýrství (2301T036)**

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

Určení pracovního bodu či pracovní oblasti spolupracujících hydrodynamických čerpadel

v anglickém jazyce:

Setting of Working Point of co-Operated Centrifugal Pumps

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro správnou volbu hydrodynamického čerpadla či čerpadel na zadané parametry je třeba nalézt jejich pracovní bod či pracovní oblast v QH charakteristice. Následně je třeba se rozhodnout, zda je čerpadlo pro dané parametry vhodné a při jaké účinnosti bude provozováno. Výsledkem této práce má být programový nástroj, který tuto činnost projektantům usnadní.

Cíle diplomové práce:

Cílem je vytvořit takový programový nástroj, který usnadní projektantům nalezení pracovního bodu či oblasti jak v případě samostatného hydrodynamického čerpadla, tak i v případě jejich spolupráce. Dále jim usnadní posouzení vhodnosti daného hydrodynamického čerpadla.

Vytvořit program, který umožní:

- zadání a uložení všech charakteristik čerpadla,
- vypočítat a vykreslit disipační funkci čerpadla,
- určení charakteristiky potrubí,
- najít pracovní bod či pracovní oblast čerpadla,
- vytvoření součtové charakteristiky při spolupráci hydrodynamických čerpadel,
- nalezení pracovního bodu či oblasti při spolupráci hydrodynamických čerpadel.

Seznam odborné literatury:

Manuály Fluentu.

Podklady vedoucího diplomové práce

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 23.11.2010



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

Anotace

Cílem diplomové práce je vytvoření programového nástroje, který by projektantům usnadnil práci při návrhu potrubního systému. Program je schopen stanovit pracovní parametry čerpacích jednotek (průtok, dopravní výška, příkon, účinnost, disipaci atd.) při větveném potrubním systému a to i při čerpání kapaliny ze dvou nádrží s nestejnou výškou hladin. Program je dále schopen stanovit parametry čerpadel při maximální účinnosti, aby projektant mohl hodnoty snadno porovnat a určit zda stroj pracuje blízko optimálního bodu.

V úvodu práce se nachází krátké seznámení s problematikou čerpací techniky. Další část je věnována popisu postupu programového řešení jednotlivých problémů. Manuálem programu spolu s ukázkovým příkladem je tato práce ukončena.

Klíčová slova: čerpadla, čerpací technika, součtové charakteristiky

Abstract

The aim of my diploma thesis is to create a computer program that will help planners to design pipe systems. The program enables to find the parameters of a pumping unit (such as flow, head, power, efficiency, dissipation etc.) in a parallel pipe system which even has two tanks with dissimilar height. Moreover, the program is able to “calculate” the parameters of pumps that have maximum efficiency so that the planner could easily compare the data and determine whether the pump is working near the optimal point.

The introduction includes a short overview of issues connected with pumping equipment. The next part deals with a description of software solutions of individual problems. The thesis concludes with a manual of the designed computer program.

Key words: pumps, pumping equipment, aggregate characteristics

Bibliografická citace

SŮKAL, J. *Určení pracovního bodu či pracovní oblasti spolupracujících hydrodynamických čerpadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 61 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Určení pracovního bodu či pracovní oblasti spolupracujících hydrodynamických čerpadel“ vypracoval samostatně po konzultacích s vedoucím diplomové práce. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí a čerpal z internetových a literárních zdrojů.

V Brně dne 25.05.2011

Jaroslav Sůkal.....

Poděkování

Toto místo je věnováno všem, kteří mi byli jakýmkoliv způsobem nápomocni jak při studiu, tak při řešení této diplomové práce. Děkuji svému vedoucímu práce doc. Ing Jaroslavu Stiglerovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky a čas. Také bych chtěl poděkovat Aleně Zigáčkové za celkovou korekci práce.

Osnova

1	Úvod.....	10
2	Základní pojmy	11
2.1	Základní veličiny	11
2.2	Hydraulické ztráty	15
2.2.1	Délkové ztráty	15
2.2.2	Ztráty místními odpory.....	16
2.3	Charakteristika potrubí	18
2.4	Charakteristika čerpadla	19
2.5	Vliv vlastností čerpané kapaliny na parametry hydrodynamického čerpadla	21
2.6	Součtové charakteristiky.....	24
2.6.1	Nevýznamné ztráty ve spojovacím potrubí.....	24
2.6.2	Významné ztráty ve spojovacím potrubí.....	25
3	Programové řešení	28
3.1	Výběr programovacího prostředí.....	28
3.2	Volba zapojení.....	28
3.3	Tvorba charakteristik.....	29
3.3.1	Charakteristika čerpadla	30
3.3.2	Charakteristika trati	32
3.3.3	Redukované charakteristiky	35
3.4	Nalezení pracovního bodu	37
4	Manuál k programu.....	39
4.1	Druhy zapojení	39
4.2	Zadávání vstupních parametrů.....	40
4.2.1	Zadání čerpadla	41
4.2.2	Zadání trati	43
4.3	Vyhodnocení.....	46
4.3.1	Číselné vyhodnocení	46
4.3.2	Grafické vyhodnocení	47
4.4	Příklad na závěr	49
5	Závěr	56
	Seznam použité literatury.....	57
	Seznam použitých zkratk a symbolů	58
	Seznam příloh.....	61

1 Úvod

Na čerpání kapaliny se využívá asi 20 % celkově spotřebované energie. Toto číslo by se mohlo zdát příliš velké. Musíme si ale uvědomit, že čerpací technika se objevuje nejen ve velké části průmyslových odvětví (automobilový, chemický, energetický...), ale také ve službách a každodenním životě (čerpání studniční vody pro zalévání).

V dnešní době se klade čím dál větší důraz na zefektivňování využívání elektrické energie. Čerpací systémy nejsou výjimkou. Proto je důležité navrhovat zapojení s co možná nejmenší spotřebou energie a provozovat čerpadla s maximální účinností. Správný návrh čerpacího systému však není zrovna jednoduchou záležitostí. Je třeba mít nejen rozsáhlé znalosti o jednotlivých hydraulických prvcích, ale také velkou míru zkušeností. Projektování hydraulických tratí je časově velmi náročná činnost, a to i pro zkušené projektanty. Jen v ojedinělých případech se podaří navrhnout vhodnou trať na první pokus. Při prvotním návrhu potrubního systému se dojde buď k řešení, které nesplňuje zadané parametry, nebo zjištění, že ne všechna čerpací technika pracuje s dobrou účinností. Proto je snaha o vytvoření nástrojů a pomůcek, které by byly nápomocny při hydraulickém návrhu.

Za tímto účelem byla vypsána i tato diplomová práce. Její náplní by mělo být navržnutí programového nástroje, který by měl pomoci projektantům při návrhu vhodného potrubního systému. Program by měl umožnit rychlé zjištění výsledných parametrů soustavy jako celku (průtok, dopravní výšku a měrnou energii), a měl by určit pracovní body všech čerpacích jednotek zapojených v potrubním řádu. Uživatel by měl být schopný pomocí programu zhodnotit, zda pracovní parametry soustavy souhlasí s požadavky zadavatele a zda čerpací jednotky pracují efektivně s co možná největší účinností.

Program by mohl mít uplatnění i ve školství při výuce. Proto by měl obsahovat názorné zobrazení postupu, při tvorbě součtových charakteristik a mechaniky nalezení pracovních parametrů systému i čerpadel.

2 Základní pojmy

Tato práce řeší problematiku návrhu hydraulické trati a zapojení hydrodynamických čerpadel. Pro větší srozumitelnost práce je v této kapitole vysvětleno několik základních pojmů a předpokladů.

2.1 Základní veličiny

Průtok (Q):

Průtok je definován jako objem čerpané kapaliny, který proteče čerpadlem za jednotku času. Zpravidla se měří za výstupním hrdlem čerpadla, neboť se do něj nezapočítává objem kapaliny, který proteče ucpávkami, nebo průtok potřebný k vyrovnání axiální síly. Základní jednotkou je metr kubický za sekundu [m^3/s], ale často se využívá i jednotka litr za sekundu [l/s]. V čerpací technice se velmi často používá i pojem „optimální průtok“ Q_{opt} , který je definován jako průtok čerpadlem při maximální účinnosti.

Měrná energie (Y):

Měrná energie je energie vztažená na jednotku hmotnosti, kterou čerpadlo dodává kapalině. Její hodnota se stanovuje rozdílem celkové měrné energie na výstupu a vstupu. Výsledná hodnota měrné energie je dána Bernoulliho rovnicí, která se skládá z několika členů dle druhu energie a to kinetický, tlakový, potenciální a ztrátový člen.

$$Y = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + (H_2 - H_1) \cdot g + Y_z \quad [J \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (1)$$

Dopravní výška (H):

Bernoulliho rovnice se mnohdy používá v tzv. výškovém tvaru (2), který vznikne podělením předchozí rovnice (1) gravitačním zrychlením. Výsledná dopravní výška se získá sečtením jednotlivých výšek a to rychlostní výšky, tlakové výšky, geodetické výšky a výšky ztrátové.

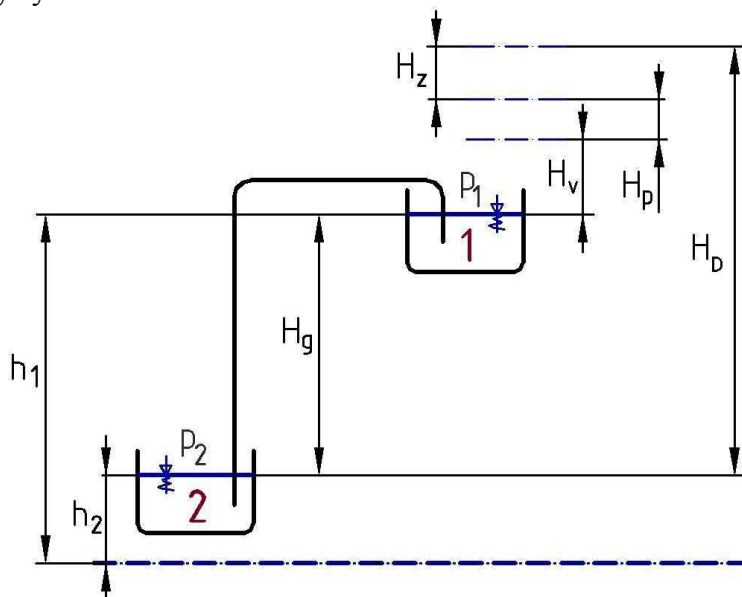
$$H = \frac{Y}{g} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + H_g + H_z \quad [m] \quad (2)$$

Rychlostní výška (H_v) je v rovnici (2) reprezentována prvním členem. Tato výška je potřebná na to, aby se rychlost kapaliny ze sacího hrdla zvýšila na rychlost ve výstupním hrdle čerpadla. Pokud jsou průřezy vstupního a výstupního hrdla shodné, rychlostní výška je rovna nule. Pokud se však Bernoulliho rovnice aplikuje například mezi sací a výtlačnou nádrží, kde je pohyb hladiny minimální, tak se tato výška mnohdy zanedbává.

Tlaková výška (H_p) je výška sloupce pracovní kapaliny, která odpovídá rozdílu tlaku na výstupu a vstupu.

Geodetická výška (H_g) je zobrazena na obr. 1. Jedná se o výšku, která představuje rozdíl výšek mezi výtlačnou a sací hladinou jednotlivých nádrží. V případě bernoulliho rovnice psané mezi sacím a výtlačným hrdlem, je její velikost v poměru s ostatními výškami zanedbatelná.

Ztrátová výška (H_z) je výška, kterou je nutno překonat, aby byly pokryty všechny hydraulické ztráty systému.



Obr. 1 – Schéma hydraulických výšek

Příkon (P):

Vyjadřuje výkon, který je nutno dodat na hřídel čerpadla na to, aby bylo čerpadlo schopno vytlačit danou kapalinu o průtoku Q do výšky H .

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} \quad [W] \quad (3)$$

Užitečný výkon (4) reprezentuje skutečný výkon, který čerpadlo dodá kapalině. Dá se říct, že užitečný výkon je příkon snížený o ztráty v čerpadle.

$$P_u = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000} \quad [W] \quad (4)$$

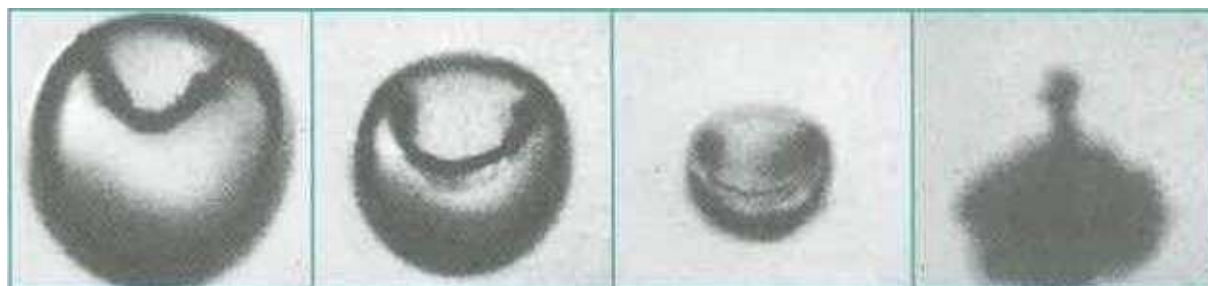
Účinnost (η):

Je faktorem čerpadla, který vyjadřuje míru jeho efektivity při převodu výkonu z hnané hřídele. Účinnost závisí mimo jiné na velikosti a typu čerpadla. Její výpočet představuje poměr užitečného výkonu k příkonu čerpadla (5).

$$\eta = \frac{P_u}{P} \quad [1] \quad (5)$$

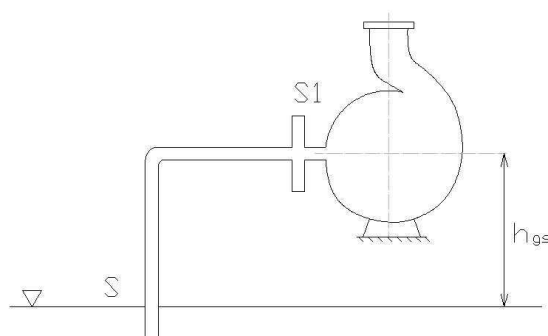
Kavitační deprese (Δy):

Kavitace je jev, při kterém se kapalina vlivem nízkého tlaku přeměňuje na páru. Pokles tlaku nastává u hydraulických strojů zejména v místech s vysokou rychlostí kapaliny. Kavitační bubliny cestují společně s proudem kapaliny. Ve chvíli, kdy se bubliny dostanou do míst s vyšším tlakem, stanou se nestabilní. Kapalina pak obrovskou rychlostí vniká do dutiny obr.2. Pokud ke kolapsu dojde v blízkosti stěn, kapalina začne narážet velkou rychlostí do lopatky a vylamovat části materiálu hydraulického stroje. U čerpadel je kavitace nepřijatelná, ale turbíny se mnohdy provozují na hranici kavitace, kde je nejvyšší účinnost.



Obr. 2 – Kolaps kavitační bubliny. [11]

Kavitační depresí se rozumí přebytek celkové měrné energie (tlakové a kinetické) nad tlakovou měrnou energií nasycených par čerpané kapaliny.



Obr. 3 – maximální sací výška [5]

p'' ... tlak nasycených par kapaliny při dané teplotě

h_{gs} ... minimální sací výška

p_1 ... tlak na sání čerpadla

p_0 ... tlak na hladině sací nádrže

$$\Delta y_{krit} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d_s^4} - \frac{p''}{\rho} \quad (6)$$

Kde p_1 je tlak na sacím hrdle, Q je průtok, d_s je světlost vstupního hrdla čerpadla a p'' je tlak nasycených par čerpané kapaliny. Kritická hodnota kavitační deprese Δy_{krit} se zjišťuje měřením pomocí kavitačních zkoušek. Dovolená hodnota kavitační deprese je dána vynásobením kritické hodnoty kavitační deprese koeficientem bezpečnosti. Ve velikosti koeficientu bezpečnosti se autoři liší.

$$\Delta y_{dov} = (1,15 \div 1,3) \cdot \Delta y_{krit} \quad (7)$$

Výpočet minimální sací výšky vychází z Bernoulliho rovnice mezi hladinou sací nádrže a výtlačným hrdlem čerpadla.

$$h_{gs} \leq \frac{1}{g} \left(\frac{p_0}{\rho} - \Delta y_{dov} - \frac{p''}{\rho} - Y_{z(1-2)} \right) \quad (8)$$

NPSH:

V cizojazyčné literatuře se pro výpočet minimální sací výšky používá pojem NPSH (Net Positive Suction Head), volně přeloženo „čistá kladná nátoková výška“. Její jednotkou je metr. Závislost NPSH na průtoku je většinou dodávána výrobcem spolu s ostatními charakteristikami.

$$h_{gs} \leq \frac{p_1 - p''}{\rho \cdot g} - \frac{Y_{z(1-2)}}{g} - NPSH \quad (9)$$

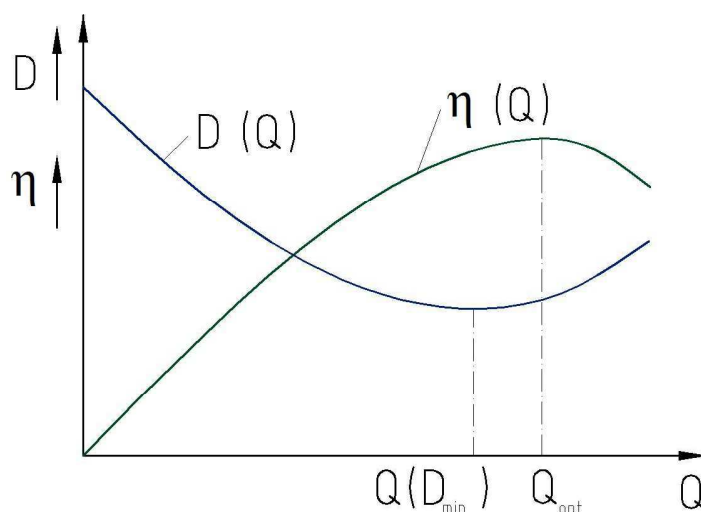
Disipace (D):

Disipace je rovna hodnotě zmařeného příkonu při čerpání kapaliny. Její jednotkou je [W]. V závěrném bodě je hodnota disipace rovna příkonu. Nejmenších hodnot dosahuje nepatrně před optimálním průtokem, jak lze vidět na obr. 4. Tato veličina není získána na základě přímého měření, její hodnota se získává výpočtem pomocí měřených veličin průtoku, měrné energie, měrné hmotnosti a příkonu.

$$D = P - Q \cdot Y \cdot \rho \quad [W] \quad (10)$$

Lze ji vyjádřit i za pomoci účinnosti.

$$D = \frac{(Q \cdot Y \cdot \rho) \cdot (1 - \eta)}{\eta} \quad [W] \quad (11)$$



Obr. 4 – Graf disipace a účinnosti.

Při psaní této kapitoly jsem vycházel z [5], [6], [8].

2.2 Hydraulické ztráty

Při proudění reálných kapalin dochází ke ztrátám. Tyto ztráty jsou způsobeny například třením částecek kapaliny, změnou směru proudu, nebo také změnou průřezu potrubí. Hydraulické ztráty se počítají pomocí Darcy-Weisbechova vztahu (12), kde Y_z je ztrátová měrná energie, v rychlost kapaliny a ξ_c celkový součinitel ztrát.

$$Y_z = \xi_c \cdot \frac{v^2}{2} \quad (12)$$

Ztráty se dělí na dva základní druhy; ztráty délkové a ztráty místními odpory.

$$Y_z = \left(\sum \xi_d + \sum \xi_m \right) \cdot \frac{v^2}{2} \quad (13)$$

2.2.1 Délkové ztráty

Tyto ztráty jsou způsobeny vzájemnou interakcí mezi jednotlivými molekulami. Jsou přímo úměrné délce a různě velké pro jednotlivé druhy proudění (laminární, turbulentní). Součinitel ztrát lze rozepsat (14) za pomoci délky potrubí l , průměru potrubí d a ztrátového součinitele třecích ztrát λ .

$$\xi_d = \lambda \cdot \frac{l}{d} \quad (14)$$

Nejprve je nutno zjistit typ proudění. K tomu slouží Reynoldsovo číslo (15).

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (15)$$

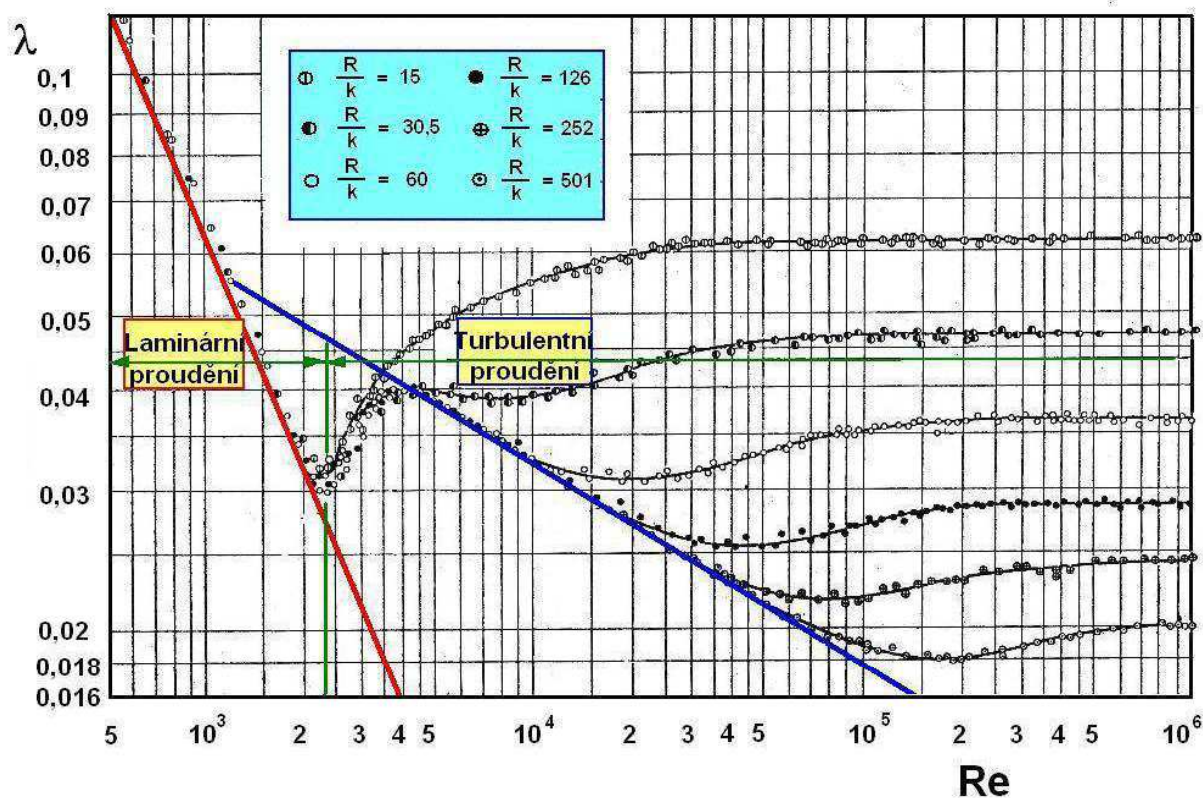
Kde v je střední rychlost, d je průměr potrubí a ν je kinematická viskozita. Kritická hodnota Reynoldsova čísla pro potrubí kruhového průřezu byla stanovena jako 2320. Do doby dosažení této hodnoty kapalina proudí laminárně. Vztah pro výpočet součinitel třecích ztrát laminárního proudění (16) lze odvodit.

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (16)$$

Hodnoty Reynoldsova čísla, jejichž velikost se nachází mezi kritickou hodnotou a 14 000, odpovídají přechodové oblasti proudění. Reynoldsovo číslo větší jak 14 000 charakterizuje vyvinuté turbulentní proudění.

Hodnotu součinitele třecích ztrát v přechodové oblasti a v oblasti turbulentního proudění nelze stanovit jednoznačně. Pro určení ztrátového součinitele třecích ztrát bylo v historii vytvořeno mnoho vzorců a diagramů. K nejznámějšímu diagramu patří Nikuradseho

diagram (obr. 5). Tento diagram popisuje závislost ztrátového součinitele třecích ztrát na drsnosti potrubí a Reynoldsově číslu. Červenou barvou je vyznačen vztah pro laminární proudění, modrou barvou jsou vyznačeny třecí ztráty hydraulicky hladkého potrubí. Z diagramu je zřejmé, že při vyšších Reynoldsových číslech je třecí součinitel závislý pouze na drsnosti potrubí.



Obr. 5 – Nikuradseho diagram závislosti $\lambda = f(Re, \Delta)$ [8]

2.2.2 Ztráty místními odpory

Do této kategorie ztrát patří například ztráty, ke kterým dochází při náhlé změně průměru potrubí, změně velikosti nebo směru proudění, ztráty v různých armaturách atd. Velikost místních ztrát se stanoví podobně jako u ztrát vyvolaných třením ztrátovou měrnou energií (17).

$$Y_z = \xi_m \cdot \frac{v^2}{2} \quad (17)$$

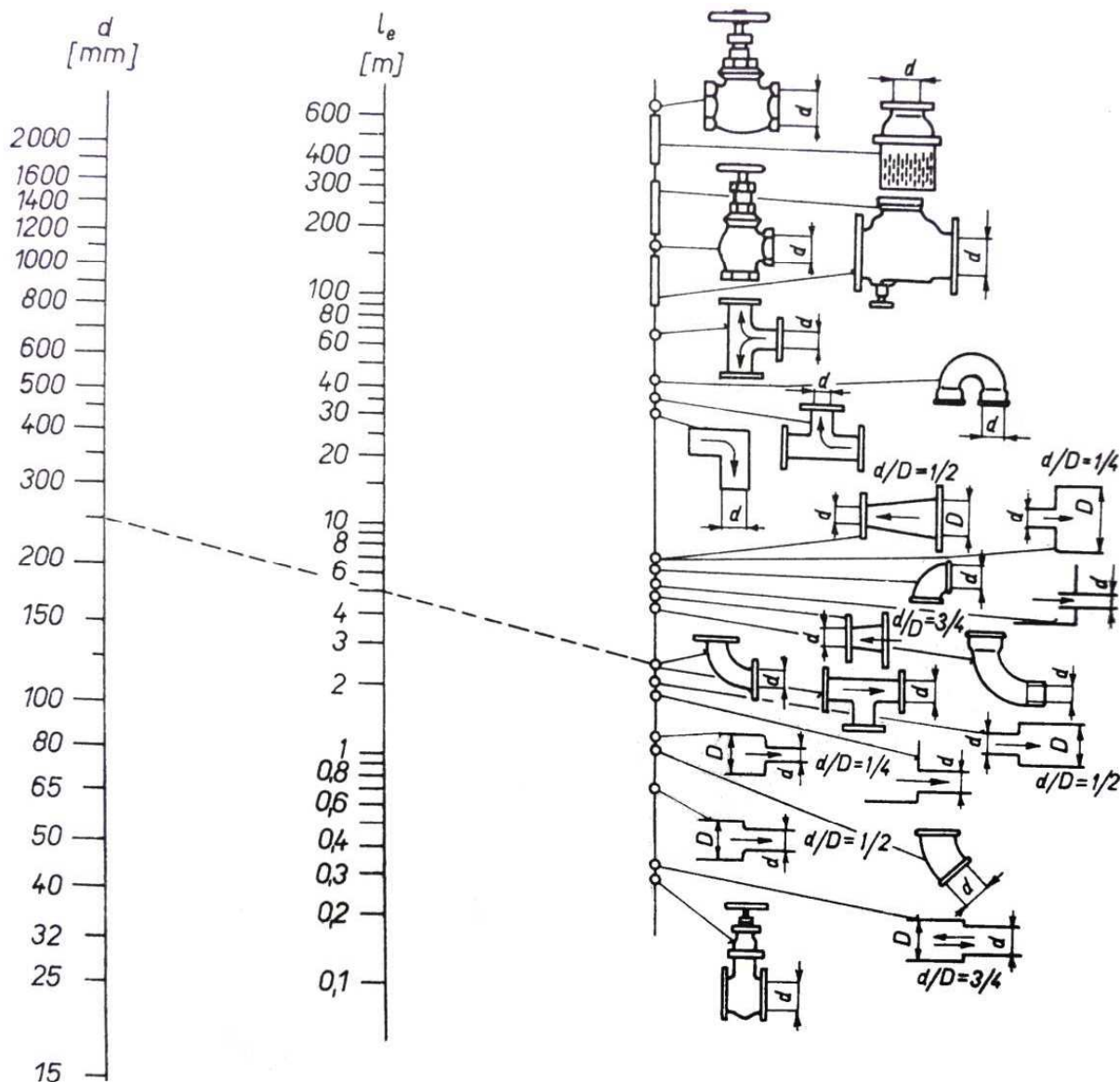
Kde ξ_m je součinitel místních ztrát a ostatní veličiny mají stejný význam jako v předchozích rovnicích. Je zřejmé, že ξ_m bude u jednotlivých prvků různé. Děje v místech, kde vznikají místní ztráty, jsou příliš složité, a proto se součinitelé místních ztrát určují experimentálně.

Hodnoty naměřené pomocí experimentu můžeme použít pouze v případě, že byly měřeny za podobných podmínek. Pro stanovení místních ztrát se používají různé tabulky, grafy atd.

Někdy se ztráty vyvozené místními odpory nahrazují tzv. ekvivalentním potrubím délky l_e tak, aby se jeho délková ztráta rovnala ztrátě místní. Z rovnosti délkových a místních ztrát lze odvodit vztah pro délku ekvivalentního potrubí (18).

$$l_e = \frac{\xi_m}{\lambda} \cdot d \quad (18)$$

Z takto vypočtených délek lze sestavit nomogram obr 6, který se používá pouze pro předběžný návrh. Pro určení skutečného ztrátového součinitele je nutno použít experiment.



Obr. 6 – Nomogram ekvivalentních délek tvarovek [6]

Vycházím z [1], [6], [8].

2.3 Charakteristika potrubí

Charakteristika potrubí vychází z Bernoulliho rovnice, tedy z energetické bilance systému mezi sací nádrží (na obr. 7 označeno číslem 2) a výtlačnou nádrží (na obr. 7 číslo 1). Tato energetická bilance udává, kolik energie je třeba přivést/odebrat jednomu kilogramu kapaliny, abychom dosáhli požadovaných energetických stavů na hladinách.

$$Y = Y_1 - Y_2 + Y_{z(2-1)} \quad (19)$$

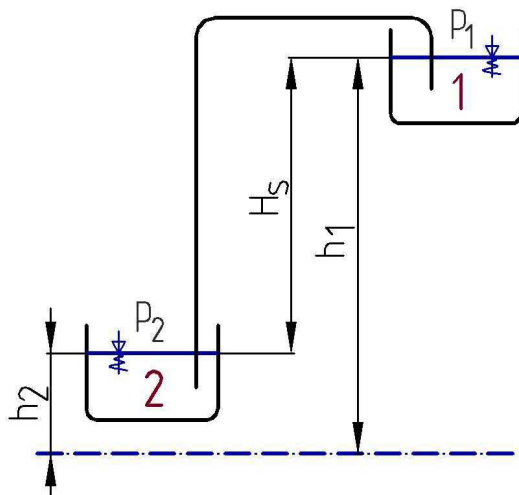
Vztah (19) lze rozepsat za pomoci jednotlivých členů (zleva: tlakový, potenciální, kinetický a ztrátový).

$$Y = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + (h_1 - h_2) \cdot g + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \sum_{i=1}^n \frac{v_i^2}{2} \cdot \xi_i \quad (20)$$

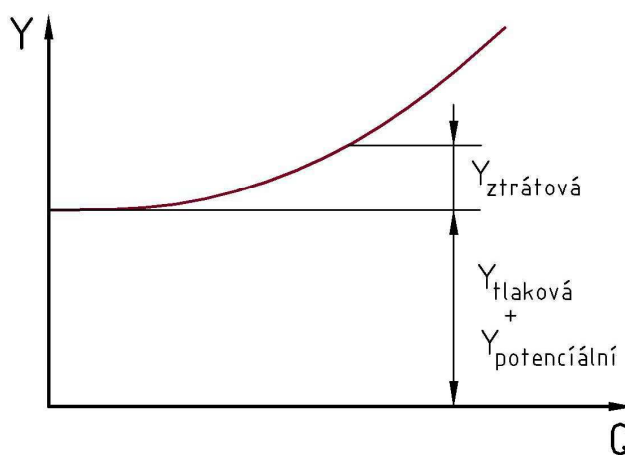
V této práci se předpokládá rozlehlá sací i výtlačná nádrž. Z rovnice kontinuity vyplývá, že rychlosti hladin nádrží budou nepatrné, takže jejich neuvažování vznikne zanedbatelné chyba $v_1 = v_2 = 0$. U rovnice (20) lze poslední ztrátový člen dále rozepsat za pomoci průtoku.

$$Y = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + H_s \cdot g + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2} \sum_{i=1}^n \frac{\xi_i}{d_i^4} \quad (21)$$

Kde Q je průtok, ξ_i ztrátový součinitel v jednotlivém úseku potrubí a d_i je průměr potrubí před prvkem, který je zdrojem místních ztrát. Výsledná charakteristika potrubí je zobrazena na obr. 8.



Obr. 7 – Schéma zapojení



Obr. 8 – Charakteristika trati

Vycházím z [8].

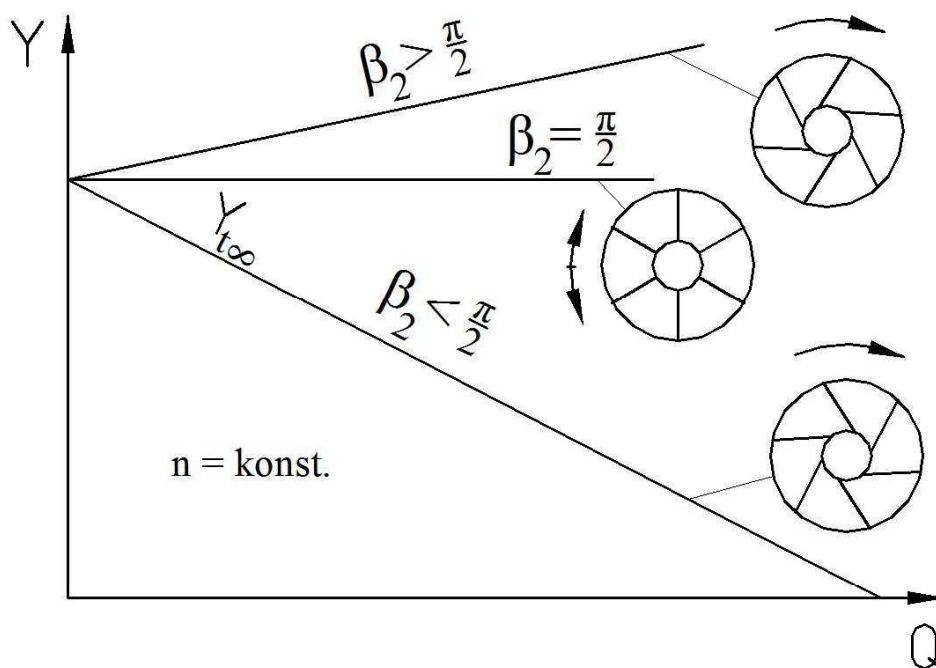
2.4 Charakteristika čerpadla

Nedílnou součástí dodávky čerpadla jsou i tzv. charakteristiky čerpadla, které udávají, při jakých parametrech čerpadlo pracuje. Tato podkapitola je věnována postupu při tvorbě charakteristiky.

Měrná energie na průtoku

Tato charakteristika udává závislost měrné energie na průtoku při konstantních otáčkách. V reálných podmínkách se stanovuje experimentálně. Závislost lze však vyjádřit i početně. Takové závislosti se nazývají teoretické charakteristiky čerpadla. Teoretická charakteristika měrné energie na průtoku je zde vysvětlena, aby bylo lépe vidět, jaký vliv mají jednotlivé veličiny na tvar závislosti.

Sklon teoretické charakteristiky ovlivňuje v největší míře výstupní úhel lopatky β_2 . Podle výstupního úhlu a smyslu otáčení oběžného kola rozeznáváme tři typy lopatek. Lopatky s výstupním úhlem $\beta_2 > 90^\circ$ se nazývají dopředu zahnuté lopatky. Lopatky, kde je úhel $\beta_2 = 90^\circ$, se nazývají radiální a lopatky s úhlem $\beta_2 < 90^\circ$ jsou zahnuty dozadu. Větší úhel na výstupu lopatky způsobuje větší míru nestability čerpadla. Proto se pro čerpadla volí dozadu zahnuté lopatky.



Obr. 9 – Závislost zahnutí lopatky na tvar charakteristiky odstředivého čerpadla. [2]

Přeměna kinetické energie na tlakovou je u reálné kapaliny spojena s hydraulickými ztrátami. Ve smyslu klasické hydrodynamiky se ztráty dělí na dvě základní skupiny a to na ztráty délkové a ztráty třecí.

Průtokové ztráty vznikají třením částic kapaliny o sebe, nebo o stěny kanálů, jimiž kapalina protéká. Tato ztráta se vyjadřuje ve formě měrné energie

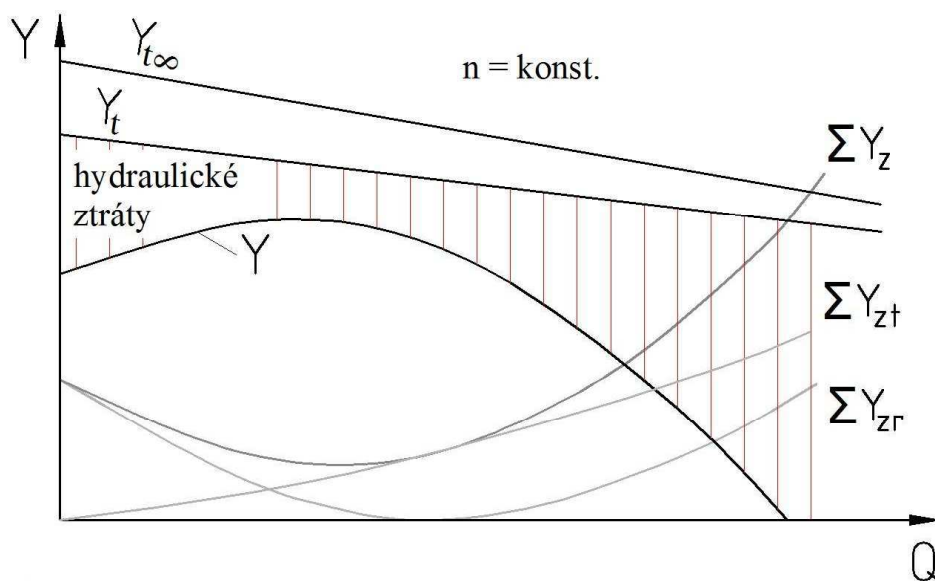
$$Y_{zt} = \lambda \cdot \frac{l}{r_h} \cdot \frac{w^2}{2}, \quad (22)$$

kde λ je součinitel délkových ztrát, l délka kanálu, r_h je hydraulický poloměr kanálu, tj. podíl omočeného obvodu a průtokového průřezu a w je relativní rychlost.

Místní ztráty vznikají při náhlém rozšíření, nebo zúžení průtokového průřezu kanálů čerpadla. Největší podíl ztrát místními odpory připadá na vstupní hrany oběžných a rozváděcích lopatek. Vlivem odklonu proudu (tj. rozdílu mezi úhlem relativní rychlosti proudu a úhlu náběžné hrany lopatky) dojde k vytvoření tzv. rázové složky rychlosti. Taková ztráta se spočítá ze vztahu

$$Y_{zr} = \xi_r \cdot \frac{w_r^2}{2}, \quad (23)$$

kde Y_{zr} je ztrátová měrná energie odklonu proudu, ξ_r je ztrátový součinitel a w_r je rázová složka rychlosti. Při určitém průtoku je úhel proudu na vstupu shodný se vstupním úhlem lopatky. Rázová složka rychlosti je rovna nule a tedy i ztrátová měrná energie vlivem rázu na vstupu je rovna nule.



Obr. 10 – skutečná charakteristika radiálního hydrodynamického čerpadla [2]

Na obr. 10 je názorně zobrazen princip tvorby skutečné charakteristiky radiálního hydrodynamického čerpadla, kde $Y_{t\infty}$ je teoretická charakteristika při nekonečném počtu lopat, Y_t - teoretická charakteristika při konečném počtu lopat, $\sum Y_z$ - součet všech ztrát ($\sum Y_{zt}$ - součet průtokových ztrát, $\sum Y_{zr}$ - součet místních ztrát) a Y je výslednou charakteristikou čerpadla.

Vycházím z [2].

2.5 Vliv vlastností čerpané kapaliny na parametry hydrodynamického čerpadla

Čerpaným médiem při měření charakteristik výrobcem je voda. Tyto parametry jsou většinou garantovány. V praxi se však můžeme setkat s čerpáním i jiných kapalin, které mají odlišné vlastnosti. Pokud se změní parametry čerpané kapaliny, změní se také parametry a charakteristiky čerpadla.

Vliv změny hustoty:

Jak bylo napsáno výše, charakteristiky čerpadel jsou měřeny za určitých podmínek, které stanovuje norma (hustota ρ_1). V případě, že by čerpadlo čerpalo jinou newtonovskou kapalinu, která by měla stejnou viskozitu jako voda ($\nu_1 = \nu_2 = konst.$) a lišila by se jen rozdílnou hustotou (ρ_2), změnily by se i některé parametry čerpadla. Těmito parametry jsou příkon (28) a disipace (29), jejichž hodnota závisí na poměru hustot. Naproti tomu průtok (24), měrná energie (25), účinnost (26) i NPSH (27) se nezmění. Vztahy jsou určeny pro konstantní otáčky ($n_1 = n_2 = konst.$).

$$Q_2 = Q_1 = konst. \quad (24)$$

$$Y_2 = Y_1 = konst. \quad (25)$$

$$\eta_2 = \eta_1 = konst. \quad (26)$$

$$NPSH_2 = NPSH_1 = konst. \quad (27)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (28)$$

$$D_2 = D_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (29)$$

Vliv změny viskozity:

Předchozí část kapitoly předpokládala konstantní viskozitu. Tato viskozita však nemusí být vždy stejná jako viskozita vody. Změna viskozity má nejen vliv na typ proudění v částech čerpadel, ale také na hydraulické a diskové ztráty. Při změně viskozity se parametry naměřené v souvislosti s vodou jako čerpanou kapalinou $Y_1 = f(Q_1)$, $P_1 = f(Q_1)$ a $\eta_1 = f(Q_1)$ změní na $Y_2 = f(Q_2)$, $P_2 = f(Q_2)$ a $\eta_2 = f(Q_2)$. Vzorec pro výpočet závislosti viskozity na jednotlivých parametrech však nelze obecně stanovit.

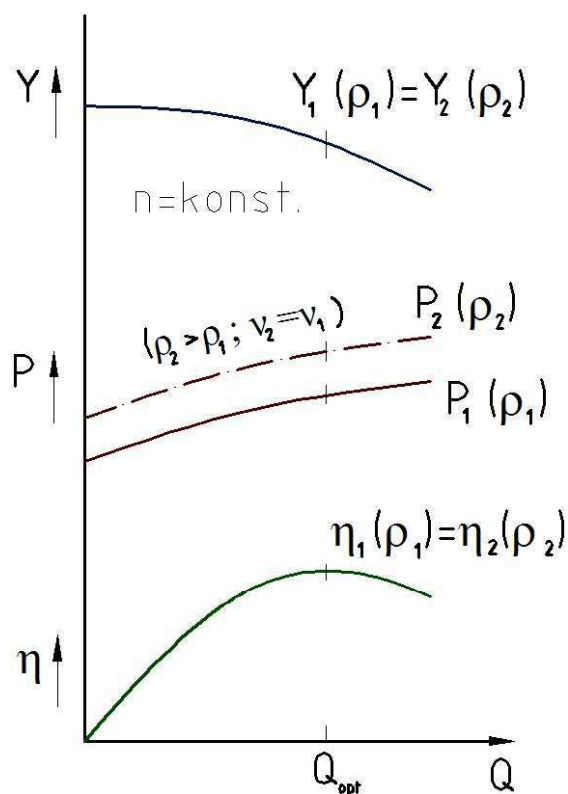
$$Q_2 = Q_1 \cdot f_Q \quad (30)$$

$$H_2 = H_1 \cdot f_H \quad (31)$$

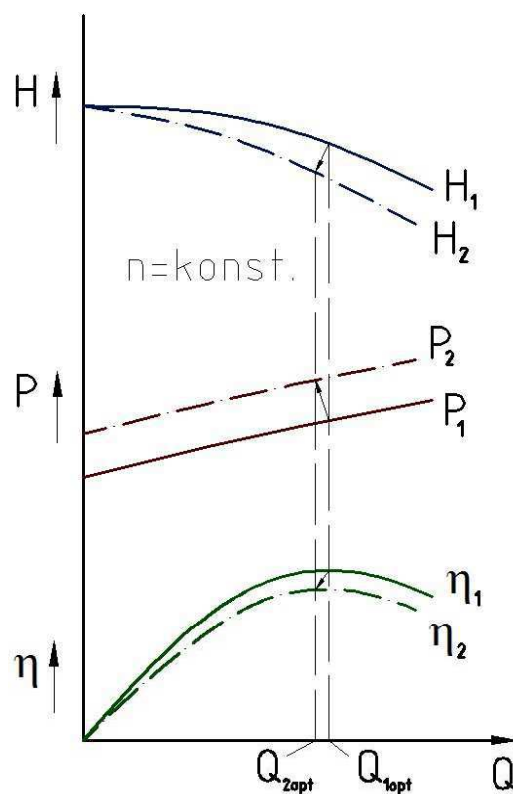
$$\eta_2 = \eta_1 \cdot f_\eta \quad (32)$$

Příkon čerpadla při čerpání kapaliny jiné viskozity se vypočítá z následujícího vztahu.

$$P_2 = \frac{Q_2 \cdot \rho_2 \cdot g \cdot H_2}{\eta_2} \quad (33)$$



Obr. 11 – Změna parametrů při změně hustoty [9]



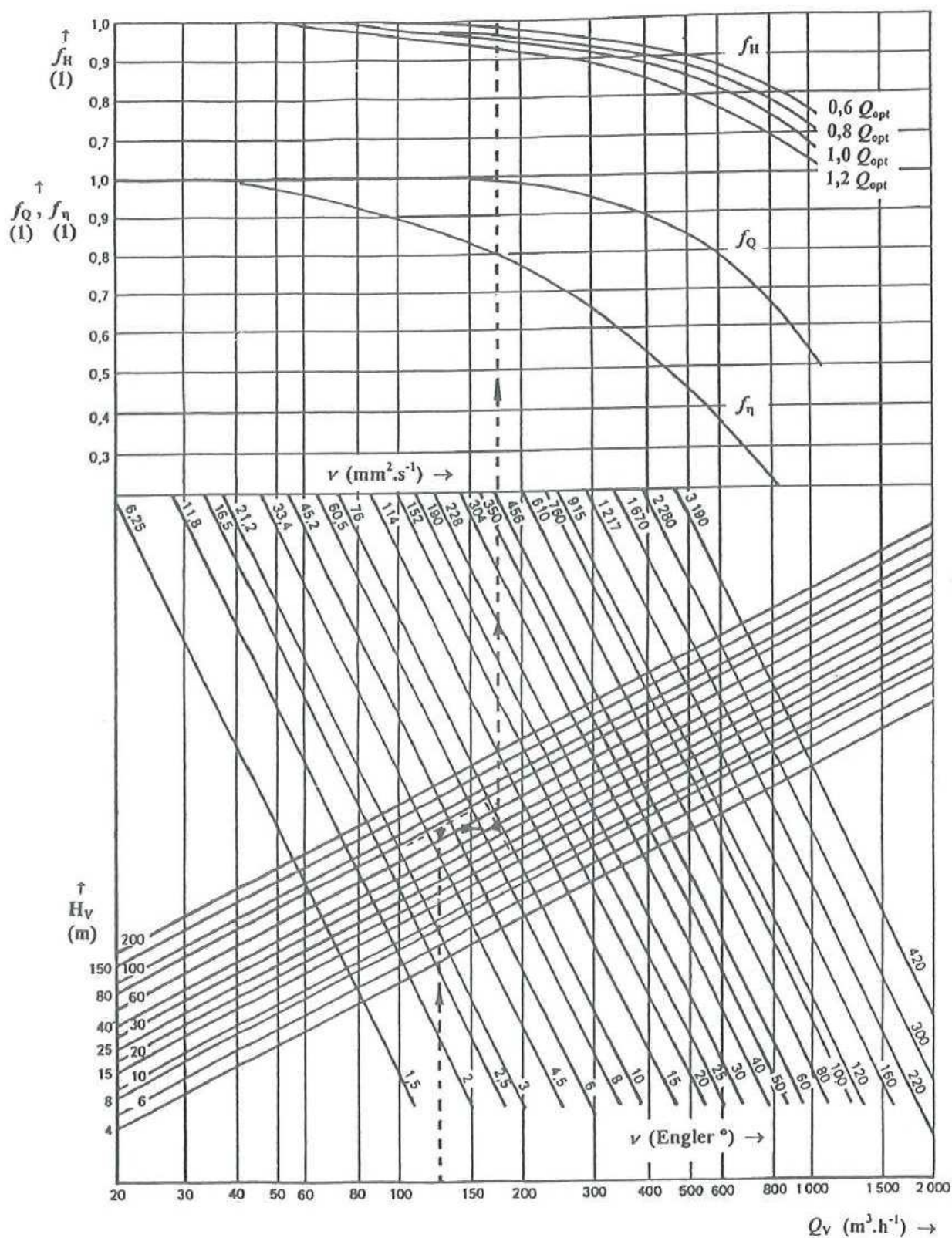
Obr. 12 – Změna parametrů při změně kinematické viskozity [9]

Na základě experimentů vznikly nomogramy ke stanovení přepočtových koeficientů. Nomogram obr. 13 lze využít v rozsahu měrných otáček $n_q = 4 \div 45 \text{ min}^{-1}$ a kinematické viskozity $\nu = (1 \div 4000) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$, kde měrné otáčky lze vypočítat ze vztahu (34).

$$n_q = n \cdot \sqrt{\frac{Q}{H \cdot \sqrt{H}}} \quad (34)$$

V závěrném bodě ($Q_1 = Q_2 = 0$) jsou měrné energie, respektive dopravní výšky vody a kapaliny s rozdílnou viskozitou rovny $Y_1 = Y_2$, $H_1 = H_2$.

Na obr. 13 je nomogram podle Standards of Hydraulic Institute, New York, USA. Lze z něj určit přepočtové koeficienty jednotlivých parametrů platné v rozmezí průtoku $Q = 0,6 \cdot Q_{opt}$ až $Q = 1,2 \cdot Q_{opt}$.



Obr. 13 – Nomogram k určení přepočtových součinitelů pro jednostupňová čerpadla. [9]

Vycházím z [2], [9], [10].

2.6 Součtové charakteristiky

Pokud je v hydraulických tratích zapojeno více čerpadel, je většinou potřeba vytvořit výslednou charakteristiku všech zapojených čerpadel. Tato charakteristika vznikne, pokud charakteristiky jednotlivých čerpadel sečteme. Součtové charakteristiky se obecně dají dělit podle způsobu zapojení čerpadel na paralelní a sériové. Z pohledu hydraulických ztrát je lze dělit na dvě skupiny. První skupinou jsou soustavy s nevýznamnými ztrátami ve spojovacím potrubí mezi jednotlivými čerpadly. Druhou jsou pak soustavy s významnými ztrátami, které se uplatňují v případě dlouhého spojovacího potrubí, nebo existence zdroje větších ztrát v potrubí mezi čerpadly.

2.6.1 Nevýznamné ztráty ve spojovacím potrubí

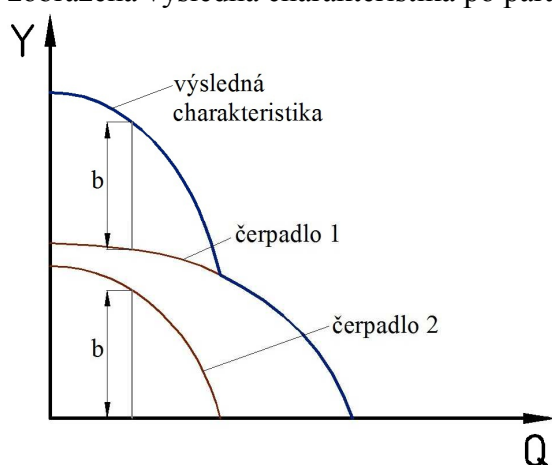
V této podkapitole se uvažuje krátké spojovací potrubí, mezi jednotlivými čerpadly. To znamená, že se ztráty ve výsledné charakteristice projeví tak nepatrně, že jejich neuvažováním nevznikne téměř žádná chyba.

Sériové zapojení dvou čerpadel

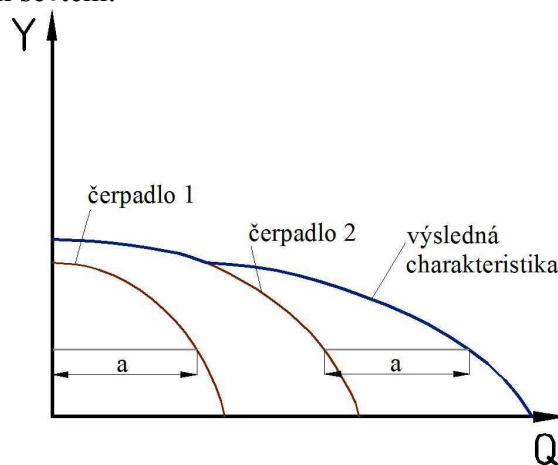
Sériové zapojení se používá poměrně často, a to zejména tam, kde je třeba zvýšit výtlačnou výšku soustavy. U následujícího případu jsou ztráty v potrubí, mezi jednotlivými čerpadly, zanedbány. Za použití tohoto předpokladu se dopravní výška prvního čerpadla rovná nátoku na druhé čerpadlo. V případě tohoto druhu zapojení se sčítají pouze měrné energie při konstantním průtoku. Princip je názorně zobrazen na obr. 14., kde jsou hnědou barvou zobrazeny charakteristiky jednotlivých čerpadel a modře je zobrazena výsledná charakteristika po sečtení.

Paralelní zapojení dvou čerpadel

Následující zapojení se používá především tam, kde je požadavek na zvýšení průtoku. Často se používá zapojení, kdy více čerpadel čerpá kapalinu ze stejné nádrže a potrubí se spojuje až za jednotlivými čerpadly. V případě paralelního zapojení se sčítají pouze průtoky při konstantní měrné energii. Princip sčítání je zobrazen na obr. 15. Sčítají se pouze průtoky za konstantní měrné energie. Značení jednotlivých křivek je shodné se sériovým zapojením. Hnědou barvou jsou vyznačeny charakteristiky čerpadel pracujících samostatně a modře je zobrazena výsledná charakteristika po paralelním sečtení.



Obr. 14 – Sériové sčítání charakteristik čerpadla.



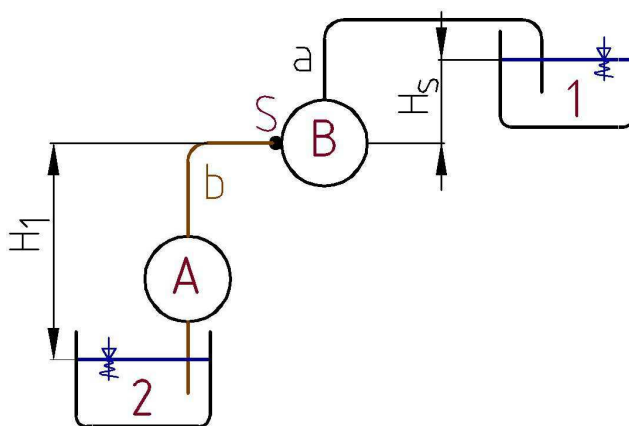
Obr. 15 – Paralelní sčítání charakteristik čerpadla.

2.6.2 Významné ztráty ve spojovacím potrubí

V předchozím bodě byly charakteristiky sčítány za předpokladu zanedbání ztrát ve spojovacím potrubí. Pokud potrubí mezi čerpadly jsou významné, nemůžeme předchozí metodu použít. Významným potrubím se rozumí potrubí, ve kterém se nachází armatura s vyšším ztrátovým součinitelem, nebo pokud je spojovací potrubí příliš dlouhé a ztráty v něm jsou výrazné.

Sériové zapojení dvou čerpadel

Energie kapaliny na vstupu druhého čerpadla je menší než energie kapaliny na výstupu z prvního čerpadla. Rozdíl těchto energií je roven ztrátám v potrubí mezi čerpadly. K vytvoření součtové charakteristiky systému je nejprve nutno potrubní systém pomyslně rozdělit na dvě tratě „a“ a „b“. Spojovací bod je umístěn těsně před výše posazené čerpadlo „B“ viz - obr. 16.



Obr 16 – Schéma sériového zapojení s výraznými ztrátami ve spojovacím potrubí.

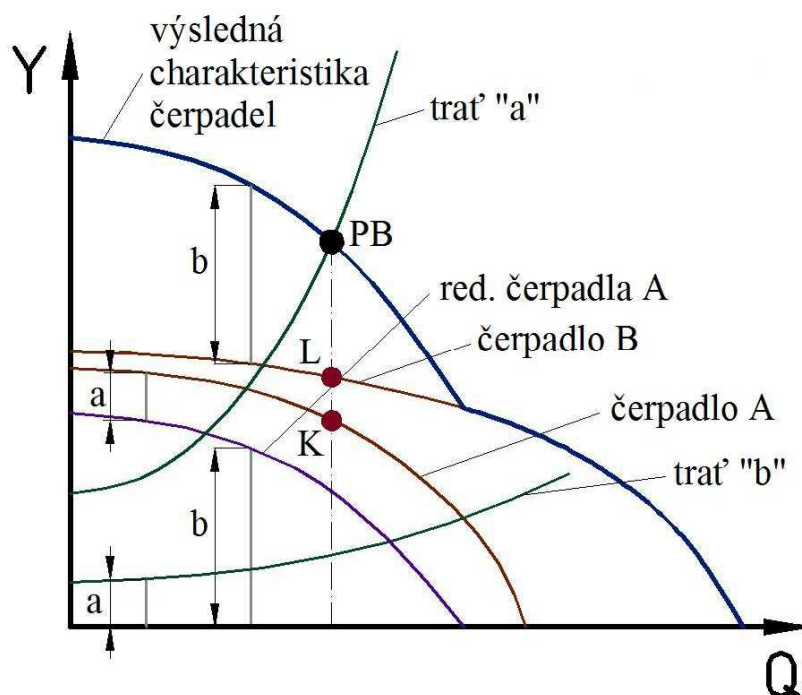
Ke zjištění charakteristik obou tratí se využijí Bernoulliho rovnice. První rovnice se používá, pro určení charakteristiky trati „a“, mezi výtlačnou nádrží a spojovacím bodem S (35). Druhá pak slouží ke stanovení charakteristiky mezi spojovacím bodem „S“ a hladinou sací nádrže (36).

$$Y_a = H_s \cdot g + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2} \sum_{i=1}^n \frac{\xi_i}{d_i^4} \quad (35)$$

$$Y_b = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + H_1 \cdot g + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2} \sum_{j=1}^m \frac{\xi_j}{d_j^4} \quad (36)$$

Pokud je tlak na sací hladině odlišný od tlaku na výtlačné hladině, je celý tlakový člen zahrnut pouze do charakteristiky trati „b“.

Pro vytvoření součtové charakteristiky systému je nutno vytvořit fiktivní tzv. redukovanou charakteristiku prvního čerpadla „A“, která bude pomyslně umístěna těsně před druhé čerpadlo do bodu „S“. Redukovaná charakteristika je tvořena z charakteristiky prvního čerpadla „A“ a charakteristiky trati „b“ viz obr 17. Čerpadlo dodává energii kapalině, kde se její část vlivem ztrát v potrubí mění na teplo. Je tedy zřejmé, že bude nutno charakteristiku trati odečíst od charakteristiky čerpadla po vertikální ose. Nyní lze obě charakteristiky tj. redukovanou charakteristiku čerpadla „A“ a charakteristiku čerpadla „B“, sériově sečíst stejně jako v předchozí kapitole.



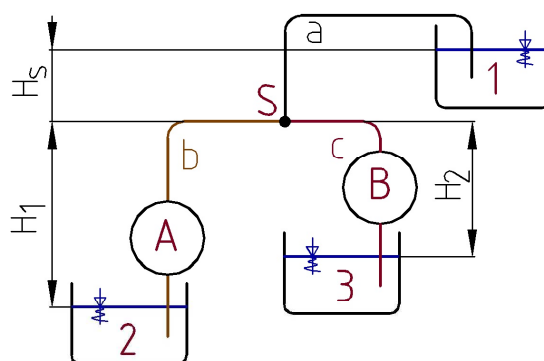
Obr. 17 – Tvorba charakteristiky sériového zapojení s významnými ztráty ve spojovacím potrubí. [1]

Pracovní bod systému se nachází na průsečíku trati „a“ a výsledné charakteristiky čerpadel. Provozní body jednotlivých čerpadel se u takto zapojené soustavy naleznou velice snadno. Jelikož jsou všechna potrubí i všechna čerpadla zapojena sériově, protéká každým místem stejný průtok. Z toho vyplývá, že provozní body jednotlivých čerpadel budou ležet na stejném průtoku. Na obr. 17 bod K znázorňuje pracovní bod čerpadla „A“ a bod L znázorňuje pracovní bod čerpadla „B“.

Paralelní zapojení dvou čerpadel

Způsob tvorby výsledné charakteristiky u paralelního zapojení s uvažováním ztrát ve spojovacím potrubí bude podobný jako u sériového zapojení. Při tomto druhu zapojení bude potřeba vytvoření dvou redukovaných charakteristik z obou čerpadel. Nejprve je nutno sestavit charakteristiky jednotlivých tratí. Tlakové členy charakteristiky budou opět zahrnuty pouze v charakteristikách tratě „b“ a tratě „c“. Při paralelním zapojení je zřejmé, že požadovaný průtok na výtlaku bude rozdělen do dvou průtoků v jednotlivých sacích větvích.

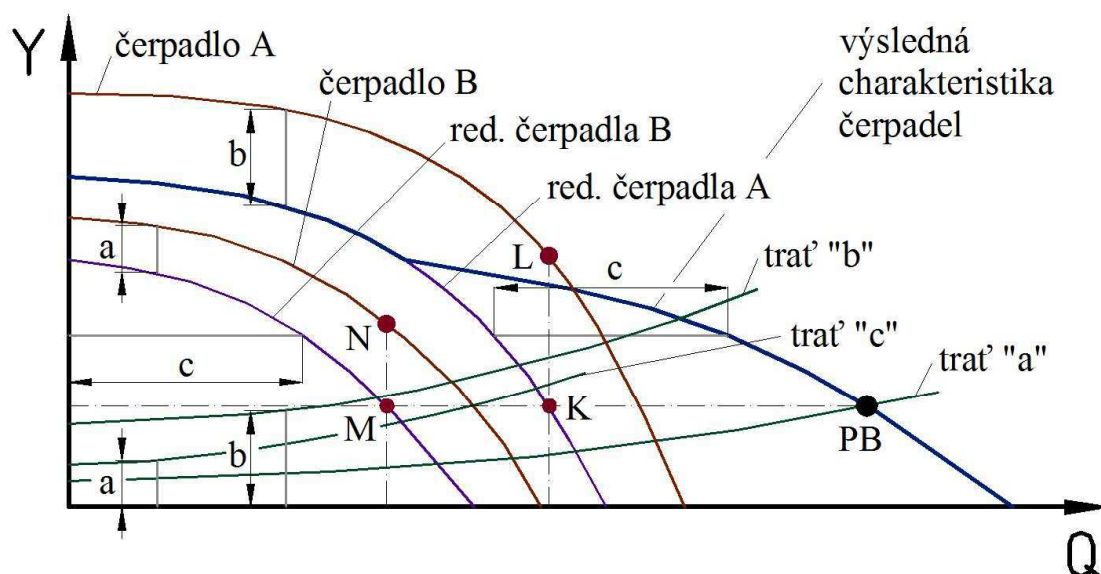
Průtok v jednotlivých větvích je závislý na spoustě parametrů, jako například na charakteristice čerpadel, ztrátách v potrubí atd. Výpočet průtoku v jednotlivých tratích by byl příliš komplikovaný, proto se charakteristiky potrubí „b“ a „c“ viz obr. 18 vykreslují pro maximální průtok a jednotlivé průtoky Q_b a Q_c se určí graficky.



Obr 18 – Schéma paralelního zapojení s výraznými ztrátami ve spojovacím potrubí.

Jak již bylo napsáno výše, pro tvorbu výsledné charakteristiky bude potřeba nejprve vytvořit redukované charakteristiky v obou sacích větvích. První redukovaná charakteristika vznikne odečtením charakteristiky trati „b“ od charakteristiky čerpadla „A“. Obdobným postupem se vytvoří i redukovaná charakteristika čerpadla „B“ vztažená ke spojovacímu bodu S. Nyní lze obě redukované charakteristiky spolu sečíst stejně jako v předchozí kapitole, tedy sečíst paralelně se zanedbáním ztrát. Tímto součtem je vytvořena výsledná charakteristika čerpadel a sacích potrubí.

Vyhodnocení této soustavy a nalezení pracovních bodů jednotlivých čerpadel je o něco obtížnější než v případě sériového zapojení. Pracovní bod soustavy se opět nachází na průsečíku charakteristiky potrubí „a“ a výsledné charakteristiky potrubí. Obě sací větve reprezentované redukovanými charakteristikami ve spojovacím bodě „S“ jsou spojeny paralelně. Pracovní bod redukovaných charakteristik se nachází na průsečíku charakteristiky redukovaných čerpadel a konstantní měrné energie. Na obr. 19. bod K pro redukované čerpadlo A, respektive bod M pro redukované čerpadlo B. Redukované charakteristiky vznikly sériovým sečtením charakteristik trati a čerpadla. To znamená, že pracovní bod samotného čerpadla se nachází na průsečíku konstantního průtoku a charakteristiky čerpadla, bod L pro čerpadlo „A“, respektive bod M pro čerpadlo „B“.



Obr. 19 – Tvorba charakteristiky paralelního zapojení s významnými ztrátami ve spojovacím potrubí. [1]

Vycházím z [1].

3 Programové řešení

3.1 Výběr programovacího prostředí

V technické praxi se poměrně často setkáváme s problémem navržení hydraulické trati. Tato problematika zahrnuje nejen navržení správných armatur, ale také zvolení vhodných čerpadel. Úkolem této práce je vytvoření programového nástroje, který by konstruktérovi hydraulických tratí pomohl k vyřešení soustavy jako celku.

Podobný program řešili zde na ústavu v rámci diplomových prací už studenti Pavel Malěř a Kateřina Konečná. K vypracování použili programovací jazyk Microsoft Visual Basic. Po konzultaci s doc. Ing. Jaroslavem Stiglerem Ph.D se rozhodlo, že z důvodů možnosti využití procedur z předchozího programu bude k tvorbě nového programu taktéž použit programovací jazyk Microsoft Visual Basicu (dále jen VB).

Tento programovací jazyk vychází z jazyka BASIC, který byl vytvořen jako učební pomůcka pro pochopení programovacích syntaxí. I programovací jazyk Visual Basic se vyznačuje jednoduchostí a srozumitelností. Společnost Microsoft začala jazyk VB využívat jako součást svých programů řady Microsoft Office. VB nabízí možnost naprogramování uživatelských maker a procedur. Jednou z jeho nevýhod může být nemožnost vytvoření spustitelného programu s koncovkou *.exe. Pro spuštění programu napsaného ve VB musí být aktivován jakýkoliv program z nabídky Microsoft Office.

Po uvážení funkčnosti programu byl pro programování ve VB vybrán tabulkový editor Microsoft Excel, protože se do jeho sešitů dají poměrně snadno a přehledně ukládat data a také programování pod Microsoft Excelem je zřejmě nejrozšířenější. Po spuštění produktu Microsoft Excel se programovací prostředí aktivuje stiskem dvou kláves a to ALT + F11.

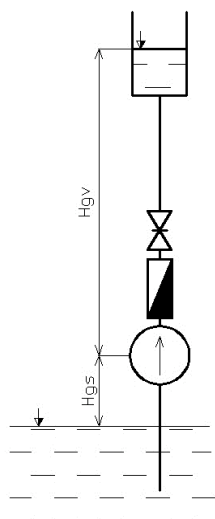
3.2 Volba zapojení

Předchozí program řešil odlišný typ zapojení, a to jednoduché zapojení systému (Obr.20) a systému s paralelními větvemi na výtlaku (obr. 21). U obou případů bylo možno zadat buď jedno čerpadlo, nebo dvě čerpadla zapojena sériově, či paralelně se zanedbáním ztrát ve spojovacím potrubí. Dalším omezením byla nutnost uživatele nainstalovat si zástupný modul pro zobrazování grafů ve formuláři.

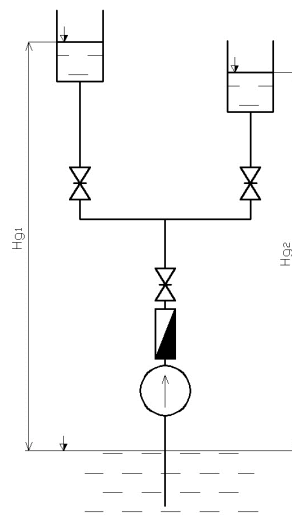
Při tvorbě programu bylo využito mnoha procedur a databází, které obsahoval program s názvem „Určení PB čerpadla.xls“, který byl součástí diplomových prací studentů Pavla Malěře a Kateřiny Konečné.

Po konzultaci s vedoucím práce a uvážení praktičnosti programu byly vybrány tři typy zapojení, ze kterých si uživatel bude moci vybrat.

- **Jednoduché zapojení**, kde soustava obsahuje sací a výtlačnou nádrž, jednu čerpací stanici, kde je možno zapojit až dvě čerpadla (paralelně, sériově) a jedno potrubí.
- **Sériové zapojení**, kde soustava obsahuje sací a výtlačnou nádrž a dvě čerpací stanice, mezi kterými je významné potrubí.
- **Paralelní zapojení**, kde jsou dvě sací nádrže, tedy i dvě sací větve. Na každé ze sacích větví je jedna čerpací stanice. Tyto větve se v určitém místě spojí a dále pokračuje pouze jedno výtlačné potrubí.



Obr. 20 - Čerpadlo + sériově řazené potrubí [6]



Obr. 21 - Čerpadlo + paralelně řazené potrubí [6]

3.3 Tvorba charakteristik

Problematikou programového řešení tvorby charakteristiky čerpadla se ve své práci zabývala Kateřina Konečná [5]. Potrubní řád programově zpracovával Pavel Malér [6]. Zde jsou uvedeny nejdůležitější postupy pro lepší pochopení způsobu chodu programu.

Vlastnosti kapaliny

Mezi hlavní vlastnosti kapaliny patří hustota a kinematická viskozita. Tyto vlastnosti mají zásadní vliv na typ proudění, hydraulické ztráty atd. V programu je přednastavená pouze jedna pracovní látka, kterou je voda. Její parametry se mění v závislosti na okolním prostředí (teplota, tlak, koncentrace nečistot aj.). Závislost vlastností vody na teplotě je zahrnuta v programu. Pro určení závislosti se využilo tabulkových hodnot fyzikálních vlastností vody za konstantního tlaku [9]. Za pomoci programu Microsoft Excel byl z tabulkových hodnot vytvořen graf. Hodnoty grafu, pro každou z vlastností, byly proloženy polynomm 4. řádu. Za pomoci těchto polynomů program dopočítává změnu hustoty a kinematické viskozity v závislosti na teplotě.

Tvorba polynomu charakteristik

K nalezení pracovního bodu je nutno znát nejprve rovnice jednotlivých charakteristik. Proto se všechny závislosti nahrazují polynomm 4. stupně

$$M(x) = k_0 + k_1 \cdot x + k_2 \cdot x^2 + k_3 \cdot x^3 + k_4 \cdot x^4, \quad (37)$$

kde M je obecná funkce (x) a k_0, k_1, k_2, k_3, k_4 jsou koeficienty polynomu. V práci jsou všechny funkce závislé na průtoku.

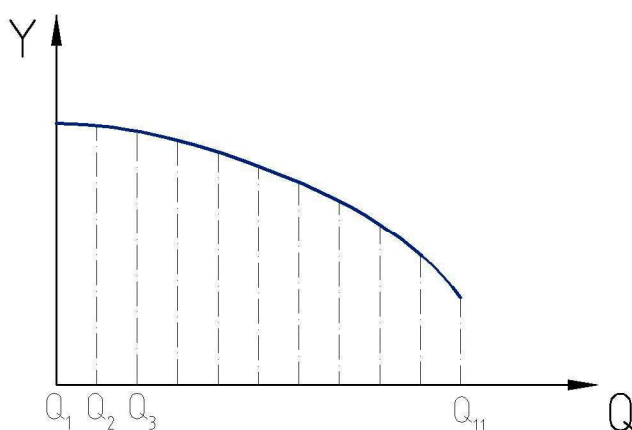
$$M(Q) = k_0 + k_1 \cdot Q + k_2 \cdot Q^2 + k_3 \cdot Q^3 + k_4 \cdot Q^4 \quad (38)$$

Pro určení koeficientů polynomu byla použita metoda nejmenších čtverců. Vycházím z [3], [4], [5].

3.3.1 Charakteristika čerpadla

Součástí programu jsou uloženy parametry vybraných čerpadel i s koeficienty daných polynomů (list „čerpadla“). Postup výpočtu programu při přidání dalšího čerpadla je následující. Nejprve se do programu zadají naměřená data charakteristik. Pro názornost je zde uvažováno pouze charakteristika závislosti měrné energie Y na průtoku Q . Ostatní závislosti jsou tvořeny analogickým způsobem.

Za použití metody nejmenších čtverců se určí koeficienty polynomu 4. stupně. Poté je celý průtokový rozsah charakteristiky rozdělen do 10 stejně velkých dílčích průtoků (viz. Obr. 22). Zpětně k nim se z polynomu dopočítají velikosti měrné energie Y . Nyní je charakteristika definována 11 body i polynomem. Body slouží k vykreslování charakteristik a polynomy k výpočtu pracovních bodů a sčítání charakteristik.



Obr. 22 – Rozdělení charakteristiky na stejné průtoky

Každý typ zapojení obsahuje minimálně jednu čerpací stanici. V rámci každé čerpací stanice je možno zapojit až dvě čerpadla, a to sériově, nebo paralelně.

Sériově zapojená čerpadla

Při sériovém zapojení se sčítají pouze měrné energie respektive dopravní výšky při konstantním průtoku. Sečtením koeficientů polynomů charakteristiky obou čerpadel se vytvoří nový polynom charakterizující výslednou součtovou závislost. Pro stanovení bodů charakteristiky je nutno určit maximální průtok čerpací stanice, který je dán menší hodnotou maximálních průtoků čerpadel. Maximální průtok se znovu rozdělí na 10 stejných průtoků a poté se postupně dopočítají hodnoty měrné energie z polynomu vyjadřující součtovou charakteristiku.

Paralelně zapojená čerpadla

Zde se úloha poněkud komplikuje. Sčítání zde probíhá za konstantní měrné energie tak, že se sčítají pouze průtoky. Mohou nastat 3 varianty:

- Obě čerpadla jsou shodná.

Postup je podobný jako u sériového sčítání. Průtoky se sečtou, ale měrná energie má shodnou hodnotu s body charakteristiky jednoho čerpadla. Po vytvoření nových 11 bodů se použije metoda nejmenších čtverců na výpočet nového polynomu.

$$L_i = [2 \cdot Q_i, Y_i]$$

• Obě čerpadla mají stejnou hodnotu měrné energie v závěrném bodě

Hlavní charakteristikou bude zvolena ta, která má vyšší měrnou energii při maximálním průtoku. Dále je nutno dopočítat na vedlejší charakteristiku body o stejné měrné energii, jako je na hlavní charakteristice. K tomu se využije NMT - Newtonova metoda tečen (níže její stručné vysvětlení). Nyní lze průtoky sečíst za konstantní měrné energie

$$L_i = [Q_{1i} + Q_{2i}, Y_{1i}],$$

kde L_i jsou body součtové charakteristiky, Q_{1i} jsou průtoky hlavního čerpadla, Q_{2i} jsou průtoky vedlejšího čerpadla a Y_{1i} jsou měrné energie bodů hlavního čerpadla. Pro získání koeficientů polynomu opět využijeme metody nejmenších čtverců.

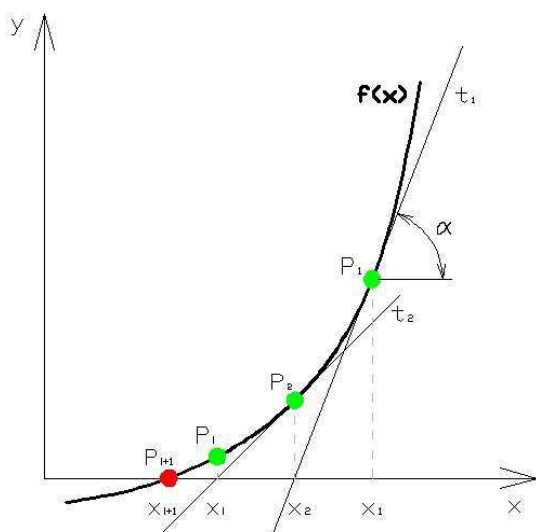
• Čerpadla mají různou hodnotu v závěrném bodě.

Výsledná charakteristika tohoto případu je složena ze dvou částí. První část tvoří charakteristika hlavního čerpadla, které má v závěrném bodě vyšší měrnou energii. Vedlejší čerpadlo začíná pracovat až v tzv. Bodu zlomu. Tento bod se nachází na charakteristice hlavního čerpadla. Průtok bodu zlomu se vypočte za pomoci NMT, do které vstupuje polynom hlavního čerpadla a měrná energie závěrného bodu vedlejšího čerpadla. Průtok BZ se znovu rozdělí do 10 stejně velkých dílčích průtoků a z polynomu charakteristiky hlavního čerpadla se dopočítají hodnoty měrné energie. Druhá část charakteristiky se vytváří analogicky s případem, kdy obě čerpadla měla v závěrném bodě stejnou měrnou energii.

Newtonova metoda tečen.

NMT je iterační metoda ke zjištění průsečíku polynomu s osou x nebo její rovnoběžkou. V programu je použita při tvorbě součtových charakteristik, hledání pracovních bodů nejen soustavy, ale i samotných čerpadel. Vysvětlení postupu výpočtu pomocí této metody je převzato z [5].

$$x_{i+1} = x_i - \frac{f(x_i)}{f'(x_i)} \quad (39)$$



Obr. 23 – Newtonova metoda tečen [5]

Postup výpočtu:

1. zvolit počáteční hodnotu x_1 v intervalu hodnot křivky $f(x)$ a v něm vypočítat funkční hodnotu, tím je určen bod P_1
2. bodem P_1 vést tečnu (t_1)
3. aplikace vztahu (39) → průsečík tečny s osou x: x_2 , z něj určit bod P_2
4. tento postup se opakuje do okamžiku, dokud není rozdíl mezi x_i a x_{i+1} menší než zadaná přesnost výpočtu, poté je x_{i+1} hledaným kořenem

Regulace změnou otáček.

Čerpadla lze regulovat několika způsoby, mezi které patří například obtok, škrcení na výtoku, nebo změna otáček čerpadla. Poslední jmenovaný způsob je zahrnut i do tvořeného programu. Dojde-li ke změně otáček čerpadla, změní se i jeho parametry. K přepočtu jednotlivých parametrů (průtoku, měrné energie atd.) slouží tzv. afinní vztahy.

$$Q = Q' \cdot \frac{n}{n'} \quad (40)$$

$$Y = Y' \cdot \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \quad (41)$$

$$P = P' \cdot \left(\frac{n}{n'} \right)^3 \quad (42)$$

Kde veličiny s čárkou se vztahují ke starým otáčkám a veličiny bez čárky k novým. Po přepočtu všech veličin je k výpočtu nových koeficientů polynomů využito metody nejmenších čtverců.

Vycházím z [3], [4], [5].

3.3.2 Charakteristika trati

Charakteristice potrubí se věnovala již kapitola 2.3, kde byl odvozen vztah (21). Poslední člen vztahu lze rozepsat podle druhu ztrát na délkový a místní.

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + H_s \cdot g + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2} \left(\sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i \cdot l_i}{d_i^5} + \sum_{j=1}^m \frac{\xi_j}{d_j^4} \right) \quad (43)$$

Tlaky i rozdíl výšek hladin jsou konstanty. Parabolický tvar této charakteristice dávají ztrátové členy, které jsou závislé na průtoku. Postup při tvorbě charakteristiky trati je obdobný jako tvorba charakteristiky čerpadel. Uživatel zadává maximální průtok trati, který se rozdělí na 11 stejně velkých dílčích průtoků, ke kterým se ze vztahu (43) dopočítají měrné energie.

Délkové ztráty

Pro výpočet součinitele třecích ztrát je nejprve nutno zjistit typ proudění, tedy Reynoldsovo číslo. Po dosazení rovnice kontinuity do vztahu (15) se získá výsledný vztah.

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_i \cdot \nu} \quad (44)$$

V případě, že Reynoldsovo číslo vyjde rovno nebo menší než hodnota 2320, jde o laminární proudění a součinitel třecích ztrát se vypočítá pomocí vztahu (45).

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (45)$$

V ostatních případech se součinitel třecích ztrát počítá pomocí vztahu (46), který vytvořil v roce 2002 Romeo a kolektiv. Tento vztah se podle [7] nejvíce blíží skutečnosti a lze jej využít jak pro přechodovou oblast, tak i pro oblast vyvinutého turbulentního proudění.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7065 \cdot D} - \frac{5,0272}{\text{Re}} \cdot A \right) \quad (46)$$

$$A = \log \left(\frac{k}{3,827 \cdot D} - \frac{4,567}{\text{Re}} \cdot \log \left(\left(\frac{k}{7,7918 \cdot D} \right)^{0,9924} + \left(\frac{5,3326}{208,815 + \text{Re}} \right)^{0,9345} \right) \right) \quad (47)$$

Ztráty místními odpory

Děje v místních odporech jsou příliš složité. Proto se součinitelé ztrát jednotlivých armatur stanovují experimentálně. V programu jsou přednastaveny některé ze zdrojů místních ztrát.

Potrubní tvarovky

Jsou to prvky potrubí, které mění buď průtočný průřez, nebo směr proudu.

- Změna velikosti průtočného průřezu.

Při náhlém rozšíření, případně zúžení (Obr. 24), je ztrátový součinitel závislý pouze na poměru tohoto rozšíření nebo zúžení. U kónického rozšíření/zúžení (Obr. 25) je k určení ztrátového součinitele důležitý úhel rozšíření/zúžení. Při zmenšení průřezu jsou ztráty menší než v opačném případě.



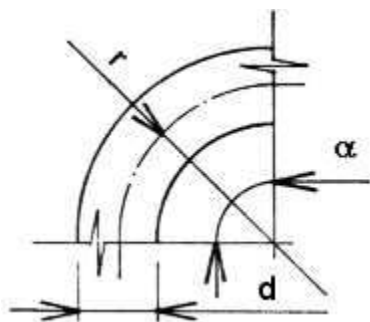
Obr. 24 – Náhlé rozšíření respektive zúžení průtočného průřezu. [6]



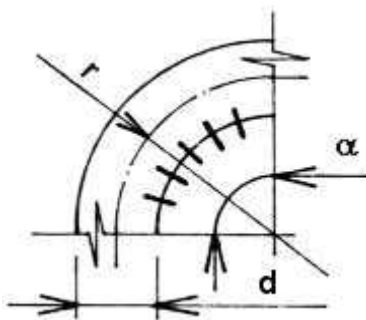
Obr. 25 – Kónické rozšíření respektive zúžení průtočného průřezu. [6]

- Změna směru proudu.

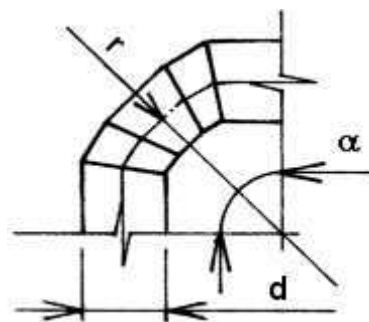
Při čerpání kapaliny se většinou v potrubí vyskytuje minimálně jeden prvek sloužící ke změně směru proudu. Ztrátový součinitel je závislý na poměru poloměru ohybu proudu r ku průměru potrubí d a úhlu zahnutí proudu.



Obr. 26 – Hladké koleno [6]



Obr. 27 – Záhybové koleno [6]

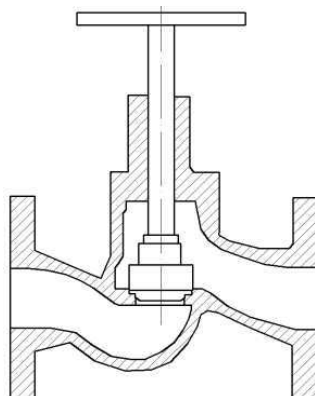


Obr. 28 – Segmentové koleno [6]

Armatury

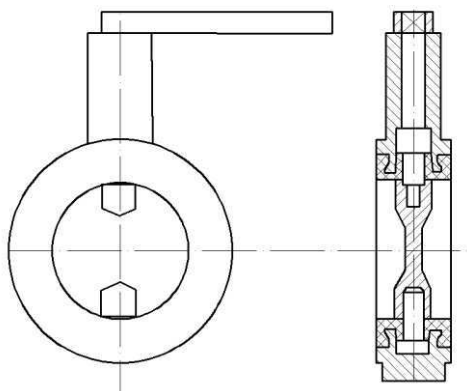
Slouží k regulaci nebo zahrazení průtoku. Některé z nich jsou zahrnuty v programu.

- **Ventil** je prvek, kterým se dá vhodně regulovat průtok. Ztrátový součinitel je závislý na otevření ventilu. Jeho nevýhodou je poměrně velký ztrátový součinitel i při plném otevření.



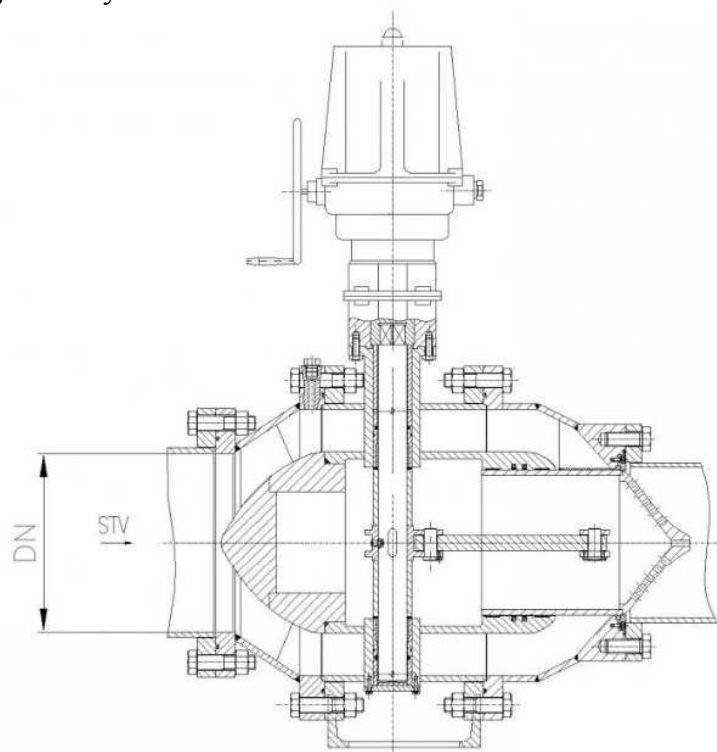
Obr.29 – Schématický náčrt ventilu ovládaného ručně. [6]

- **Klapka** slouží převážně pro hrazení průtoku. V plně otevřeném stavu má nízkou hodnotu ztrátového součinitele. Vyznačuje se poměrně jednoduchou konstrukcí. Ztrátový součinitel je opět závislý na míře otevření.



Obr.30 – Schématický náčrt klapky ovládané ručně. [6]

- **Kuželový uzávěr** lze použít jak k regulaci průtoku, tak i k jeho hrazení. Ztrátový součinitel je závislý na míře otevření.



Obr. 31 – Schéma kuželového uzávěru. [11]

Vycházím z [3], [4], [6].

3.3.3 Redukované charakteristiky

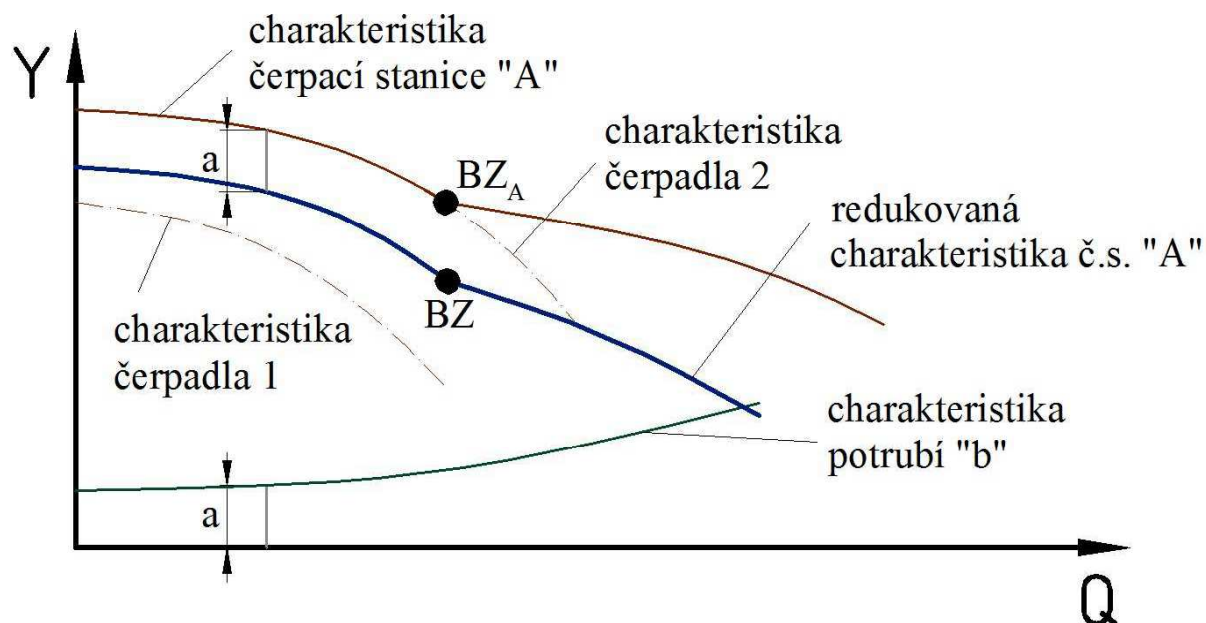
Při sériovém a paralelním zapojení je třeba vyřešit problém se sčítáním charakteristik čerpadel, kde je spojovací potrubí významné. Jak již bylo psáno v kapitole 2.5.2., je nutno nejdříve vytvořit redukovanou charakteristiku.

Redukovaná charakteristika je charakteristika pomyslného čerpadla, které je umístěno do určeného bodu. Skládá se z charakteristiky čerpadla a charakteristiky sací a výtlačné trati daného čerpadla až do určeného bodu. Sčítání je podobné jako v případě sériově pracujících čerpadel s tím rozdílem, že charakteristika trati se od charakteristiky čerpací stanice odečítá po vertikální ose za konstantního průtoku.

Sériově zapojené čerpací stanice

Při sériovém a paralelním zapojení je třeba vyřešit problém se sčítáním charakteristik čerpadel, kde je spojovací potrubí významné. Postup byl popsán v kapitole 2.5.2. V tomto případě zde bude pouze jedna redukovaná charakteristika, a to charakteristika čerpací stanice „A“ a trati „b“.

Charakteristika trati je vyjádřena jedním polynomem, ale charakteristika čerpací stanice může být vyjádřena i dvěma polynomy (v případě zapojení dvou čerpadel pracujících paralelně v rámci č.s.). Z toho plyne, že i redukovaná charakteristika může být charakterizována buď jedním, nebo dvěma polynomy.



Obr. 32 – Tvorba redukové charakteristiky čerpací stanice „A“

Na obr. 11 je charakteristika čerpací stanice „A“ tvořena dvěma polynomy (paralelně zapojená různá čerpadla). Při tvorbě redukové charakteristiky v tomto případě nejprve odečteme polynom charakterizující trať od obou polynomů charakterizujících čerpací stanici „A“. Tím získáme polynomy charakterizující redukovanou charakteristiku. Nyní zbývá dopočítat hodnoty průtoku a měrné energie. Pokud maximální průtok tratě je větší, než průtok bodu zlomu (BZ), tak průtoky první části redukové charakteristiky budou shodné s první částí charakteristiky čerpací stanice. K těmto průtokům se pouze dopočítají hodnoty měrné energie z polynomu. Pro tvorbu druhé části charakteristiky známe jen polynom. Průtokové souřadnice bodů získáme rozdělením průtokového rozsahu na 10 stejných dílčích průtoků, ke kterým znovu dopočítáme hodnoty měrné energie.

Může nastat i situace, kdy by maximální průtok (zadaný uživatelem) byl menší, než průtok bodu zlomu. V tomto případě by redukována charakteristika byla tvořena pouze jednou křivkou, kde by dílčí průtoky byly stejné s dílčími průtoky tratě a hodnoty měrné energie by se opět dopočítaly z polynomu redukové charakteristiky.

Čerpací stanice zapojené v paralelních sacích větvích.

Zde se úloha komplikuje. Je nutno vytvořit redukovanou charakteristiku obou čerpacích stanic. Tvorba těchto redukových charakteristik je vysvětlena výše. Pokud nejvyšší měrná energie jedné redukové charakteristiky je menší než nejnižší měrná energie druhé redukové charakteristiky, nelze tyto charakteristiky sečíst. V tomto případě program zahlásí chybovou hlášku a vrátí uživatele do formuláře zadávání hodnot pro změnu parametrů.

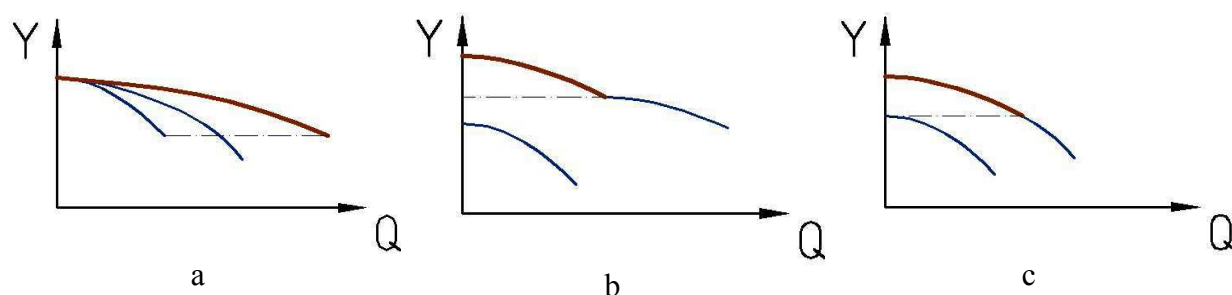
V úloze se vyskytují dvě čerpací stanice. Charakteristika každé z nich může být tvořena jedním nebo dvěma polynomy. Program musí obsahovat všechny tyto možnosti. Pokud by byly obě redukové charakteristiky tvořeny jen jednou křivkou (jedním polynomem) jedná se o totožnou úlohu s úlohou paralelně zapojených čerpadel při zanedbání ztrát ve spojovacím potrubí. V ostatních případech se zhodnotilo, které možnosti mohou nastat při tvorbě jednotlivých částí charakteristiky. Metodika tvorby výsledné závislosti je popsána pouze pro první část charakteristiky. Další části se tvoří analogicky.

Tvorba první části charakteristiky výsledného čerpacího systému.

Při tvorbě první části charakteristiky mohou nastat tři situace. V případě, že obě čerpací stanice mají v závěrném bodě stejnou hodnotu měrné energie (Obr. 33 - a), postup tvorby je stejný jako v případě tvorby charakteristiky čerpací stanice, kde jsou čerpadla zapojena paralelně.

Další situace (obr. 33 - b) nastane v případě, že měrná energie v závěrném bodě jedné redukované č. s. je menší než měrná energie druhé redukované č. s. v bodu zlomu (paralelně zapojená čerpadla v rámci č. s.), respektive měrná energie při maximálním průtoku redukované č. s. (jedno čerpadlo nebo sériově zapojená čerpadla v rámci č. s.). První část výsledné charakteristiky je v tomto případě totožná s první částí redukované charakteristiky č. s., která má v závěrném bodě vyšší měrnou energii.

Poslední případ (obr. 33 - c) může nastat, pokud je měrná energie jedné redukované charakteristiky č. s. v závěrném bodě větší než měrná energie redukované č. s. při maximálním průtoku (jedno čerpadlo nebo sériově zapojená čerpadla v rámci č. s.), respektive větší než měrná energie redukované č. s. bodu zlomu (paralelně zapojená dvě různé čerpadla v rámci č. s.). V tomto případě se musí za pomoci NMT stanovit další bod zlomu. Polynom první části výsledné charakteristiky je totožný s polynomem charakterizující první část redukované charakteristiky č. s. s vyšší měrnou energií v závěrném bodě. Maximální průtok této křivky je ohraničen novým bodem zlomu. To znamená, že bude potřeba opět určit dílčí průtoky a k nim následně dopočítat hodnoty měrné energie.



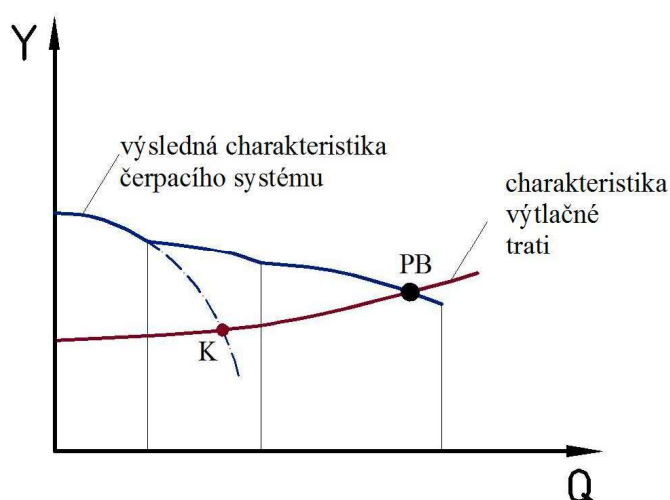
Obr. 33 – Tvorba výsledné charakteristiky čerpací soustavy

Vycházím z [1], [3], [4].

3.4 Nalezení pracovního bodu

Nalezení pracovního bodu soustavy.

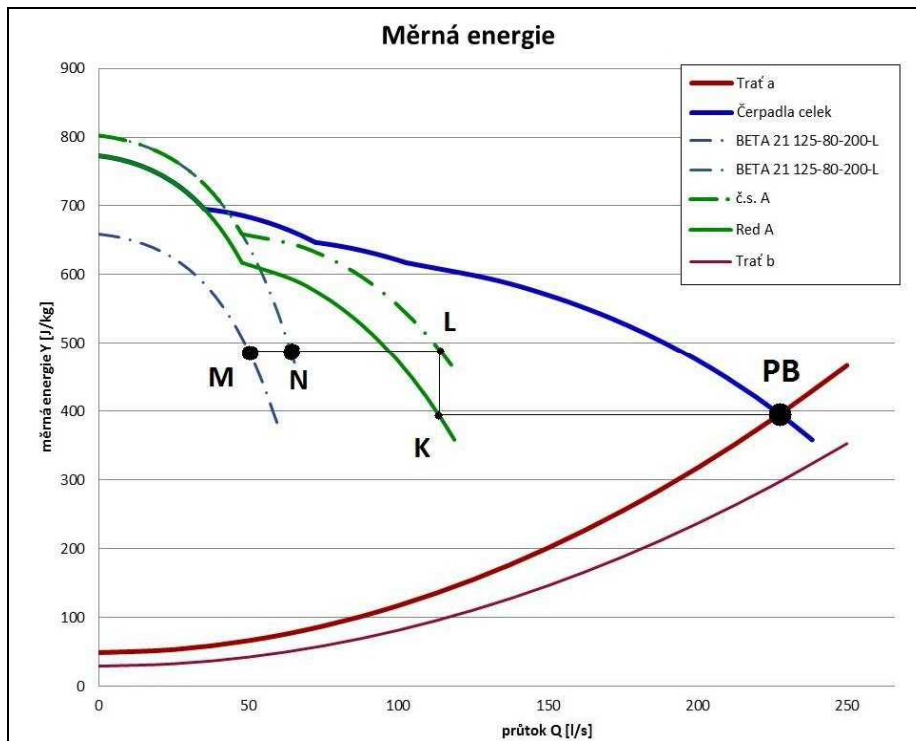
Z předchozí kapitoly vyplývá, že výsledná charakteristika čerpacího systému může mít až 4 části (případ paralelního zapojení sacích tratí). Je třeba zjistit, jestli se charakteristika výtlačné tratě „a“ protíná s některou z částí výsledné charakteristiky čerpacího systému. Postup je následující. Nejprve se za pomoci NMT spočítá společný bod polynomu charakterizující první část charakteristiky čerpacího systému a polynomu charakterizující potrubí „a“. Pokud se tento bod, určený měrnou energií a průtokem, nachází v průtokovém rozsahu první části výsledné charakteristiky čerpacího systému, pracovní bod soustavy je nalezen. V opačném případě výpočet pokračuje s další částí výsledné charakteristiky. Může nastat i situace, že žádný průsečík nebude spadat do dané průtokové oblasti. V tomto případě pracovní bod neexistuje.



Obr. 34 – Pracovní bod systému.

Nalezení pracovních bodů čerpadel

Vysvětlení způsobu nalezení pracovního bodu jednotlivých čerpadel je nejjednodušší uvést na konkrétním případě. Na obr. 35 je zobrazena úloha paralelně zapojených sacích větví. V obou čerpacích stanicích jsou zapojena dvě čerpadla pracující v paralelní spolupráci. Pro přehlednost jsou vykresleny charakteristiky vztahující se pouze k jedné sací větvi. Po nalezení pracovního bodu soustavy se za pomoci NMT vypočítá pracovní bod redukované čerpací stanice K. Bod L leží na stejném průtoku. K zjištění PB čerpací stanice je třeba z daného polynomu dopočítat hodnotu měrné energie. PB jednotlivých čerpadel leží na konstantní měrné energii. Jejich průtok získáme využitím NMT.

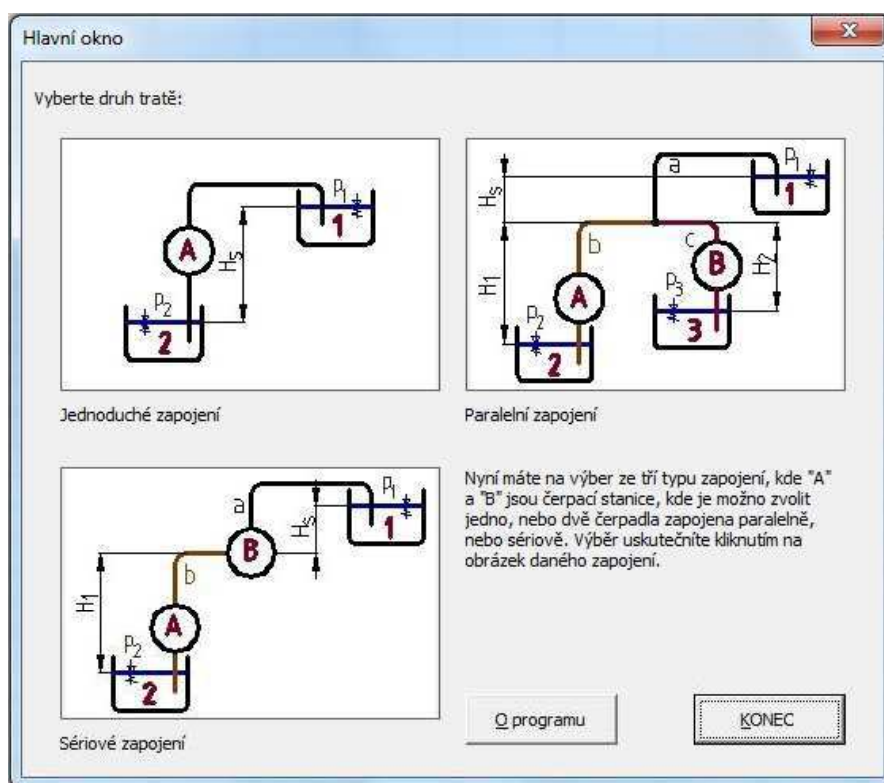


Obr. 35 – Nalezení pracovních bodů čerpadel při paralelním zapojení

Vycházím z [1], [3], [4].

4 Manuál k programu

Program je obsažen v souboru s názvem „Určení PB.xlsm“. Po spuštění souboru je uživatel varován, kvůli existenci maker v sešitu. Pro spuštění programu je nezbytné odsouhlasení používání maker. V momentě, kdy je využita maker povoleno, lze spustit samotný program. Tlačítko pro jeho aktivaci se nachází v prvním listu sešitu s názvem „Start“. Po spuštění programu má uživatel na výběr ze tří druhů uspořádání tratí a to jednoduché zapojení, sériové zapojení a paralelní zapojení. Schémata jednotlivých uspořádání jsou názorně zobrazena na obr. 36. Výběr se uskuteční kliknutím na obrázek daného zapojení.



Obr.36 – Úvodní okno programu

4.1 Druhy zapojení

Jednoduché zapojení

Jde o nejběžnější zapojení, které je složeno ze sací nádrže, výtlačné nádrže, potrubí a čerpací stanice „A“, kde má uživatel možnost zadat až dvě čerpadla, a to zapojené paralelně nebo sériově. Při zapojení čerpadel v rámci jedné čerpací stanice se v této práci vždy uvažuje spojení, za předpokladu zanedbání ztrát ve spojovacím potrubí jak bylo popsáno v kapitole 2.5.1.

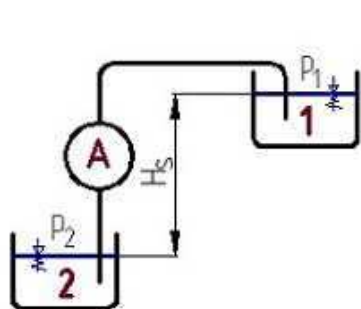
Sériové zapojení

Zde je trať velice podobná jako v předchozím případě, jen je rozšířena o další čerpací stanici „B“. I v případě této čerpací stanice má uživatel možnost zadat až dvě čerpadla, která můžou být zapojená sériově, nebo paralelně s předpokladem zanedbáním ztrát ve spojovacím

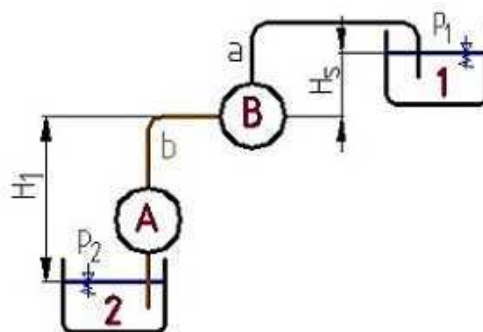
potrubí. Jelikož zde máme již dvě čerpací stanice, mezi kterými je významné spojovací potrubí, jehož ztráty nelze zanedbat, je nutné trať pomyslně rozdělit na dvě, a to na sací potrubí „b“ (ze sací nádrže až po výše umístěnou čerpací stanici „B“) a na výtlačné potrubí „a“.

Paralelní zapojení sacích větví

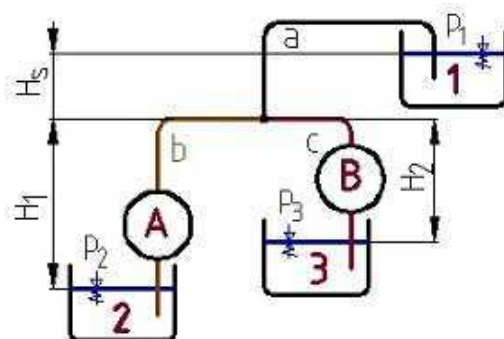
Při tomto druhu zapojení se úloha dále komplikuje, a to zejména o další sací větev potrubí. To znamená, že potrubní systém je rozdělen do tří částí, které zahrnují dvě sací větve a jednu výtlačnou. Následně se systém rozšířil o další sací nádrž. Systém s paralelními sacími větvemi se používá velmi často, zejména v případě, kde je více čerpadel umístěno na stejném podlaží a čerpají kapalinu z jedné nebo více nádrží. Na schématu zapojení jsou zobrazeny dvě sací nádrže. Při zadání stejných parametrů tj. tlaků p_2 , p_3 a výšek H_1 a H_2 se sací větve provozují stejně, jako by čerpaly ze stejné nádrže.



Obr.37 – Jednoduché zapojení tratě



Obr.38 – Sériové zapojení tratě



Obr.39 – Paralelní zapojení tratě

4.2 Zadávání vstupních parametrů

Po zvolení jednoho z druhů zapojení se uživateli zobrazí formulář, do kterého vypíše vstupní veličiny a zadá čerpací jednotky. Postup zadávání veličin je u všech zapojení shodný. Nejsložitější případ je paralelní zapojení sacích větví. Proto bude postup zadávání vysvětlen pouze na tomto případě. Formulář je rozdělen na 3 části. V první části se zobrazuje schéma zvoleného zapojení (zelený rámec). Pod ním v části dvě se zadávají čerpadla a informace vztahující se k čerpadlům (modrý rámec). Třetí část formuláře slouží k zadávání parametrů potrubí (červený rámec). Podrobnější popis jednotlivých částí je v následujících kapitolách. Ve spodní části formuláře se nacházejí další 4 tlačítka.

- KONEC – Program zobrazí tázací okno se zprávou, že existuje možnost, že nejsou uložena všechna data. Při odsouhlasení se ukončí program. V opačném případě se procedura pro ukončení zruší a zobrazí se okno pro zadávání dat.
- ZPĚT – Uzavře aktuální okno a zobrazí se hlavní okno pro volbu zapojení obr.36.
- VYHODNOCENÍ – Po jeho stisknutí se zkontroluje úplnost a korektnost zadaných veličin. Pokud některá veličina není zadána, objeví se před uživatelem upozornění pro vyplnění dané položky. Podobná hláška se objeví v případě že, je některá veličina zadána v neplatném formátu. Při úplném a správném zadání všech parametrů proběhne výpočet, zadané parametry se uloží do sešitu a zobrazí se formulář pro číselné vyhodnocení.
- GRAFICKÉ VYHODNOCENÍ – Skryje aktuální okno a zobrazí nástroje pro Grafické vyhodnocení.

Obr. 40 – Formulář pro zadávání veličin.

4.2.1 Zadání čerpadla

Rámcem pro zadávání čerpadel obsahuje u paralelního a sériového zapojení dvě záložky. V případě jednoduchého zapojení se vyskytuje pouze jedna čerpací stanice - > jedna záložka. Prvotní nastavení záložky zobrazuje pouze jedno rolovací tlačítko pro výběr předdefinovaných čerpadel. Jejich seznam s průtokovým i výškovým rozsahem je uveden v tabulce 2. Pokud v čerpací stanici budou pracovat dva stroje, uživatel zaškrtně tlačítko „druhé čerpadlo“ a objeví se mu nové rolovací tlačítko, které slouží k zadání dalšího čerpadla spolu s volbou jejich zapojení. Pro zjištění rozsahu čerpadla je zde tlačítko „zobrazit charakteristiku“. Po jeho stisku se objeví $Y(Q)$ charakteristiky zvolených čerpadel. Pro přehlednost se charakteristika prvního čerpadla (čerpadlo výše) zobrazuje červenou křivkou a charakteristika druhého čerpadla (čerpadlo níže) je vykreslena modrou barvou. Při zadání

dvou shodných čerpadel se charakteristiky vzájemně překrývají, objeví se tedy jen jedna charakteristika, ale v názvu řad jsou zobrazena obě čerpadla.

Tabulka 1 - Předdefinované čerpadla

Název čerpadla	$Q_{\min}$	$Q_{\max}$	$Y(Q_{\min})$	$Y(Q_{\max})$
BETA 4 50-32-250-L	0	5,5	973,7	788,4
BETA 6 65-50-160-L	0	12,3	393,4	269,6
BETA 16 100-80-160-L	0	41,7	397,5	223,2
BETA 30 150-125-315-L	0	139,2	1434,4	1133,5
BETA 21 125-80-200-L	0	59,8	659,0	379,0
META-PLUS 10 80-65-125-20-L	0	19,7	264,1	149,8
META-PLUS 19 100-65-315-16-L	0	35,8	1423,9	1029,6
META-PLUS 20 125-80-160-33-L	0	46,0	396,9	139,9
META-PLUS 3 50-32-200-8-L	0	5,2	590,2	399,9
META-MAK 2 50-32-NCB-160-9-L	0	5,4	406,6	303,1
META-MAK 13 80-50-NCB-250-13-L	0	19,7	991,8	760,7
META-MAK 21 125-80-NCB-200-31-L	0	58,8	633,6	374,0
MONO-NORM 1 50-32-NVY-125-11-L	0	5,7	253,1	162,3
META-PLUS 15 100-80-125-28-L	0	36,1	260,1	111,3
META-MAK 20 125-80-NCB-125-33-L	0	46,0	396,9	140,2

Otáčková regulace čerpadla:

Každé čerpadlo je možno regulovat změnou otáček. K této regulaci slouží tlačítko „Změna otáček čerpadla“, které je umístěno pod každou nabídkou čerpadel. Po jeho stisknutí se zobrazí formulář pro zadávání otáček obr. 41. Potvrzení změny otáček a zavření formuláře se provede stisknutím tlačítka „Zapiš“. Tlačítkem „Zpět“ se pouze zavře formulář bez změny otáček. Při každé změně nastavení otáček program přepočítává změnu k výchozím parametrům čerpadla. To znamená, že program uvažuje pouze poslední změnu otáček nehlédě na předchozí regulace.

Obr. 41 – Otáčková regulace.

Zadání nového čerpadla:

Pokud je pro uživatele přednastavená nabídka čerpadel nedostatečná, je zde i možnost zadání vlastního čerpadla. Formulář pro zadávání parametrů nového čerpadla obr. 42. je rozdělen do více částí. Každá část se věnuje zadávání jiných veličin. Nejprve je nutno zadat název čerpadla. Další části jsou věnovány měrné energii, účinnosti, příkonu a NPSH. Všechny tyto veličiny jsou závislé na průtoku. V každé části formuláře jsou 3 tlačítka. „Uložit bod“ uloží zapsané hodnoty do programu. „zpět“ odstraní předchozí bod a tlačítko „zapiš“ uzavře vkládání dat v aktivní části a povolí vkládání dat do další části. Charakteristiky čerpadla se nahrazují polynommem 4. stupně. Proto je umožněno stisknutí tlačítka až po zadání 5. bodu. Po zadání posledních dat čerpadla (NPSH) tlačítko „zapiš“ uloží čerpadlo do databáze a vrátí se zpět do formuláře pro zadávání veličin obr. 40.

V případě, že jsou charakteristiky odečteny na stejných průtocích, lze zvolit možnost Stejný průtok. Nově zadané čerpadlo se uloží do listu s názvem „čerpada“. V případě chybně zadaného čerpadla ho lze smazat ve jmenovaném listu.

Obr. 42 – Zadávání nového čerpadla.

4.2.2 Zadání trati

Rámec pro zadání parametrů trati je ještě pomyslně rozdělen na dvě části. První část slouží k zadávání trati bez ztrát a druhá část se věnuje pouze zadávání hydraulických ztrát. Význam jednotlivých parametrů je názorně zobrazen na schématu v levém horním rohu.

Obr. 43 – Zadání parametrů trati

Maximální průtok

Maximální velikost průtoku je většinou omezena průtočností čerpací techniky. Je vhodné pro prvotní návrh zadat vyšší hodnotu a po grafickém vyhodnocení popřípadě upravit.

Výšky

Význam jednotlivých výšek je názorně zobrazen v levém horním rohu formuláře pro zadávání veličin obr. 40. Je patrné, že se bude jejich význam měnit v závislosti na druhu zapojení. U jednoduchého zapojení se zobrazí pouze výška H_s , která bude prezentovat rozdíl výšek hladin sací a výtlačné nádrže. Při zvolení sériového zapojení se k výšce H_s zobrazí také výška H_1 . Výška H_s je vždy spjata s výtlačnou nádrží, ale u sériového a paralelního zapojení je to dáno rozdílem výšek výtlačné hladiny a spojovacího bodu. H_1 představuje rozdíl výšek spojovacího bodu a sací nádrže. Protože u paralelního zapojení sacích větví jsou dvě sací nádrže, které nemusejí být na stejném podlaží, přibude u tohoto druhu zapojení další výška H_2 .

Tlaky

Zadávané tlaky se vztahují pouze k hladinám nádrží. Velmi často však nastává situace, že je na všech hladinách stejný tlak. Pro tento případ je zde zaškrťovací tlačítko, které je přednastavené jako „pravda“. Po jeho odškrtnutí se zobrazí pole pro zadávání tlaků na jednotlivých hladinách. Jednoduché a sériové trati obsahují jen jednu sací a jednu výtlačnou nádrž. V těchto případech se tedy nebude zobrazovat pole pro zadání tlaku na 2. sací nádrži.

Vlastnosti kapaliny

Vlastnostmi kapaliny se v rámci programu myslí hustota a kinematická viskozita. Jako jediná přednastavená kapalina je zde voda. Její vlastnosti se v závislosti na teplotě mění. Proto je zde i pole pro zadání teploty čerpané kapaliny. Hodnota tlaku nasycených par je zde pouze jako informativní veličina. Program s touto hodnotou nikde nepočítá. Proto při čerpání jiné kapaliny, než je voda se zde musí zadat pouze kinematická viskozita a hustota. Je třeba mít na mysli, že charakteristiky čerpadla jsou měřeny s vodou, jako pracovním médiem. Při změně média se změní i charakteristiky čerpadel. Pro přesné výsledky by se musela čerpadla odměřit s danou pracovní kapalinou o jiných vlastnostech.

Hydraulické ztráty

Proudění kapaliny potrubím se neobejde bez hydraulických ztrát. Jejich naefinování se věnuje poměrně velká část formuláře. Je zde použit opět záložkový systém pro jednotlivé potrubí. Počet záložek je závislý na počtu potrubí.

Jednoduchá trať – jedna záložka

Sériová trať – dvě záložky

Paralelní trať – tři záložky

Všechny záložky jsou naprosto totožné a jsou rozděleny do dvou částí, kterými jsou ztráty délkové a ztráty místními odpory tzv. místní ztráty.

• Délkové ztráty

Formulář pro zadání délkových ztrát (obr. 44) se spustí po stisknutí klávesy přidat v rámci délkových ztrát. Je zde opět přednastavena databáze třech různých druhů potrubí a to běžné, bezešvé a měděné potrubí. Každý druh je blíže specifikován typem potrubí. Po zvolení obou nabídek, druhu a typu, se vypíší ostatní hodnoty, kromě délky. Tuto hodnotu musí vždy vypsát uživatel. V případě, že není požadované potrubí v databázi k nalezení, je zde možnost zadat jeho parametry ručně.

V pravé části formuláře se nachází dvě tlačítka. STORNO vymaže aktuálně zadávané informace a ukončí formulář pro zadávání délkových ztrát. ZAPIŠ DO TABULKY zkontroluje úplnost a korektnost zadaných hodnot a zapíše jej do dané tabulky ve formuláři pro zadávání hodnot (obr. 40)

• Místní ztráty

Formulář pro zadávání místních odporů (obr. 45) je velice podobný formuláři pro zadávání délkových ztrát. Některé ze zdrojů místních ztrát jsou v programu přednastaveny. Jejich výběr probíhá stejným způsobem jako výběr ztrát délkových. Pole pro průměr potrubí před prvkem musí uživatel vždy zadat ručně.

Ukončení formuláře se provede stisknutím tlačítka STORNO. Pro zapsání dat do tabulky místních ztrát slouží tlačítko ZAPIŠ DO TABULKY.

Obr. 44 – Délkové ztráty

Obr. 45 – Ztráty místními odpory

4.3 Vyhodnocení

Vyhodnocování výsledků je nedílnou součástí každého programu. Zde je rozděleno do dvou kategorií; číselné a grafické.

Chybové hlášky

„Čerpadla nelze sečíst“

Tato hláška se objeví, pokud jsou v rámci jedné čerpací stanice paralelně zapojená dvě čerpadla, která nelze sečíst. Tento případ nastane, když nejvyšší měrná energie jednoho čerpadla je menší, než nejnižší měrná energie druhého čerpadla. Po odsouhlasení hlášky se ukončí výpočet.

„Paralelní tratě nelze sečíst“

Tato hláška se může objevit pouze u paralelního zapojení sacích tratí. K jejímu zobrazení dojde v případě, že nejvyšší hodnota měrné energie redukované charakteristiky první čerpací stanice je menší, než nejnižší hodnota měrné energie redukované charakteristiky druhé čerpací stanice. Po odsouhlasení hlášky se ukončí výpočet.

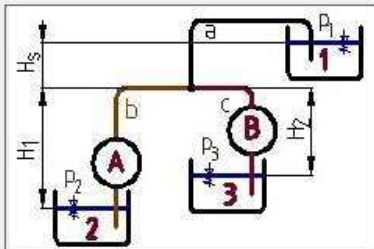
„Pracovní bod nenalezen“

Tato věta symbolizuje, že neexistuje průsečík mezi výslednou charakteristikou čerpacího systému a charakteristiky výtlačné tratě „a“. Po odsouhlasení hlášky se zobrazí formulář pro grafické vyhodnocení, kde je vidět průběh obou charakteristik.

4.3.1 Číselné vyhodnocení

Na formuláři pro číselné vyhodnocení se v levém horním rohu opět nachází schéma zapojení. Pod ním jsou vypsány nejdůležitější vstupní parametry. Levá spodní část je věnována pracovnímu bodu soustavy. V pravé části formuláře jsou zobrazeny pracovní parametry jednotlivých čerpadel. U sériového a paralelního zapojení jsou dvě čerpací stanice. Každé z nich je věnována jedna záložka. Vyhodnocení každého čerpadla je rozděleno do tří částí. První část obsahuje název čerpadla a informace o pracovním bodu čerpadla. Druhá část je věnována otáčkové regulaci. Pokud je tato část zešedlá, znamená to, že dané čerpadlo není regulováno změnou otáček. V opačném případě se zde zobrazí původní otáčky a otáčky nové. V poslední části jsou vypsány parametry, kdy čerpadlo pracuje s maximální účinností. Pokud v rámci jedné čerpací stanice je zapojeno pouze jedno čerpadlo, zobrazí se v rámci jedné čerpací stanice pouze vyhodnocení jedno zadaného čerpadla. Může nastat i situace, kdy v rámci jedné č. s. jsou sice zapojeny dvě čerpadla, ale jedno čerpadlo nepracuje. V takovém případě všechna data o čerpadle zešednou a místo parametrů pracovního bodu se údaje vyplní textem „NEČERPÁ“

Vyhodnocení



Čerpací stanice A | Čerpací stanice B

Čerpadlo 1
BETA 21 125-80-200-L

Pracovní bod

Průtok:	49,685	l/s
Měrná energie:	643,806	J/kg
Dopravní výška:	65,650	m
Příkon:	40,642	kW
Účinnost:	78,635	%
NPSH:	4,312	m
Disipace:	8,703	kW

Otáčková regulace

původní otáčky:	1450	1/min
nové otáčky:	1600	1/min

Parametry čerpadla při max. účinnosti

Průtok:	49,116	l/s
Měrná energie:	648,337	J/kg
Dopravní výška:	66,112	m
účinnost:	78,647	%

Čerpadlo 2
BETA 21 125-80-200-L

Pracovní bod

Průtok:	15,435	l/s
Měrná energie:	643,806	J/kg
Dopravní výška:	65,650	m
Příkon:	21,769	kW
Účinnost:	45,669	%
NPSH:	3,869	m
Disipace:	11,856	kW

Otáčková regulace

původní otáčky:	---	1/min
nové otáčky:	---	1/min

Parametry čerpadla při max. účinnosti

Průtok:	44,512	l/s
Měrná energie:	532,472	J/kg
Dopravní výška:	54,297	m
účinnost:	78,647	%

Parametry zapojení

Průtok Qmax:	250	l/s
Výška Hs:	40	m
Výška H1:	8	m
Výška H2:	6	m
Tlak p1:	0	Pa
Tlak p2:	0	Pa
Tlak p3:	0	Pa

Pracovní bod soustavy

Průtok "a":	90,962	l/s
Měrná energie:	565,352	J/kg
Výška:	57,650	m
Průtok "b":	65,123	l/s
Průtok "c":	25,981	l/s

GRAFICKÉ VYHODNOCENÍ ZPĚT KONEC

Obr. 46 – Číselné vyhodnocení

4.3.2 Grafické vyhodnocení

Pro lepší prezentaci výsledků slouží formulář pro grafické vyhodnocení obr. 47. Lze ho spustit tlačítkem GRAFICKÉ VYHODNOCENÍ ve formuláři číselného vyhodnocení (obr. 46). Tlačítko pro jeho spuštění se nachází i na formuláři pro zadávání vstupních dat (obr. 40), ale zde je v základním nastavení neaktivní. Aktivuje se až po prvotním stisku klávesy VYHODNOCENÍ, která provede výpočet.

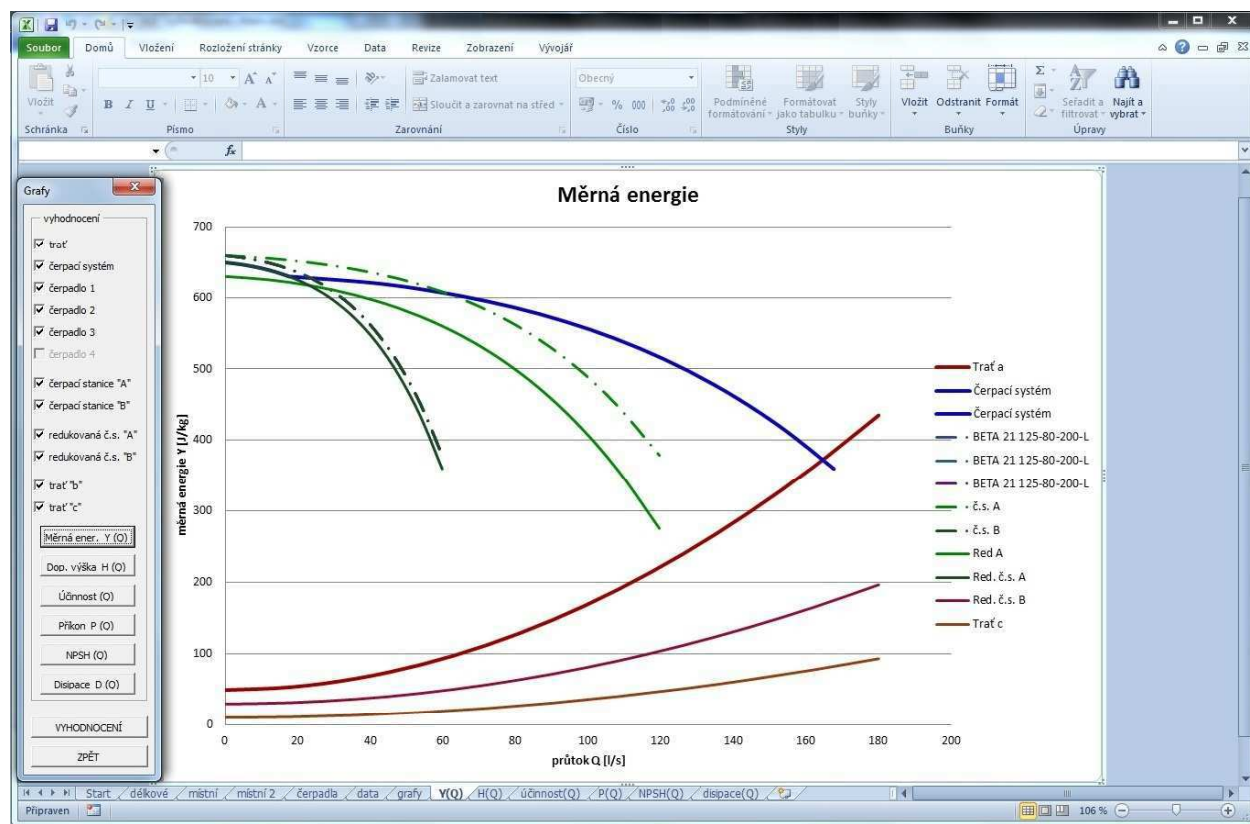
Formulář obsahuje 12 odškrtnutých tlačítek, ale všechna se zobrazí pouze u paralelního zapojení. Zobrazování jednotlivých tlačítek a jejich funkcí je uvedeno v tabulce 2, kde J – jednoduché zapojení, S – sériové zapojení a P – paralelní zapojení sacích větví. Dále se na formuláři nacházejí tlačítka pro zobrazení dané závislosti.

- Měrná energie (průtok)
- Dopravní výška (průtok)
- Účinnost (průtok)
- Příkon (průtok)
- NPSH (průtok)
- Disipace (průtok)

U posledních čtyř závislostí lze zobrazit jen charakteristiky jednotlivých čerpadel, ostatní zaškrtnutí políčka zešednou.

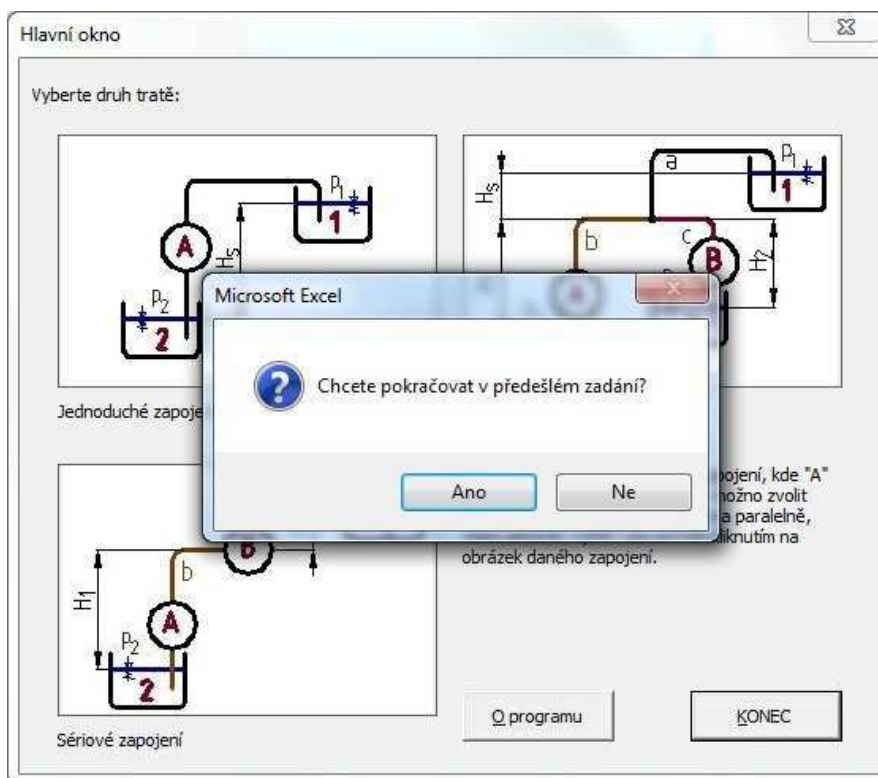
Tabulka 2 - Tlačítka formuláře Grafické vyhodnocení

Název	J	S	P	Popis
Trat'	●	●	●	Vykreslí charakteristiku tratě „a“
Čerpací systém	●	●	●	Vykreslí celkovou charakteristiku čerpacích jednotek. U sériového a paralelního zapojení jde o výslednou redukovanou charakteristiku ve spojovacím bodě.
Čerpadlo 1	●	●	●	Vykreslí charakteristiku čerpadla 1
Čerpadlo 2	●	●	●	Vykreslí charakteristiku čerpadla 2
Čerpadlo 3	—	●	●	Vykreslí charakteristiku čerpadla 3
Čerpadlo 4	—	●	●	Vykreslí charakteristiku čerpadla 4
Čerpací stanice „A“	●	●	●	Vykreslí výslednou charakteristiku po součtu (paralelně, sériově) charakteristik čerpadla 1 a 2
Čerpací stanice „B“	—	●	●	Vykreslí výslednou charakteristiku po součtu (paralelně, sériově) charakteristik čerpadla 3 a 4
Redukovaná č.s. „A“	●	●	●	Vykreslí charakteristiku čerpací stanice „A“ po odečtení trati „b“
Redukovaná č.s. „B“	—	—	●	Vykreslí charakteristiku čerpací stanice „B“ po odečtení trati „c“
Trat' „b“	—	●	●	Vykreslí charakteristiku tratě „b“
Trat' „c“	—	—	●	Vykreslí charakteristiku tratě „c“



Obr. 47 – Grafické vyhodnocení

Součástí sešitu, ve kterém se nachází i program, je list s názvem „data“, který slouží k ukládání dat. Mimo jiné se do něj ukládají i souřadnice bodů pro zobrazení všech charakteristik. Uložení všech hodnot proběhne při stisknutí klávesy „VYHODNOCENÍ“ ve formuláři pro zadávání hodnot. Pokud je předchozí úloha uložená, tak při dalším spuštění programu se zobrazí dialogové okno s dotazem obr. 48. Při zvolení možnosti „ano“ se objeví formulář pro zadávání hodnot s načtenými parametry posledního zadávání. Pokud uživatel zvolí opačnou možnost, všechny předešlé hodnoty se smažou a uživatel má opět na výběr ze 3 možností zapojení.



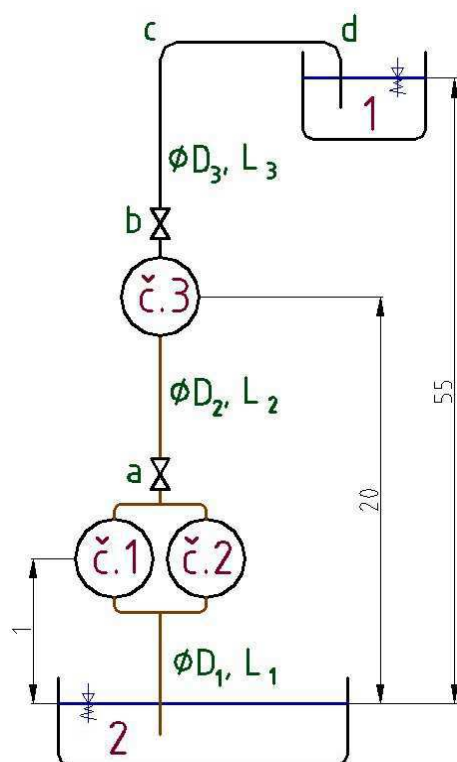
Obr. 48 – Úvodní dialog při existenci předchozího zadání

4.4 Příklad na závěr

Mnohdy při vysvětlování funkce programu je nejnázornější konkrétní příklad, na kterém lze vysvětlit celý postup od zadávání hodnot až po vyhodnocování.

Zadání:

Je třeba zjistit pracovní bod celé soustavy a provozní parametry jednotlivých čerpadel hydraulické tratě. Schéma zapojení a konkrétní hodnoty jsou uvedeny níže. Na obou hladinách se předpokládá konstantní výška a atmosférický tlak. Čerpadlo číslo 2 je regulováno změnou otáček z 1450 min^{-1} na 1600 min^{-1} .



Obr. 49. – Schéma tratě.

Zadané parametry:

$$H_s = 35 \text{ m}$$

$$H_1 = 20 \text{ m}$$

$$p_1 = p_2 = p_a$$

Čerpací technika:

č.1 - BETA 16 100-80-160-L

č.2 - META-PLUS 20 125-80-160-33-L

č.3 – META-MAK 21 125-80-NCB-200-31-L

Délkové ztráty:ØD₁ – 200 mmØD₂ – 150 mmØD₃ – 150 mmL₁ – 1 mL₂ – 19 mL₃ – 37,5 m**Místní ztráty:**

a – plně otevřený průtočný ventil

b – plně otevřená klapka

c – hladké koleno (90°, r = 150 mm)

d – záhybové koleno (90°, r = 225 mm)

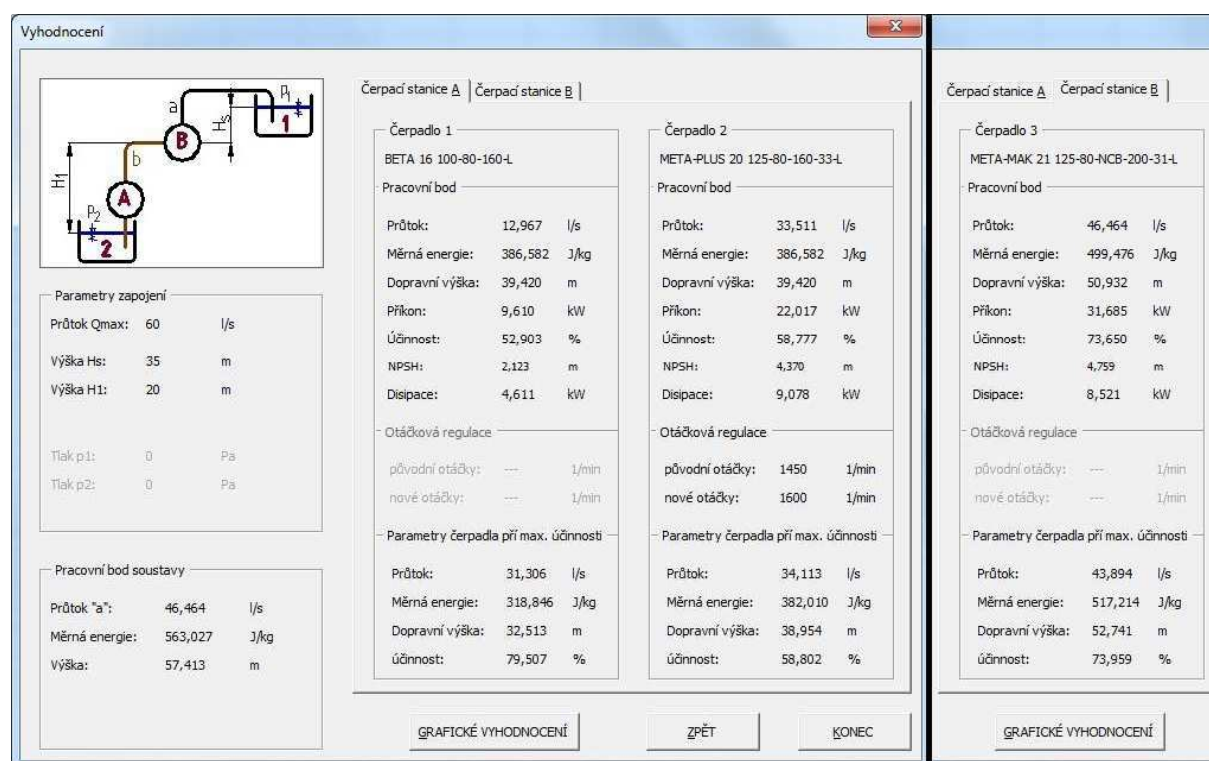
Ze zadání je zřejmé, že nejvhodnější bude využití sériového zapojení dvou čerpacích stanic. Po výběru druhu zapojení následuje zadávání parametrů. V čerpací stanici „A“ budou zadány dvě čerpadla v paralelním zapojení. Druhé čerpadlo je regulováno změnou otáček obr. 50. Čerpací stanice „B“ bude obsahovat pouze jedno čerpadlo bez regulace.

Obr. 50 – Zadávání parametrů dle příkladu.

Prvotní hodnotu maximálního průtoku zvolíme 60 l/s. V případě potřeby upravíme v závislosti na průtočnosti čerpadel. Rozdíl mezi hladinou sací nádrže a čerpací stanicí „B“ je 20 m a rozdíl výšek mezi č. s. „B“ a hladinou výtlačné nádrže je 35 m. Na obou hladinách je stejný tlak. Zaškrtneme tlačítko „stejně tlaky na hladinách“. Čerpané médium je zde voda a budeme předpokládat čerpání za konstantní teploty vody, a to 20°C.

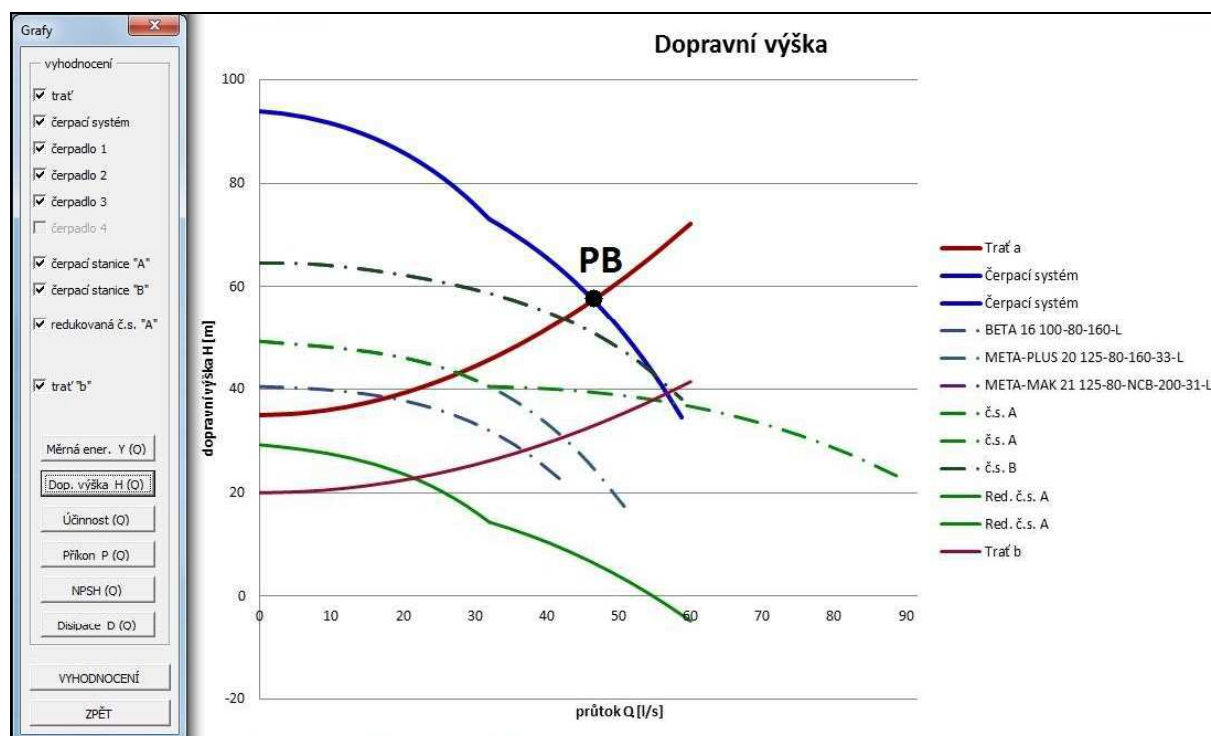
Dále zbývá zadat ztráty v obou tratích. Sací trať bude obsahovat dva ztrátové délkové členy a jeden ztrátový místní člen (ventil). Výtlačné potrubí obsahuje jeden délkový člen a tři místní odpory (klapka, hladké koleno a záhybové koleno). Zadávání parametrů záhybového kolena je zobrazen na obr. 50.

Nyní jsou všechny hodnoty zadány a můžeme spustit výpočet.

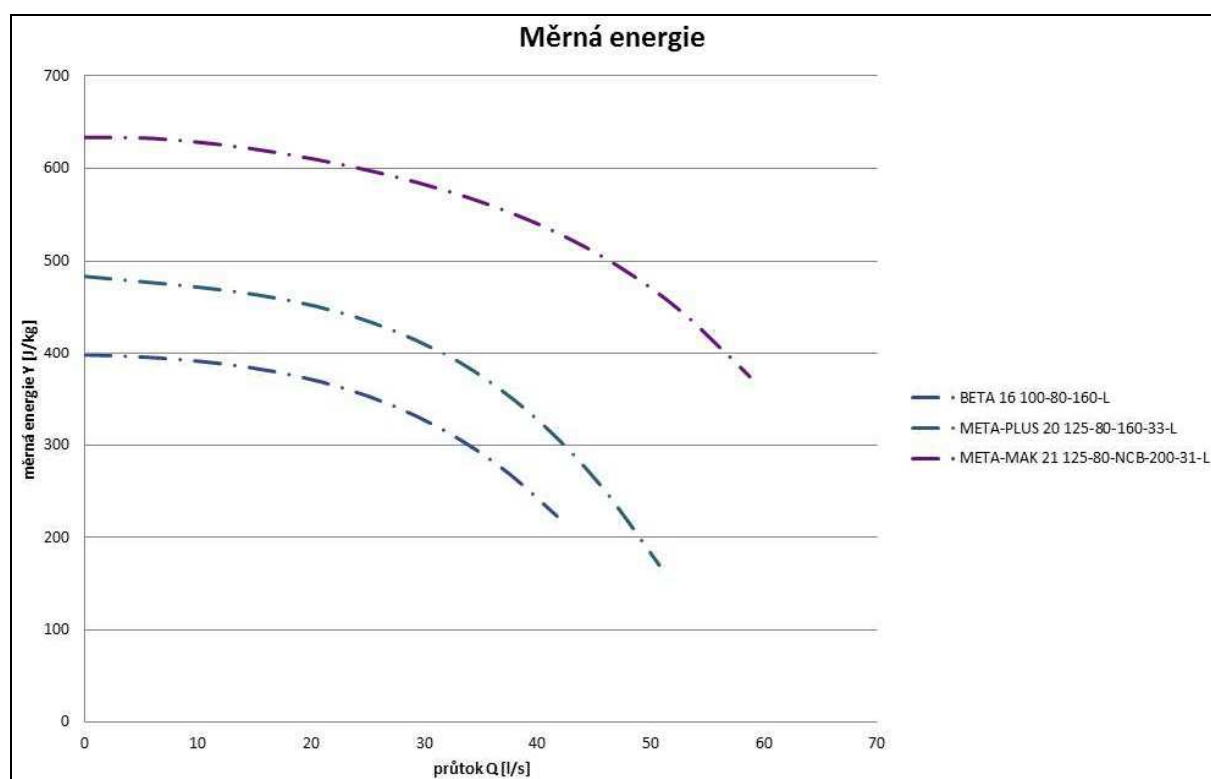


Obr. 51 – Vyhodnocení pracovních bodů soustavy a čerpadel.

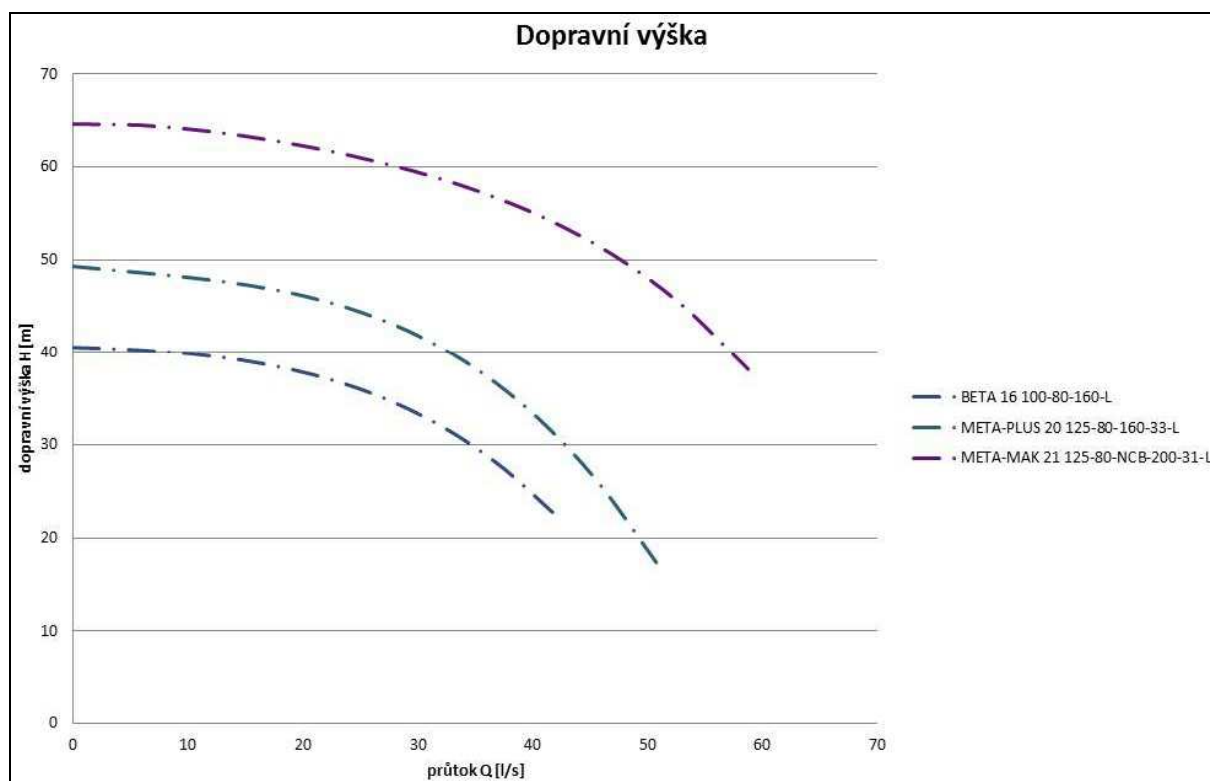
Pracovní bod celé soustavy je na obr. 51 v levém dolním rohu. Jeho hodnota je $[Q=46,454 \text{ l/s}, Y=563,027 \text{ J/kg}]$. Jak je vidět na pracovních parametrech jednotlivých čerpadel, tak druhé a třetí čerpadlo pracuje efektivně s poměrně dobrou účinností. První čerpadlo má maximální účinnost 79,509 % při průtoku 31,306 l/s, ale pracuje při průtoku 12,967 l/s s účinností pouhých 52,903 %. Na obr. 52 je vykreslen graf závislosti dopravní výšky na průtoku pro charakteristiky tratí, čerpacích stanic, redukované charakteristiky č. s. „A“ a výslednou charakteristiku čerpacího systému. Pracovní bod se nachází na průsečíku charakteristiky tratě „a“ a charakteristiky čerpacího systému. Na následujících grafech jsou zobrazeny další závislosti, které program dokáže vykreslit.



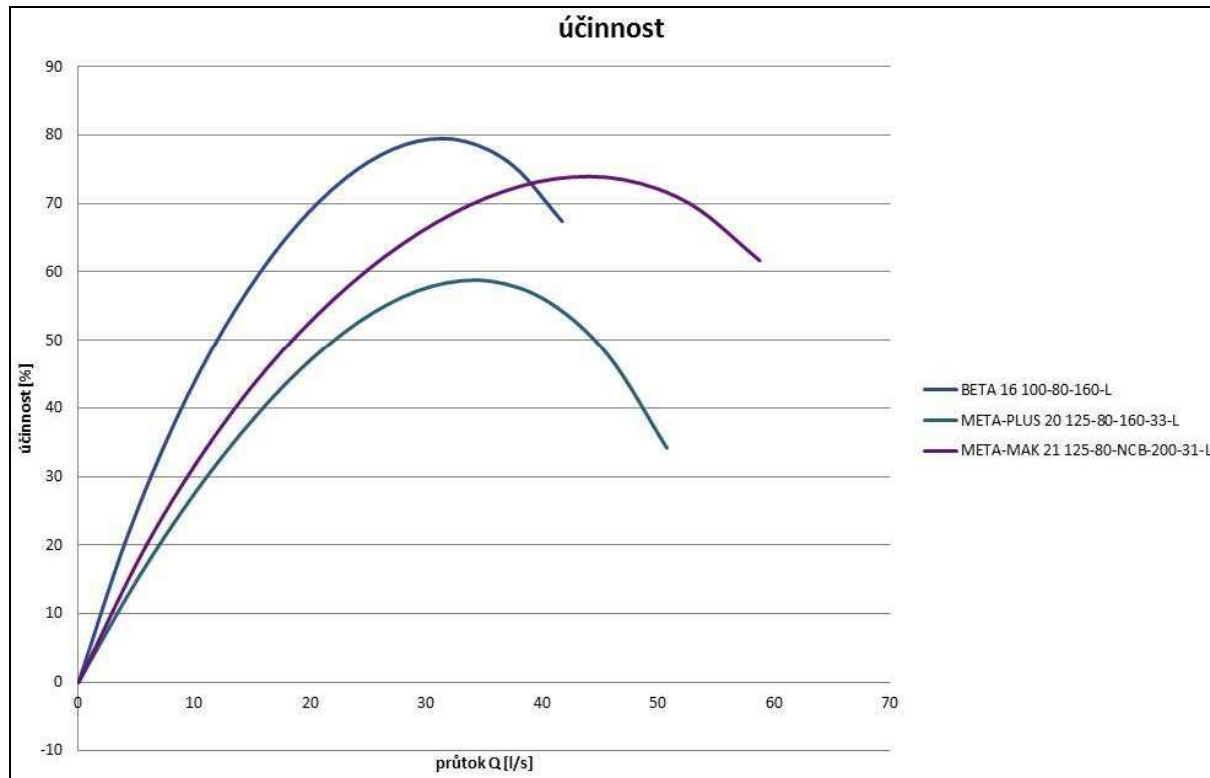
Obr. 52 – Závislost dopravní výšky na průtoku.



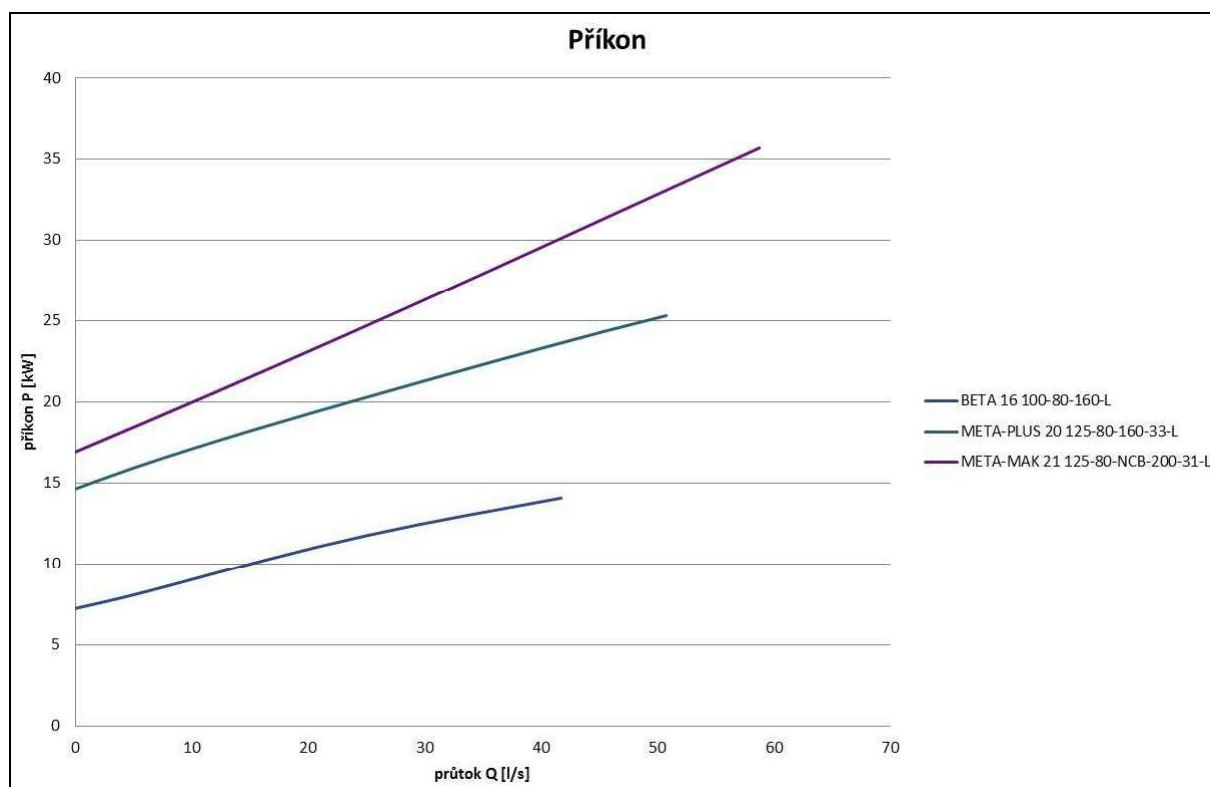
Obr. 53 – Graf závislosti měrné energie na průtoku.



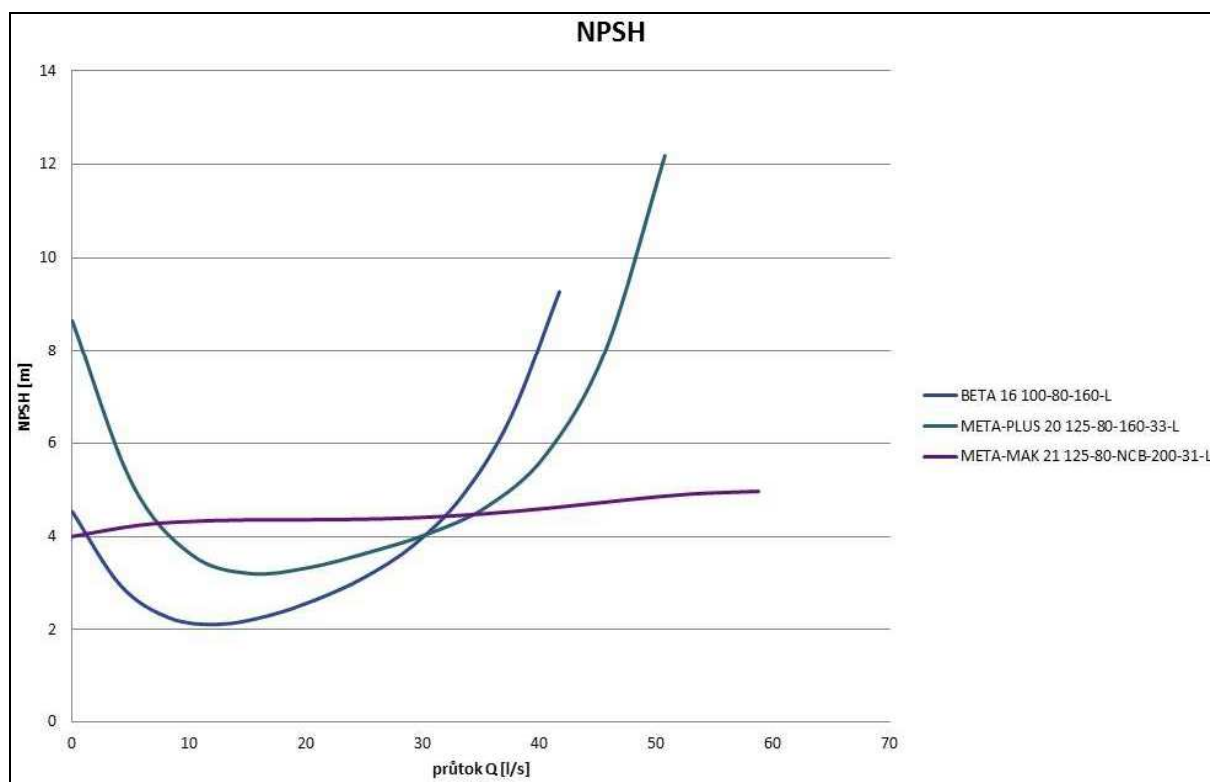
Obr. 54 – Graf závislosti dopravní výšky na průtoku.



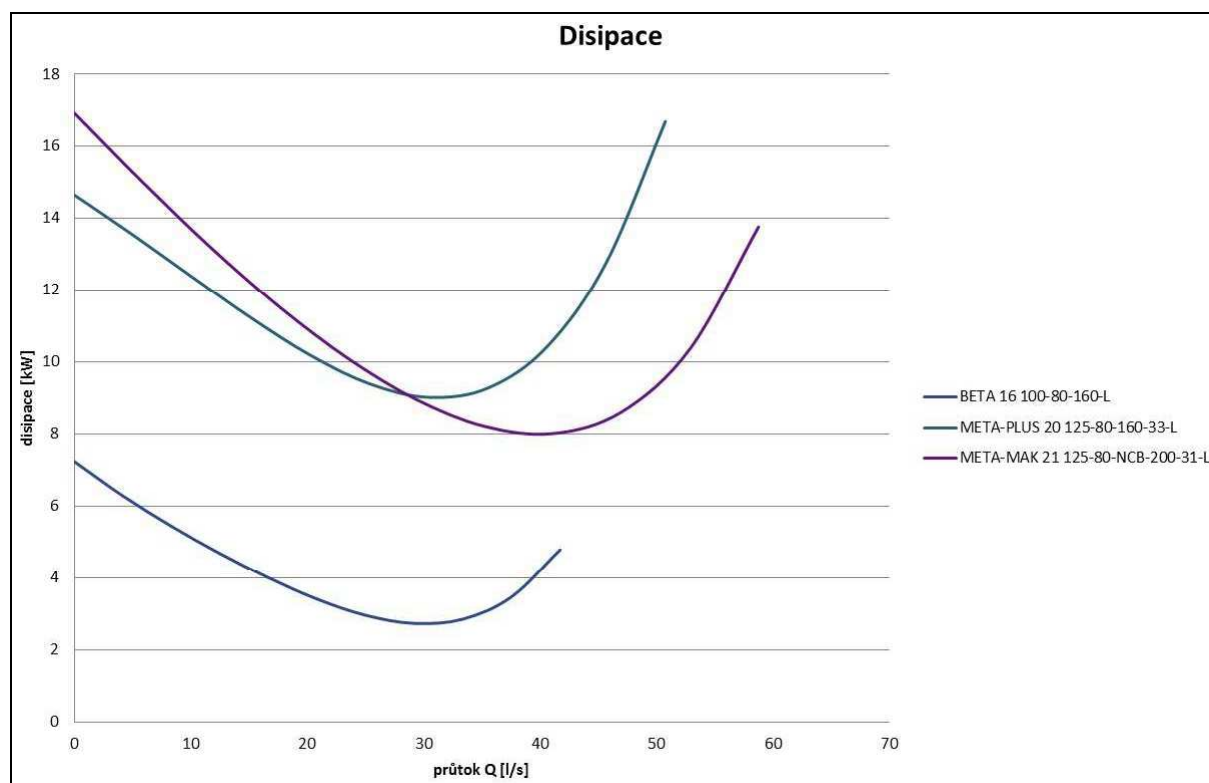
Obr. 55 – Graf závislosti účinnosti na průtoku.



Obr. 56 – Graf závislosti příkonu na průtoku.



Obr. 57 – Graf závislosti NPSH na průtoku.



Obr. 58 – Graf závislosti disipace na průtoku.

5 Závěr

Úkolem této práce bylo vytvoření programového nástroje, který by byl projektantům nápomocen při návrhu potrubních systému. V minulosti na podobné téma byly vypsány dvě diplomové práce, ze kterých vznikl program s názvem „Určení PB čerpadla.xls“. Program však obsahoval několik nedostatků. Například pro jeho spuštění bylo potřeba zástupného modulu, který lze stáhnout z internetu. Modul sloužil pro zobrazování grafů v rámci formuláře. Další jeho omezení bylo v poněkud skromném výběru zapojení.

Proto byla vypsána tato diplomová práce, jejíž náplní bylo vytvoření nového programu, který by sice vycházel z již napsaných procedur, ale zmíněných nedostatků by se vyvaroval. Pro bezproblémové spuštění programu není potřeba žádných speciálních modulů, stačí běžná instalace Microsoft Excelu s aplikací Visual Basic.

V programu byla také rozšířena nabídka zapojení a to zejména o větvený systém s paralelně zapojenými sacími větvemi. Nyní lze programu zadat úloha, ve které se čerpá kapalina ze dvou nádrží o rozdílné výšce. Tvorba výsledné charakteristiky čerpacího systému není jednoduchá úloha. Takový systém umožňuje mnoho variant zapojení, které bylo nutno programově zpracovat.

Dále bylo v rámci programu vytvořeno grafické vyhodnocování, které pro zobrazení závislostí využívá grafy na samostatných listech Microsoft Excelu. Všechny tyto závislosti jsou vztaženy k průtoku. Konkrétně jde o závislosti měrné energie, dopravní výšky, příkonu, účinnosti, NPSH a disipace. Další výhodou programu je možnost uložení všech dat. To znamená, že po spuštění programu je možno opětovně načíst poslední zadávanou úlohu.

Při tvorbě programu se jen v ojedinělých případech dospěje do stádia, kdy se může prohlásit, že je program dokončen. Většinu programátorů napadají další funkce, které by bylo možno dále implementovat. I zde se nabízí možnosti pro určitá zlepšení, mezi které patří například:

- výpočet minimální sací výšky čerpadla,
- další rozšíření způsobů zapojení,
- naprogramování změny parametrů čerpadla, při čerpání kapaliny s jinými vlastnostmi než má voda,
- možnost zadání rozsahu kolísání hladiny ve spodní a horní nádrži s tím, že bude určena pracovní oblast nikoli jen pracovní bod.

Seznam použité literatury

- [1] PACIGA, Alexander. *Projektovanie Zariadení čerpacej techniky*. Vyd. 1. Bratislava : Slovenské vydavateľstvo technickej literatúry, 1967. 516 s. ISBN 63-104-67.
- [2] BLÁHA, Jaroslav; BRADA, Karel. *Hydraulické stroje*. Vyd. 1. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1992. 752 s. ISBN 80-03-00665-1.
- [3] WALKENBACH, John. *Microsoft office excel 2007 : programování ve VBA*. Vyd. 1. Brno : Computer press, a.s., 2008. 912 s. ISBN 978-80-251-2011-8.
- [4] WALKENBACH, John. *Microsoft office excel 2007 : Grafy*. Vyd. 1. Brno : Computer press, a.s., 2009. 496 s. ISBN 978-80-251-2305-8.
- [5] KONEČNÁ, K. *Návrh pracovního bodu odstředivého čerpadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 55 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.
- [6] MALÉŘ, P. *Návrh pracovního bodu odstředivého čerpadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.
- [7] ŠTEFAN, D. *Hydraulické ztráty v potrubí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Rudolf, Ph.D.
- [8] JANALÍK, Jaroslav. *Vybrané kapitoly z mechaniky tekutin*. 1. vyd. Ostrava-Poruba : [s.n.], 2008. 178 s. Dostupný z WWW: <<http://www.338.vsb.cz/studium9.htm>>. ISBN 978-80-248-1910-5.
- [9] MELICHAR, Jan; BLÁHA, Jaroslav. *Problematika soudobé čerpací techniky : Vybrané partie*. první. Praha : Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2007. 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5.
- [10] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje : Část čerpadla*. první. Praha : Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2009. 139 s. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [11] <http://www.sevcik-vz.cz/kuzelovy-uzaver.php>
- [12] <http://www.hubnemevpardubicich.cz/velka-kavitacni-ultrazvukova-lez.htm>

Seznam použitých zkratk a symbolů

d	-průměr potrubí	[m]
d_s	-světlost potrubí	[m]
D	-disipace energie	[W]
f_H	-přepočtový součinitel dopravní výšky	[-]
f_Q	-přepočtový součinitel průtoku	[-]
f_η	-přepočtový součinitel účinnosti	[-]
g	-gravitační zrychlení	[$m \cdot s^{-2}$]
h	-výška hladiny	[m]
h_{gs}	-minimální sací výška	[m]
H_s, H_1, H_2	-výšky vztahující se k druhu zapojení	[m]
H_g	-geodetická výška	[m]
H_p	-tlakový výška	[m]
H_v	-rychlostní výška	[m]
H_z	-ztrátová výška	[m]
i, j	-sčítací indexy	[-]
k	-absolutní drsnost stěn potrubí	[m]
k_0, k_1, k_2, k_3, k_4	-kořeny polynomu	[-]
l	-délka potrubí	[m]
l_e	-ekvivalentní délka potrubí	[m]
n	-otáčky čerpadla	[$\min^{-1}$]
n_q	-specifické otáčky	[$\min^{-1}$]
P	-příkon	[W]

P_u	-užitečný příkon	$[W]$
p_1, p_2, p_3	-tlak na hladinách nádrží	$[Pa]$
p''	-tlak nasycených par	$[Pa]$
Q	-průtok	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
Q_b	-průtok tratí „b“	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
Q_c	-průtok tratí „c“	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
Q_{opt}	-optimální průtok	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
r_h	-hydraulický poloměr kanálu	$[m]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[-]$
S	-průřez potrubí	$[m^2]$
t	-teplota	$[^{\circ}C]$
v	-rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
w	-relativní rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
w_r	-rázová složka rychlosti	$[m \cdot s^{-1}]$
x	-souřadnice	$[-]$
Y	-měrná energie	$[J \cdot kg^{-1}]$
Y_a	-měrná energie trati „a“	$[J \cdot kg^{-1}]$
Y_b	-měrná energie trati „b“	$[J \cdot kg^{-1}]$
Y_c	-měrná energie trati „c“	$[J \cdot kg^{-1}]$
Y_t	-teoretická měrná energie při konečném počtu lopatek	$[J \cdot kg^{-1}]$
$Y_{t\infty}$	-teoretická měrná energie při nekonečném počtu lopatek	$[J \cdot kg^{-1}]$
Y_z	-ztrátová měrná energie	$[J \cdot kg^{-1}]$
Y_{zr}	-ztrátová měrná energie odklonu proudu	$[J \cdot kg^{-1}]$
Y_{zt}	-ztrátová měrná energie vlivem průtokových ztrát	$[J \cdot kg^{-1}]$

β_2	-výstupní úhel lopatky	[°]
η	-účinnost	[-]
λ	-třecí součinitel	[-]
ν	-kinematická viskozita	[$m^2 \cdot s^{-1}$]
π	-Ludolfovo číslo	[-]
ρ	-měrná hmotnost (hustota)	[$kg \cdot m^{-3}$]
ξ_c	-součinitel celkových ztrát	[-]
ξ_d	-součinitel délkových ztrát	[-]
ξ_m	-součinitel místních ztrát	[-]
ξ_r	-ztrátový součinitel rázu lopatky	[-]

Seznam příloh

PB čerpacího systému.xlsm