



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VYUŽITÍ ENERGETICKÉHO POTENCIÁLU DEŠŤOVÉ, ŠEDÉ A ČERNÉ VODY U VÝŠKOVÝCH BUDOV A MRAKODRAPŮ KE GENERACI ELEKTRICKÉ ENERGIE

UTILISATION OF ENERGETIC POTENTIAL FROM RAIN WATER, GREY WATER AND WASTE WATER
FOR HIGH-RISE BUILDING AND SKYSCRAPERS FOR ELECTRICITY GENERATION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

František Pleva

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Štefan, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **František Pleva**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Energetika, procesy a životní prostředí
Vedoucí práce: **Ing. David Štefan, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

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

Využití energetického potenciálu dešťové, šedé a černé vody u výškových budov a mrakodrapů ke generaci elektrické energie

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výškové budovy a mrakodrapy dnes sahají do výšky přes 800 m (828 m Burj Khalifa v Dubaji) a mohou mít i značnou délkovou rozlohu (Marina Bay Sands Towers, Singapur). Téma bakalářské práce se zabývá využitím potenciální energie vody z nejvyšších pater těchto budov. Odpadní (šedá a černá) a dešťová voda může být zpracována malou turbínou využívající spád podél výšky budovy. Práce bude obsahovat rešerši dostupných řešení po světě, studii proveditelnosti/rentability a případně obecný návrh řešení pro konkrétní budovu.

Předpoklady: Práce se zdrojů v anglickém jazyce. Základní znalost práce turbín/čerpadel a generace elektrické energie.

Cíle bakalářské práce:

Práce bude obsahovat rešerši dostupných řešení po světě, studii proveditelnosti/rentability a případně obecný návrh řešení pro konkrétní budovu.

Seznam doporučené literatury:

ŠOB, František. Hydromechanika. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN isbn978-80-214-3578-0

NECHLEBA, Miroslav. Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1954

CARRAVETTA, Armando, Shahram D. HOUREH a Helena M. RAMOS. Pumps as Turbines [online]. 1. Cham: Springer, Cham, 2018 [cit. 2018-10-26]. ISBN 978-3-319-67507-7. Dostupné z: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-67507-7#authorsandaffiliationsbook>

STEVENS, Mark B a John David WILSON. RECLAIMING ENERGY FROM WASTE WATER IN TALL BUILDINGS. USA. US 8,610,295 B1. Uděleno Dec. 17, 2013

GHOSH, Tanumoy, Arpita DAS a Piyali DAS. Small Scale Power for Tall Buildings through Waste Water Management. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering. 2015, 12(2), 20-22. ISSN 2320-334X

New Atlas. New Atlas [online]. COLLINGWOOD, VICTORIA, 3066 Australia: GIZMAG PTY, 2010 [cit. 2018-11-26]. Dostupné z: <https://newatlas.com/highdro-power/15805/>

The New York Times. The New York Times [online]. 620 Eighth Avenue, New York, NY 10018.: The New York Times Company, 2013 [cit. 2018-11-26]. Dostupné z: <https://www.nytimes.com/2013/12/13/realestate/commercial/turning-a-buildings-water-system-into-a-hydroelectric-plant.html?mcubz=3>

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá využitím energetického potenciálu dešťové, šedé a černé vody u výškových budov a mrakodrapů ke generaci elektrické energie. První část práce je zaměřena na teoretický popis čerpadla a jeho chod v turbínovém režimu a také odstranění mechanických nečistot z nashromážděné vody. Ve druhé části je proveden výpočet pro budovu A1 fakulty FSI.

Klíčová slova

Hydrodynamická čerpadla, využití spádu odpadní vody z výškových budov, rentabilita PaT, turbínový režim čerpadla, PaT, přepočítání parametrů čerpadla

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the utilization of the energy potential of the rain, grey and black water in high-rise buildings and skyscrapers for generating electricity. The first part of the thesis is focused on the theoretical description of the pump and its operation in turbine mode as well as the removal of mechanical impurities from the accumulated water. In the second part, a calculation is made for the building A1 of the Faculty of Mechanical Engineering.

Key words

hydrodynamic pumps, use of wastewater slope from high-rise buildings, profitability of PaT turbine operation, PaT, recalculation of pump parameters

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PLEVA, František. *Využití energetického potenciálu dešťové, šedé a černé vody u výškových budov a mrakodrapů ke generaci elektrické energie* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117155>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce David Štefan.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Využití energetického potenciálu dešťové, šedé a černé vody u výškových budov a mrakodrapů ke generaci elektrické energie** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych zde poděkoval panu Alexandru Mazouchovi za poskytnuté údaje o spotřebě vody a vedoucímu této práce Ing. Davidu Štefanovi Ph.D. za své rady, trpělivost, vstřícný přístup a všechnen čas, který mi věnoval.

František Pleva

OBSAH

Úvod	11
1 Hydraulické stroje	12
1.1 Základní zákony hydromechaniky	14
1.2 Hydrodynamické stroje	17
2 Čerpadla	19
2.1 Rozdělení čerpadel	19
2.2 Hydrodynamická čerpadla	21
2.3 Základní parametry	22
3 PaT (Pump as Turbine)	25
3.1 Porovnání s konvenčními turbínami	26
3.2 Přepočítání provozních parametrů čerpadla na parametry turbíny (turbínového provozu)	27
3.3 Aplikace PaT systému ve světě	28
4 Úprava vody	33
5 Praktická část	34
5.1 Popis objektu určeného k instalaci PaT	34
5.2 Objem zachycené vody	35
5.3 Výpočet hydraulického výkonu a ekonomického zisku	37
5.4 Výběr katalogového čerpadla	42
6 Diskuze & závěr	43
Seznam použitých zdrojů	44
Seznam použitých zkratk a symbolů	46

Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá možným využitím čerpadla v turbínovém režimu pro generaci elektrické energie. Zejména pak využitím potenciálu dešťové, šedé a černé vody z výškových budov, pro tento účel.

V dnešní době je velmi skloňovaným tématem tzv. zelená energie neboli energie získaná z obnovitelných zdrojů, která nezatěžuje životní prostředí. Vedle solárních, větrných a klasických vodních elektráren se dostává do povědomí i možná rekuperace odpadní a dešťové vody ve výškových budovách a výměna redukčního ventilu za PaT (Pump as a Turbine) ve vodovodním systému města.

To, ve spolupráci s ostatními způsoby šetření spotřeby energie objektu, jako již zmíněné solární panely, zateplení atd. by mohlo zaručit energetickou soběstačnost objektu. A když ne úplné odříznutí od vnějších zdrojů, minimálně zajistí značný postup v auditorském hodnocení budovy.

První kapitoly pojednávají o hydraulických strojích, zejména pak o strojích hydrodynamických. Posléze se zaměřuji konkrétně na hydrodynamická čerpadla a jejich základní parametry. Poslední část rešerše se zabývá čerpadly v turbínovém režimu, jejich porovnáním s konvenčními turbínami a přepočtem parametrů z čerpadlového režimu na turbínový a aplikacemi této možnosti rekuperace ve světě. Poslední kapitola je věnována ve zkratce úpravě vody před použitím v PaT systému.

V praktické části se pak zaměřuji na výpočet proveditelnosti a rentability u konkrétní budovy. Vybral jsem si budovu A1 Strojní fakulty VUT.

1 Hydraulické stroje

Hydraulické stroje se uplatňují ve velké škále technických zařízeních a strojů, od brzd přes tlumiče a převody až po turbíny ve vodních elektrárnách, čerpadla v rozličných aplikacích a také je najdeme v různých diagnostických, měřicích a řídicích aparátech. To vede ke značné rozmanitosti, co se velikosti i konstrukce týče. Tyto stroje jsou ovlivňovány vlastnostmi média, se kterým pracují, ať už jde o plyn nebo kapalinu. Kromě tlaku a teploty mohou dále konstrukční řešení ovlivňovat také například jejich fyzikální vlastnosti jako vazkost, čistota, agresivita a jedovatost.

Tyto stroje jsou vždy součástí určitého technického systému, který může zahrnovat řadu komponent jako armatury, potrubí, nádrže a sady výměníků. Jejich rozmanitost se promítá i do rozsahu výkonů, řádově od 10 W až po 10^3 MW. Tuto velikostní rozmanitost jasně ukazují obrázky 1 a 2.



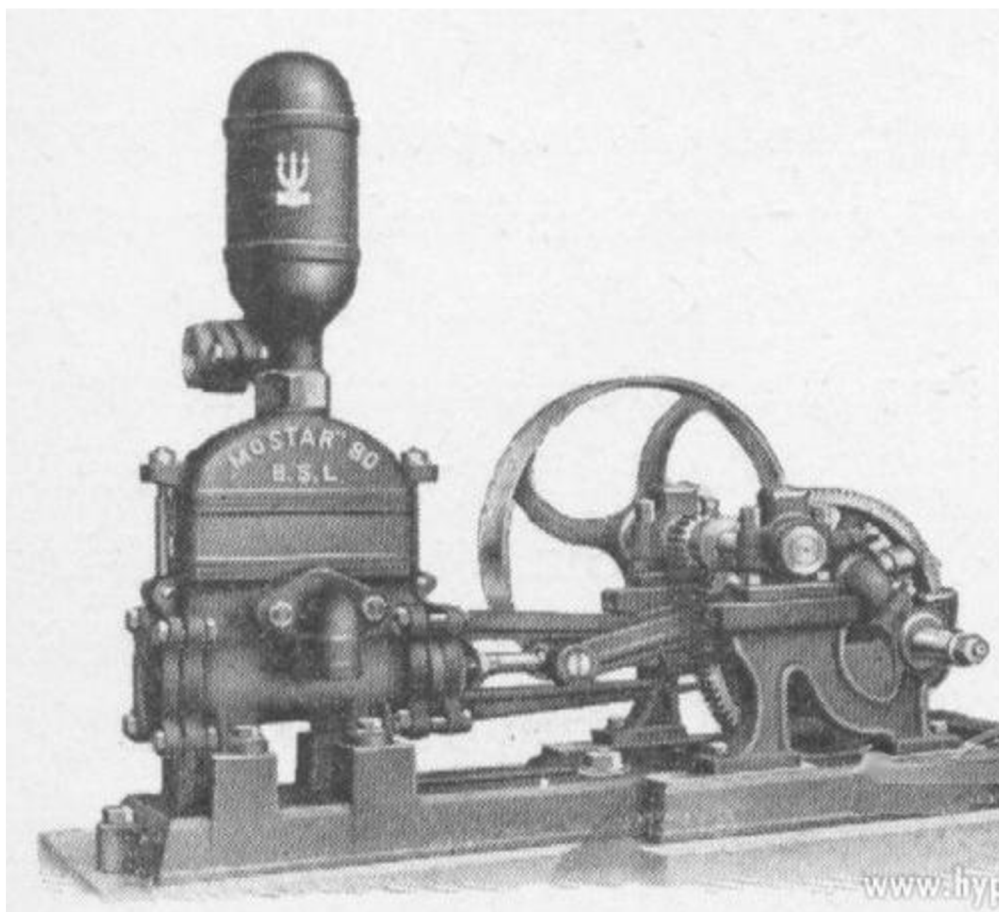
Obrázek 1 - CPM 26 INOX jednostupňové odstředivé čerpadlo [1]



Obrázek 2 - Kaplanova turbína [2]

Z hlediska četnosti se v praxi nejvíce uplatňují čerpadla. Ty transformují energii za účelem hospodárného a ekologicky přijatelného přemístování kapalin neboli jejich čerpání. Kapalina pak slouží jako médium, které přenáší energii a je pracovním prvkem stroje.

Čerpání a doprava kapalin byla od nepaměti brána jako důležitá podmínka přežití člověka, a proto počátky čerpací techniky jdou zařadit již do rané éry lidské existence, i když ne v úplně stejném významu, jak jej chápeme dnes. K největšímu rozvoji a inovacím došlo v 19. a zejména pak ve 20. století minulého tisíciletí.



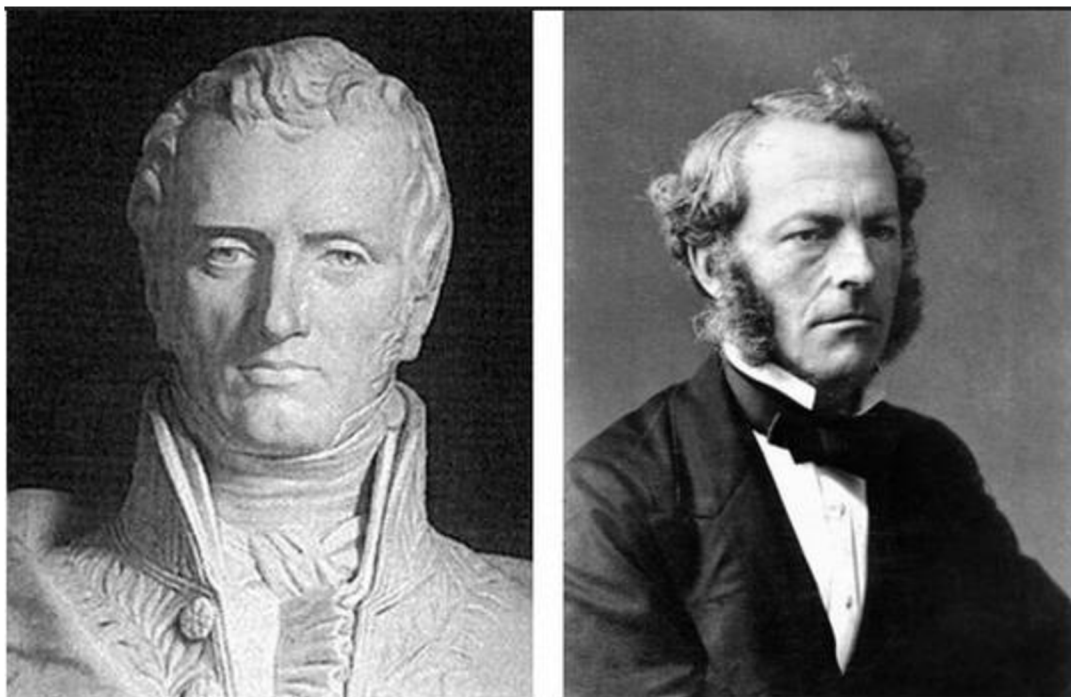
Obrázek 3 - historické parní čerpadlo Mostar typ D [3]

Dnes se čerpadla používají prakticky ve všech oblastech lidské činnosti. Své místo si našly v energetice, zemědělství, potravinářském, petrochemickém a chemickém průmyslu, strojírenství, stavebnictví a těžbě. [4]

Všechny tyto stroje ve všech aplikacích se řídí obecně platnými zákony hydromechaniky, o kterých pojednává následující kapitola.

1.1 Základní zákony hydromechaniky

Tekutiny a jejich proudění těmito stroji se podléhají obecně platnými zákony fyziky. Mezi důležité zákonitosti aplikované v mechanice tekutin patří zákon o zachování hmotnosti, energie a změně hybnosti. Ty jsou vyjádřeny rovnicí kontinuity (2.1), Bernoulliho rovnicí (2.5) a impulzovou větou. Eulerova rovnice hydrodynamiky, pak popisuje rovnováhu sil při proudění ideální kapaliny (tj. bez uvažování viskozity) a Navie-Stokesova rovnice (2.4) v kapalině reálné.



Obrázek 4 – Claude-Louis Navier (vlevo), Sir George Stokes (Vpravo) [5]



Obrázek 5 - Daniel Bernoulli (vlevo), Leonhard Euler (vpravo) [6], [7]

Rovnice kontinuity v obecném tvaru, vypadá následovně.

1.1

$$\operatorname{div} \vec{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$$

V technické praxi lze ve spoustě případů zavést zjednodušení, takže proudění pak můžeme řešit jako jednorozměrné v ohraničeném prostoru s proměnným průřezem. Na příklad v přímém potrubí. To nám rovnici kontinuity značně zjednoduší na tvar 2.2.

1.2

$$\dot{Q} = S \cdot v \cdot dt$$

Pokud pak budeme dále uvažovat proudění jako ustálené v čase. Dostáváme nejjednodušší tvar této rovnice.

1.3

$$Q = S \cdot v = \text{konst.}$$

Pokud chceme počítat skutečné, nestlačitelné kapaliny, můžeme vycházet z Navier-Stokesovy rovnice. Která ve vektorovém tvaru vypadá takto.

1.4

$$\frac{v}{\partial t} + \vec{v} \text{ grad } \vec{v} = A - \frac{1}{\rho} \text{ grad } p$$

Postup řešení většinou vede na složité soustavy parciálních diferenciálních rovnic, které nejsou obecně řešitelné. Však zavedením určitých zjednodušení, jako zanedbáním, viskozity a elastických sil se můžeme dostat ke kapalině ideální, dále, pokud budeme uvažovat proudění časově ustálené, výsledné vztahy se nám značně zjednoduší, avšak výsledný popis se oddálí od reality a tím se sníží jeho přesnost.

Postupnými úpravami a zaváděním dalších zjednodušujících předpokladů se můžeme dostat až k Bernoulliho rovnici ve tvaru.

1.5

$$\frac{p}{\rho} + g \cdot h + \frac{v^2}{2} = \text{konst.} = Y$$

Pro technickou aplikaci proudění kapaliny v potrubích, armaturách a trubicích je důležitým členem energetické bilance reálné kapaliny ztrátová měrná energie Y_z . Tato energie se spotřebovává na pokrytí veškerých hydraulických ztrát mezi dvěma zvolenými průřezy. V průběhu cesty média potrubím dochází k přeměně mechanické energie v teplo. Ztrátovou energii chceme tedy udržet co nejnižší, jelikož její nárůst je pevně spojen s nárůstem požadavků na výkony čerpadel v daném systému a snižuje jeho účinnost.

Pro dva zvolené průřezy (1 a 2) platí následující rovnováha.

1.6

$$\frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 + \frac{v_2^2}{2} + Y_z$$

Detailní analytické řešení proudění v hydraulických strojích (jako např. čerpadlo) je nemožné, proto se v dnešní době využívá numerického výpočtu pomocí CFD (Computational Fluid Dynamics), kde se k numerickému řešení používá výkonná výpočetní technika. Z těchto výpočetních simulací pak dostáváme modely, které popisují proudové pole uvnitř stroje. Takto se dají získat detailnější informace o struktuře tohoto pole a předpovídat jeho vlastnosti.

Pomocníkem, při tomto přístupu, jsou nám experimentální metody uskutečňované na modelech strojů, například metoda LDA (Laser-Dopplerovská Anemometrie) nebo PIV (Particle Image Velocimetry). Tyto metody teoreticko-experimentální analýzy nám umožňují pronikat hlouběji do podstaty proudění a transformace energie při řešení konkrétního stroje. [4],

Vzhledem k zadání této práce se nadále budeme soustředit na stroje hydrodynamické a následně na čerpadla.

1.2 Hydrodynamické stroje

Hydrodynamické stroje pracují v základu jako čerpadla nebo turbíny a v odvozených kombinovaných funkcích jako čerpadlové turbíny a převody. Jejich konání spočívá v proudu kapaliny procházejícím rotačně uloženým kanálem. Množství těchto kanálů tvoří oběžné kolo, kde kapalina získává nebo ztrácí hydraulickou energii.

Tyto stroje pracují s nepřímou přeměnou energie, toho je docíleno rotací lopatek. Ty jsou poháněny kroutícím momentem přiváděným na hřídel motorem nebo pokud jde o turbínu, je hnací silou proud kapaliny narážející na oběžné kolo (obrázek 6 a 7) a tím je vyvoláván kroutící moment pohánějící generátor.



Obrázek 6 - oběžné kolo čerpadla [8]

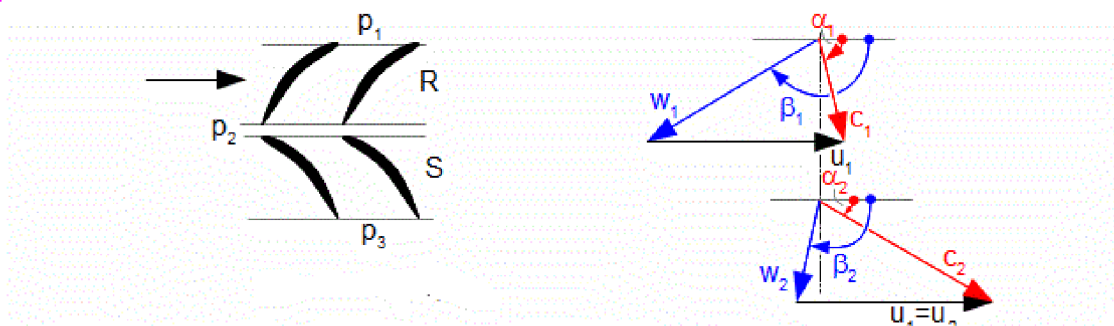
Mechanická energie kapaliny se transformuje na hydraulickou pouze v lopatkové části stroje. To znamená, že začíná na vstupní hraně lopatky a končí na hraně výstupní. V tomto důsledku silového působení, se v kole mění hybnost kapaliny a kapalina tím získává nebo ztrácí svůj potenciál.



Obrázek 7 – Lopatky Francisovi turbíny [9]

Mezi lopatkový prostor, spolu s přilehlými částmi stroje je až na výjimky zcela zaplněn médiem. Tyto kanály jsou buďto ve směru průtoku difuzorové (čerpadla) nebo konfuzorové (turbíny). Tyto stroje jsou průtokové a jejich jednotlivé vstupní a výstupní části nejsou odděleny, proto je proud kapaliny kontinuální a průtok se s časem nemění.

Pohyb částic kapaliny je v mezi lopatkovém prostoru od jeho vstupu po výstup a zároveň jsou unášeny otáčením oběžného kola ve směru rotace. Relativní rychlost kapaliny je vztažena k souřadnicovému systému rotujícímu spolu s oběžným kolem, je to tedy rychlost kapaliny vzhledem ke stěnám lopatky. Oproti tomu absolutní rychlost se vztahuje k souřadnému systému spojenému se statorem stroje. Vektorový součet relativní a unášivé rychlosti nám dá rychlost absolutní a vytvoří se tím tzv. rychlostní trojúhelník (obrázek 8), kde jeho základnu tvoří unášivá složka, rychlost absolutní s ní svírá obvykle ostrý úhel α (obvykle úhel kapaliny) a rychlost relativní úhel β (obvykle úhel lopatky).



Obrázek 8 - rychlostní trojúhelník [10]

Pro odvození základní energetické rovnice hydrodynamických strojů [Eulerovy čerpadlové/turbínové rovnice (4.2, 4.3)] se používají zjednodušující předpoklady a fiktivní oběžné kolo. Tyto předpoklady nám zajišťují ustálené proudění v čase nevazké a nestlačitelné kapaliny procházející přes ideální oběžné kolo s nekonečným počtem nekonečně tenkých, prostorově nezborčených lopatek, které dokonale vedou kapalinu. [4], [11]

2 Čerpadla

2.1 Rozdělení čerpadel

Základní rozdělení je na tři skupiny, Tyto skupiny se dále dělí na více podskupin, každá se od těch ostatních liší jak konstrukčně, tak účelem použití.

1. Hydrodynamické čerpadla – jinými slovy odstředivé, zde se přeměna mechanické energie docílí rotačním pohybem oběžného kola. Tento proces je plně kontinuální na rozdíl od strojů hydrostatických.
2. Hydrostatické čerpadla – tyto stroje se nazývají též objemové, přenos energie na danou kapalinu je docílen pomocí potenciální energie stroje. Jsou to pístové stroje, které mají periodicky se opakující přerušovaný cyklus. Používají se převážně pro menší průtoky kapaliny a vyšší tlaky, než je tomu u strojů hydrodynamických.
3. Speciální čerpadla – Sem patří například čerpadla elektromagnetické a vodní trkače.



Obrázek 9 - Hydrodynamické čerpadlo [12]



Obrázek 10 - pístová ruční vodní pumpa [13]



Obrázek 11 - vodní trkač [14]

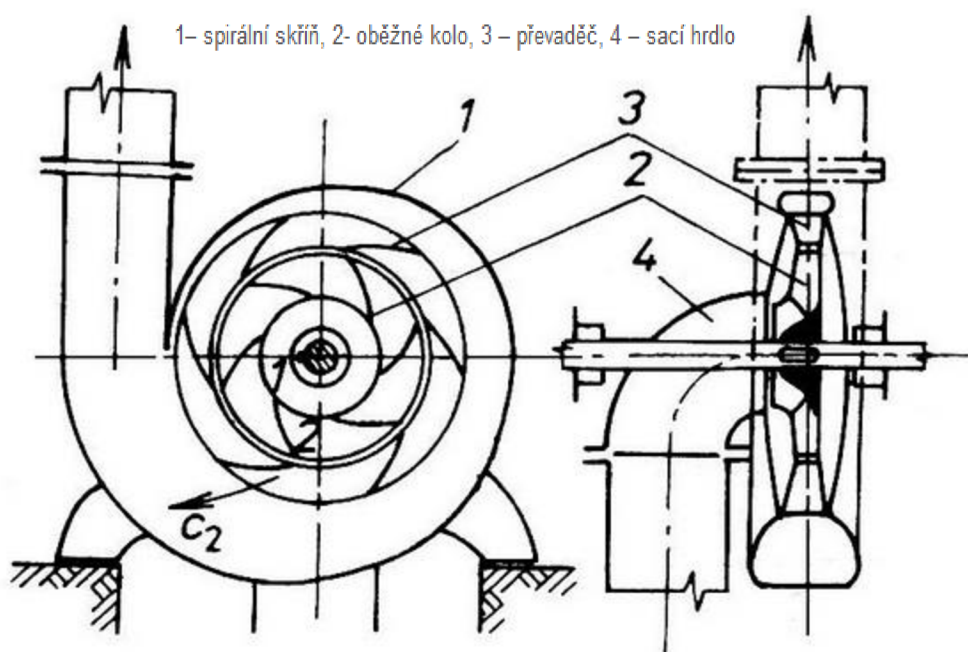
Čerpadla se dále dají rozdělit podle různých jiných hledisek. Velké množství technických, ekonomických, ale i ekologických požadavků v praxi vede k velmi široké škále dodávaných

čerpadel. Například podle účelu použití (dávkovací, procesní, lodní, napájecí, cirkulační...) nebo podle aplikace (pro energetiku, zemědělství, potravinářství, chemii, petrochemii...) a tak dále. Každé však bude spadat do jedné ze skupin napsané výše a bude pracovat na jednom z těchto principů. [4], [11], [15], [16]

V práci se zabýváme využitím hydrodynamického čerpadla v reverzním chodu (neboli turbínovém chodu). V angličtině se obvykle označuje jako PaT (Pump as Turbine). Následující kapitola proto pojednává o funkci hydrodynamického čerpadla.

2.2 Hydrodynamická čerpadla

Čerpadla využívají transformaci dodané mechanické energie na energii hydraulickou, za účelem dopravy kapalin z místa o nižší tlaku do místa o tlaku vyšším. Hydraulická energie je složena ze dvou částí, a to kinetické a tlakové. To vše pomocí vnějšího zdroje, kterému musíme dodávat energii.



Obrázek 12 - schéma odstředivého čerpadla [17]

U Hydrodynamických čerpadel se mechanická energie transformuje na hydraulickou pouze v lopatkovém prostoru oběžného kola (obrázek 12). Jde o využití energie pohonu k navýšení kinetické energie média tak, aby zajistila potřebné zvýšení tlaku kapaliny.

Jedním z hlavních komponent čerpadla je oběžné kolo s lopatkami. To podle svého typu udává směr proudění kapaliny na výstupu z kola. Kola radiální, kolmý na osu rotace. Diagonální mají směr šikmý k ose rotace a axiální ve směru. [4], [15]

Za oběžným kolem následuje difuzor, který přemění velkou část kinetické energie kapaliny dodané oběžným kolem na energii potenciální tlakovou. Za difuzorem může být výstup anebo další stupeň. Záleží na typu čerpadla.

Pokud se při požadovaném průtoku nedá dosáhnout požadované specifické energii, použije se vícestupňové čerpadlo s jednotlivými stupni zařazenými do série. [15]

2.3 Základní parametry

Objemový průtok Q ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$), je dán objemem dané kapaliny, kterou čerpadlo dopraví do výstupního hrdla za jednotku času. Je závislý na otáčkách stroje a vlastnostech kapaliny. Zejména na hustotě a s ní spojené viskozitě.

Měrná energie Y ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$), je dána přenesenou energií na jednotku přečerpávané kapaliny. Jde tedy o rozdíl energie mezi vstupem a výstupem. Je závislá na průtoku a otáčkách čerpadla.

2.1

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{\Delta v^2}{2} + g \cdot \Delta h$$

Eulerova čerpadlová rovnice

2.2

$$\frac{gH}{\eta_h} = \frac{Y_c}{\eta_h} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}$$

Eulerova turbínová rovnice

2.3

$$\eta_h \cdot gH = \eta_h \cdot Y_T = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}$$

Dopravní výška H (m) – Často používaná místo specifické energie.

2.4

$$H = \frac{Y}{g}$$

Další parametry jako otáčky n , příkon P_m , účinnost η a součinitel kavitační deprese σ blíže charakterizují stroj vzhledem k jeho provozu.

Otáčky nebo frekvence popisují rychloběžnost stroje a jsou charakteristickou hodnotou hnacího, popřípadě hnaného stroje. Bývají blíže upřesněny u konkrétních typů strojů.

Účinnost vyjadřuje efektivitu přeměny energie, tato charakteristika nabývá na důležitosti s provozní dobou čerpadla, jelikož s jeho prací je nutně spojena i generace odpadního tepla, které nevyužíváme. Je obecně vyjádřena jako poměr mezi užitečnou odváděnou energií ze stroje a energií přiváděnou (podíl výkonu a příkonu stroje). Účinnost je vždy menší než jedna, protože část energie se spotřebuje na pokrytí hydraulických ztrát mezi vstupem a výstupem. Dále se část energie máří na mechanických ztrátách a také netěsnosti způsobují rozdílný skutečný a teoretický průtok.

Účinnost čerpadla

2.5

$$\eta_{\check{c}} = \frac{P_h}{P_m} = \frac{Q \cdot \rho \cdot Y_{\check{c}}}{M \cdot \omega}$$

Účinnost turbíny

2.6

$$\eta_T = \frac{P_m}{P_h} = \frac{M \cdot \omega}{Q \cdot \rho \cdot Y_T}$$

Také kavitační deprese je významným parametrem v čerpací technice, neboť charakterizuje kavitační vlastnosti stroje a určuje jeho polohu vůči hladinám v nádrži. Definiční vztah uvádí energetickou bilanci kapaliny mezi sacím hrdlem a jeho pracovním elementem v konkrétně vymezeném prostoru.

Tyto charakteristiky jsou uvedeny v katalogu výrobce stroje a poskytují uživatelům základní podklady nutné pro činnost stroje. Zjišťují se experimentálně podle norem na zkušebnách a mohou existovat v různých formách podle konvencí v daném oboru. Nakonec se dané parametry zakreslit do grafů vyjadřující vzájemné závislosti, ty se pak nazývají charakteristiky. [4], [11], [15], [16]

V oboru hydraulických strojů lze využít teorie podobnosti. Hlavně při výzkumu a vývoji nových typů čerpadel. Využívané podobnosti jsou 3.

Geometrická podobnost je splněna, pokud jsou odpovídající si rozměry skutečného díla a jeho modelového provedení ve stejném poměru a odpovídající si úhly jsou stejné.

Kinematická podobnost geometricky podobných objektů znamená, že libovolné, sobě odpovídající si body proudového pole, mají stejný směr i smysl vektorů rychlosti a jejich poměr je rovněž zachován. Z toho plyne, že rychlostní trojúhelníky v daných bodech si musejí být podobné.

Dynamická podobnost vychází ze stejných podmínek jako kinematická, tyto podmínky se ale týkají sil působících v kapalině. Ty se vyjadřují v podobě bezrozměrných kritérií. Eulerovo (Eu) pro síly tlakové, Strouhalovo (St) pro neustálý pohyb kapaliny a Reynoldsovo (Re) pro síly způsobené vazkostí kapaliny.

Dalším důležitým kritériem v oblasti hydraulických strojů je rychloběžnost (též měrné nebo specifické otáčky) n_b (s^{-1}). Ty souvisí s parametry stroje, tedy s jeho průtokem Q , měrnou energií E a otáčkami n .

2.7

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

Kritérium n_b vyjadřuje otáčky etanolového stroje, s parametry $Q = 1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a $E = 1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$. Jestliže dva geometricky podobné stroje mají stejnou hodnotu rychloběžnosti, pak je považujeme na hydrodynamicky podobné.

Při použití konvenční symboliku čerpací techniky a turbín dostáváme tvar.

Pro čerpadla

2.8

$$n_b = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}}$$

Pro turbíny

2.9

$$n_b = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{g \cdot H^{0,75}}$$

V dřívější literatuře a v praxi se ještě setkáme s měrnými otáčkami n_q .

2.10

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}}$$

Sem se dosazují otáčky v min^{-1} . Přepočet mezi jednotlivými typy je následovný.

2.11

$$n_q = 60 \cdot g^{0,75} \cdot n_b \approx 333 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{E^{0,75}}$$

Tyto otáčky nahradily původně používané měrné otáčky n_s , ty byli definovány pro etanolovou turbínu určitých rozměrů, při spádu $H = 1 \text{ m}$ a o výkonu $P = 1 \text{ Hp}$.

2.12

$$n_s = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{\frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75}}}{H^{0,25}}$$

Mezi jednotlivými typy platí vazba.

2.13

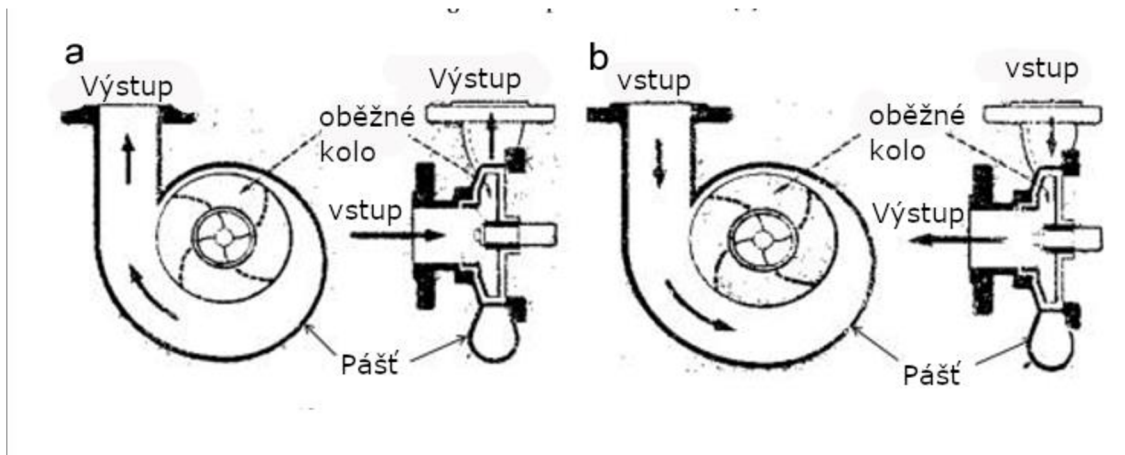
$$n_s = 3,65 \cdot n_q \cdot \sqrt{\eta} = 3,65 \cdot 333 \cdot n_b \cdot \sqrt{\eta} = 1215 \cdot n_b \cdot \sqrt{\eta}$$

Při numerickém výpočtu se do rovnic dosazují parametry při nejvyšší účinnosti stroje tzv. jmenovité parametry.

Rychloběžnost je základem pro výběr vhodného stroje pro požadované parametry při určitých otáčkách, vhodný výběr oběžného kola a navazující statorové části. Dále také pro výpočet tvarů médiem protékanych prostor, modelování, zkušebníctví parametrů a jejich přepočet ze stroje malých na stroj větších rozměrů. [4], [11]

3 PaT (Pump as Turbine)

Na rozdíl od konvenčních turbín, které se vyrábějí přesně podle požadavků a specifikací zákazníků, jsou čerpadla velmi běžnou a snadno (zejména po ekonomické stránce) dostupnou součástí. Dostupnou ve velké variaci velikostí a výkonů. Při zapojení čerpadla jako turbíny se rotor otáčí v opačném směru, a to umožňuje generaci elektrické energie. Na obrázku 13 jsou ukázány oba chody čerpadla.



Obrázek 13 - schéma čerpadlového (a) a turbínového (b) režimu čerpadla [17]

První zmínka o této možnosti užití čerpadel se datuje do počátku 20. století. Ve třicátých letech 20. století byly provedeny první pokusy o využití této možnosti. Ve druhé polovině 20. století se plně rozvinula snaha porozumět tomuto fenoménu. Vyvíjeli se metody předpovědi charakteristik a účinnostních křivek.

PaT jsou v dnešní době velmi žádanými součástmi elektrizační soustavy nebo se používají místo redukčních ventilů v potrubních systémech. Redukční ventily maří přebytečnou tlakovou energii kapaliny v teplo, a to z hlediska hospodárného a účinného provozu není ideální. Proto se v dnešní době rozmohla čerpadla v turbínovém režimu, kdy místo maření této energie v teplo ji přeměňují v energii elektrickou a tu je možno dále využívat. Tím se zvyšuje efektivita celého systému.

U elektrizační soustavy by PaT mohlo pracovat v konvenčním čerpadlovém režimu a přečerpávat vodu do horní nádrže, v době špičkového zatížení elektrické sítě by se čerpadlo přepnulo do turbínového režimu a průtokem vody z horní nádrže dolů generovat energii. Takovýmto hydrocentrálám říkáme přečerpávací. Nicméně takovéto centrály (obrázek 14) se staví v rozměrech, kdy se vyplatí zainvestovat do konvenční turbíny, která má větší účinnost. [11]



Obrázek 14 - přečerpávací elektrárna Dlouhé stráně [18]

Přečerpávací hydrocentrálou bude i náš případ, i když ne úplně v přesném slova smyslu.

K zajištění distribuce pitné vody ve výškových budovách musí být instalovány čerpadla dopravující vodu do všech pater budovy. Jelikož se jedná o pitnou vodu, nemůže být čerpadlový systém použit pro zužitkování dostupného hydropotenciálu z dešťové, šedé a eventuálně černé vody. Proto musí být takovýto PaT systém oddělen od systému čerpadlového.

3.1 Porovnání s konvenčními turbínami

Hlavní rozdíl je ve velikostech. Zatímco většina prodávaných čerpadel jsou výkonově pod 100 kW a jsou považována za ty větší, turbíny s tímto výkonem by se řadily k mikro-hydroenergetice.

Ale hlavním důvodem, proč se začínají používat PAT je potenciální úspora na pořizovací ceně. Jelikož jsou čerpadla, oproti turbínám, mnohem prodávanějším artiklem. Je vhodně vybrané čerpadlo mnohem levnější než vyrobená turbína přesně podle požadavků zákazníka. [19]

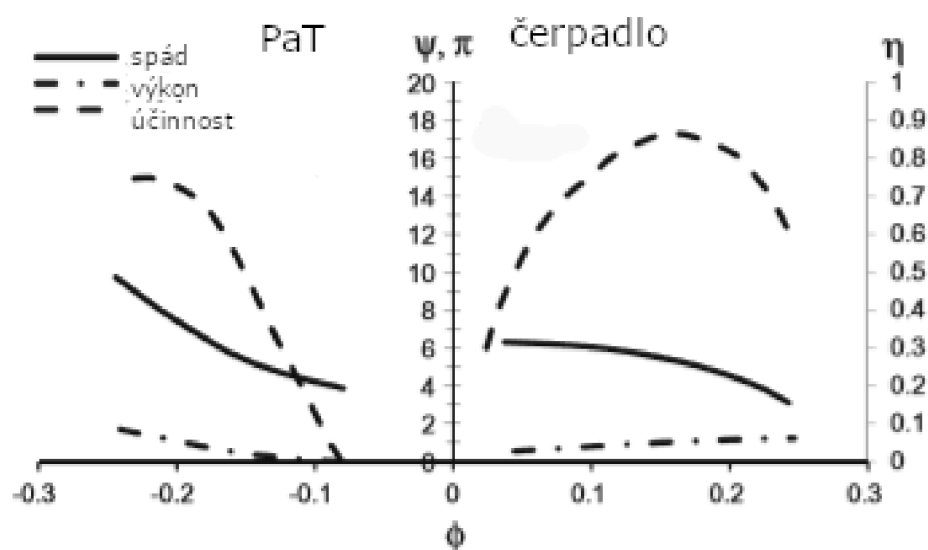
Navíc čerpadla nejsou tak složité na provoz, jednodušší na instalaci, jejich náhradní díly jsou dostupnější a vyškolení pracovníci pro údržbu a opravu jsou také dostupnější. Bylo prokázáno, že u elektráren do 500kW, může instalace PAT místo tradiční turbíny zkrátit návratnost stavby z patnácti na dva roky.

Jsou zde však i určité problémy spojené s touto aplikací. Sice účinnost čerpadla běžící v turbínovém režimu je téměř totožná s jeho přímým chodem, zcela jistě nedosahuje takové velikosti, jakou má konvenční turbína. Kromě geometrie na míru, mají turbíny i mnohem hladší

povrch lopatek a tím minimalizují ztráty. To výrobce čerpadel netrápí a manuální broušení lopatek jim nestojí za to.

Navíc je tu možný problém v samotné konstrukci, na který je třeba dávat pozor. Jsou to rozdílná místa extrémních tlaků. Zatímco u čerpadla mají své tlakové maximum na výstupu, turbíny ho dosahují na vstupu. Tomu je podřízena konstrukce. Pokud by tento problém mohl nastat je třeba předělat hlavně těsnění, aby se předešlo poruše.

Také výstupní rychlost může být vyšší, a proto je možné, že také ložiska se neobejdou bez úprav. Mimo jiné se mohou vyskytnout i předem nepropočítané vibrace, které mohou stroj vyřadit z provozu. Celkově čerpadla v turbínovém režimu jsou schopna zpracovávat větší spád (opak dopravní výšky) a průtok (obrázek 15). [19]



Obrázek 15 - Graf charakteristik pro čerpadlo a PaT [17]

Jelikož charakteristiky turbínového provozu nejsou běžnou součástí balení koupeného čerpadla. Je důležité správně a přesně předpovědět chování daného čerpadla v turbínovém režimu. Velká spousta práce byla vynaložena v tomto směru za využití experimentů a empirických korelací. [17]

3.2 Přepočítání provozních parametrů čerpadla na parametry turbíny (turbínového provozu)

Vzorce pro přepočítání provozních parametrů čerpadla na parametry PaT jsou sestaveny na základě sérii experimentálních měření různých čerpadel se stejnými nebo podobnými specifickými otáčkami. Všechny experimenty a vzorce ukazují, že čerpadlo v turbínovém režimu je schopno zpracovávat větší spád i průtok.

Nejčastější přístupy při přepočtu parametrů jsou založeny buďto na poměru spádové výšky a průtoku nebo specifických otáčkách.

Všechny metody mají stejný výstup. Jsou to korekční koeficienty (5.1 a 5.2), kterými se násobí, buďto zpracovávaný průtok nebo dopravní výška. V průběhu let, vznikla spousta vztahů, jak tyto koeficienty dostat. V roce 1994 bylo provedeno experimentální ověření osmi z nich na třiceti pěti čerpadlech. Přehled těchto metod je zobrazen v tabulce na následujícím obrázku 16.

3.1

$$\tilde{q} = \frac{Q_t}{Q_p}$$

3.2

$$\tilde{h} = \frac{H_t}{H_p}$$

Nazev metody/Autora	Přístup	\tilde{h}	\tilde{q}
Childs	BEP	$\frac{1}{\eta_p}$	$\frac{1}{\eta_p}$
Hancock	BEP	$\frac{1}{\eta_t}$	$\frac{1}{\eta_t}$
Stepanoff	BEP	$\frac{1}{\eta_p}$	$\frac{1}{\sqrt{\eta_p}}$
Sharma	BEP	$\frac{1}{\eta_p^{1.2}}$	$\frac{1}{\eta_p^{0.8}}$
Alatorre-Frenk	BEP	$\frac{1}{0.85\eta_p^5 + 0.385}$	$\frac{0.85\eta_p^5 + 0.385}{2\eta_p^{9.5} + 0.205}$
Schmiedl	BEP	$-1.4 + \frac{2.5}{\eta_{hp}}$	$-1.5 + \frac{2.4}{\eta_{hp}^2}$
Grover	Specifické otáčky	$2.693 - 0.0229N_{st}$	$2.379 - 0.0264N_{st}$
Hergt	Specifické otáčky	$1.3 - \frac{6}{N_{st} - 3}$	$1.3 - \frac{1.6}{N_{st} - 5}$

Obrázek 16 - tabulka metod přepočtu parametrů čerpadla na parametry turbínového režimu [17]

Podle této studie, se jako nejpřesnější prokázala Sharmova metoda, i přes fakt, že dvacet procent testovaných čerpadel padlo mimo predikční toleranci. Z toho vyplývá, že tyto vztahy slouží pouze pro hrubý odhad při navrhování PaT systému.

Díky zpochybnitelné přesnosti a potřebě otestovat nepočet různých čerpadel pro vytvoření důvěryhodného modelu, se vyvíjí snaha o jiný přístup. Ten je založen na předpokladu o symetrii rychlostních trojúhelníků čerpadla v přímém a obráceném provozu.

Pro mé účely použiji Sharmův přístup, který sice nemusí být stoprocentně přesný, ale pro prvotní naplánování PaT systému v budově A1 strojní Fakulty bohatě dostačující. [17]

3.3 Aplikace PaT systému ve světě

Tento nový přístup využití odpadní vody v budovách se zatím pouze dostává do povědomí developerů, a tak není moc příkladů jeho realizace.

V Arrasu ve Francii, bytová budova Goudemand (obrázek 18) využívá potenciálu zachycené dešťové vody ke generaci elektrické energie. Tato budova má na střeše situovanou otevřenou nádrž, do které se střádá dešťová voda. Tato nádrž pak slouží jako obrovská baterie (obrázek 17). [22]



Obrázek 17 - střecha Goudemand [20]



Obrázek 18 - komplex Goudemand [21]

Také v Hong Kongu Daryl Ng, vnuk zakladatele developerské společnosti Sino Land, se o toto téma zajímá a uvedl do provozu prototyp v tanním Olympian City (obrázek 19). V tomto nákupním středisku je instalována sto wattová turbína, která dodává energii do některých užitkových místností



Obrázek 19 - Olympian city [23]

Ještě jeden přístup se dostává do popředí, a to nahrazení redukčních ventilů čerpadly pracujícími v turbínovém režimu. Například ve výše zmiňovaném Hong Kongu, kde průměrná výška budovy je 30-40 pater, musí být v trubkách s vodou vysoký tlak, aby byla zajištěna kontinuální a spolehlivá dodávka pitné nebo užitkové vody. [24]

Tento tlak by roztrhal veškeré domácí spotřebiče, připojené na systém a také by způsoboval průsaky vody. Redukční ventily tento tlak sníží, avšak maří při tom energii vody, která by mohla být využita ke generaci elektrické energie. Z tohoto důvodu se začínají používat PaT, které přebytečnou tlakovou energii přemění na energii elektrickou.

V bytové jednotce The Avenue v Hong Kongské čtvrti Wan Chai (obrázek 20) se začínají instalovat PaT zpracovávající tuto přebytečnou tlakovou energii. Zde by tento systém měl být schopný napájet osvětlení schodišť, výtahové šachty a lobby.

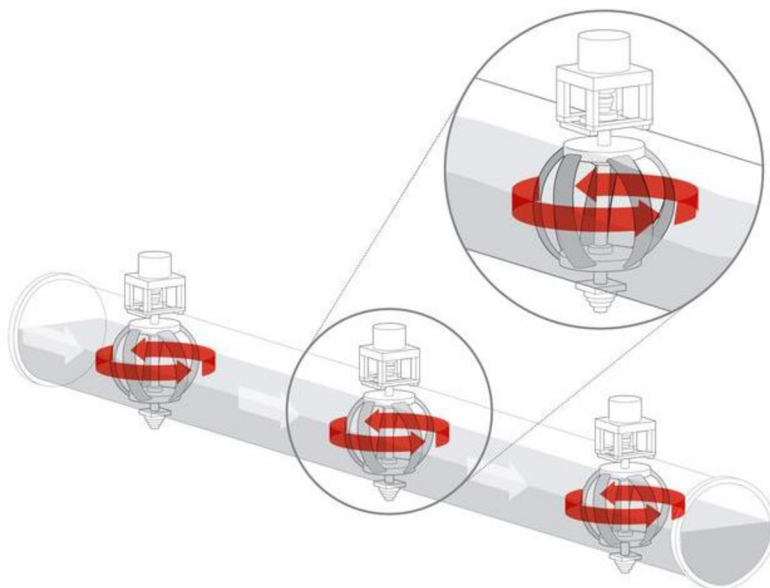


Obrázek 20 - The Avenue [24]

Všechno to jsou zatím prvotní pokusy, odlehčit životnímu prostředí a snížit energetické náklady těchto mrakodrapů. Podle propočtů Londýnské společnosti Arup, by Hong Kongský vodovodní systém mohl dodávat elektřinu pro 6 000 domácností, nebo také dvacet čtyři tisíc osob. To je bohužel pouze zlomek celkové populace tohoto města. Se svými sedmi milióny obyvateli, je potřeba tuto technologii zdokonalit, a hlavně snížit pořizovací náklady.

Také instalace tohoto systému do již stojících budov není vůbec jednoduchá a levná. Avšak již v současné době, zmiňovaná společnost Arup, pracuje na tzv. „plug and play“ systému, který by měl značně snížit složitost instalace, do stávajících budov a tím pak snížit náklady na realizaci těchto projektů.

Na opačném konci světa ve městě Riverside v Kalifornii v roce 2012 spustili pilotní projekt na využití tlakové energie vody v rozvodních trubkách (obrázek 21). A o podobném projektu se mluví i v Portlandu. Firma realizující tento projekt v Riverside a Portlandu prohlásila, že se zakázky začínají množit i ve zbytku světa. Například v Brazílii, Kanadě nebo Koreji. [25]



Obrázek 21 – speciálně navržený systém generace energie ve vodovodním řádu po Riverside [26]

To jsou konkrétní již provedené aplikace tohoto systému, existuje však řada prvotních konceptů a návrhů pro realizaci.

Také vznikají univerzitní práce na toto téma. Zabývající se ať už výměnou redukčního ventilu za PaT nebo zúžitkováním spádu odpadní a dešťové vody.

4 Úprava vody

Vodu, kterou je možno nasbírat z budovy je možné rozdělit do tří skupin. A to na černou, šedou a dešťovou vodu. Jejich míra znečištění je dána způsobem jejich vzniku.

Voda černá je odpadní voda ze záchodů obsahující fekálie, moč a celkově cokoli co se spláchne do toalety. Od těchto nečistot by se voda musela očistit a tuhý odpad uskladnit a následně odvézt k dalšímu zpracování.

To by bylo energeticky náročné a náklady spojené s uskladněním a zpracováním by se nevyrovnaly energetickému potenciálu této vody. Proto jsem se rozhodl s tímto přírůstkem nepočítat a nezahrnout ho do mého Pat systému. Bude se odvádět do kanalizace a následně zpracovávat v čističce odpadních vod.

Voda šedá je odpadní vodou ze sprch a umyvadel. Tuto vodu bude také potřeba vyčistit, ale tuhého odpadu nebude tolik a k jeho odstranění postačí filtr mechanických částic. Navíc pokud se voda z umyvadel a sprch bude filtrovat již při vstupu do potrubní sítě. Nebude třeba ani specializovaný personál, který by filtry musel měnit.

Voda dešťová je v podstatě také čistá, čeho je potřeba se zbavit jsou listy, květy a písek, který mohla splavit ze střechy. Toho bude možné docílit jednoduchým filtrem na střeše budovy. Odkud se voda bude získávat pro využití na čerpadle.

5 Praktická část

Na základě rešerše v první části práce jsem se pokusil o teoretické provedení na konkrétní budově v mém okolí. Praktická část se nezabývá konstrukcí a samotnou instalací, nýbrž se pouze snaží shrnout proveditelnost a ziskovost dané PaT aplikace na základě teoreticky možného hydraulického výkonu, který budova poskytne.

5.1 Popis objektu určeného k instalaci PaT

Použití PaT systému bylo aplikováno na budovu A1 (obrázek 22). Tato budova je sídlem Strojní fakulty VUT.



Obrázek 22 - Budova A1 FSI VUT [28]

Budova se začala stavět v roce 1975 a do její stavby se zapojili i tehdejší studenti. O 12 let později se předala do užívání a držela 24 let rekord, jako nejvyšší v Brně. Dnes je však třetí, první je AZ Tower a druhý Spielberk Tower B.

V roce 2011 začala plánovaná rekonstrukce, která však narazila na několik problémů a z původního plánu opravit pouze fasádu poničenou např. vichřicí Kyrill v roce 2007 sešlo. Bylo třeba opravit betonový skelet, sanovat sloupy a doplnit nedostatečnou ocelovou výztuž.

20. června 2016 se tedy po této rozsáhlé rekonstrukci budova znovuotevřela, a tak tu stojí i dnes. Se svými devatenácti nadzemními patry a dvěma podzemními, dosahuje výšky 74 m. [27]

instalace PaT systému do již stojící budovy sebou nese jistá omezení a komplikace, které se hlavně projeví na ceně. To je největším rizikem proveditelnosti.

Voda, která pohání čerpadlo v turbínovém režimu musí mít vlastní potrubní systém, který se potáhne napříč všemi patry až do kanalizace. To si žádá poměrně rozsáhlé stavení práce a tím roste cena.

5.2 Objem zachycené vody

Z evidence spotřeby vody budovy A1 od pana Mazoucha a průměrného úhrnu srážek z portálu českého hydrometeorologického ústavu (ČHMÚ) vyplynula následující tabulka 1, udávající celkové množství dostupné vody.

Sloupec „budova A1“ označuje spotřebu vody v jednotlivých měsících napříč roky 2016–2018.

Data jsou sice zaznamenána od roku 2015, to ale probíhala výše zmiňovaná rekonstrukce, jejíž data o spotřebě vody byla značně odlišná, a proto jsou z výpočtu odebrána a začíná se až od října 2016. To začal první semestr na nově zrekonstruované budově.

Sloupec „srážky na A1“ udává úhrn srážek za měsíc na budovu A1. Portál ČHMÚ poskytl informace o průměrných ročních srážkách za roky 1691-1990. Pro Jihomoravský kraj udávají 0,543 m srážek za rok. Po přepočtu na plochu střechy budovy, která činí 1200 m², to tedy dává průměrné srážky, které dopadnou na střechu za jeden měsíc neboli V_s .

5.1

$$V_s = \frac{0,543}{12} * 1200 = 54,3 \text{ m}^3$$

Poslední sloupec je přepočet pro jednotlivé patra, kterých je devatenáct.

Uvedené průměry jsou vynásobeny koeficientem 0,5. To je z důvodu, že voda ze záchodů je příliš znečištěná a její čištění a práce se vzniklým odpadem by byla příliš energeticky náročná a finančně nákladná.

Měsíc a rok	budova A1 [m ³]	srážky na A1 [m ³]	na patro [m ³]
říjen 16	234	54	12,3158
listopad 16	268	54	14,1053
prosinec 16	172	54	9,0526
leden 17	203	54	10,6842
únor 17	228	54	12,0000
březen 17	245	54	12,8947
duben 17	197	54	10,3684
květen 17	214	54	11,2632
červen 17	204	54	10,7368
červenec 17	164	54	8,6316
srpen 17	158	54	8,3158
září 17	208	54	10,9474
říjen 17	294	54	15,4737
listopad 17	265	54	13,9474
prosinec 17	162	54	8,5263
leden 18	204	54	10,7368
únor 18	251	54	13,2105
březen 18	252	54	13,2632
duben 18	249	54	13,1053
květen 18	257	54	13,5263
červen 18	255	54	13,4211
červenec 18	180	54	9,4737
průměr na měsíc (pouze šedá voda)	110,5455	54	5,8182

Tabulka 1 - odpadní voda a srážky budovy A1

Z těchto údajů pak vychází tabulka 2, kde je spočítán denní průměr na patro.

	Na patro bez srážek [m ³]	srážky za den [m ³]
Denní průměr:	0,1908	1,7705

Tabulka 2 - denní průměr užití vody na patro a srážek

Tyto hodnoty umožní výpočet objemu vody, který se za jednotlivé dny nastřádá do nádrže. Je důležité si uvědomit, že to, kolik vody nateče do naší sběrné nádoby záleží také na jejím umístění. Čím níže v budově bude umístěna, tím více vody do ní za den nateče, ale tím nižší bude potenciál vody využitelný na PaT.

Proto pro nalezení ideálního umístění nádrže byla vytvořena následující tabulka 3 s různými kombinacemi. Jednak pro různá patra a také pro různě dlouhou dobu napouštění. S těmito kombinacemi bude počítáno i nadále.

Poslední sloupeček v tabulce 3 ukazuje teoretický spád, který je možné získat. Je to vynásobená výška jednoho patra jejich počtem.

Budova má 74 m a 19 nadzemních pater. To dává zhruba 3,8 metru na patro. Teoretický spád pak bude ponížen o tlakové ztráty v potrubí v důsledku délkových a místních ztrát.

patro umístění nádrže	Dny napouštění					teoretický spád [m]
	1 [m ³]	2 [m ³]	3 [m ³]	4 [m ³]	5 [m ³]	
5.	4,4411	8,8823	13,3234	17,7645	22,2057	22,8
6.	4,2504	8,5007	12,7511	17,0015	21,2519	26,6
7.	4,0596	8,1192	12,1788	16,2385	20,2981	30,4
8.	3,8689	7,7377	11,6066	15,4754	19,3443	34,2
9.	3,6781	7,3562	11,0343	14,7124	18,3905	38
10.	3,4873	6,9747	10,4620	13,9493	17,4367	41,8

Tabulka 3 - objem načerpané vody

Teď už si jen stačí zvolit čas, za jaký se má jímka vyprázdnit, tím se určí výsledný průtok systémem. Pro můj výpočet byla zvolena jedna hodina, tedy 3600 sekund. Z toho pak vyšly následující průtoky v tabulce 4 podle rovnice.

5.2

$$Q = V \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2$$

Průměr potrubí byl zvolen 0,3 metru.

patro umístění nádrže	Dny napouštění				
	1 [m³/s]	2 [m³/s]	3 [m³/s]	4 [m³/s]	5 [m³/s]
5.	0,0012	0,0025	0,0037	0,0049	0,0062
6.	0,0012	0,0024	0,0035	0,0047	0,0059
7.	0,0011	0,0023	0,0034	0,0045	0,0056
8.	0,0011	0,0021	0,0032	0,0043	0,0054
9.	0,0010	0,0020	0,0031	0,0041	0,0051
10.	0,0010	0,0019	0,0029	0,0039	0,0048

Tabulka 4 - průtok podle načerpané vody

5.3 Výpočet hydraulického výkonu a ekonomického zisku

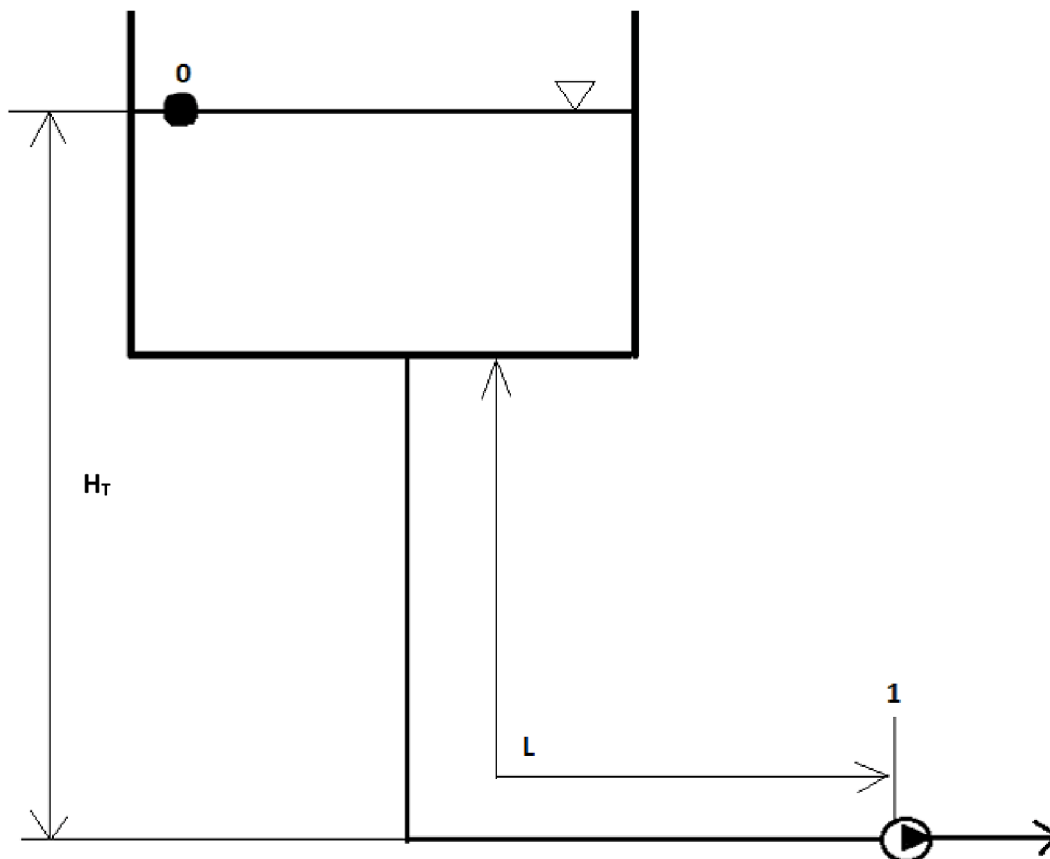
Nejprve je potřeba vypočítat čistý spád H_c neboli spád ponižený o tlakové ztráty v potrubí. Ten je vyjádřen z Bernoulliho rovnice následujícím způsobem.

Do výpočtu byly zahrnuty pouze ztráty délkové a ztráty místní byly zanedbány, protože není možné odhadnout kolik bude potřeba kolen a jiných součástí ke kompletaci potrubního systému.

5.3

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2} + g \cdot H_T = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + \frac{v_1^2}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{L}{d}$$

Indexy v rovnici se řídí podle následujícího obrázku 23 se schématem.



Obrázek 23 - schéma pro výpočet čistého spádu

Ze schématu také vyplývá, že člen obsahující tlak v bodě 0 je roven nule, protože je zde atmosférický tlak. Rovněž kinetická energie bodu 0 je rovna nule. Po menší úpravě a vynechání nulových členů.

5.4

$$\frac{p_1}{\rho} = g \cdot H_T - \frac{v_1^2}{2} \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{L}{d}\right)$$

Následně po vydělení tíhovým zrychlením.

5.5

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} = H_T - \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{L}{d}\right)$$

Levý člen se rovná hledanému čistému spádu a rychlost se vyjádří pomocí rovnice kontinuity. Tím se dostáváme na tvar, ve kterém figurují pouze známé hodnoty. Kromě součinitelů tření λ a délky potrubí L .

Délku potrubí získáme pomocí teoretického spádu vynásobeného koeficientem 1,2, který zahrne ohyby nutné k protáhnutí potrubí skrz stěny až k PaT. Tato hodnota byla zvolena na základě úsudku, že pokud se vhodně zvolí trasa, nebude nutné potrubí moc ohýbat.

Součinitel tření byl zvolen na základě tabulek uvedených na stránkách katedry technických zařízení budov ČVUT v Praze. Pro klasické ocelové potrubí se uvádí relativní drsnost 0,005, které odpovídá hodnota součinitele 0,03033. Tato hodnota byla zaokrouhlena na 0,03.

5.6

$$H_{\xi} = H_T - \frac{\left(\frac{Q}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2}\right)^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{L}{d}\right)$$

Po dosazení výsledků z Tabulky 4 dostáváme tabulku 5, která ukazuje čisté spády pro jednotlivé umístění.

patro umístění nádrže	Dny napouštění					délka potrubí [m]
	1 [m]	2 [m]	3 [m]	4 [m]	5 [m]	
5.	21,6993	18,3972	12,8938	5,1890	-4,7172	27,36
6.	25,4297	21,9189	16,0676	7,8757	-2,6567	31,92
7.	29,1845	25,5382	19,4609	10,9527	0,0135	36,48
8.	32,9618	29,2471	23,0560	14,3885	3,2445	41,04
9.	36,7595	33,0379	26,8354	18,1517	6,9871	45,6
10.	40,5757	36,9028	30,7813	22,2112	11,1925	50,16

Tabulka 5 - čistý spád

Některé hodnoty z tabulky jsou záporné. To je způsobeno tím, že ztráty v potrubí jsou příliš velké.

Teď už nic nebrání tomu, vypočítat dostupný hydraulický výkon, který bude k dispozici z rovnice 7.7.

$$P_H = g \cdot \rho \cdot H_{\xi} \cdot Q$$

Opět po dosazení příslušných hodnot z předchozích dvou tabulek 5 a 4 dostáváme hodnoty pro tabulku 6.

patro umístění nádrže	Dny napouštění				
	1 [W]	2 [W]	3 [W]	4 [W]	5 [W]
5.	262,6069	445,2900	468,1254	251,1891	-285,4425
6.	294,5339	507,7417	558,2974	364,8749	-153,8519
7.	322,8524	565,0291	645,8546	484,6533	0,7494
8.	347,5036	616,6826	729,2124	606,7684	171,0260
9.	368,4330	662,2654	806,8963	727,7253	350,1515
10.	385,5901	701,3731	877,5419	844,2894	531,8086

Tabulka 6 - dostupný hydraulický výkon

V následujícím kroku je vypočítán elektrický výkon.

K tomu je potřeba celková účinnost přeměny mechanické energie na elektrickou. Ta se obvykle určuje pomocí katalogu pro jednotlivá čerpadla.

Pro moji studii byla určena na 80 %. To je poměrně vysoká hodnota a v praxi bude nižší, ale poslouží k odhadu nejlepšího možného zisku. Elektrický výkon se pak vypočítá podle vztahu.

$$P_E = P_H \cdot \eta$$

Po dosazení hodnot z tabulky 6 do rovnice 7.8 dostaneme tabulku 7.

patro umístění nádrže	Dny napouštění				
	1 [W]	2 [W]	3 [W]	4 [W]	5 [W]
5.	210,0855	356,2320	374,5003	200,9513	-228,3540
6.	235,6271	406,1934	446,6379	291,8999	-123,0815
7.	258,2819	452,0233	516,6837	387,7226	0,5995
8.	278,0029	493,3461	583,3699	485,4147	136,8208
9.	294,7464	529,8123	645,5171	582,1802	280,1212
10.	308,4721	561,0984	702,0335	675,4315	425,4469

Tabulka 7 - elektrický výkon

Tedy, když je vypočítán elektrický výkon, může se dopočítat výdělek, který je možný z jednotlivých příkladů uspořádání získat.

Z energetického regulačního věstníku, vydávaného Energetickým regulačním úřadem (ERÚ), byly zjištěny výkupní ceny na elektřinu pro malé vodní elektrárny. Jelikož je to obnovitelný zdroj,

vztahuje se na něj i zelený bonus, který je velmi podstatný. Výkupní cena jedné megawatt hodiny je totiž 2741 korun a zelený bonus je 1651 korun ke každému megawattu. To je více než polovina.

Výsledný výdělek za jeden cyklus se pak tedy vypočítá součinem elektrického výkonu, převedeného na megawatty a sumou výkupní ceny a zeleného bonusu. To ukazuje následující tabulka 8

patro umístění nádrže	Dny napouštění				
	1 [Kč/cyklus]	2 [Kč/cyklus]	3 [Kč/cyklus]	4 [Kč/cyklus]	5 [Kč/cyklus]
5.	0,9227	1,5646	1,6448	0,8826	-1,0029
6.	1,0349	1,7840	1,9616	1,2820	-0,5406
7.	1,1344	1,9853	2,2693	1,7029	0,0026
8.	1,2210	2,1668	2,5622	2,1319	0,6009
9.	1,2945	2,3269	2,8351	2,5569	1,2303
10.	1,3548	2,4643	3,0833	2,9665	1,8686

Tabulka 8 - výdělky za jednotlivé cykly vypouštění nádrže

Zde nestačí pouze vzít největší hodnotu a odpovídající konfiguraci provést. Jelikož se počítá s rozdílnými dny napouštění, je nutné přepočítat tyto výdělky na roční hodnotu.

Sice při umístění nádrže v desátém patře a třídenním cyklu je výdělek nejvyšší, avšak pokud porovnáte hodnoty s následující tabulkou 9, je zřejmé, že nejvyšší zisk je při konfiguraci jiné.

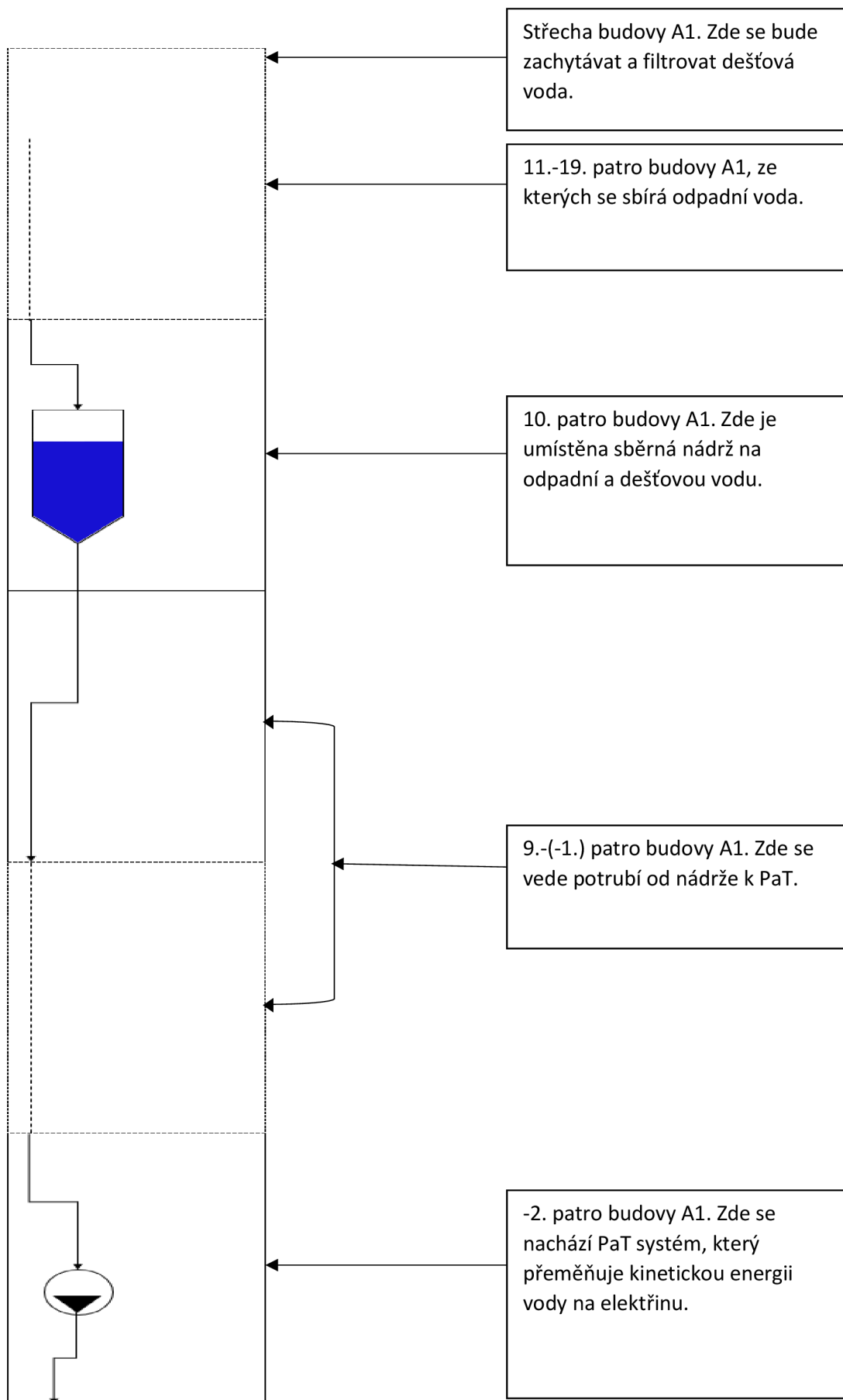
To je dáno tím, že když zvolíme cyklus jednodenní, uskuteční se ve stejném čase třikrát, oproti výše zmiňovanému způsobu.

patro umístění nádrže	Dny napouštění				
	1 [Kč/rok]	2 [Kč/rok]	3 [Kč/rok]	4 [Kč/rok]	5 [Kč/rok]
5.	336,7839	285,5342	200,1180	80,5353	-73,2139
6.	377,7291	325,5803	238,6655	116,9847	-39,4619
7.	414,0465	362,3147	276,0951	155,3876	0,1922
8.	445,6609	395,4366	311,7296	194,5397	43,8669
9.	472,5021	424,6657	344,9385	233,3204	89,8113
10.	494,5054	449,7429	375,1386	270,6927	136,4051

Tabulka 9 - roční výdělek

Z této tabulky je již jasné, který způsob bude nejvýdělečnější. Tedy jednodenní cyklus se zásobní nádrží umístěnou v desátém patře. Toto uspořádání má ziskovost 494.5 korun za rok.

Nejvýdělečnější konfigurace je znázorněna na následujícím obrázku 22.



Obrázek 24 - schéma zapojení PaT systému v budově A1

5.4 Výběr katalogového čerpadla

Pro výběr správného čerpadla je nutné si uvědomit, že výše vypočtené hodnoty čistého spádu a průtoku platí pro turbínový režim. Proto je nutné je tedy ještě přepočítat pro čerpadlový chod. Tím pádem budou poníženy pomocí korekčních koeficientů v tabulce 1.

Zde byla zvolena, podle dostupných zdrojů, nejpřesnější Sharmova metoda, kde η je účinnost čerpadla. Po přepočtu je možné tedy správně vybrat ideální čerpadlo pro tuto aplikaci.

5.9

$$Q_{\check{c}} = Q_T \cdot \eta^{1,2}$$

5.10

$$H_{\check{c};\check{c}} = H_{\check{c};T} \cdot \sqrt{\eta}$$

Číselné hodnoty odpovídající výše uvedenému nejvyššímu výdělku jsou. Čistý spád je roven 40,5757 m a průtok 0,0010 m³.s⁻¹. Po přepočtu dostane čistý spád hodnotu 36,2920 m a průtok 0,0007 m³.s⁻¹. Pro tyto parametry musíme hledat čerpadlo, se kterým se instalace provede.

6 Diskuze & závěr

V teoretické části této práce jsme se dozvěděli základy o hydromechanických strojích. Důraz byl kladen, pro účel této práce, hlavně na stroje hydrodynamické, zvláště pak na čerpadla. Byli zde uvedeny základní parametry a rovnice důležité pro návrh a výpočet těchto strojů.

Nejdůležitější částí však byla kapitola 4, kde se pojednávalo o čerpadlech v turbínovém režimu, jejich porovnání konvenčními turbínami a aplikacemi ve světě.

Pozoruhodný je nejvíce fakt, že volba správného čerpadla pro konkrétní aplikaci není vůbec snadná. To je z důvodu značných mezer v přepočtu parametrů pro turbínový chod. Toto odvětví se dále rozvíjí a má daleko k uzavření.

Jak bylo řečeno, v současné době probíhají výzkumy, zabývající se tímto problémem. Ale ke konečnému řešení, které by bylo intuitivní, snadno použitelné, a hlavně aplikovatelné pro každý případ je ještě daleko.

Dále pak stojí za povšimnutí, že ačkoliv se o této možnosti využití čerpadel ví již dlouho. Případů její skutečné aplikace po světě je velmi málo. To je dáno jednak výše zmiňovaným komplikovaným přepočtem provozních parametrů, a také navíc poměrně složitou instalací do již stávajících budov.

Nicméně se neustále pracuje na usnadňování obou překážek. Ať už novým způsobem přepočtu, jako například pomocí symetrie. Nebo systémem „plug & play“ od společnosti Arup, který výrazně usnadní instalaci.

V Praktické části byl proveden výpočet rentability pro budovu A1 Strojní fakulty VUT. Je nutné podotknout, že tento výsledek není směrodatný a musí být brán s rezervou. A to už jen díky zanedbání místních ztrát a hrubému odhadu některých hodnot, například součiniteli tření.

Jelikož tato práce ale neřeší konkrétní technické provedení, je nemožné odhadnout tyto ztráty a určit přesně veškeré technické parametry celého systému, a proto jsem se rozhodl ztráty zanedbat a technické parametry odhadnout, v případě součinitele tření pomocí tabulek. Tím pádem je třeba brát výslednou hodnotu jako vyšší, než by ve skutečnosti byla.

Ačkoliv je tedy výdělek nadhodnocen těmito nepřesnostmi, je výsledný výdělek velmi nízký. Pouhých 500 Kč za 1 rok. Při skutečnosti, že chceme, aby se investice vrátila do 10 let, Máme k dispozici 5000 Kč na provedení tohoto projektu.

To je pochopitelně nemožné, a proto se tento projekt naprosto nehodí pro budovy velikosti A1. Jediná možnost, jak tento systém uvést do chodu v hlavní budově FSI, by bylo sehnat dotace, které by pokryly veškeré náklady. A i tak by tento systém mohl sloužit jen jako učební pomůcka a kuriozita, která by minimálně v české republice neměla obdoby. V žádném případě jako úspora nebo zdroj příjmu.

Vhodnější by bylo se bavit o ještě nepostaveném objektu, do jehož návrhu je možné zakomponovat tento systém. To by odlehčilo počáteční investici a celkové provedení by mohlo být lépe zpracované a uzpůsobené konkrétní budově. Nebo zavádět tento systém do objektů s větším počtem pater, které by jednak navyšovaly výsledný čistý spád anebo objem odpadní vody, která by byla k dispozici.

Nicméně lépe využitý potenciál tohoto systému se mi zdá jednoznačně záměna redukčního ventilu, a to z prostého důvodu, že toto řešení pracuje neustále a je investičně méně náročné, protože se nemusí budovat oddělená vodovodní síť napříč patry celé budovy.

Seznam použitých zdrojů

- [1] CPM 26 INOX. In: *Obchodcerpadel.cz* [online]. Prostějov [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: https://www.obchodcerpadel.cz/detail-produktu/cpm-26-inox-jednostupnove-odstredive-cerpadlo-230-v-doprava-zdarma/?gclid=CjwKCAjwndv1BRANEiwABrR32BPseiBLoDqiQl-Ng7K9oWc6_a16LoyVMvblXvDKASjUTIHnfCBk6hoCYNEQAvD_BwE#qtab=t1
- [2] Kaplanova turbína. In: *Český rozhlas* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.radio.cz/cz/static/vynalezci/kaplanova-turbina>
- [3] Historický parní stroj - čerpadlo Mostar typ D. In: *Hyperinzerce* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://stroje.hyperinzerce.cz/historicke-parni-stroje/inzerat/7898966-historicky-parni-stroj-cerpadlo-mostar-typ-d-nabidka-trebic/>
- [4] MELICHAR, Jan. *HYDRAULICKÉ A PNEUMATICKÉ STROJE Část čerpadla*. Thákurova 1, 160 41 Praha 6: ČVUT. ISBN 978-80-01-0438-7.
- [5] Newton, Navier, and Stokes, the mathematicians behind the Navier-Stokes equations. In: *SimWiki* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.simscale.com/docs/content/simwiki/numerics/what-are-the-navier-stokes-equations.html>
- [6] Leonhard Euler. In: *Biography* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.biography.com/scientist/leonhard-euler>
- [7] Daniel Bernoulli. In: *Quotetab* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.quotetab.com/quotes/by-daniel-bernoulli#HF5W0LuUu6t8IdrA.97>
- [8] Rotor standart. In: *X-flame* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.x-flame.cz/cz-detail-886230-rotor-standard-13-14mm.html>
- [9] Francisova turbína Lipno. In: *Sumava.cz* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: http://www.sumava.cz/objekt_az/3041-francisova-turbina-lipno/
- [10] *Rychlostní trojúhelník axiálního kompresorového stupně* [online]. In: . [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/19.html>
- [11] MELICHAR, Jan, Jaroslav BLÁHA a Karel BRADA. *HYDRAULICKÉ STROJE Konstrukce a provoz*. Žikova 4, 166 36 Praha 6: ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02657-4.
- [12] Řez odstředivým čerpadlem. In: *Automatizace.hw.cz* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-4dil-odstrediva-cerpadla>
- [13] Ruční pumpa standart II. *ČERPADLABEZSTAROSTÍ.cz* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.cerpadlabezstarosti.cz/rucni-pumpy/709-rucni-pumpa-standard-ii-modra>
- [14] Billabong Ram Pump. In: *Victorian Collections* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://victoriancollections.net.au/items/54325f402162f101c47f69a0>
- [15] PACIGA, alexander, oldrich STRÝČEK a martin GANČO. *Čerpacia technika*. Bratislava, Praha: Alfa, SNTL, 1984. ISBN 63-557-84.
- [16] BLÁHA, jaroslav a karel BRADA. *HYDRAULICKÉ STROJE*. Praha, 1992. ISBN 04-224-91.
- [17] ALBERT, øyvind. *Pump as turbine*. Norsko, 2018. Diplomová práce. Norwegian university of science and technology.
- [18] Dlouhé stráně. In: *Members.upc.cz* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://members.upc.cz/zdenda/strane>

- [19] N. GARAY, paul. Using Pumps as Hydrotrbines. *Small Hydro*. 1990, **1990**.
- [20] *Střecha Goudemand* [online]. In: . [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://reginnovations.org/key-energy-storage-system/pumped-hydro-energy-storage-building>
- [21] *Komplex Goudemand* [online]. In: . [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://reginnovations.org/key-energy-storage-system/pumped-hydro-energy-storage-building>
- [22] Pumped-storage hydroelectricity systems on buildings. *Phys.org* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://phys.org/news/2016-10-pumped-storage-hydroelectricity.html>
- [23] Olympian city. In: *MTR* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.mtr.com.hk/en/customer/tourist/myitinerary5.php?attId=63740041>
- [24] The Avenue. In: *Home net* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.homenet.com.hk/estatebuilding-info/wan-chai-hong-kong/the-avenue.html>
- [25] Harnessing Hydropower From Urban Water Pipes. In: *Popular science* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.popsci.com/gregg-semmler-turns-tiny-turbines-mighty-generators>
- [26] Water turbines. In: *Popular science* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.popsci.com/gregg-semmler-turns-tiny-turbines-mighty-generators>
- [27] Slavnostní otevření výškové budovy A1. In: *FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.fme.vutbr.cz/clanek.html?zid=46488>
- [28] Budova A1. In: *Deník.cz* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.denik.cz/galerie/do-byvale-nejvyssi-budovy-brna-se-vraci-studenti-strojirenstvi.html?photo=4>

Seznam použitých zkratk a symbolů

$div \vec{v}$	divergence rychlosti
$\frac{\delta \vec{v}}{\delta x}$	parciální derivace rychlosti podle souřadnice
\dot{Q}	průtok
Q_t	průtok turbínou
Q_p	průtok čerpadlem
S	plocha
v	rychlost
$\frac{\delta \vec{v}}{\delta t}$	místní (lokální) zrychlení
$\vec{v} \text{ grad } \vec{v}$	konvektivní zrychlení
A	objemové zrychlení
$\frac{1}{\rho} \text{ grad } p$	zrychlení způsobené tlakovým spádem (gradientem)
ρ	hustota
p	tlak
g	tíhové zrychlení
H, h	spád/ dopravní výška
Y	měrná energie
Y_z	energetické ztráty v potrubí
Y_ε	měrná energie čerpadla
Y_T	měrná energie turbíny
η_h	hydraulická účinnost
u	obvodová rychlost
c_u	absolutní rychlost
η_T	účinnost turbíny
η_p	účinnost čerpadla
P_m	výkon momentu
P_h	výkon hydraulický
P_E	výkon elektrický
M	moment
ω	úhlová rychlost
n	otáčky
n_b	specifické otáčky

n_q	měrné otáčky
n_s	měrné otáčky pro etanolovou turbínu
\tilde{q}	průtokový korekční faktor
\tilde{h}	spádový korekční faktor
V_s	průměrný měsíční úhm srážek na budovu A1
d	průměr potrubí
L	délka potrubí
λ	součinitel tření v potrubí
H_T	teoretický spád
$H_{\check{c}}$	čistý spád
$H_{\check{c};\check{c}}$	čistá dopravní výška čerpadla
$H_{\check{c};T}$	čistý spád na turbínu