VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ANALÝZA MOŽNOSTÍ AKUMULAČNÍ TEPELNÉ ELEKTRÁRNY V PODMÍNKÁCH ČR

USE STORAGE THERMAL POWER IN CZECH REPUBLIC

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. FRANTIŠEK BEDNÁŘ
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. JIŘÍ ŠKORPÍK, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. František Bednář

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**
obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Reditel ústavu Vám v souladu se zákonem c.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním rádem VUT v Brne urcuje následující téma diplomové práce:

Analýza možností akumulační tepelné elektrárny v podmínkách ČR

v anglickém jazyce:

Use storage thermal power in Czech republic

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jedním s velkých problému nejen většiny obnovitelných zdrojů (větrné, fotovoltaické..), ale i velkých klasických zdrojů elektrické energie (fosilní elektrárny, jaderné elektrárny..) je jejich regulace v průběhu jednoho dne. V současnosti je možné část přebytečné elektrické energie v síti akumulovat v rámci akumulačních vodních elektráren. Následně se tato akumulovaná energie využije pro výrobu elektrické energie v době nedostatku elektřiny v síti. Protože rozdíly mezi nabídkou a poptávkou po elektřině během dne se v poslední době značně zvětšují, hledají se nové způsoby akumulace elektrické energie. Jednou takovou metodou s velkou akumulační kapacitou jsou akumulační tepelné elektrárny využívající akumulaci ve formě stlačeného vzduchu a ohřátí akumulační kapaliny.

Cíle diplomové práce:

1. Charakteristické rysy tepelné akumulační elektrárny.
2. Návrh schématu zařízení pro realizaci takové elektrárny a její energetická a hospodářská bilance v podmínkách CR ve vybrané lokalitě.
3. Výpočet hlavních komponent kompresní, expansní části a výměníku tepla.
4. Závěr.

Seznam odborné literatury:

[1] BECKMANN, Georg, GILLI, Paul. Thermal energy storage, 1984. ISBN 3-211-81764-6.
[2] FRAAS, Arthur. Heat exchanger design, 1989. Second edition. John Wiley&Sons, Inc. ISBN 0-471-62868-9.
[3] KADRNOŽKA, Jaroslav. tepelné elektrárny a teplárny, 1984. SNTL.
[4] ŠKORPÍK, Jirí. Transformacní technologie, http://www.transformacni-technologie.cz, ISSN 1804-8293.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 18.11.2013

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc. Ředitel ústavu	prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc. Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá analýzou možnosti akumulační tepelné elektrárny v podmínkách České republiky. Práce je rozdělena do několika částí. V první části jsou popsány jednotlivé druhy akumulačních elektráren, historický vývoj akumulačních elektráren na stlačený vzduch a vhodnosti jejich umístění. Druhá část je věnována návrhu akumulační elektrárny na stlačený vzduch v Jihomoravském kraji. V další kapitole je proveden výpočet všech zařízení akumulační elektrárny, včetně turbokompresoru, spalovací komory, spalovací turbíny, objemu akumulační nádrže a dvou tepelných výměníků. V poslední části práce je provedena ekonomická analýza s investiční návratností takového projektu.

Klíčová slova

akumulační elektrárna, turbokompresor, spalovací komora, spalovací turbína, výměník tepla, termoolej, podzemní zásobník, zemní plyn, ekonomická analýza, přenosová soustava, sekundární regulace

ABSTRACT

This diploma's thesis analyzes the possibility of accumulation of thermal power plants in the Czech Republic. The thesis is divided into several parts. The first part describes the different types of storage power plants, the historical development of power storage for compressed air and the appropriateness of their location. The second part is devoted to the design of storage power plant for compressed air in South Moravia. In the next chapter, a calculation is made of all equipment storage power plant, including turbo-compressor, combustion chamber, combustion turbines, the volume of storage tanks and two heat exchangers. The last part is the economic analysis of the return on investment of such a project.

Key words

storage power plant, turbo compressor, combustion chamber, combustion turbine, heat exchanger, thermal oil, underground storage tank, natural gas, economic analysis, transmission system, secondary control

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BEDNÁŘ, F. *Analýza možností akumulační tepelné elektrárny v podmínkách ČR*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 106 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Analýza možností akumulační tepelné elektrárny v podmínkách ČR vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce a s použitím odborné literatury a podkladů uvedených na seznamu.

V Brně dne 16.5.2014 Podpis: ……

Bc. František Bednář

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D. za cenné připomínky, vstřícný přístup, za trpělivost a rady při vypracovávání této práce.

Obsah

ÚVOD ..... **- 3 -**
1 Systém akumulační elektrárny ..... **- 5 -**
1.1 Technologické schéma ..... - 6 -
1.2 Vývoj akumulačních elektráren ..... - 7 -
1.3 Historie ..... - 8 -
1.3.1 Vývojové etapy ..... - 8 -
1.3.2 První generace systému CAES ..... - 8 -
1.3.3 Druhá generace systému CAES ..... - 9 -
1.4 Výzkum a vývoj konvenčních akumulačních elektráren ..... - 10 -
1.4.1 CAES kombinovaný se spalovací turbínou ..... - 10 -
1.4.2 Pokročilé adiabatické systémy (AA-CAES) ..... - 11 -
1.4.3 Malé CAES systémy ..... - 13 -
1.5 Vhodné geologické lokality pro akumulační elektrárny ..... - 14 -
1.5.1 Vytěžené solné jeskyně ..... - 14 -
1.5.2 Skalní masiv ..... - 14 -
1.6 Zprovozněné a připravované akumulační elektrárny ve světě ..... - 16 -
1.6.1 Huntorf ..... - 16 -
1.6.2 McIntosh ..... - 17 -
1.6.3 Připravované projekty systémů ve světě ..... - 18 -
2 Návrh systému akumulační elektrárny ..... **- 19 -**
2.1 Výběr lokality ..... - 19 -
2.1.1 Podzemní zásobník Dolní Dunajovice ..... - 19 -
2.2 Výběr nejvýkonnější FVE Jihomoravského kraje ..... - 21 -
2.2.1 FVE Vranovská Ves ..... - 22 -
2.3 Denní doba nabíjení a vybíjení akumulační elektrárny ..... - 23 -
2.3.1 Nabíjení systému ..... - 23 -
2.3.2 Vybíjení systému ..... - 27 -
2.4 Schéma navrhovaného zařízení ..... - 28 -
2.4.1 Turbokompresor ..... - 28 -
2.4.2 Výměník I ..... - 29 -
2.4.3 Akumulační nádrž stlačeného vzduchu ..... - 29 -
2.4.4 Škrtící dýza ..... - 29 -
2.4.5 Výměník II ..... - 30 -
2.4.6 Spalovací komora ..... - 30 -
2.4.7 Spalovací turbína ..... - 30 -
2.4.8 Akumulační nádrž termooleje ..... - 31 -
3 Návrh komponentů akumulační elektrárny ..... **- 32 -**
3.1 Návrh turbokompresoru ..... - 32 -
3.1.1 Návrh prvního stupně kompresoru ..... - 33 -
3.1.2 Návrh druhého stupně kompresoru ..... - 47 -
3.1.3 Celkový příkon turbokompresoru ..... - 60 -
3.2 Návrh velikosti akumulační nádrže na stlačený vzduch ..... - 61 -

3.2.1 Nabíjení akumulační nádrže - 61 -
3.2.2 Vybíjení akumulační nádrže - 61 -
3.3 Návrh spalovací komory - 63 -
3.4 Návrh spalovací turbíny - 66 -
3.4.1 Návrh prvního stupně axiální turbíny - 67 -
3.4.2 Návrh druhého stupně axiální turbíny - 75 -
3.4.3 Celkový výkon spalovací turbíny - 83 -
3.4.4 Konstrukční návrh hřídele - 83 -
3.5 Návrh výměníků - 85 -
3.5.1 Volba termooleje - 85 -
3.5.2 Výměník I - návrh - 86 -
3.5.3 Výměník II - návrh - 88 -
3.6 Návrh akumulační nádrže na termoolej - 90 -
3.7 Shrnutí jednotlivých parametrů akumulační elektrárny - 91 -
4 Ekonomické zhodnocení akumulační elektrárny - 93 -
4.1 Náklady - 93 -
4.1.1 Investiční náklady - 93 -
4.1.2 Roční náklady za zemní plyn - 93 -
4.2 Struktura tržeb - 94 -
4.2.1 Roční tržba za dodávku kladné regulační energie - 95 -
4.2.2 Roční tržba za dodávku záporné regulační energie - 95 -
4.2.3 Celkový roční zisk provozu akumulační elektrárny - 95 -
4.3 Doba návratnosti investice - 96 -
5 Závěr - 97 -
6 Použitá literatura - 99 -
7 Seznam použitých zkratek a symbolů - 102 -

ÚVOD

S rostoucím využíváním obnovitelných zdrojů energie nabývá na významu nepřerušovaná a cenově dostupná elektrická energie. S rozmachem obnovitelných zdrojů se také vyskytly problémy s regulací přetížené rozvodné sítě, jelikož tyto zdroje energie produkují velké množství elektřiny a to vždy současně v závislosti na povětrnostních podmínkách, které nemůžeme svou činností ovlivnit. Největší nevýhodou těchto zdrojů je nemožnost odpojení od rozvodné sítě v případě jejího přetížení. Je to dáno jak legislativně, kdy se musí elektřina vyrobená v těchto zdrojích prvotně vykupovat, tak i technicky, kdy by došlo k poškození zařízení vlivem akumulace velkého množství energie. Velkým problémem je, že skokové změny ve výrobě elektřiny z obnovitelných zdrojů energii nejsme schopni v její formě ukládat a skladovat. Jediným způsobem jak tento problém řešit je ukládáním elektrické energie pomocí systému akumulačních elektráren, mezi které patří přečerpávací vodní elektrárny a také elektrárny využívající akumulaci stlačeného vzduchu (CAES – Compressed Air Energy Storage), které v současné době zažívají velký rozmach. Je to dáno především stagnací stavby nových přečerpávacích vodních elektráren, které jsou velmi drahé na výstavbu a to především kvůli nedostatku stavebního místa v centrech potřeby této elektrárny.

Cílem této práce je navrhnout systém akumulační elektrárny na stlačený vzduch v podmínkách České republiky. První část práce je věnována seznámení s touto technologií. Jedná se především o vývojové etapy tohoto systému a možnosti jeho současného nasazení. Dále jsou zde popisovány druhy hornin vhodné pro akumulaci stlačeného vzduchu.

Další část práce je věnována stanovení podmínek pro výběr takovéto akumulační elektrárny. Jedná se především o výběr lokality a velikosti akumulovaného výkonu. Dále je zde uveden výběr největší fotovoltaické elektrárny v Jihomoravském kraji, jejíž výkon bude akumulační elektrárna vykrývat. V této části práce je také uvedena denní doba provozu akumulační elektrárny a to především z diagramů okamžitých výkonů společnosti ČEPS. V závěru kapitoly je uveden návrh této akumulační elektrárny s popisy jednotlivých zařízení, které jsou její součástí. Princip spočívá v akumulaci stlačeného vzduchu pomocí turbokompresoru do podzemního zásobníku a pozdější využití tohoto vzduchu k pohonu spalovací turbíny a generátoru.

V následující kapitole je uveden výpočet všech zařízení akumulační elektrárny, kdy se jedná především o výpočet dvoustupňového turbokompresoru, objemu podzemního zásobníku na stlačený vzduch, spalovací komory, dvoustupňové spalovací turbíny a dvou výměníků.

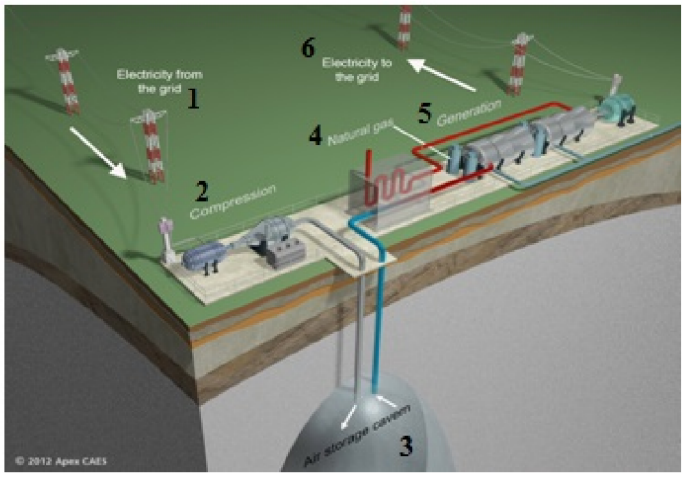
Nedílnou součástí diplomové práce je také závěrečná ekonomická analýza této akumulační elektrárny, kde hlavním ekonomickým výstupem je doba investiční návratnosti.

1 Systém akumulační elektrárny

Technologie známá pod zkratkou CAES (z anglického Compressed Air Energy Stored) spočívá v ukládání velkého množství elektrické energie ve formě vysokotlakého stlačeného vzduchu. Je to jedna z mála technologií k dlouhodobému uchovávání elektrické energie. Jedná se řádově o desítky hodin skladování a z toho vzniklou akumulaci v řádech stovek až tisíce megawattů elektrické energie. Existuje několik dalších technologií k uchovávání energie. Jako jsou například setrvačníky a ultra kondenzátory, které jsou však schopny poskytnout jen krátkodobou akumulaci a z toho plynoucí krátkodobou stabilizaci rozvodné elektrické sítě, která je v současné době skokově přetěžována obnovitelnými zdroji energie.

Dvě hlavní technologie na ukládání velkého množství energie, které jsou zároveň ekonomicky výhodné, jsou systémy CAES a přečerpávací vodní elektrárny. Přečerpávací vodní elektrárny nevyžadují spalování paliva a jsou proto snadněji realizovatelné než CAES, ale z investičního hlediska pouze v oblastech s velkým rozdílem nadmořských výšek. Kromě toho jsou při realizaci nových přečerpávacích vodních elektráren třeba nemalé zásahy do krajinného rázu, které jsou v současné době stále obtížněji legislativně prosaditelné. Naproti tomu u systému CAES lze použít širokou škálu nádrží pro skladování stlačeného vzduchu a nezanechávají v krajinném rázu tak velkou povrchovou stopu, což těmto systémům dává větší flexibilitu umístění než přečerpávacím vodním elektrárnám. Vysokotlaký vzduch může byt uložen v povrchovém potrubí a i v podzemních zásobnících, kde se především využívá vytěžených ložisek soli, zemního plynu nebo starých opuštěných dolů. Nákladově efektivnější jsou skalní masivy. Široká geologická dostupnost těchto systémů naznačuje, že tato technologie má daleko méně omezení na umístění, než systémy přečerpávacích vodních elektráren.

Jednou z hlavních aplikací pro systém CAES v našich podmínkách je skladování sluneční energie z fotovoltaických elektráren a energie větru z větrných elektráren v době nadbytku elektrické energie a generaci při pokrytí nedostatku v rozvodné síti. [2]



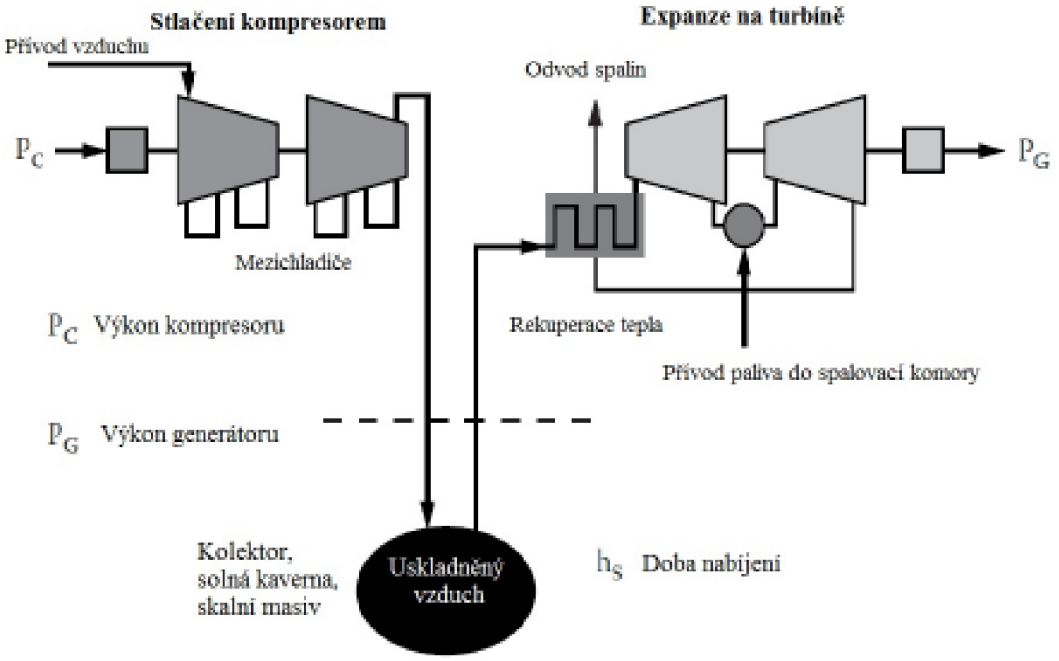
Obr. 1.1: *Ukázka akumulační elektrárny na stlačený vzduch [3]*
1) elektrická energie ze sítě, 2) komprese, 3) zásobník stlačeného vzduchu, 4) zemní plyn, 5) generátor, 6) elektrická energie do sítě

1.1 Technologické schéma

CAES systémy pracují na podstatně stejném systému jako konvenční plynové turbíny s výjimkou, že komprese a expanze jsou nezávislé a nastávají v různých časových intervalech (Obr. 1.1.1). Vzhledem k tomu, že energie potřebná na pokrytí kompresní práce je dodávána odděleně, je možné využít plný výkon turbíny k výrobě elektrické energie během expanze (u klasických plynových turbín jsou dvě třetiny výkonu turbíny využity k pohonu kompresoru a pouze jedna třetina k výrobě elektrické energie).

Během režimu komprese se elektřina používá k pohonu kompresorů, které vhánění vzduch pod vysokým tlakem do neizolované akumulační nádrže při teplotě, která odpovídá teplotě uvnitř nádrže. Při kompresi se využívá mezichladičů umístěnými mezi jednotlivými stupni a tělesy kompresorů a také dochlazovačů, které slouží ke zvyšování kompresní účinnosti, snížení skladovacího objemu a snížení napětí na stěny akumulační nádrže.

Jelikož při průchodu přes mezichladiče dochází ke snížení teploty vzduchu je toto snížení bráno jako ztráta. Proto pro velký počet stupňů kompresoru může byt požadavek, aby ukládání vzduchu probíhalo dle adiabatického děje, čímž by vzduch musel byt uložen v izolované nádrži. Kromě toho, i přes vyšší vstupní energii potřebnou na jednotku hmotnosti v důsledku mezichlazení, je celková spotřeba paliva stále výrazně nižší. Systém čelí zajímavému kompromisu. Díky vysokotlakému vstupu vzduchu (kolem 7,7 MPa) je zapotřebí menší množství zemního plynu pro produkování stejně velkého elektrického výkonu než u konvenčního zařízení s plynovou turbínou, protože čistý výkon CAES je třikrát vyšší než z konvenční plynové turbíny. [2]



Obr. 1.1.1: *Technologické schéma systému CAES [1]*

Během režimu expanze je vzduch odebírán ze zásobníku stlačeného vzduchu. Ve spalovací komoře dochází ke spalování stlačeného vzduchu a paliva (nejčastěji zemní plyn), které potom vystupují ze spalovací komory do turbíny. Před vysokotlakým stupněm turbíny může byt použito teplo z regenerace a poté samotná spalovací komora může byt vřazena až mezi tělesa nízkotlaké a vysokotlaké turbíny jako pomocný zdroj pro zvýšení efektivity tohoto systému. Kdyby nebylo použito spalovací komory, tak při zachování stejného výkonu turbíny by se musel zvýšit i průtok stlačeného vzduchu, což by vedlo ke zvýšení požadavků na výkon kompresoru. Kromě toho by absence spalovací komory vedla ke snížení vstupní teploty na turbínu a mohla by představovat významné riziko zamrznutí lopatek turbíny vlivem velkého proudění vysoce stlačeného vzduchu přes turbínu. Další možností při nízké teplotě provozu je křehnutí materiálů turbíny a z toho plynoucí netěsnosti popřípadě následná havárie turbíny. [2]

Hlavní komponenty:

Existuje šest hlavních komponentů, které jsou nutné pro správnou činnost systému CAES. Pět z nich se nachází v nadzemní části a šestý v podzemní infrastruktuře:

1) Motor/generátor, který je dle potřeby spojen pomocí spojek s turbínou nebo generátorem.
2) Kompresor se dvěma nebo více stupni, mezichladiče a chladič, které slouží ke snížení vlhkosti stlačeného vzduchu a k dosažení ekonomické komprese.
3) Vícestupňová turbína, která obsahuje vysokotlaký a nízkotlaký stupeň.
4) Ovládací prvky na řízení spalovací turbíny, kompresoru a pomocná zařízení, pomocí kterých je možné regulovat a kontrolovat přechody mezi kompresorovým a turbínovým režimem.
5) Pomocná zařízení pro skladování a manipulaci s palivem, mechanické a elektrické systémy pro různé výměníky tepla potřebných pro provoz zařízení.
6) Podzemní zásobárnu na stlačený vzduch, která je nejdůležitější složkou této technologie. [4]

1.2 Vývoj akumulačních elektráren

Myšlenka skladování elektrické energie pomocí stlačeného vzduchu se objevila v roce 1970 jako způsob uchovávání velkého množství energie produkované od stále se rozvíjející jaderné energetiky, která doznávala velkého rozmachu především kvůli vysokým cenám ropy. Potenciál byl v levné jaderné energii, kdy docházelo k levnému ukládání elektrické energie mimo špičku a následný drahý prodej této energie během špičky.

Tyto podmínky zpočátku vyvolávali velký zájem o systémy CAES. Avšak celosvětový pád cen ropy a ztráta obliby jaderné energetiky vedly ke změně podmínek trhu a tyto systémy začali ustupovat. Bylo to také dáno tím, že začaly vznikat kombinované cykly s plynovými turbínami, což vedlo k možnosti nízkonákladově regulovat výkony v elektrizační síti. Zemního plynu pro tyto turbíny bylo dostatečné množství (USA), a proto také došlo ke snížení zájmu o systémy na ukládání energie.

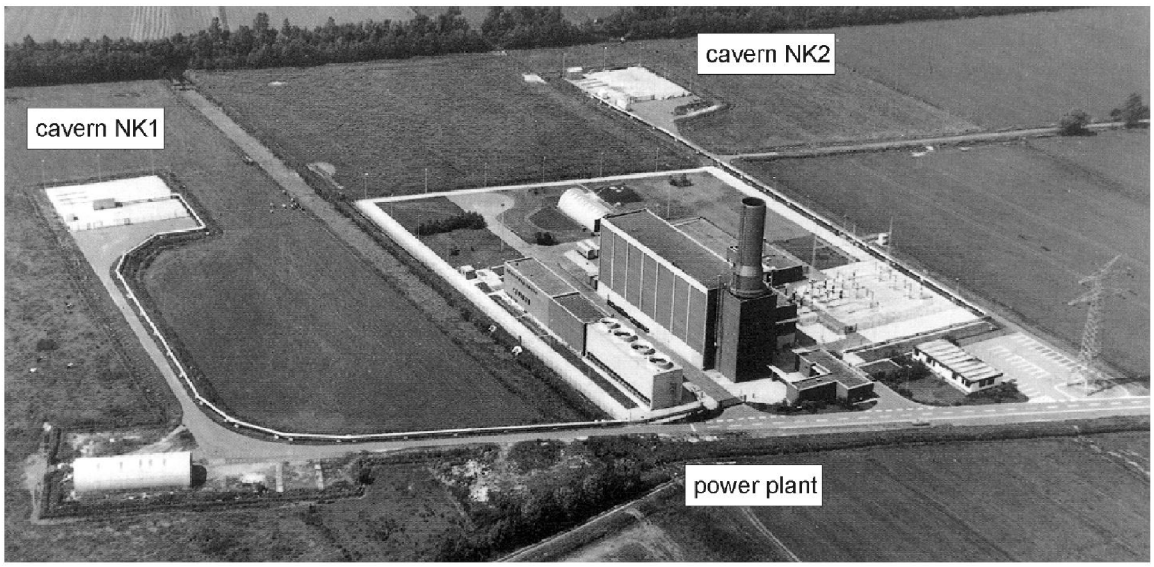
Současné trendy v rozvoji větrné a solární energie se postaraly o nový zájem ukládání elektrické energie, nikoliv jako způsob, levně nakoupit a draze prodat, ale jako způsob jak

snížit proměnlivost větrné a solární energie na regulaci elektrizační soustavy. Plynová turbína může rychle reagovat na nedostatky ve výkonu těchto obnovitelných zdrojů energie a tím splnit požadavky na stabilizaci sítě.

Skladování elektrické energie z obnovitelných zdrojů a její následná výroba při nízké spotřebě fosilního paliva činí systém CAES v současné době velice atraktivní. Použitím skladování elektrické energie pro vyrovnání energie z obnovitelných zdrojů a následné dodávání energie do přenosové sítě pro její správu je a v budoucnu bude velice cenné, neboť se jedná o velice flexibilní řešení, která nám tento způsob akumulace nabízí. Jelikož je i spotřeba zemního plynu menší, nemá na tento systém vliv nestabilní cena zemního plynu.

1.3 Historie

Vůbec první komerční systém CAES byl zprovozněn v roce 1978 v německém Huntorfu s výkonem 290 MW. V USA byl tento systém poprvé využit v roce 1991 ve městě McIntosh, stát Alabama (výkon 110 MW).



Obr. 1.3.1: *Elektrárna na akumulaci stlačeného vzduchu (Německo – Huntorf) [5]*

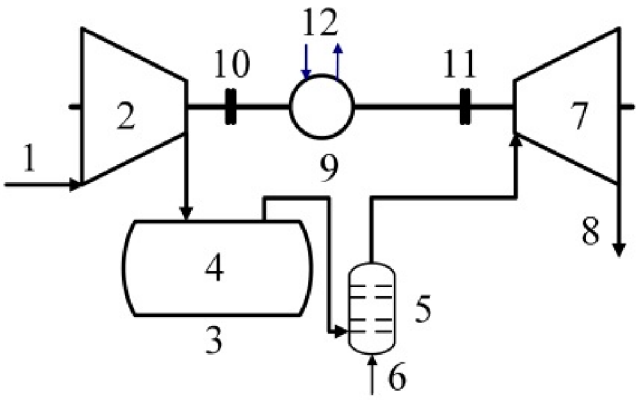
1.3.1 Vývojové etapy

Pilotní projekty systému CAES se potýkaly s nízkými hodnotami účinností elektrické akumulace. Účinnost tohoto zařízení byla pod 50%, což bylo z investičního hlediska nevýhodné. Proto se hledali způsoby jak tuto účinnost zvýšit a přiblížit ji tak hodnotám přečerpávacích vodních elektráren, které jsou zatím nejrozšířenější a nejvýhodnější metodou ukládání elektrické energie. Jejich účinnost akumulace cyklu dosahuje 75%.

1.3.2 První generace systému CAES

Jedná se o prvotní projekt, který vycházející z patentu Dr. Michaela Nakhamkina, v německém Huntorfu nedaleko Brém, kdy tato elektrárna spolupracuje s jadernou elektrárnou Unterwesser. Kompresor o výkonu 60 MW zde plní dva válcové zásobníky o

objemu 310 000 m^3. Po 8 hodinách dosáhne provozního tlaku 7,2 MPa. Tato zásoba poté vystačí na 2 hodiny špičkového provozu, než tlak poklesne na 4,5 MPa. Účinnost této akumulační elektrárny nepřesahovala 50%. Bylo to dáno především nechlazením stlačeného vzduchu za kompresorem. Díky tomu měl vzduch větší objem a nebylo možné ho uložit v takovém množství jako při jeho ochlazení. Druhou nevýhodou se také ukázalo nevyužití spalin ze spalovací turbíny na předehřev stlačeného vzduchu ze zásobníků. [2]



1) Přívod vzduchu
2) Kompresor
3) Zásobník stlačeného vzduchu
4) Stlačený vzduch
5) Spalovací komora
6) Přívod paliva
7) Spalovací turbína
8) Odvod spalin
9) Motor – generátor
10) a 11) Spojka
12) Elektrická síť

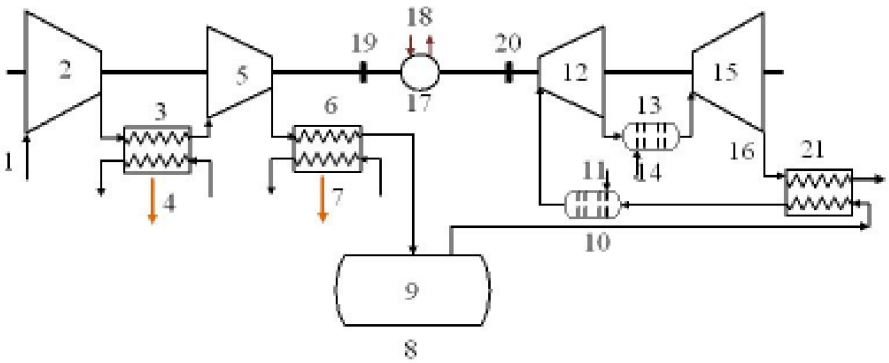
Obr. 1.3.2: *Schéma první generace systému CAES [4]*

1.3.3 Druhá generace systému CAES

Patent na tuto technologii opět patří panu Dr. Michael Nakhamkinu, který oproti první generaci výrazně zvýšil výkon, provoz a ekonomickou návratnost. Díky těmto aspektům mohla technologie sloužit k vykrývání energetických schodků od obnovitelných zdrojů energie a mohla proto také byt zahrnuta do systému inteligentních sítí. Tyto inteligentní sítě ve spojení se systémem CAES mají poskytovat:

- uložení přebytečné energie z obnovitelných zdrojů v jednoduchých elektrárnách
- účinné uložení elektrické energie při přebytku a následný návrat do sítě při nedostatku
- zvýšení operativnosti inteligentních sítí pomocí okamžité energetické regulace a synchronizace
- zlepšení rozdělování generované energie

Zvýšením účinnosti bylo dosaženo chlazením mezi jednotlivými stupni kompresoru a předehřevem stlačeného vzduchu před spalovací komorou.
Americká společnost ESPC (Energy Storage Power Company) pracovala s myšlenkou systému CAES druhé generace vycházejícího z patentu Dr. Michaela Nakhamkina. Koncept tohoto systému spočíval ve vývoji a spuštění 110-ti megawattové akumulační elektrárny na stlačený vzduch. Tento koncept byl jako celek následně společností ESPC patentován a v roce 1991 ve městě McIntosh, stát Alabama, uveden do provozu. [6]



Obr. 1.3.3: *Schéma druhé generace systému CAES [4]*

1) Přívod vzduchu, 2) a 5) Kompresor, 3) a 6) chladič stlačeného vzduchu, 4) a 7) Odvod tepla ze stlačení, 8) Zásobník stlačeného vzduchu, 9) Stlačený vzduch, 10) a 13) Spalovací komora, 11) a 14) Přívod paliva, 12) a 15) Spalovací turbína, 16) Odvod spalin, 17) Motor/Generátor, 18) Elektrická síť, 19) a 20) Spojka, 21) Rekuperační výměník

1.4 Výzkum a vývoj konvenčních akumulačních elektráren

Přestože je systém CAES známý již delší dobu, komerčně toto skladování elektrické energie existuje pouze ve dvou provozech na světě. Jedná se o již zmíněný projekt v Huntorfu v Německu a McIntoshu v USA. Proto se následně zaměřím na výčet technologií, které mají systém akumulace stlačeného vzduchu více zefektivnit pro investory a tím i zvýšit jeho celosvětové zastoupení. Všechny tyto modifikace vychází z druhé generace tohoto systému.

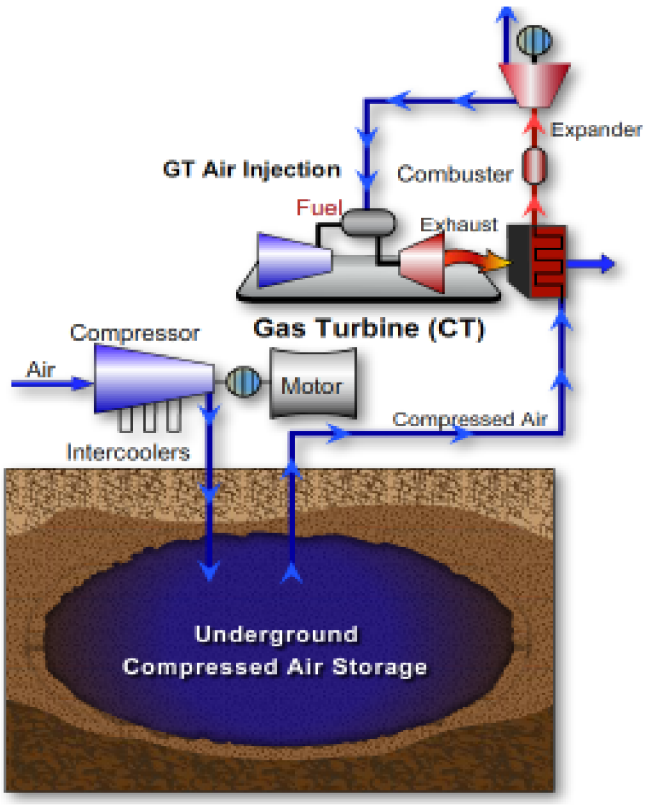
1.4.1 CAES kombinovaný se spalovací turbínou

Schéma zapojení ukazuje typickou konfiguraci CAES technologie druhé generace se vstřikováním vzduchu pro zvýšení výkonu spalovací turbíny. Výhodou tohoto uspořádání je použití standardních, průmyslově ověřených zařízení, které slouží ke spolehlivému dodávání stlačeného vzduchu ve velkých výrobních závodech. Klíčové zařízení pro výrobu energie je buď nová nebo již exitující spalovací turbína. Ta poskytuje energie a odpadní teplo pro jednoduchý rekuperační výměník vzduch-vzduch. Použitý vícenásobný expandér slouží k řízení elektrických generátorů a pro odběr vzduchu do spalovací turbíny, která zvyšuje výkon tohoto celku.

Skladování vzduchu se provádí vícenásobnou kompresí pomocí průmyslových turbokompresorů, díky nimž se také řídí ukládání stlačeného vzduchu v kaverně.

Důležitou vlastností tohoto systému je schopnost optimalizovat jednotky inteligentní sítě, obnovitelné zdroje energie a schopnost pákového efektu pro již existující infrastrukturu elektráren. Proto se tento systém vyplatí v rozmezí od 3 do 430 MW výkonu. Příkladem tohoto systému může byt teplárna o výkonu 230 MW na Obr. 1.4.1.

Z hmotnostní bilance vyplývá, že 40% výkonu je produkováno v plynové turbíně a zbývajících 60% je tzv. zelený výkon ze skladovaného stlačeného vzduchu. Tento vzduch je pouze ohřát odpadním teplem z plynové turbíny, proto neprodukuje žádné emise NO_x. [6]



Obr. 1.4.1: *Schéma CAES v kombinaci se spalovací turbínou [6]*

Air – vzduch. Compressor – kompresor, Intercoolers – mezichladiče, Undergrouund compressed air storage – podzemní zásobník stlačeného vzduchu, Compressed air – stlačený vzduch, Expander – expandér, Fuel – palivo, Combuster – spalování, Exhaust – výfuk.

1.4.2 Pokročilé adiabatické systémy (AA-CAES)

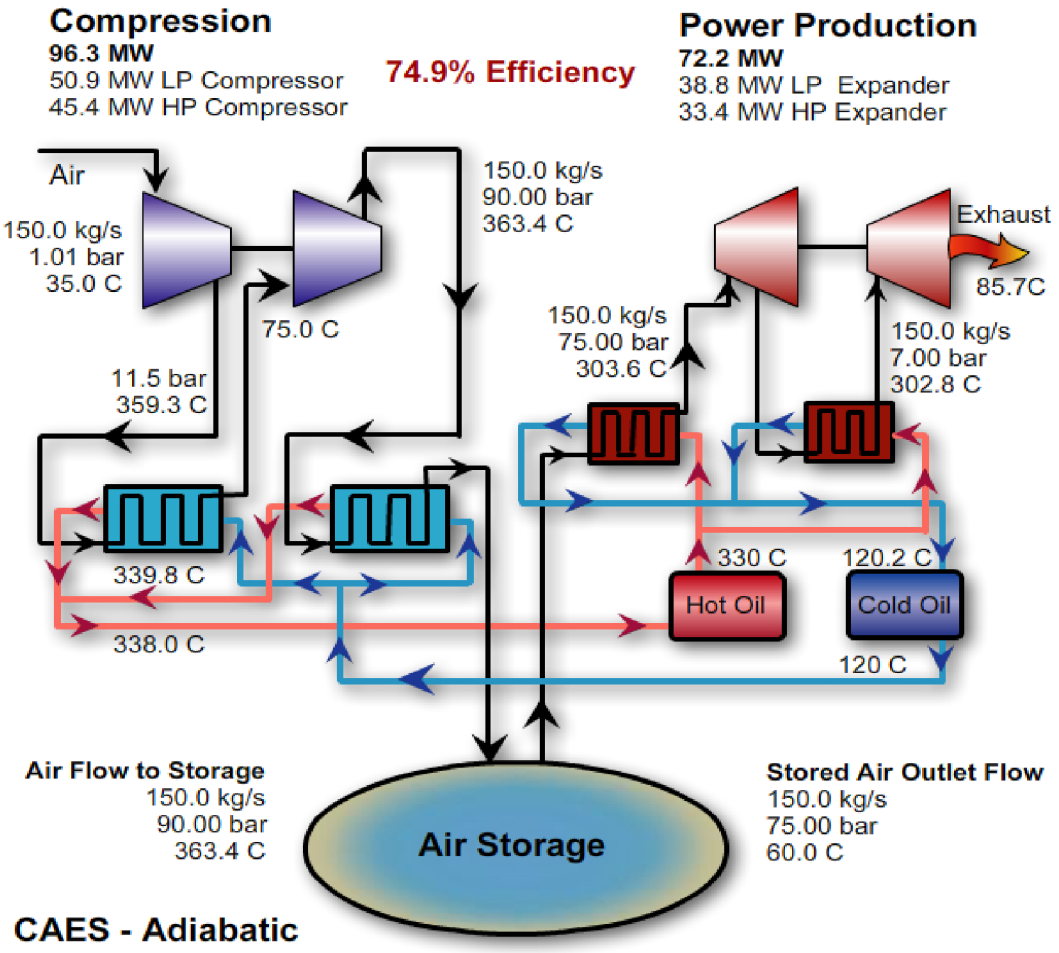
Zvýšení účinnosti akumulačního cyklu až na 70%, srovnatelnou s většinou přečerpávacích vodních elektráren, je možné využitím odpadního tepla z kompresorů a následně toto teplo využít na předehřev vzduchu před turbínou. Ke skladování tepla mezi rekuperačními výměníky se používá termální olej. Během tohoto procesu je studený olej použit ke chlazení stlačeného vzduchu za kompresorem. Tím se tento olej zahřeje a naakumuluje tepelnou energii. V případě potřeby elektrické energie se uvádí do provozu spalovací turbína, kde se k předehřevu stlačeného vzduchu používá právě naakumulované teplo v termálním oleji. Tento děj se pak neustále opakuje. Jedním z hlavních prvků tohoto systému je také vývoj vysokoteplotních kompresorů a speciálních vysokoteplotních rekuperátorů. [2], [7]

Vzhledem k absenci spalování paliva na předehřev vzduchu je tento proces 100% bez emisí, což je jednou z největších výhod. Díky tomu je také důležité zmínit, že naakumulované tepelná energie v oleji je potřeba co nejdříve využít, aby nedocházelo ke ztrátám tepla z oleje do okolí.

Cenově a konstrukčně je tato akumulační elektrárna příznivá jelikož využívá průmyslově ověřené součástky. Klíčovými komponenty toho systému jsou:

- motor k pohonu turbokompresoru
- termální olej
- tepelné výměníky
- tepelný expandér
- elektrický generátor

V současné době tento systém vyvíjí v Německu společnost RWE. Demonstračním místem pro tuto elektrárnu bude Staßfurt (Sasko-Anhaltsko), které se nachází v oblasti s množstvím větrných elektráren. Systém bude mít kapacitu 360 MWh a elektrický výstup 90 MW. Bude moct také nahradit 50 větrných turbín používaných v daném regionu a to po dobu 4 hodin. Vývoj projektu vyjde na € 12 milionů a samotná realizace elektrárny dalších 40 milionů eur. [8]



Obr. 1.4.2: *Schéma pokročilého Adiabatického CAES systému [6]*

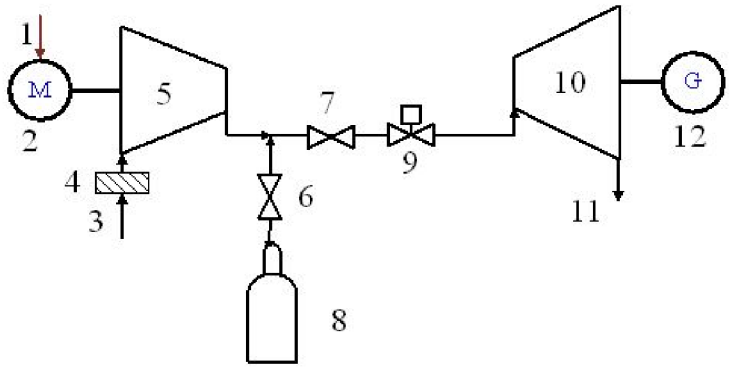
Compression – komprese, Air – vzduch, Compressor – kompresor, Air flow storage – hmotnostní tok skladovaného vzduchu, Air storage – uskladnění vzduchu, Storage air outlet flow – výstupní hmotnostní tok, Hot oil – teplý olej, Cold oil – studený olej, Power production – Výroba energie, Expander – expandér.

1.4.3 Malé CAES systémy

Malé CAES systémy (≤ 10 MW) s umělými skladovacími nádržemi představují adaptivní řešení pro budoucí energetické sítě, bez nutnosti velkých uskladňovacích prostor.

Jak je vidět na Obr. 1.4.3 je tento systém použit jako záložní zdroj elektrické energie. Proto se uplatní jako náhradní záložní zdroj místo baterií, protože oproti nim u něho dochází k nízké degradaci jednotlivých složek, vysoké spolehlivosti, k nízkým nárokům na údržbu a k nižší životní charakteristice nákladů na životní cyklus.

Příkladem může byt použití pro elektrickou aplikaci o výkonu 2 kW, kde systém CAES může pracovat okolo 20 let, zatímco odvětrávané olověné baterie kolem 12 let. Instalace a uvedení do provozu je 8 hodin, kdežto u olověných baterií se časy pohybují od 16 do 64 hodin. S tlakem stlačeného vzduchu 30 MPa a objemem nádrže 20 m^3 je tento systém schopen pracovat v pohotovostním režimu po jeden rok. Oproti velkým CAES systémů zde nedochází k rekuperaci, a proto mají tyto systémy menší účinnost akumulačního cyklu. [5]



1) *Napájení motoru*
2) *Motor*
3) *Přívod vzduchu*
4) *Filtr*
5) *Kompresor*
6) *Ventil*
7) *Ventil*
8) *Zásobník stlačeného vzduchu*
9) *Ventil*
10) *Expandér*
11) *Výfuk*
12) *Generátor*

Obr. 1.4.3: *Schéma malého CAES systému* [4]

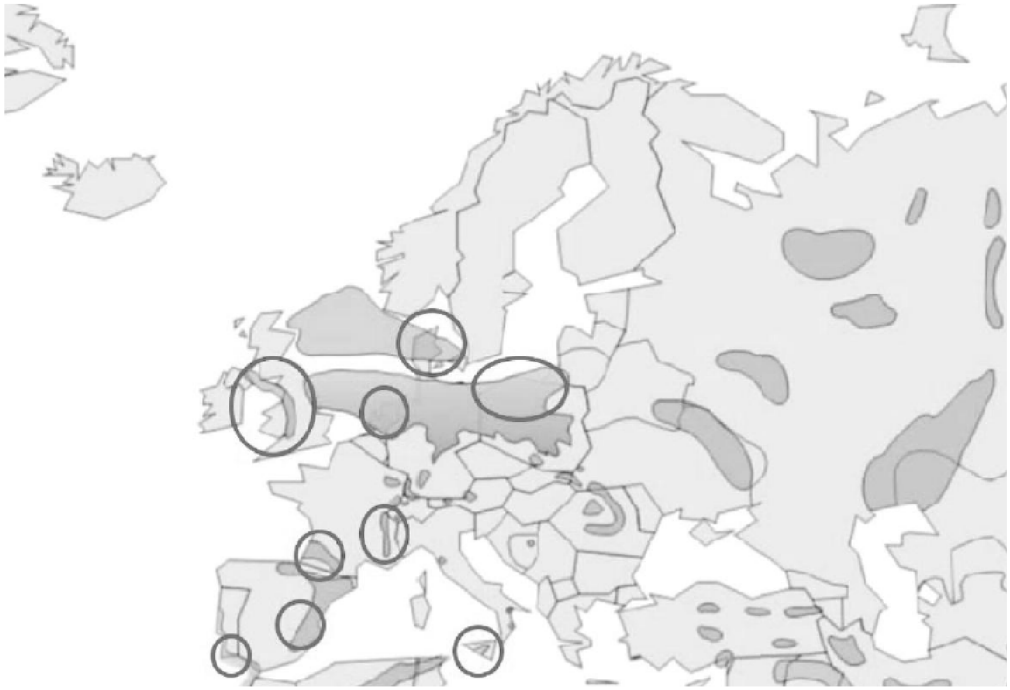
1.5 Vhodné geologické lokality pro akumulační elektrárny

Geologicky vhodné lokality pro systém CAES jsou solné jeskyně, skalní masivy, porézní horniny nebo vytěžená ložiska zemního plynu.

1.5.1 Vytěžené solné jeskyně

Řešení ukládání stlačeného vzduchu do vytěžených solných komor v současnosti využívají obě elektrárny využívající systém CAES. V mnoha ohledech je toto řešení skladování jednoduché a snadno realizovatelné. Pomocí důlních technik je možné poskytnout spolehlivé a nízkonákladové zvětšování objemu nádrže dle aktuální potřeby. Obvyklé kapitálové náklady jsou $2/kWh na výstupu z kaverny, pokud zajistíme dostatečný přívod pitné vody a efektivní likvidaci vystupující slané vody. Vzhledem k pružně plastické vlastnosti soli mají skladovací nádrž minimální riziko úniky vzduchu.

Nevýhodou tohoto způsobu skladování je tečení solných stěn kaverny a vznik nálevu, který představuje potenciální problém při znečištění a případném zanesení turbíny. [9,10]



Obr. 1.5.1: *Evropské solné doly jako možné investiční lokality pro systém CAES* [1]

1.5.2 Skalní masiv

Skalní masivy se pro systém CAES jeví jako nejvhodnější, ovšem vysoké náklady na ražbu nádrže v tomto masivu jsou poměrně vysoké a to $30/kWh na výstupu z kaverny. Nicméně v některých případech mohou byt použity stávající doly, přičemž v takovém případě budou náklady obvykle kolem $10/kWh na výstupu z kaverny.

Byly vyvinuty podrobné metody pro posuzování skalní stability, úniku vzduchu a energie ve skalním masivu, včetně těchto úniků v uměle vybetonovaných tunelech. Bylo navrženo několik takových zařízení, z nichž dvě nedávné jsou z Japonska. Jedná se o testovací systém o výkonu 2 MW pomocí vybetonovaného tunelu v bývalém uhelném dolu Sunagaawa a v bývalém Kamioka dolu. Pro provoz systému CAES může byt přítomnost vody, která se uvolňuje z rozpuštěného vzduchu v horní části nádrže.

Geologicky vhodné lokality pro tyto systémy jsou povětšinou i na místech s velkými větrnými nebo solárními parky. Nicméně extrémně vysoké geologické náklady spojené s vývojem činí tento systém nerentabilní. Zejména s ohledem na omezenou dostupnost již existujících jeskyní a dolů. Proto se tyto aspekty budou brat v potaz jako první při hromadném nasazení CAES. [9,10]

1.6 Zprovozněné a připravované akumulační elektrárny ve světě

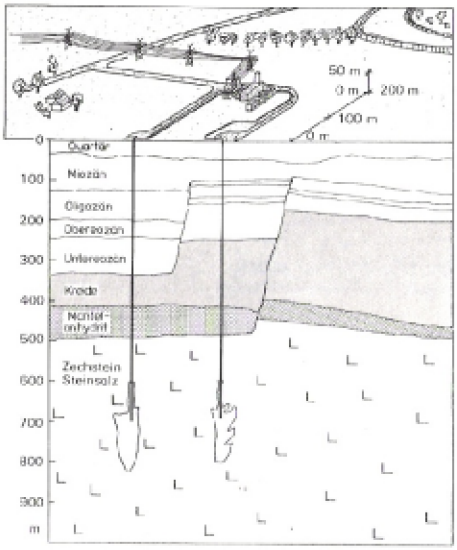
1.6.1 Huntorf

Akumulační elektrárna v Huntorfu (nedaleko Brém, Německo) je světově první zařízení tohoto druhu. Byla postavena společností ABB a dokončena v roce 1978. Její výkon činí 290 MW. Měla sloužit jako zdroj energie v případě výpadku elektřina na jaderných blocích v blízkosti Severního moře a jako zdroj levné špičkové energie. Vzhledem k tomu, že jaderné elektrárny vyžadují určitou energii na obnovení provozu, byla tato elektrárna schopna tuto zálohu poskytnout.

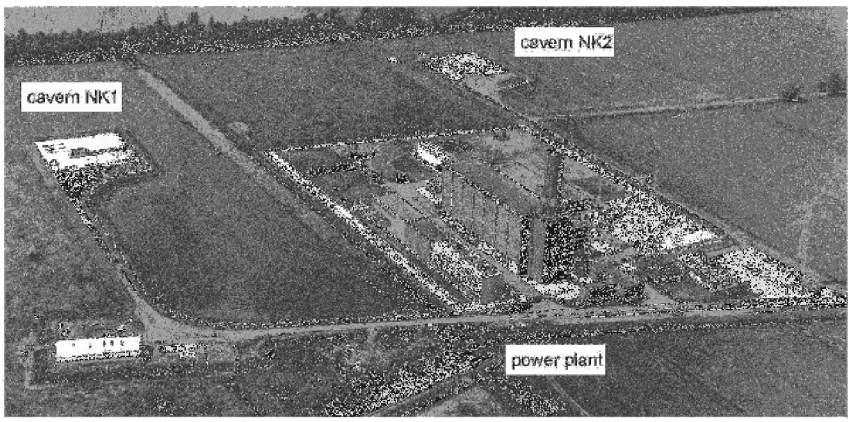
V provozu je již více než 30 let, kdy je nejvíce využívána jako zdroj špičkové energie a doplnění skladovacích kapacit vodních přečerpávacích elektráren. Vzhledem k tomu, že Huntorf byl navržen jako zdroj pro dosažení co nejrychlejšího najetí na maximální výkon při výpadku elektřiny na jaderných blocích, byl původně navržen na 2 hodiny provozu na jmenovitém výkonu. Během několika let provozu byla doba prodloužena až na 3 hodiny, kdy už byla elektrárna používána k vyvážení rychle rostoucích větrných parků.

Podzemní část elektrárny se skládá ze dvou solných jeskyní s celkovým objemem 310 000 m^3, určených pro provoz mezi tlaky 4,5 a 6,5 MPa. Během prvního roku provozu byla zjištěna oxidace potrubí vlivem solí obsažených ve stlačeném vzduchu, což také mělo neblahý vliv na provoz turbíny. Tento problém se podařilo vyřešit plastovým hadicemi speciálně vyztuženými sklem. Také byly zajištěny přijatelné podmínky na vstupu do spalin do turbíny, protože turbíny jsou citlivé na soli obsažené ve spalinách. [11]

Mezi nízkotlakým a vysokotlakým turbokompresorem jsou zařazeny mezichladiče stlačeného vzduchu, na výstupu z vysokotlakého turbokompresoru je zařazen dochlazovač. Teplo z komprese se dále nevyužívá a je odváděno do chladících věží. Teplota za dochlazovačem vzduchu je 60°C při hmotnostním toku 108 kg/s. K pohonu turbokompresoru se používá elektromotor o výkonu 60 MW, který po dobu 8 hodin zvyšuje tlak v solné kaverně ze 4,5 na 6,5 MPa. Celková nabíjecí energie je 468 MWh. Během vybíjení dochází k expanzi stlačeného vzduchu a spalin na vysokotlaké a nízkotlaké spalovací turbíně. Turbíny pohání generátor o výkonu 290 MW. Naakumulovaný stlačený vzduch o hmotnostním průtoku 417 kg/s vystačí na 2 hodiny plného provozu turbíny, což potom odpovídá celkové vybíjecí energii 580 MWh. Z nízkotlaké turbíny odcházejí spaliny o teplotě 395°C, které dále nejsou využívány k rekuperaci, je to dáno především nutností rychlých stratů těchto turbín. Celková účinnost této akumulační elektrárny je 55%, což je mnohem menší účinnost než u přečerpávacích vodních elektráren. [12]



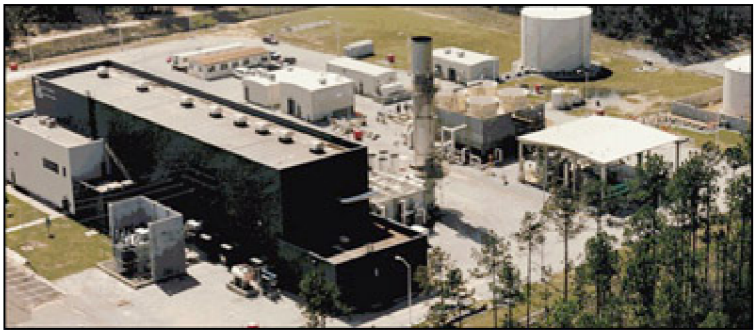
Obr. 1.6.1: Řez geologickými vrstvami akumulační elektrárny Huntorf [12]



Obr. 1.6.2: *Elektrárna na akumulaci stlačeného vzduchu (Německo – Huntorf) [5]*

1.6.2 McIntosh

Vysoké ceny ropy a zemního plynu na začátku roku 1980 vedly k myšlence výhody systému CAES jako levného zdroje špičkové elektřiny. Trvalo dlouhých 11 let, než tento systém začal ve Spojených státech pracovat. Elektrárna o výkonu 110 MW byla postavena společností Alabama Electric Cooperative v solném dole u města Mcntosh v jihozápadní Alabamě. Systém byl navržen na generování elektřiny po dobu 26 hodin při plném výkonu. K akumulaci stlačeného vzduchu mezi tlaky 4,5 až 7,4 MPa se používá jediná solná jeskyně o objemu 560 000 m^3. Projekt byl vyvinut společností Dresser-Rand, ale mnoho provozních aspektů bylo podobných těm, které byly použity firmou ABB při realizaci zařízení Huntorf. Ovšem McIntosh využívá oproti zařízení v Huntofu rekuperaci spalin, což vede ke snížení paliva zhruba o 22% při plném výkonu. Je zde také použito duálních hořáků paliva, kdy se může spalovat jak zemní plyn, tak i topný olej. V počátcích provozu zařízení vykazovalo velkou nespolehlivost. Příčiny poruch byly odstraněny pomocí modifikace vysokotlaké spalovací komory a přidání další komory spalovací pro nízkotlakou turbínu. [1]



Obr. 1.6.3: *Elektrárna McIntosh (USA – Alabama) [6]*

1.6.3 Připravované projekty systémů ve světě

Problému se stabilizací elektrické přenosové soustavy spojené s vlivem obnovitelných zdrojů energie jsou si vědomy i ostatní státy, a proto se celosvětově plánují výstavby těchto akumulačních elektráren. Zde je uveden výčet několika z nich.

USA – Norton, Ohio

Jedná se o třetí komerční elektrárnu se systémem CAES na světě. Výkon bude činit 2700 MW a bude rozdělen mezi 9 stejných jednotek. Vzduch bude stlačován pod tlakem 10 MPa do bývalého vápencového dolu 670 metrů hluboko. Objem skladovací kaverny bude asi 120 000 000 m^3. Projekt je vyvinutý společností Haddington Ventures Inc.

USA – Markham, Texas

Tento projekt vyvinutý společnostmi Ridege Energy Services a EI Paso Energy se bude skládat ze 4 jednotek CAES s oddělenou nízkotlakou a vysokotlakou kompresí kvůli lepší regulaci. Celkový výkon bude 540 MW a vzduch bude stlačen v bývalém solném dole.

USA - Iowa stored energy project

Tento projekt se bude skládat ze dvou energetických celků. CAES technologie bude poskytovat ve špičce 200 MW výkonu společně s větrnou farmou o výkonu 100 MW. Mimo špičku bude tato větrná farma sloužit k napájení turbokompresoru CAES systému.

Japonsko – Chubu projekt

Chubu Electrict Japan je třetím největším výrobcem elektřiny v Japonsku. Vlastní 14 tepelných a 2 jaderné elektrárny. Zajímá se také o CAES systém, neboť si je vědom nutnosti ukládání mimošpičkové energie.

Jižní Afrika – Eskom projekt

Také Jižní Afrika podala návrh na zkoumání hospodářských výhod CAES systému v jednom ze svých integrovaných energetických plánů. [4]

2 Návrh systému akumulační elektrárny

V České republice máme tři přečerpávací vodní elektrárny a to Dlouhé Stráně, Dalešice a Štěchovice, které svou činností přispívají ke stabilizování výkonů v elektrizační přenosové soustavě. Avšak nárůst fotovoltaikých elektráren na konci roku 2010 způsobil značné problémy se stabilizací této soustavy. V současné době je celkový instalovaný výkon v České republice 20 519 MW, z čehož 2 340 MW tvoří fotovoltaické (FVE) a větrné (VTE) elektrárny (procentuální podíl je 11,4%). Podíl vodních a přečerpávacích vodních elektráren (PVE), které jsou schopny rychle reagovat na potřeby k vyregulování přenosové soustavy, tvoří pouze 2 216 MW celkového instalovaného výkonu, což odpovídá 10,8%. Mezi další elektrárny, které jsou schopny rychlé regulace, patří plynové spalovací a paroplynové elektrárny, které však se svým celkovým výkonem 1 108MW tvoří poloviční výkon vodních elektráren, přičemž je tento výkon ještě snížen o parní okruhy paroplynových elektráren, u kterých nejsou technicky možné skokové změny výkonu.

Z uvedených dat je patrné, že rozdíl výkonů mezi FVE+VTE a PVE je 124 MW, proto při zadávání diplomové práce byla důležitým faktorem právě část tohoto výkonu, který by systém CAES pokrýval. Zároveň ale byl kladen důraz na cenu takového zařízení, neboť bylo uvažováno využití tohoto systému i pro menší investory. Dále bylo rozhodnuto umístění tohoto systému do Jihomoravského kraje a zároveň návrh takového výkonu, který má nejvýkonnější FVE v kraji. Vzhledem k ceně zařízení bylo také rozhodnuto skladování stlačeného vzduchu v existujících podzemních zásobnících zemního plynu, kde by byla část objemu zásobníku vyčleněna pro tento systém. Zároveň by se využívalo množství uskladněného zemního plynu pro spalovací komoru plynové turbíny.

2.1 Výběr lokality

V Jihomoravském kraji jsou v současné době provozovány podzemní zásobníky Dolní Dunajovice, Tvrdonice, Ždanice-Kloboučky a nově také dokončené zásobníky Uhřice a Dambořice, které vznikly konverzí plynového a ropného ložiska.

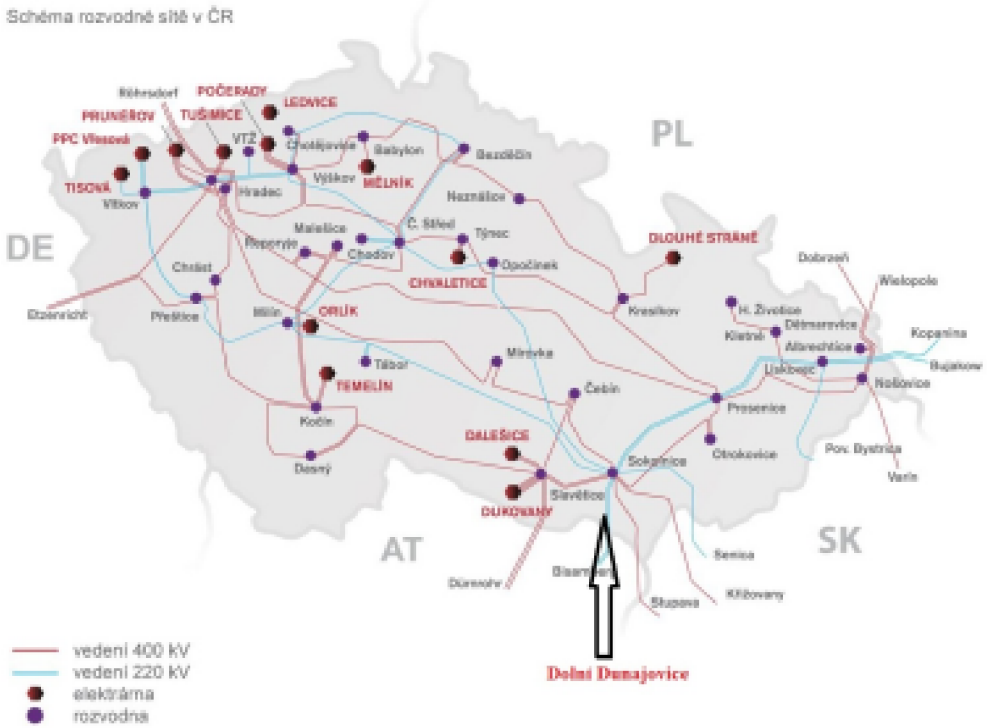
Z těchto možných lokalit bude vybrán podzemní zásobník u obce Dolní Dunajovice, jelikož se jedná o největší podzemní zásobník a navíc je v těsné blízkosti rozvodné sítě ČEPS 220 Kv, jak je vidět na *Obr 2.1.1*, což je výhodné vzhledem k výkonu motoru/generátoru, které zařízení CAES bude mít.

2.1.1 Podzemní zásobník Dolní Dunajovice

Podzemní zásobník plynu (PZP) se nachází 6 km severně od Mikulova pod východním úpatím Pavlovských vrchů na katastrech obcí Dolní Dunajovice, Horní Věstonice a Březí. Jedná se o největší zásobník plynu v České republice, který je vybudovaný v částečně vytěženém ložisku zemního plynu.

Při regionálním seismickém průzkumu Karpatské čelní hlubiny byla v blízkosti obce Dolní Dunajovice objevena při Věstonickém zlomu nadějná struktura pro akumulaci uhlovodíků. Hned prvním vrtem byla v roce 1973 zjištěna významná akumulace zemního plynu v bazálních klastikách eggenburgu. Již během primární těžby zemního plynu bylo

rozhodnuto, že po odtěžení cca 50% zásob bude na struktuře vybudován podzemní zásobník plynu. Výstavba zásobníku byla dokončena v roce 1989.



Obr. 2.1.1: *Schéma rozvodné sítě ČEPS s vyznačením Dolních Dunajovic [13]*

Tvar ložiska je protáhlý o délce téměř 8 km a šířce 0,7 km v hloubce 1030 – 1120 m. Hydrodynamický režim ložiska je smíšený s výrazným podílem vodní složky. Před zahájením provozu po skončení primární těžby, během které bylo vytěženo cca 51,6 % z 1600 mil. m^3 původních zásob zemního plynu, postoupil kontakt voda plyn o 17 m po vertikále směrem do ložiska.

Zásobník má aktivní uskladňovací kapacitu ve výši 700 mil. m^3 zemního plynu s počátečním výkonem 7 mil. m^3 plynu za den do odtěžení 30-ti % zásob. Rozpětí pracovních tlaků je 7,5 – 12,5 MPa. Provozních sond je 40, pozorovacích 14. Základní parametry PZP Dolní Dunajovice jsou uvedeny v *Tab. 2.1.1*.

Pracovní tlaky	[MPa]	7,5 - 12,5
Max. těžební výkon d 30-ti % aktivních zásob	[10^6 m^3]	8,2
Max. vtlačná kapacita	[10^6 $m^{3/}$den]	4,8
Aktivní náplň	[10^6 $m^{3/}$rok]	700
Poduška	[10^6 m^3]	1020
Produkční sondy	[-]	40

Tab. 2.1.1: *Základní parametry PZP Dolní Dunajovice*

PZP má technologii jak pro vtláčení, tak i pro těžbu plynu, přičemž část technologie pro vtláčení i těžbu je společná. Součástí PZP jsou čtyři sběrná střediska. PZP je napojen na plynovody přepravní soustavy DN 700/500 PN 63 Uherčice - Dolní Dunajovice. K vtláčení zemního plynu do zásobníku se využívá čtyř boxerkompresorů ČKD typ 4 JBK 240 s elektro pohonem. [14,15]

Obr. 2.1.2: *Letecký snímek PZP Dolní Dunajovice [16]*

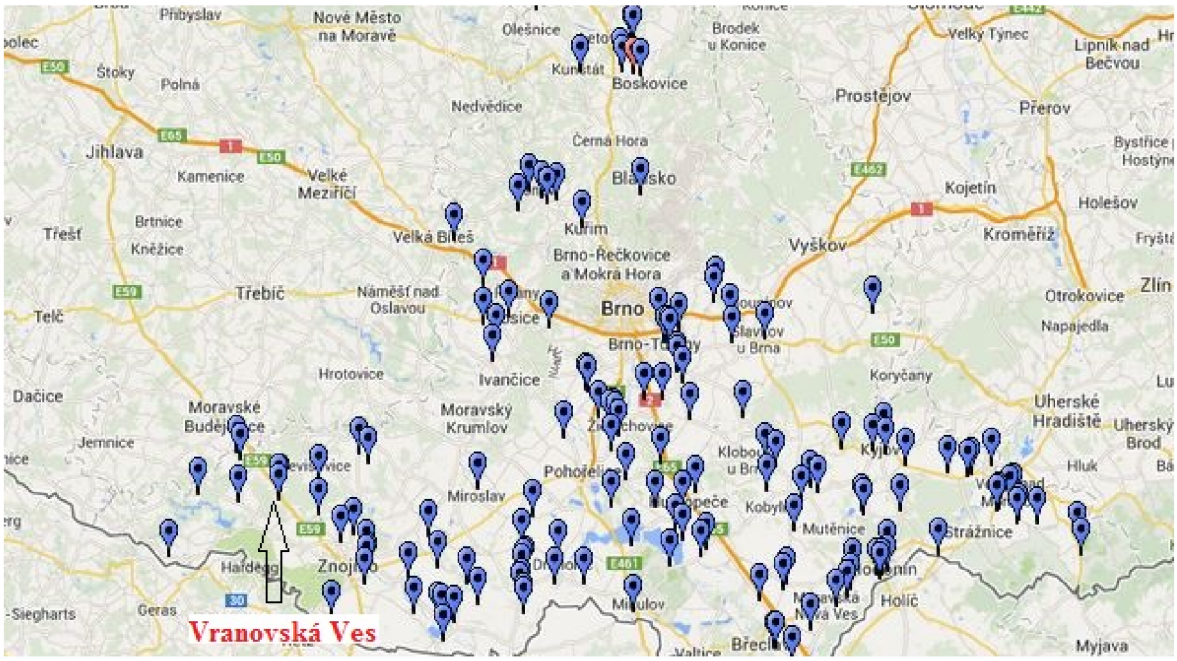
Pro účely navrhovaného systému akumulační elektrárny bude tento zásobník na stlačený vzduch vyhovovat, jelikož navrhovaná kapacita zásobníku bude činit maximálně 200 000 m^3 a jeho navrhovaný přetlak poté 0,75 MPa. Pozdějšími výpočty jednotlivých komponentů této elektrárny bude tento tlak a objem upřesněn.

2.2 Výběr nejvýkonnější FVE Jihomoravského kraje

V Jihomoravském kraji se nachází více než čtvrtinový výkon všech fotovoltaických elektráren instalovaných na území České Republiky, jde téměř o 500 MW. Na *Obr 2.2.1* je vidět mapa všech fotovoltaických elektráren s výkonem od 0,1 MW, elektrárny s nižším výkonem jsou pro přehlednost vyfiltrovány. Největší výkon má FVE Vranovská Ves nedaleko Znojma. Pro názornost jsou tabulce *Tab. 2.2.1* statistické informace k těmto elektrárnám.

FVE od výkonu 0,1 MW		
Počet FVE	[ks]	290
Součet výkonů	[MW]	427,18
Max. výkon	[MW]	16,03
Min. výkon	[MW]	0,10
Průměr výkonů	[MW]	1,47

Tab. 2.2.1: *FVE Jihomoravského kraje od výkonu 0,1 MW*



Obr. 2.2.1: *FVE Jihomoravského kraje od výkonu 0,1 MW + FVE Vranovská Ves [17]*

2.2.1 FVE Vranovská Ves

Jedná se o nejvýkonnější (16,03 MW) fotovoltaickou elektrárnu v Jihomoravském kraji, proto bude snahou navrhnout systém akumulační elektrárny s výkonem, který bude podobný tomu u FVE. FVE Vranovská Ves a podzemní zásobník v Dolních Dunajovicích jsou od sebe vzdáleny 50 kilometrů vzdušnou čarou, což nepředstavuje tak velkou vzdálenost místa s nadbytkem elektrické energie a místa určeného k akumulaci této energie.

FVE Vranovská Ves je šestá největší fotovoltaická elektrárna v České republice. Svým instalovaným výkonem 16 MW se dokáže postarat o zhruba 4000 domácností v Jihomoravském kraji.

Fotovoltaická elektrárna Vranovská Ves je majetkem společnosti ČEZ, respektive divize ČEZ Obnovitelné zdroje, s.r.o. Jde o další z velkých a výkonných slunečních elektráren, v tomto případě o stavbu, která se rozprostírá v Jihomoravském kraji, poblíž známého města Znojmo. Z hlediska situování jde o ideální místo pro výstavbu něčeho takového, co představuje FVE Vranovská Ves.

První spuštění fotovoltaické elektrárny bylo provedeno v roce 2010, realizace proběhla o rok dříve. Celkový výkon elektrárny se pohybuje kolem 16 MW, přitom roční výroba elektřiny je cca 18,4 GWh. Elektrárna se skládá z 84 384 kusů fotovoltaických panelů, které jsou rozprostřeny na ploše sedmdesáti fotbalových hřišť (plocha téměř 50 ha). V rámci celého řešení jsou užívány střídače SMA SMC 10 000 TL. Elektrárna obsahuje 1 050 DC a 16 AC rozvaděčů, 16 transformátorů. V areálu nechybí také záložní napájecí zdroj s diesel agregátem.

FVE Vranovská Ves je hlavním dodavatelem elektřiny především pro Moravu, kde je díky ročnímu úhrnu záření 4,1 tisíce MJ/m2, schopna zajistit až 4 000 domácností. Elektrárna je napojena na rozvodnou síť vysokého napětí 220 kV.

Obr. 2.2.2: *FVE Vranovská Ves (satelitní snímek) [18]*

Současný majitel ČEZ Obnovitelné zdroje, s.r.o. nabyl svého stoprocentního podílu zhruba v polovině roku 2010 a to od společnosti FVE Vranovská Ves, a.s. Od subjektu, který byl naopak vlastníkem firmy Domica FPI s.r.o., jež měla na starosti řízení a koordinaci celého projektu Fotovoltaické elektrárny Vranovská Ves.

Zmiňovaný projekt se tak řadí do bohatého portfolia fotovoltaických elektráren, jejichž vlastníkem je právě společnost ČEZ Obnovitelné zdroje, s.r.o. [19]

2.3 Denní doba nabíjení a vybíjení akumulační elektrárny

2.3.1 Nabíjení systému

Pro nezbytné stanovení doby akumulace vzduchu do zásobníku je třeba znát průměrnou denní dobu provozu FVE Vranovská Ves. Z údajů o FVE vyplývá, že roční množství vyrobená elektřin je 18,4 GWh. Z těchto údajů nyní vypočítáme průměrnou denní provozní dobu této FVE.

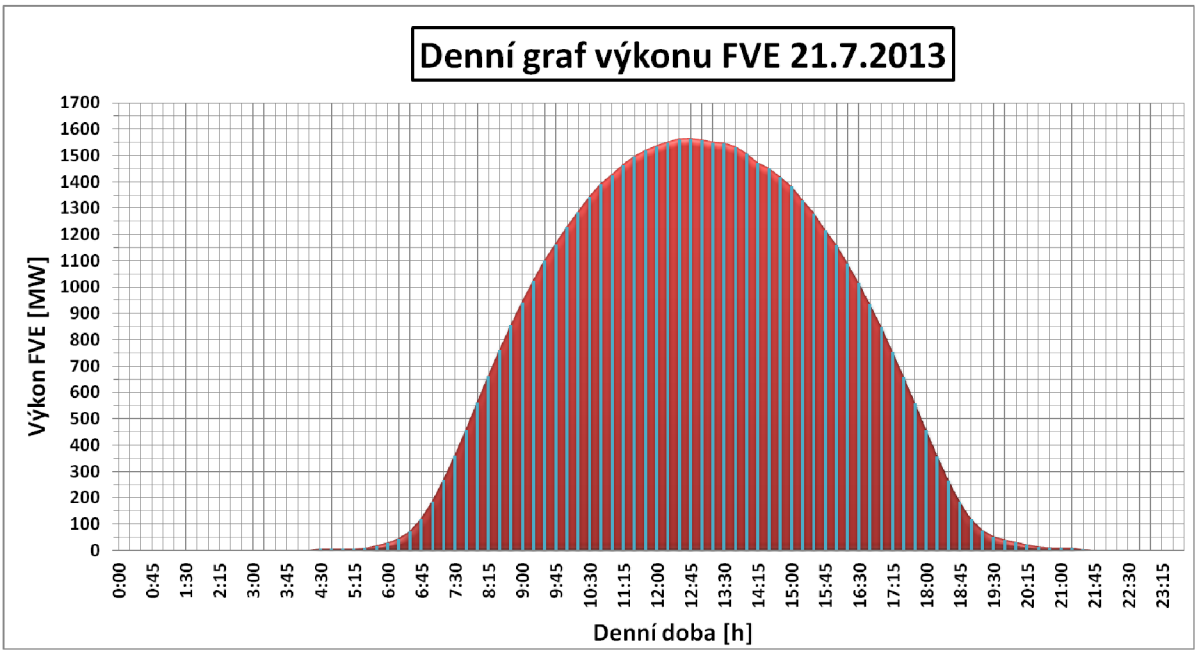
$$P_{roční} = 18{,}4 \cdot 10^9\ Wh$$
$$P_{FVE} = 16{,}03 \cdot 10^6\ W$$
$$n_{roční\ počet\ hodin} = \frac{P_{roční}}{P_{FVE}} = \frac{18{,}4 \cdot 10^9}{16{,}03 \cdot 10^6} = 1\,148\ h$$
$$n_{denní\ počet\ hodin} = \frac{365 \cdot 24}{n_{roční\ počet\ hodin}} = \frac{8760}{1148} = 7{,}63\ h \Rightarrow \boldsymbol{7h\ 38\ min}$$

Z výpočtu je patrné, že FVE je v provozu průměrně 7 h a 38 minut denně. Těmto průměrným hodnotám odpovídají také data z ČEPSu. jak je vidět na grafech výkonu všech FVE instalovaných v České republice v závislosti na denní době. Pro srovnání byl vybrán graf

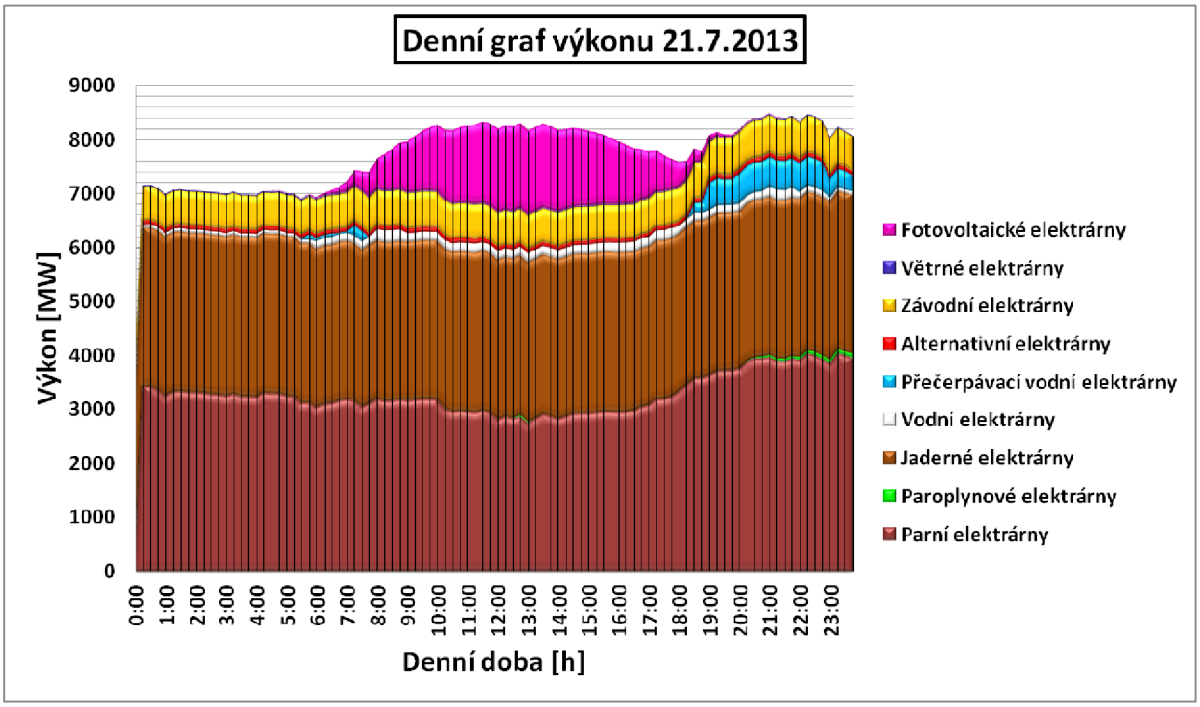
výkonu nejteplejšího a nejchladnějšího dne v roce 2013. Na dalších grafech jsou vidět výkony jednotlivých typů elektráren v průběhu daných dnů.

Letní období

Nejvíce slunečným dnem roku 2013 byl 21. červenec, kdy maximální výkon všech fotovoltaických elektráren v jeden okamžik činil 1 564 MW a celkově bylo během tohoto dne z těchto zdrojů dodáno do sítě 51 914 MW elektrické energie. Z grafu *Obr. 2.3.1* je také patrné, že například výkon větší než 100 MW byl do sítě dodáván od 6:45 do 18:45 hod., tedy 12 hodin. Z grafu *Obr. 2.3.2* je vidět názorná ukázka konstantního denního výkonu jaderných elektráren, částečně parních, závodních a vodních elektráren. Pro nás je důležitá názorná ukázka akumulace elektřiny z fotovoltaických elektráren přečerpávacími vodními elektrárnami a jejich následný provoz ve večerních hodinách, kdy dochází k vyprazdňování vodních nádrží. Jak je vidět, jedná se o jediný způsob, jak jsme schopni v současné době eliminovat přebytek elektrické energii v přenosové síti. Na tomto principu bude pracovat i navrhovaný systém akumulace stlačeného vzduchu.



Obr. 2.3.1: *Denní graf výkonu FVE 21. července 2013*

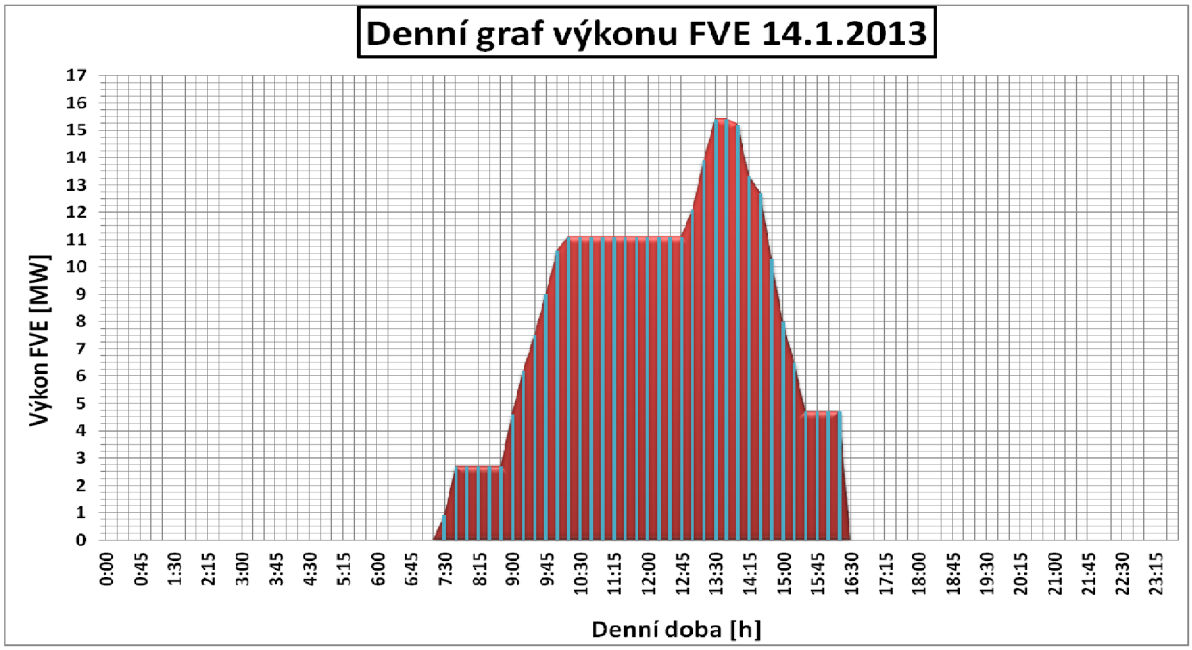


Obr. 2.3.2: *Denní graf výkonu daných typů elektráren 21. července 2013*

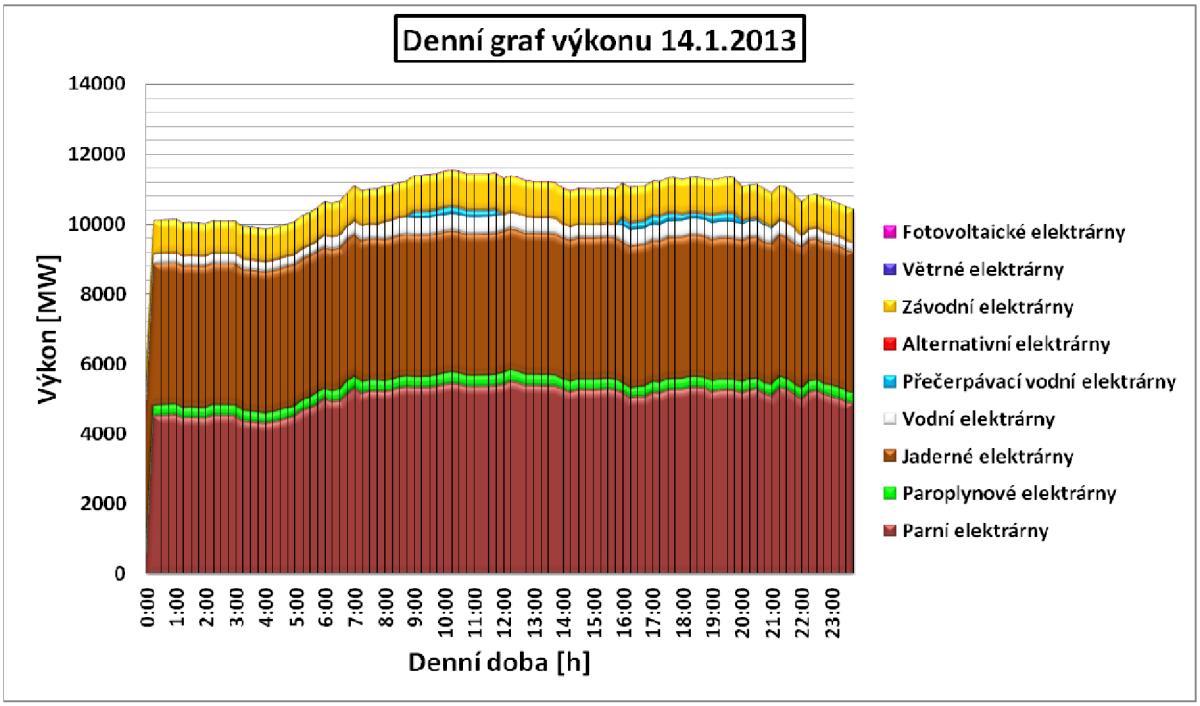
Zimní období

Nejméně slunečního svitu v roce 2013 bylo dne 14. ledna, kdy maximální výkon všech fotovoltaických elektráren v jeden okamžik činil pouze 15,4 MW a celkově bylo během tohoto dne dodáno do sítě 316 MW elektrické energie. Z grafu *Obr. 2.3.3* je také patrné, že například výkon okolo 15 MW, který by měla mít i akumulační elektrárna, byl do sítě dodáván od 13:15 do 14:00hod., tedy pouze 45 minut. Z grafu *Obr. 2.3.4* je opět vidět ukázka konstantního denního výkonu jaderných elektráren, částečně parních, závodních, vodních a nově také paroplynových elektráren, jelikož fotovoltaické elektrárny měli tento den velmi nízký výkon, je i vyrobená elektřina z přečerpávacích vodních elektráren zanedbatelná.

Extrémně nízké hodnoty výkonů FVE byly v tomto roce pouze jednou, v ostatních dnech tohoto měsíce se maximální výkony pohybovali v průměru okolo 350 MW. Vzhledem k těmto skutečnostem, kdy by FVE Vranovská Ves neměla svůj maximální výkon 16,03 MW, by elektrická energie potřebná na akumulaci vzduchu byla brána i z aktuálních výkonů ostatních fotovoltaických elektráren.



Obr. 2.3.3: *Denní graf výkonu FVE 14. ledna 2013*



Obr. 2.3.4: *Denní graf výkonu daných typů elektráren 14. ledna 2013*

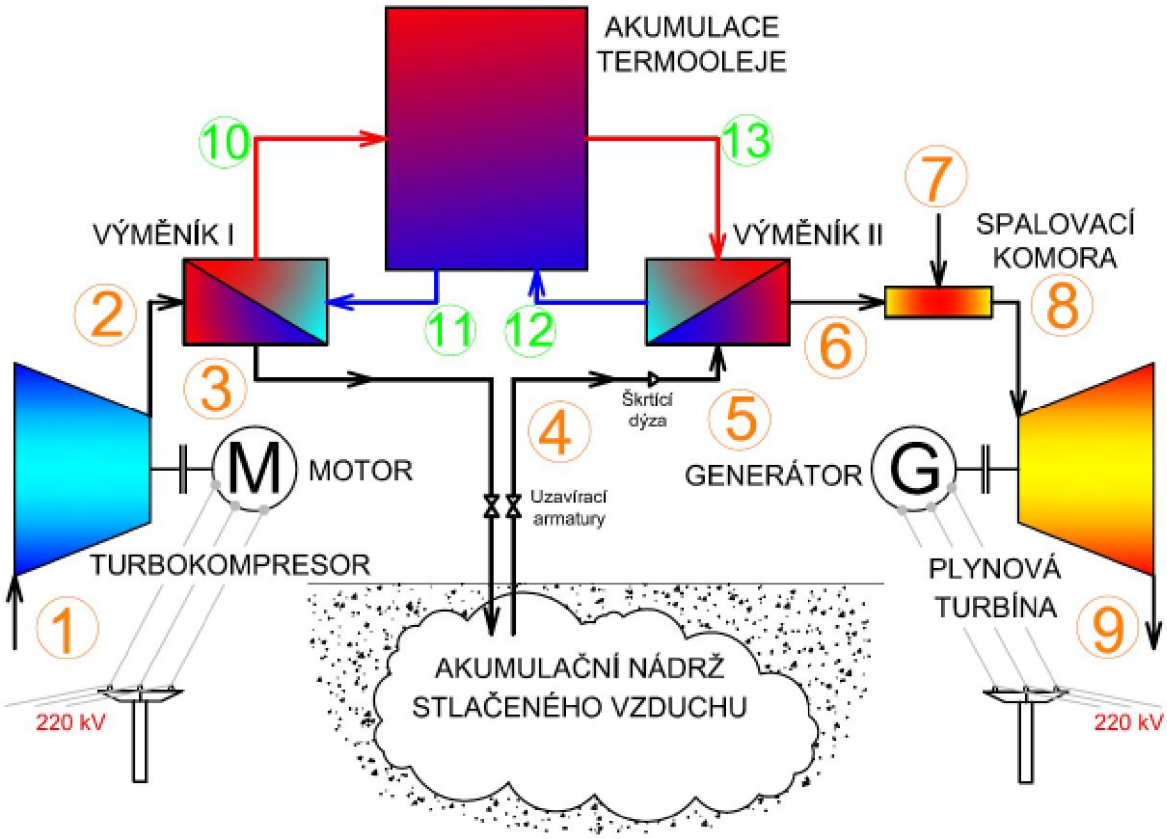
Z dat volně zpřístupněných výkonů elektráren na webových stránkách ČEPS a z dat FVE Vranovská Ves, byla doba nabíjení akumulační elektrárny stanovena na 8 hodin. Po tuto dobu bude odebírat nadbytečnou elektrickou energii z dané FVE nebo v případě nedostatečného výkonu i z ostatních FVE nebo také z elektráren větrných.

2.3.2 Vybíjení systému

Z odborné literatury, která se otázkou akumulačních elektráren na stlačený vzduch a z již funkčních zařízení, byla doba vybíjení stanovena na 2 hodiny. Během této doby bude generátor dodávat vyrobenou elektrickou energii do elektrizační soustavy.

2.4 Schéma navrhovaného zařízení

Navrhovaný systém akumulační elektrárny na stlačený vzduch bude podle schématu AA-CAES (pokročilé adiabatické CAES systémy), kdy dochází k akumulaci tepelné energie vznikající při kompresy do termálního oleje a její následné využití na předehřev stlačeného vzduchu před plynovou turbínou. Navíc bude tento systém opatřen spalovací komorou k dosažení vyšší teploty před spalovací turbínou, je to dáno především tím, že nestlačujeme vzduch na tak vysoké tlaky, na které je tento systém navrhován, proto nemůžeme využít tak velké množství kompresního tepla. Na *Obr. 2.4.1* je vidět schéma navrhované akumulační elektrárny. Následně budou popsány jednotlivá zařízení tohoto systému a stavy jednotlivých medií mezi těmito stavy.



Obr. 2.4.1: *Schéma navrhované akumulační elektrárny*

2.4.1 Turbokompresor

K pohonu turbokompresoru se bude využívat elektromotor o příkonu 16 MW. Kompresor nasává vzduch z okolní atmosféry, tudíž teplota a tlak v bodě 1 jsou uvažovány o těchto parametrech:

Bod 1:

t_1=15°C

p_1=101 325 Pa

Mezi body 1 a 2 se jedná o adiabatickou kompresi. Tlak na výstupu z kompresoru byl zvolen na 0,75 MPa. Poté jsou parametry na výstupu následující:

Bod 2:

p_2=750 000 Pa

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = \frac{750000}{101325} = 7{,}4 \tag{2.4.1}$$

$$t_{2iz} = T_1 \cdot (\varepsilon)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (15 + 273{,}15) \cdot (7{,}4)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 273{,}15 = 237{,}32°C \tag{2.4.2}$$

$$m_{vz} = 40\ kg \cdot s^{-1}$$

2.4.2 Výměník I

Výměník mezi body 2 a 3 slouží ke snížení teploty stlačeného vzduchu po kompresy a předání tohoto tepla do termooleje mezi body 10 a 11. Jelikož většina veličin bude upřesněna až po provedení výpočtu, budou zde uvedeny pouze hodnoty veličin, které jsou typické pro tento systém. U výměníku nebude počítáno s tlakovou ztrátou při průchodu vzduchu.

Bod 3:

t_3=60°C

p_3=750 000 Pa

Bod 10:

t_{10}=360°C

Bod 11:

t_{11}=120°C

2.4.3 Akumulační nádrž stlačeného vzduchu

Akumulace bude provedena v podzemním zásobníku zemního plynu, který byl již popisován dříve. Z doporučené literatury byl stanoven teplotní rozdíl mezi vstupem a výstupem na 10°C. Na vstupu a výstupu jsou umístěny také uzavírací armatury, které slouží k oddělení akumulace a generace elektrické energie. V akumulační nádrži bude udržován tlak od 0,5 MPa do 0,75 MPa.

Bod 4:

t_4=50°C

p_{4max}=750 000 Pa

p_{4min}=500 000 Pa

2.4.4 Škrtící dýza

Dýza bude sloužit k udržování konstantního tlaku na turbínu, jelikož je toto řešení jednodušší než provoz turbíny při měnění vstupního tlaku. Na tomto principu pracují všechny provozované CAES systémy. Proudění v dýze bude bráno jako ideální beze ztrát.

Bod 5:

t_5=50°C

p_5=500 000 Pa

2.4.5 Výměník II

Výměník mezi body 5 a 6 slouží ke zvýšení teploty stlačeného vzduchu z akumulační nádrže. K ohřevu bude sloužit naakumulované teplo z komprese v termooleji. U výměníku nebude počítáno s tlakovou ztrátou vzduchu. Zde jsou uvedeny hodnoty některých veličiny:

Bod 6:

t_6=340°C

p_6=500 000 Pa

Bod 12:

t_{12}=120°C

Bod 13:

t_{13}=360°C

2.4.6 Spalovací komora

Spalovací komora bude brána jako jednoduchá trubková s konstantním průřezem. Bude docházet ke spalování zemního plynu $C_{1,0020}$ $H_{3,9852}$ $O_{0,0010}$ $N_{0,0170}$. Hmotnostní průtok paliva bude volen s ohledem na teplotu na výstupu z komory a na požadovaný výkon turbíny. Ve spalovací komoře bude také docházet k tlakovým ztrátám, které byly stanoveny na 10 kPa.

Bod 7:

$$Q_i^r = 50\ MJ \cdot kg^{-1}$$

Bod 8:

t_8=650°C

p_8=490 000 Pa

2.4.7 Spalovací turbína

Turbína bude sloužit k pohonu generátoru o výkonu 16 MW. Díky stejnému výkonu motoru a generátoru, se proto bude jednat o jedno zařízení pracující buď jako motor nebo jako generátor elektrické energie. Toto řešení je především kvůli snížení investičních nákladů. Turbína bude zpracovávat entalpický spád mezi výstupem spalovací komory a okolní atmosférou. Potom jsou parametry na výstupu:

Bod 9:

p_9=101 325 Pa

$$\varepsilon = \frac{p_8}{p_9} = \frac{490000}{101325} = 4{,}84 \qquad (2.4.3)$$

$$t_{9iz} = \frac{T_8}{(\varepsilon)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = \frac{(650+273{,}15)}{(4{,}84)^{\frac{1{,}3-1}{1{,}3}}} - 273{,}15 = 368{,}40°C \qquad (2.4.4)$$

2.4.8 Akumulační nádrž termooleje

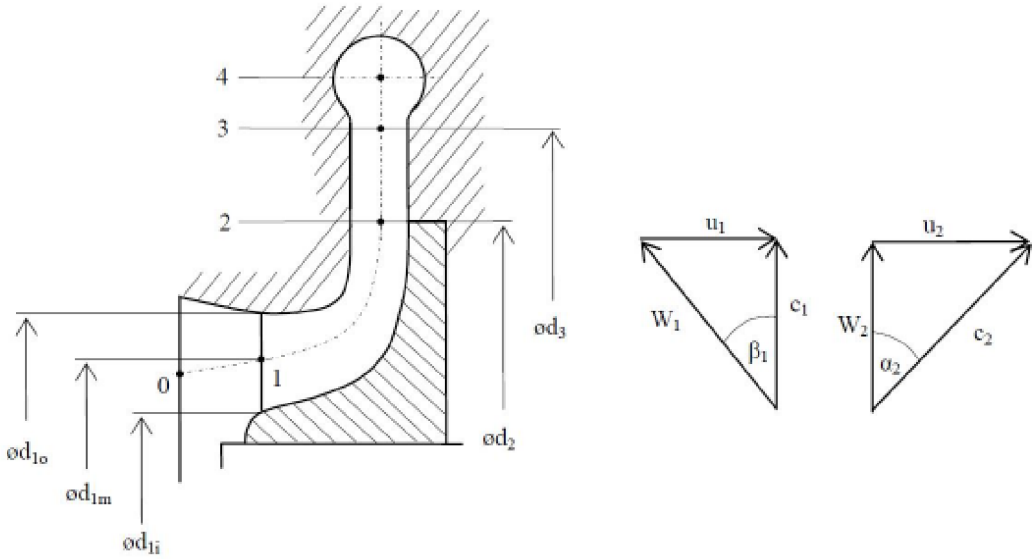
K akumulaci tepla vzniklého při kompresy bude použit termoolej Shell Thermia B, jehož důvody pro výběr budou specifikovány v další části diplomové práce. Objem této nádrže bude upřesněn v průběhu dalších výpočtů.

3 Návrh komponentů akumulační elektrárny

Při návrhu jednotlivých komponentů akumulační elektrárny bude postupováno dle předchozího schématu této elektrárny. V první fázi bude počítán turbokompresor, objem akumulační nádrže na stlačený vzduch, spalovací komora a plynová turbína. V další části bude také proveden zjednodušený výpočet obou výměníků a výpočet objemu nádrže na termoolej.

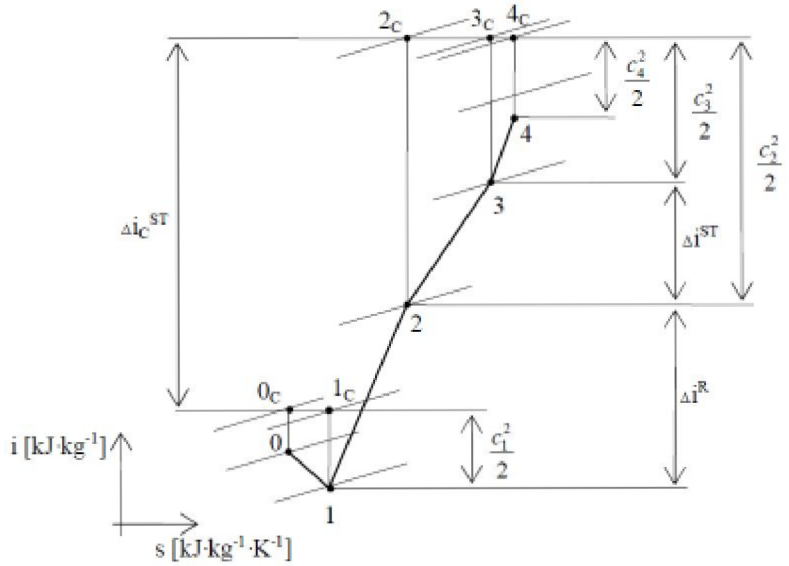
3.1 Návrh turbokompresoru

Turbokompresor byl vybrán dle podobnostní analýzy jako dvoustupňový radiálně axiální bez krycího kotouče. Důvodem pro vícestupňovou kompresi byly velké ztráty a nereálné hodnoty některých počítaných veličin. Komprese bude provedena v kompresním poměru 3,45 a 2,04, aby bylo docíleno požadovaného tlaku za kompresorem. Radiální kompresor byl vybrán kvůli velkému stlačení vzduchu v jednom stupni a jednodušší konstrukci, z čehož plyne i nižší pořizovací cena.



Obr. 3.1.1: *Schéma axiálně radiálního kompresoru s rychlostními trojúhelníky [20]*

Radiální kompresorový stupeň je tvořen (*Obr. 3.1.1*) stacionární vstupní částí (0 - 1), oběžným radiálním kolem (1 – 2) a na ně navazujícím statorem. Stator se obvykle dělí na bezlopatkový difuzor (2 – 3) a výstupní část (3 - 4). Za posledním stupněm kompresoru následuje převáděcí kanál. Ve vstupní části stupně dochází k urychlení případně k usměrnění proudu. Vzduch následně vstupuje do oběžného kola, ve kterém se energie vzduchu přivádí a zvyšuje se jeho tlak a rychlost. V difuzoru se poté snižuje kinetická energie proudu na výstupu z oběžného kola na energii tlakovou. Výstupní spirální skříň nakonec proud sbírá a svádí ho k jednomu nebo několika výstupním hrdlům. Zároveň dochází ve spirální skříni k dalšímu snižování kinetické energie proudu na energii tlakovou.



Obr. 3.1.2: *Průběh komprese v i-s diagramu*

Při návrhu je třeba znát základní vstupní parametry. Některé parametry budou pro potřeby výpočtu odhadnuty a následně kontrolovány, jestli se od výpočtových hodnot příliš neliší.

3.1.1 Návrh prvního stupně kompresoru

Zadané parametry:

- hmotnostní průtok kompresorem: $\dot{m}_{vz} = 40\ kg \cdot s^{-1}$
- odhadovaná účinnost komprese: $\eta_k = 71\ \%$
- vstupní tlak – atmosférický tlak: $p_i = 101325\ Pa$
- výstupní tlak: $p_e = 350000\ Pa$
- vstupní teplota: $T_i = 288{,}15\ K$
- kompresní poměr: $\Pi_k = 3{,}45$
- otáčky kompresoru: $n_k = 100\ s^{-1}$
- Poissonova konstanta: $\kappa = 1{,}4$

Fyzikální vlastnosti vzduchu – získáno z výpočtového programu dostupného z [21]:

Pro teplotu $T_{0c}=T_i$:

- měrná tepelná kapacita: $c_{p1} = 1006{,}6\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
- entalpie $i_1 = 288516\ J \cdot kg^{-1}$
- hustota $\rho_1 = 1{,}227\ kg \cdot m^{-3}$

Výpočet izoentropické teploty na výstupu z prvního stupně kompresoru:

$$T_{e,iz} = T_i \cdot (\Pi_k)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 288{,}15 \cdot (3{,}45)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 410{,}61\ K \tag{3.1.4}$$

Fyzikální vlastnosti vzduchu – získáno z výpočtového programu dostupného z [21]:

Pro teplotu $T_{e,iz}$:

- měrná tepelná kapacita: $c_{pe,iz} = 1017{,}9\ J \cdot kg^{-1} K^{-1}$
- entalpie $i_{e,iz} = 411997{,}25\ J \cdot kg^{-1}$

Výpočet izoentropického spádu stupně [22, zl. 450]:

$$\Delta i_{iz}^{ST} = i_{e,iz} - i_i = 411997{,}25 - 288516 = 123963{,}77\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.5}$$

Výpočet střední hodnoty měrné tepelné kapacity c_p:

$$c_p = \frac{c_{p1} + c_{pe,iz}}{2} = \frac{1006{,}6 + 1017{,}9}{2} = 1012{,}25\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.1.6}$$

3.1.1.1 Návrh oběžného kola

Výpočtem budou určeny především rozměry oběžného kola na vstupu a výstupu. Rozměry lopatek budou voleny s ohledem na pevnost. Hlavními rozměry kola jsou d_{1i}, d_{1m}, d_{10},d_2 značeno dle *Obr. 3.1.1*.

Navrhnuté parametry dle literatury a doporučení:

- poměr průměrů $\frac{d_{10}}{d_2} = 0{,}65$
  - odhadnuto dle [23, str. 259] z rozmezí 0,45 – 0,65
- průtokový součinitel $\varphi = 0{,}35$
  - odhadnuto dle [24, str. 153] z rozmezí 0,20 – 0,35
- tlakový součinitel $\Psi = 1{,}6$
  - odhadnuto dle [24, str. 153] z rozmezí 1,0 – 1,6
- součinitel rozdělení tepelného toku z ventilační ztráty disku $\delta = 0$
  - odhadnuto dle [25, zl. 180] z rozmezí 0 – 0,5
- počet lopatek $z_l = 25$
  - odhadnuto dle [23, zl. 260] z rozmezí 16 – 20 (volen vyšší počet kvůli snížení průměru kola)

Výpočet izoentropické rychlosti $u_{2,iz}$ dle [26, str. 342]:

$$u_{2,iz} = \sqrt{\frac{\Delta i_{iz}^{ST}}{\frac{\Psi}{2}}} = \sqrt{\frac{123963{,}77}{\frac{1{,}6}{2}}} = 393{,}64\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.7}$$

Výpočet izoentropického průměru kola $d_{2,iz}$:

$$d_{2,iz} = \frac{u_{2,iz}}{\pi \cdot n_k} = \frac{393{,}64}{\pi \cdot 100} = 1{,}254\ m \tag{3.1.8}$$

Výpočet izoentropického průměru kola $d_{10,iz}$:

$$d_{10,iz} = 0{,}65 \cdot d_{2,iz} = 0{,}65 \cdot 1{,}254 = 0{,}815\ m \tag{3.1.9}$$

Z rovnice kontinuity a axiální rychlosti plyne vztah mezi vnitřními průměry a d_{1i} a d_{10}:

$$\dot{m}_{vz} = \frac{\left(d_{10,iz}^2 - d_{1i,iz}^2\right) \cdot \pi}{4} \cdot c_{1a,iz} \cdot \rho_1 \tag{3.1.10}$$

Z předchozího vztahu vyplývá:

$$d_{1i,iz} = \sqrt{d_{10,iz}^2 - \frac{4 \cdot \dot{m}_{vz}}{\pi \cdot c_{1a,iz} \cdot \rho_1}} = \sqrt{0{,}815^2 - \frac{4 \cdot 40}{\pi \cdot 137{,}78 \cdot 1{,}227}} = 0{,}602\ m$$

Jelikož se jedná o axiální vstup bez rozváděcích lopatek, pak platí následující vztah pro rychlosti $c_{1a,iz} = c_{2r,iz} = c_{1,iz}$ z [23, str. 254].

Výpočet izoentropické rychlosti $c_{2r,iz}$ dle [26, str. 341]:

$$c_{2r,iz} = \varphi \cdot u_{2,iz} = 0{,}35 \cdot 393{,}64 = 137{,}78\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.11}$$
$$c_{2r,iz} = c_{1a,iz}$$

Střední průměr rotoru d_{1miz} vypočítáme ze vztahu [24, str. 273]:

$$d_{1m,iz} = \sqrt{\frac{d_{1i,iz}^2 + d_{10,iz}^2}{2}} = \sqrt{\frac{0{,}602^2 + 0{,}815^2}{2}} = 0{,}716\ m \tag{3.1.12}$$

Pro konstrukci celého i-s diagramu a stanovení stupně reakce je třeba nyní vyjádřit rychlostní trojúhelník:

Výpočet izoentropické obvodové rychlosti $u_{1m,iz}$:

$$u_{1m,iz} = \pi \cdot d_{1m,iz} \cdot n_k = \pi \cdot 0{,}716 \cdot 100 = 224{,}94\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.13}$$

Výpočet izoentropické relativní rychlosti $w_{1m,iz}$:

$$w_{1m,iz} = \sqrt{u_{1m,iz}^2 + c_{1m,iz}^2} = \sqrt{224{,}94^2 + 137{,}78^2} = 263{,}78\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.14}$$
$$c_{1m,iz} = c_{1a,iz}$$

Výpočet úhlu $\beta_{1m,iz}$:

$$\beta_{1m,iz} = \cos^{-1}\frac{-u_{1m,iz}}{w_{1m,iz}} = \cos^{-1}\frac{-224{,}94}{263{,}78} = 148{,}51° \tag{3.1.15}$$

Volím výstupní úhel $\beta_{2,iz} = 90°$

Výpočet absolutní rychlosti $c_{2,iz}$ na výstupu:

$$c_{2,iz} = \sqrt{w_{2,iz}^2 + u_{2,iz}^2} = \sqrt{137{,}78^2 + 393{,}64} = 417{,}06\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.16}$$

$$w_{2,iz} = c_{1r,iz}$$

Výpočet izoentropické změny v rotoru dle [25, zl. 40]:

$$\Delta i_{iz}^R = \frac{w_{1m.iz}^2 - w_{2.iz}^2}{2} + \frac{u_{1m.iz}^2 - u_{2.iz}^2}{2} =$$

$$= \frac{263{,}78^2 - 137{,}78^2}{2} + \frac{224{,}94^2 - 393{,}64^2}{2} = 77477{,}36\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.17}$$

Nyní můžeme stanovit stupeň reakce ρ_t dle [26, zl. 344]:

$$\rho_t = \frac{\Delta i_{iz}^R}{\Delta i_{iz}^{ST}} = \frac{77477{,}36}{123963{,}77} = 0{,}625 \tag{3.1.18}$$

<u>Šířka kola:</u>

Šířka kola b_2 se vypočítá z rovnice kontinuity s tím, že odečteme odhadnutou tloušťku lopatek t_{1l}=0,005 m:

$$\dot{m}_{vz} = (b_2 \cdot \pi \cdot d_{2,iz} - b_2 \cdot t_{1L} \cdot z_l) \cdot c_{2r,iz} \cdot \rho_2 \tag{3.1.19}$$

Z předchozího vztahu vyplývá:

$$b_{2,iz} = \frac{\dot{m}_{vz}}{(\pi \cdot d_{2,iz} - t_{1L} \cdot z_l) \cdot c_{2r,iz} \cdot \rho_{2,iz}}$$

Pro $\rho_{2,iz}$ použijeme zjednodušenou stavovou rovnici s tím, že skutečnost je mírně odlišná:

$$\rho_{2,iz} = \frac{p_{2,iz}}{T_{2,iz} \cdot r} \tag{3.1.20}$$

Kde $p_{2,iz}$ získáme z rovnice pro rozdíl entalpií dle [22, zl. 450]:

$$-\Delta i_{iz}^{R} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_{1,iz} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{2,iz}}{p_{1,iz}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \tag{3.1.21}$$

Po úpravě získáme $p_{2,iz}$:

$$p_{2,iz} = p_{1,iz} \cdot \left[1 + \frac{\Delta i_{iz}^{R} \cdot (\kappa - 1)}{\kappa \cdot r \cdot T_{1,iz}}\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

Kde tlak před kolem $p_{1,iz}$ získáme ze stavové rovnice:

$$p_{1,iz} = r \cdot T_{1,iz} \cdot \rho_1 \tag{3.1.22}$$

Kde teplota před kolem $T_{1,iz}$ se určí ze vztahu [25, zl. 39]:

$$T_{10,iz} = T_{1,iz} = T_{1c} - \frac{c_{1,iz}^2}{2 \cdot c_p} = 288{,}15 - \frac{137{,}78^2}{2 \cdot 1012{,}25} = 278{,}77\ K \tag{3.1.23}$$
$$T_{1c} = T_{ic} = T_i$$

Nyní můžeme vyjádřit tlak $p_{1,iz}$ z rovnice (3.1.22):

$$p_{1,iz} = r \cdot T_{1,iz} \cdot \rho_1 = 287 \cdot 278{,}77 \cdot 1{,}227 = 98169{,}94\ Pa$$

Tlak za oběžným kolem $p_{2,iz}$ z rovnice (3.1.21):

$$p_{2,iz} = p_{1,iz} \cdot \left[1 + \frac{\Delta i_{iz}^{R} \cdot (\kappa - 1)}{\kappa \cdot r \cdot T_{1,iz}}\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 98169{,}94 \cdot \left[1 + \frac{77477{,}36 \cdot (1{,}4 - 1)}{1{,}4 \cdot 287 \cdot 278{,}77}\right]^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}} = 230813{,}89\ Pa$$

Teplotu za oběžným kolem $T_{2,iz}$ získáme z rovnice izoentropy:

$$T_{2,iz} = T_{1,iz} \cdot \left(\frac{p_{1,iz}}{p_{2,iz}}\right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} = 278{,}77 \cdot \left(\frac{230813{,}89}{98169{,}94}\right)^{\frac{1-1{,}4}{1{,}4}} = 355{,}90\ K \tag{3.1.24}$$

Z rovnice (3.1.20) získáme hustotu za oběžným kolem $\rho_{2,iz}$:

$$\rho_{2,iz} = \frac{p_{2,iz}}{T_{2,iz} \cdot r} = \frac{230813{,}89}{355{,}90 \cdot 287} = 2{,}26\ kg \cdot m^{-3}$$

Vypočtené hodnoty dosadíme do rovnice (3.1.19) a vyjádříme tloušťku oběžného kola $b_{2,iz}$:

$$b_{2,iz} = \frac{\dot{m}_{vz}}{(\pi \cdot d_{2,iz} - t \cdot z_l) \cdot c_{2r,iz} \cdot \rho_{2,iz}} = \frac{40}{(\pi \cdot 1{,}254 - 0{,}005 \cdot 25) \cdot 137{,}78 \cdot 2{,}26} = 0{,}033\ m$$

Kontrola rozměrů kola na Machovo číslo

Nyní je třeba zkontrolovat, zda na vnějším vstupním poloměru $d_{10,iz}$ nebude zvukové nebo dokonce nadzvukové proudění. Podle [23, str. 259] by se Machovo číslo na tomto obvodu mělo nacházet v rozmezí $Ma_{w10,iz} \leq 0{,}75 - 0{,}95$.

$$Ma_{w10,iz} = \frac{w_{10,iz}}{a_{10,iz}} = \frac{w_{10,iz}}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{10,iz}}} \tag{3.1.25}$$

Výpočet obvodové rychlosti $u_{10,iz}$:

$$u_{10,iz} = \pi \cdot d_{10,iz} \cdot n_k = \pi \cdot 0{,}815 \cdot 100 = 255{,}87\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.26}$$

Výpočet relativní rychlosti $w_{10,iz}$:

$$w_{10,iz} = \sqrt{c_{1a,iz}^2 + u_{10,iz}^2} = \sqrt{137{,}78^2 + 255{,}87^2} = 290{,}60\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.27}$$

Po dosazení do rovnice (3.1.25):

$$Ma_{w10,iz} = \frac{w_{10,iz}}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{10,iz}}} = \frac{290{,}60}{\sqrt{1{,}4 \cdot 287 \cdot 278{,}77}} = 0{,}87$$

Machovo číslo se nachází v doporučeném rozsahu 0,75 – 0,95. Lze tedy pokračovat ve výpočtu. V opačném případě by se museli měnit odhady volených veličin a celý výpočet by se musel optimalizovat.

Odhady ztrát

Profilová ztráta v rotoru:

Třením v rotorových kanálech vzniká třecí teplo, protože se jedná o difuzorový kanál, vztahují se profilové ztráty k rychlosti na vstupu dle vztahu [26, zl. 317]:

$$z_{p,iz}^R = \frac{w_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \Psi^2) = \frac{263{,}78^2}{2} \cdot (1 - 0{,}95^2) = 1285{,}92\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.28}$$

$$w_{1,iz} = w_{1m,iz}$$

$\Psi = 0{,}95$ koeficient volen dle doporučení

Profilová ztráta ve statoru:

Má stejný význam jako ztráta v rotorových kanálech. Výpočet dle [26, zl. 317]:

$$z_{p,iz}^S = \frac{c_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{417{,}06^2}{2} \cdot (1 - 0{,}95^2) = 8479{,}41\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.29}$$

$\varphi = 0{,}95$ koeficient volen dle doporučení

Ztráta ventilací disku:

Výpočet proveden dle vztahu [23, str. 249]:

$$a_{r,iz} = \frac{735 \cdot \beta}{\pi \cdot 10^6 \cdot \frac{b_{2,iz}}{d_{2,iz}} \cdot \frac{c_{2r,iz}}{u_{2,iz}}} \cdot u_{2,iz}^2 = \frac{735 \cdot 8}{\pi \cdot 10^6 \cdot \frac{0{,}206}{1{,}25} \cdot \frac{137{,}78}{393{,}64}} \cdot 393{,}64^2 = 50253{,}27\, J \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.30)$$

$$\beta = 8 \text{ koeficient volen dle doporučení}$$

Důležité je, aby ztráta ventilací kola byla alespoň poloviční než je izoentropický spád stupně, což v tomto případě bylo splněno neboť $\frac{123963{,}77}{2} \gg 50253{,}27$.

Skluz:

Skluz výrazně ovlivňuje změnu entalpie na rotoru. Pro výpočet byl vybrán Stodolův vztah [24, str. 280]:

$$\mu = 1 - \frac{\pi \cdot \cos\beta_{2L}}{z \cdot (1 + \varphi_{2r} \cdot \tan\beta_{2L})} = 1 - \frac{\pi \cdot \cos 90}{25 \cdot (1 + \varphi_{2r} \cdot \tan 90)} = 0{,}8744 \qquad (3.1.31)$$

$$\beta_{2L} = 90° = \frac{\pi}{2} \text{ voleno dle doporučení}$$

Skutečná komprese v rotoru a statoru

Skutečný spád na rotoru se vypočítá dle [24, zl. 225]:

$$\Delta i^R = \Delta i_{iz}^R + z_{piz}^R + (1 - \delta) \cdot a_{r,iz} =$$
$$= 77477{,}36 + 1285{,}92 + (1 - 0) \cdot 50253{,}27 = 129016{,}54\, J \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.32)$$
$$\delta = 0 \text{ voleno dle [24, zl. 225]}$$

Izoentropický spád na statoru:

$$\Delta i_{iz}^S = \Delta i_{iz}^{ST} - \Delta i_{iz}^R = 123963{,}77 - 77477{,}36 = 46486{,}41\, J \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.33)$$

Skutečný spád na statoru:

$$\Delta i^S = \Delta i_{iz}^S + z_{p,iz}^S = 46486{,}41 + 8479{,}41 = 54965{,}83\, J \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.34)$$

Skutečný spád stupně:

$$\Delta i^{ST} = \Delta i^S + \Delta i^R = 54965{,}83 + 129016{,}54 = 183982{,}97\, J \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.35)$$

Výpočet obvodové rychlosti na výstupu z oběžného kola u_2:

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta i^{ST} - (1 - \delta) \cdot a_{r,iz}}{\mu}} = \sqrt{\frac{183982{,}97 - (1 - 0) \cdot 50253{,}27}{0{,}8744}} = 391{,}07\, m \cdot s^{-1} \qquad (3.1.36)$$

Obvodová rychlost na výstupu z oběžného kola je o 0,6% menší než obvodová rychlost pro izoentropický spád. Z toho plyne, že se jen nepatrně změní geometrické rozměry oběžného kola.

Výpočet absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola c_2:

$$c_2 = \sqrt{2 \cdot \Delta i^S + c_{1a,iz}^2} = \sqrt{2 \cdot 54965{,}83 + 137{,}78^2} = 359{,}05\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.37}$$

Výpočet relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola w_2:

$$w_2 = \sqrt{c_2^2 - u_2^2 \cdot (1 - 2 \cdot \mu)} = \sqrt{359{,}05^2 - 391{,}07^2 \cdot (1 - 2 \cdot 0{,}8744)} = 493{,}39\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.38}$$

Nový průměr oběžného kola d_2:

$$d_2 = \frac{u_2}{\pi \cdot n_k} = \frac{391{,}07}{\pi \cdot 100} = 1{,}245\ m \tag{3.1.39}$$

Rozdíl vnějších průměrů oběžného kola d_2 a $d_{2,iz}$ je pouze 9 mm, což představujeme zanedbatelnou velikost. Z tohoto důvodu nebude mít tento rozdíl vliv na geometrické rozměry oběžného kola a není proto třeba tyto rozměry přepočítávat.

Výpočet složky absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola c_{2u}:

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2 = 0{,}8744 \cdot 391{,}07 = 341{,}95\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.40}$$

<u>Ověření odhadu velikosti ztrát</u>

<u>Profilová ztráta ve statoru:</u>

Má stejný význam jako ztráta v rotorových kanálech. Výpočet dle [26, zl. 317]:

$$z_p^S = \frac{c_2^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{35905^2}{2} \cdot (1 - 0{,}95^2) = 6284{,}54\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.41}$$

$\varphi = 0{,}95$ koeficient volen dle doporučení

<u>Ztráta ventilací disku:</u>

Výpočet proveden dle vztahu [23, str. 249]:

$$a_r = \frac{735 \cdot \beta}{\pi \cdot 10^6 \cdot \frac{b_2}{d_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2}} \cdot u_2^2 \tag{3.1.42}$$

Ztrátový součinitel volen β=6.

Výpočet složky absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola c_{2r}:

$$c_{2r} = \sqrt{c_2^2 - u_2^2 \cdot \mu^2} = \sqrt{359{,}05^2 - 391{,}07^2 \cdot 0{,}8744^2} = 109{,}46\ m \cdot s^{-1} \qquad (3.1.43)$$

V dalším kroku bude třeba spočítat exponent polytropy, který bude sloužit pro výpočet hustoty na výstupu z oběžného kola. Díky této hustotě bude dále možno spočítat skutečnou šířku oběžného kola b_2.

Výpočet polytropického exponentu n_r dle [23, zl. 450]:

$$n_r = \frac{\ln\left(\frac{p_{2,iz}}{p_{1,iz}}\right)}{\ln\left(\frac{p_{2,iz}}{p_{1,iz}}\right) - \ln\left(1 + \frac{\Delta i^R \cdot (\kappa - 1)}{\kappa \cdot r \cdot T_{1,iz}}\right)} =$$

$$= \frac{\ln\left(\frac{230813{,}89}{98169{,}94}\right)}{\ln\left(\frac{230813{,}89}{98169{,}94}\right) - \ln\left(1 + \frac{129016{,}54 \cdot (1{,}4 - 1)}{1{,}4 \cdot 287 \cdot 278{,}77}\right)} = 1{,}796 \qquad (3.1.44)$$

Výpočet hustoty na výstupu z oběžného kola ρ_2:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_{2,iz}}{p_{1,iz}}\right)^{n \cdot r} = 1{,}227 \left(\frac{230813{,}89}{98169{,}94}\right)^{1{,}796 \cdot 287} = 5{,}698\ kg \cdot m^{-3} \qquad (3.1.45)$$

Nyní vyjádříme tloušťku oběžného kola na výstupu b_2:

$$b_2 = \frac{\dot{m}_{vz}}{(\pi \cdot d_2 - t_{1L} \cdot z_l) \cdot c_{2r} \cdot \rho_2} = \frac{40}{(\pi \cdot 1{,}245 - 0{,}005 \cdot 25) \cdot 109{,}46 \cdot 5{,}698} = 0{,}017\ m \qquad (3.1.46)$$

Poté dosazením do rovnice (3.1.42) dostáváme ztrátu ventilací kola a_r:

$$a_r = \frac{735 \cdot \beta}{\pi \cdot 10^6 \cdot \frac{b_2}{d_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2}} \cdot u_2^2 = \frac{735 \cdot 6}{\pi \cdot 10^6 \cdot \frac{0{,}017}{1{,}245} \cdot \frac{109{,}46}{391{,}07}} \cdot 391{,}07^2 = 56417{,}48\ J \cdot kg^{-1}$$

Skutečné ztráty se liší od odhadů o 12%, což budeme brat jako přijatelný rozdíl a dále tento výpočet nebudeme optimalizovat.

Výpočet teploty T_2 na výstupu z oběžného kola pomocí rovnice polytropy:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_{1,iz}}{p_{2,iz}}\right)^{\frac{1-n_r}{n_r}} = 278{,}77 \cdot \left(\frac{98169{,}94}{230813{,}89}\right)^{\frac{1-1{,}796}{1{,}796}} = 407{,}21\ K \qquad (3.1.47)$$

Celková teplota T_{2c} na výstupu z oběžného kola:

$$T_{2c} = T_2 - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p} = 407{,}21 - \frac{359{,}05^2}{2 \cdot 1012{,}25} = 470{,}89\ K \qquad (3.1.48)$$

3.1.1.2 Návrh bezlopatkového difuzoru (BLD)

Bezlopatkový difuzor je zařazen bezprostředně za výstup z oběžného kola a jeho úkolem je snížit energii proudícího vzduchu na energii tlakovou. V bezlopatkovém difuzoru se nepřivádí ani neodvádí žádné teplo a ztráty, které v kompresoru vznikají, se projeví poklesem celkového tlaku za bezlopatkovým difuzorem.

Volené parametry dle literatury a doporučení:

- poměr hustot $\frac{\rho'_2}{\rho_3} = 0{,}95$
  - odhadnuto dle [24, str. 234]
- průměr na výstupu do BLD $d_3 = 1{,}15 \cdot d_2$
  - odhadnuto dle [27] z rozmezí 1,05 – 1,15

Obvodovou složku rychlosti c'_{2u} lze zjistit dle [24, str. 291]. Vycházíme z rovnic o zachování momentu hybnosti:

$$r_2 \cdot c_{2u} = r'_2 \cdot c'_{2u} = r \cdot c_u = K_1 \qquad (3.1.46)$$

Kde $r_2 = r'_2$ pak platí $c_{2u} = c'_{2u} = 341{,}95\ m \cdot s^{-1}$.

Nyní je potřeba určit stav za BLD. Základem je určení radiální složky rychlosti na výstupu, která se spočítá z rovnice kontinuity při odhadnuté hustotě, která bude následně překontrolována. Vycházíme ze vztahu [24, str. 291]:

$$\dot{m}_{vz} = \pi \cdot \sigma_{2L} \cdot d_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2 \cdot b_2 = \pi \cdot d'_2 \cdot c'_{2r} \cdot \rho'_2 \cdot b'_2 \qquad (3.1.47)$$

Kde σ_{2L} je poměrná plocha lopatek získaná ze vztahu dle [24, str. 291]:

$$\sigma_{2L} = 1 - \frac{z_L \cdot t_{2L}}{\pi \cdot d_2} = 1 - \frac{25 \cdot 0{,}005}{\pi \cdot 1{,}245} = 0{,}968 \qquad (3.1.48)$$

$$kde\ tloušťka\ lopatky\ t_{2L} = t_{1L} = 0{,}005\ m$$

Nyní můžeme spočítat radiální složku rychlosti na výstupu c'_{2r}. Platí, že šířka BLD a šířka rotoru jsou shodné:

$$c'_{2r} = \sigma_{2L} \cdot c_{2r} = 0{,}968 \cdot 109{,}46 = 105{,}96\ m \cdot s^{-1} \qquad (3.1.49)$$

Vstupní úhel absolutní rychlosti α'_2 do BLD:

$$\alpha'_2 = \tan^{-1} \frac{c'_{2u}}{c'_{2r}} = \tan^{-1} \frac{341{,}95}{105{,}96} = 78{,}78° \qquad (3.1.50)$$

Volba rozměru výstupního průměru BLD d_3:

$$d_3 = 1{,}15 \cdot d_2 = 1{,}15 \cdot 1{,}245 = 1{,}43\ m \tag{3.1.51}$$

Nyní nahradíme bezlopatkový difuzor tzv. ekvivalentním přímým difuzorem, jehož výpočet bude proveden dle [24, str. 292]. Šířka BLD je stejná jako šířka rotoru $b_2' = b_2$.

Ekvivalentní plocha na vstupu ekvivalentního přímého difuzoru:

$$S_{2EKV} = \pi \cdot d_2 \cdot \cos \alpha_2' \cdot b_2' = \pi \cdot 1{,}245 \cdot \cos 78{,}78 \cdot 0{,}017 = 0{,}0196\ m^2 \tag{3.1.52}$$

Průměr na vstupu do ekvivalentního přímého difuzoru:

$$d_{2EKV} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{2EKV}}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0{,}0196}{\pi}} = 0{,}15\ m \tag{3.1.53}$$

Ekvivalentní plocha na výstupu z ekvivalentního přímého difuzoru:

$$S_{3EKV} = \pi \cdot d_3 \cdot \cos \alpha_2' \cdot b_2' = \pi \cdot 1{,}43 \cdot \cos 78{,}78 \cdot 0{,}017 = 0{,}0226\ m^2 \tag{3.1.54}$$

Průměr na výstupu z ekvivalentního přímého difuzoru:

$$d_{3EKV} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{3EKV}}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0{,}0226}{\pi}} = 0{,}169\ m \tag{3.1.55}$$

Délka trajektorie ekvivalentního přímého difuzoru:

$$l_{EKV} = \left(\frac{d_3}{2} - \frac{d_2}{2}\right) \cdot \frac{1}{\cos \alpha_2'} = \left(\frac{1{,}43}{2} - \frac{1{,}245}{2}\right) \cdot \frac{1}{\cos 72{,}78} = 0{,}316\ m \tag{3.1.56}$$

Úhel rozšíření ekvivalentního přímého difuzoru pro průběh komprese:

$$\frac{\omega}{2} = \tan^{-1}\left(\frac{d_{3EKV} - d_{2EKV}}{2 \cdot l_{EKV}}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{0{,}169 - 0{,}15}{2 \cdot 0{,}316}\right) = 1{,}04° \tag{3.1.57}$$

Nyní můžeme určit radiální složku absolutní rychlosti na výstupu z BLD dle [24, str. 291], která se spočítá opět z rovnice kontinuity:

$$\dot{m}_{vz} = \pi \cdot d_2' \cdot c_{2r}' \cdot \rho_2' \cdot b_2' = \pi \cdot d_3 \cdot c_{3r} \cdot \rho_3 \cdot b_3 \tag{3.1.58}$$

Z předchozího vztahu vyplývá:

$$c_{3r} = c_{2r}' \cdot \frac{\rho'_2}{\rho_3} \cdot \frac{d_2'}{d_3} = 105{,}96 \cdot 0{,}95 \cdot \frac{1{,}245}{1{,}43} = 87{,}53\ m \cdot s^{-1}$$

Obvodová složka absolutní rychlosti se získá dle [24, str. 291] ze zákona zachování momentu hybnosti:

$$c_{3u} = c_{2u}^{'} \cdot \frac{d_2^{'}}{d_3} = 341{,}95 \cdot \frac{1{,}245}{1{,}43} = 297{,}35\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.59}$$

Absolutní rychlost na výstupu z BLD:

$$c_3 = \sqrt{c_{3u}^2 + c_{3r}^2} = \sqrt{297{,}35 + 87{,}53} = 309{,}97\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.60}$$

Teplota na výstupu z BLD:

$$T_3 = T_{3C} - \frac{c_3^2}{2 \cdot c_p} = 470{,}89 - \frac{309{,}97^2}{2 \cdot 1012{,}25} = 423{,}43\ K \tag{3.1.61}$$

$$kde\ T_{3C} = T_{2C} = 470{,}89\ K$$

Tlak na výstupu z BLD:

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 230813{,}89 \cdot \left(\frac{423{,}43}{407{,}21}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 264622{,}47\ Pa \tag{3.1.62}$$

Hustota na výstupu z BLD:

$$\rho_3 = \frac{p_3}{r \cdot T_3} = \frac{264622{,}47}{287 \cdot 423{,}43} = 2{,}18\ kg \cdot m^{-3} \tag{3.1.63}$$

Kontrola Machova čísla:

$$Ma_3 = \frac{c_3}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_3}} = \frac{309{,}97}{\sqrt{1{,}4 \cdot 287 \cdot 423{,}43}} = 0{,}75 \tag{3.1.64}$$

Machovo číslo se nachází v daném rozmezí 0,75 – 0,95, tudíž vyhovuje.

Úhel rychlosti na výstupu z BLD:

$$\propto_3 = \tan^{-1}\frac{c_{3u}}{c_{3r}} = \tan^{-1}\frac{297{,}35}{87{,}53} = 73{,}60° \tag{3.1.65}$$

3.1.1.3 Návrh výstupní soustavy

Výstupní soustava přímo navazuje na bezlopatkový difuzor a jejím úkolem je transformovat zbytek kinetické energie na statický tlak a zajistit rovnoměrné rychlostní a tlakové pole na výstupu.

Zadané parametry dle literatury a doporučení:

- výstupní absolutní rychlost c_4 $c_4 = 50\ m \cdot s^{-1}$
- ztrátový součinitel výstupní soustavy $\xi_{výs} = 0{,}11$

Ztráta entalpie ve výstupní soustavě:

$$\Delta h_{Zvýs} = \xi_{výs} \cdot \frac{c_3^2}{2} = 0{,}11 \cdot \frac{309{,}97^2}{2} = 5284{,}38\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.66}$$

Izoentropická teplota za soustavou výstupní:

$$T_{4,iz} = T_{4C} - \frac{c_4^2}{2 \cdot c_p} - \frac{\Delta h_{Zvýs}}{c_p} = 470{,}89 - \frac{50^2}{2 \cdot 1012{,}25} - \frac{5284{,}38}{1012{,}25} = 464{,}43\ K \tag{3.1.67}$$

$$kde\ T_{4C} = T_{3C} = 470{,}89\ K$$

Teplota za soustavou výstupní:

$$T_4 = T_{4C} - \frac{c_4^2}{2 \cdot c_p} = 470{,}89 - \frac{50^2}{2 \cdot 1012{,}25} = 469{,}65\ K \tag{3.1.68}$$

Tlak za soustavou výstupní:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{T_{4,iz}}{T_3}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 264622{,}47 \cdot \left(\frac{464{,}43}{423{,}43}\right)^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}} = 365697{,}51\ Pa \tag{3.1.69}$$

Celkový tlak za soustavou výstupní:

$$p_{4C} = p_4 \cdot \left(\frac{T_{4C}}{T_4}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 365697{,}51 \cdot \left(\frac{470{,}89}{469{,}65}\right)^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}} = 369073{,}96\ Pa \tag{3.1.70}$$

Hustota za soustavou výstupní:

$$\rho_4 = \frac{p_4}{r \cdot T_4} = \frac{365697{,}51}{287 \cdot 469{,}65} = 2{,}713\ kg \cdot m^{-3} \tag{3.1.71}$$

Hustota za soustavou výstupní:

$$\rho_{4C} = \frac{p_{4C}}{r \cdot T_{4C}} = \frac{369073{,}96}{287 \cdot 470{,}89} = 2{,}731\ kg \cdot m^{-3} \tag{3.1.72}$$

Entalpie za soustavou výstupní pro T_{4C} a p_{4C} dle [21]:

$$i_{4C} = 469732{,}421\ J \cdot kg^{-1}$$

Kontrola stlačení kompresoru:

$$\Pi = \frac{p_{4C}}{p_{0C}} = \frac{369073{,}96}{101325} = 3{,}64 \tag{3.1.73}$$

Oproti předpokladu je stlačení kompresoru vyšší o 6%.

Průtočná plocha výstupní soustavy:

$$S = \frac{\dot{m}_{vz}}{c_4 \cdot \rho_4} = \frac{40}{50 \cdot 2{,}713} = 0{,}295\ m^2 \tag{3.1.74}$$

Průměr soustavy výstupní:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}295}{\pi}} = 0{,}613\ m \tag{3.1.75}$$

3.1.1.4 Příkon prvního stupně kompresoru

Měrná práce kompresoru:

$$a^{K1} = i_{4C} - i_0 = 469732{,}421 - 288516 = 181216{,}421\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.76}$$

Příkon kompresoru:

$$P^{K1} = a^{K1} \cdot \dot{m}_{vz} = 181216{,}421 \cdot 40 = 7248656{,}84\ W = 7{,}25\ MW \tag{3.1.77}$$

3.1.1.5 Kontrola účinnosti komprese

Celková izoentropická teplota za soustavou výstupní:

$$T_{4C,iz} = T_i \cdot \left(\frac{p_{4C}}{p_i}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 288{,}15_i \cdot \left(\frac{369073{,}96}{101325}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 416{,}89\ K \tag{3.1.78}$$

Celková izoentropická entalpie za soustavou výstupní pro $T_{4C,IZ}$ a p_{4C} dle [21]:

$$i_{4C,iz} = 418039{,}12\ \ J \cdot kg^{-1}$$

Účinnost prvního stupně kompresoru:

$$\eta^{C1} = \frac{i_{4C,iz} - i_1}{i_{4C} - i_1} = \frac{418039{,}12\ - 288516}{469732{,}421 - 288516} = 0{,}72 \Rightarrow 72\% \tag{3.1.79}$$

3.1.2 Návrh druhého stupně kompresoru

Známé parametry:

- hmotnostní průtok kompresorem: $\dot{m}_{vz} = 40\ kg \cdot s^{-1}$
- odhadovaná účinnost komprese: $\eta_k = 60\%$
- vstupní tlak – výstupní tlak z prvního stupně: $p_i = 368098{,}78\ Pa$
- výstupní tlak: $p_e = 750000\ Pa$
- vstupní teplota - výstupní teplota z prvního stupně:: $T_i = 467\ K$
- kompresní poměr: $\Pi_k = 2{,}04$
- otáčky kompresoru: $n_k = 100\ s^{-1}$
- Poissonova konstanta: $\kappa = 1{,}4$

Fyzikální vlastnosti vzduchu – získáno z výpočtového programu dostupného z [21]:

Pro teplotu $T_{0c}=T_i$ a tlak p_i:

- měrná tepelná kapacita: $c_{p1} = 1026{,}38\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
- entalpie $i_1 = 469732\ J \cdot kg^{-1}$
- hustota $\rho_1 = 2{,}7\ kg \cdot m^{-3}$

Výpočet izoentropické teploty na výstupu z druhého stupně kompresoru:

$$T_{e,iz} = T_i \cdot (\Pi_k)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 467 \cdot (2{,}04)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 572{,}31\ K \tag{3.1.80}$$

Fyzikální vlastnosti vzduchu – získáno z výpočtového programu dostupného z [21]:

Pro teplotu $T_{e,iz}$ a tlak p_e:

- měrná tepelná kapacita: $c_{pe,iz} = 1047{,}8\ J \cdot kg^{-1} K^{-1}$
- entalpie $i_{e,iz} = 578526{,}62\ J \cdot kg^{-1}$

Výpočet izoentropického spádu stupně [22, zl. 450]:

$$\Delta i_{iz}^{ST} = i_{e,iz} - i_i = 578526{,}62 - 469732 = 108794{,}62\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.81}$$

Výpočet střední hodnoty měrné tepelné kapacity c_p:

$$c_p = \frac{c_{p1} + c_{pe,iz}}{2} = \frac{1026{,}38 + 1047{,}8}{2} = 1037{,}1\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.1.82}$$

3.1.2.1 Návrh oběžného kola

Výpočtem budou určeny především rozměry oběžného kola na vstupu a výstupu. Rozměry lopatek budou voleny s ohledem na pevnost. Hlavními rozměry kola jsou d_{1i}, d_{1m}, d_{10},d_2 značeno dle *Obr. 3.1.1*.

Zadané parametry dle literatury a doporučení:

- poměr průměrů $\frac{d_{10}}{d_2} = 0{,}6$
  - odhadnuto dle [23, str. 259] z rozmezí 0,45 – 0,65
- průtokový součinitel $\varphi = 0{,}35$
  - odhadnuto dle [24, str. 153] z rozmezí 0,20 – 0,35
- tlakový součinitel $\Psi = 1{,}4$
  - odhadnuto dle [24, str. 153] z rozmezí 1,0 – 1,6
- součinitel rozdělení tepelného toku z ventilační ztráty disku $\delta = 0$
  - odhadnuto dle [25, zl. 180] z rozmezí 0 – 0,5
- počet lopatek $z_l = 16$
  - odhadnuto dle [23, zl. 260] z rozmezí 16 – 20

Výpočet izoentropické rychlosti $u_{2,iz}$ dle [26, str. 342]:

$$u_{2,iz} = \sqrt{\frac{\Delta i_{iz}^{ST}}{\frac{\Psi}{2}}} = \sqrt{\frac{108794{,}62}{\frac{1{,}4}{2}}} = 394{,}99\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.83}$$

Výpočet izoentropického průměru kola $d_{2,iz}$:

$$d_{2,iz} = \frac{u_{2,iz}}{\pi \cdot n_k} = \frac{394{,}99}{\pi \cdot 100} = 1{,}26\ m \tag{3.1.84}$$

Výpočet izoentropického průměru kola $d_{10,iz}$:

$$d_{10,iz} = 0{,}6 \cdot d_{2,iz} = 0{,}6 \cdot 1{,}26 = 0{,}75\ m \tag{3.1.85}$$

Z rovnice kontinuity a axiální rychlosti plyne vztah mezi vnitřními průměry a d_{1i} a d_{10}:

$$\dot{m}_{vz} = \frac{\left(d_{10,iz}^2 - d_{1i,iz}^2\right) \cdot \pi}{4} \cdot c_{1a,iz} \cdot \rho_1 \tag{3.1.86}$$

Z předchozího vztahu vyplývá:

$$d_{1i,iz} = \sqrt{d_{10,iz}^2 - \frac{4 \cdot \dot{m}_{vz}}{\pi \cdot c_{1a,iz} \cdot \rho_1}} = \sqrt{0{,}75^2 - \frac{4 \cdot 40}{\pi \cdot 138{,}25 \cdot 2{,}7}} = 0{,}519\ m$$

Jelikož se jedná o axiální vstup bez rozváděcích lopatek, pak platí následující vztah pro rychlosti $c_{1a,iz} = c_{2r,iz} = c_{1,iz}$ z [23, str. 254].

Výpočet izoentropické rychlosti $c_{2r,iz}$ dle [26, str. 341]:

$$c_{2r,iz} = \varphi \cdot u_{2,iz} = 0{,}35 \cdot 394{,}99 = 138{,}25\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.87}$$
$$c_{2r,iz} = c_{1a,iz}$$

Střední průměr rotoru d_{1miz} vypočítáme ze vztahu [24, str. 273]:

$$d_{1m,iz} = \sqrt{\frac{d_{1i,iz}^2 + d_{10,iz}^2}{2}} = \sqrt{\frac{0{,}519^{\,2} + 0{,}75^2}{2}} = 0{,}65\ m \tag{3.1.88}$$

Pro konstrukci celého i-s diagramu a stanovení stupně reakce je třeba nyní vyjádřit rychlostní trojúhelník:

Výpočet izoentropické obvodové rychlosti $u_{1m,iz}$:

$$u_{1m,iz} = \pi \cdot d_{1m,iz} \cdot n_k = \pi \cdot 0{,}65 \cdot 100 = 203{,}34\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.89}$$

Výpočet izoentropické relativní rychlosti $w_{1m,iz}$:

$$w_{1m,iz} = \sqrt{u_{1m,iz}^2 + c_{1m,iz}^2} = \sqrt{203{,}34^2 + 138{,}25^2} = 245{,}88\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.90}$$
$$c_{1m,iz} = c_{1a,iz}$$

Výpočet úhlu $\beta_{1m,iz}$:

$$\beta_{1m,iz} = \cos^{-1}\frac{-u_{1m,iz}}{w_{1m,iz}} = \cos^{-1}\frac{-203{,}34}{245{,}88} = 145{,}79° \tag{3.1.91}$$

Volím výstupní úhel $\beta_{2,iz} = 90°$

Výpočet absolutní rychlosti $c_{2,iz}$ na výstupu:

$$c_{2,iz} = \sqrt{w_{2,iz}^2 + u_{2,iz}^2} = \sqrt{138{,}25^2 + 394{,}99^2} = 418{,}49\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.92}$$
$$w_{2,iz} = c_{1r,iz}$$

Výpočet izoentropické změny v rotoru dle [25, zl. 40]:

$$\Delta i_{iz}^R = \frac{w_{1m.iz}^2 - w_{2.iz}^2}{2} + \frac{u_{1m.iz}^2 - u_{2.iz}^2}{2} =$$
$$= \frac{245{,}88^{\,2} - 138{,}25^2}{2} + \frac{203{,}34^2 - 394{,}99^2}{2} = 78010{,}36\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.93}$$

Nyní můžeme stanovit stupeň reakce ρ_t dle [26, zl. 344]:

$$\rho_t = \frac{\Delta i_{iz}^R}{\Delta i_{iz}^{ST}} = \frac{78010{,}36}{108794{,}62} = 0{,}71 \tag{3.1.94}$$

Šířka kola:

Šířka kola b_2 se vypočítá z rovnice kontinuity s tím, že odečteme odhadnutou tloušťku lopatek t_{1L}=0,005 m:

$$\dot{m}_{vz} = (b_2 \cdot \pi \cdot d_{2,iz} - b_2 \cdot t_{1L} \cdot z_l) \cdot c_{2r,iz} \cdot \rho_2 \tag{3.1.95}$$

Z předchozího vztahu vyplývá:

$$b_{2,iz} = \frac{\dot{m}_{vz}}{(\pi \cdot d_{2,iz} - t_{1L} \cdot z_l) \cdot c_{2r,iz} \cdot \rho_{2,iz}}$$

Pro $\rho_{2,iz}$ použijeme zjednodušenou stavovou rovnici s tím, že skutečnost je mírně odlišná:

$$\rho_{2,iz} = \frac{p_{2,iz}}{T_{2,iz} \cdot r} \tag{3.1.96}$$

Kde $p_{2,iz}$ získáme z rovnice pro rozdíl entalpií dle [22, zl. 450]:

$$-\Delta i_{iz}^R = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_{1,iz} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{2,iz}}{p_{1,iz}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \tag{3.1.97}$$

Po úpravě získáme $p_{2,iz}$:

$$p_{2,iz} = p_{1,iz} \cdot \left[1 + \frac{\Delta i_{iz}^R \cdot (\kappa - 1)}{\kappa \cdot r \cdot T_{1,iz}}\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

Kde tlak před kolem $p_{1,iz}$ získáme ze stavové rovnice:

$$p_{1,iz} = r \cdot T_{1,iz} \cdot \rho_1 \tag{3.1.98}$$

Kde teplota před kolem $T_{1,iz}$ se určí ze vztahu [25, zl. 39]:

$$T_{10,iz} = T_{1,iz} = T_{1c} - \frac{c_{1,iz}^2}{2 \cdot c_p} = 467 - \frac{138{,}25^2}{2 \cdot 1037{,}09} = 457{,}79\ K \tag{3.1.99}$$
$$T_{1c} = T_{ic} = T_i$$

Nyní můžeme vyjádřit tlak $p_{1,iz}$ z rovnice (3.1.98):

$$p_{1,iz} = r \cdot T_{1,iz} \cdot \rho_1 = 287 \cdot 457{,}79 \cdot 2{,}7 = 354737{,}98\ Pa$$

Tlak za oběžným kolem $p_{2,iz}$ z rovnice (3.1.97):

$$p_{2,iz} = p_{1,iz} \cdot \left[1 + \frac{\Delta i_{iz}^{R} \cdot (\kappa - 1)}{\kappa \cdot r \cdot T_{1,iz}}\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 354737{,}98 \cdot \left[1 + \frac{78010{,}36 \cdot (1{,}4 - 1)}{1{,}4 \cdot 287 \cdot 457{,}79}\right]^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}} = 613898{,}46\ Pa$$

Teplotu za oběžným kolem $T_{2,iz}$ získáme z rovnice izoentropy:

$$T_{2,iz} = T_{1,iz} \cdot \left(\frac{p_{1,iz}}{p_{2,iz}}\right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} = 457{,}79 \cdot \left(\frac{354737{,}98}{613898{,}46}\right)^{\frac{1-1{,}4}{1{,}4}} = 391{,}39\ K \qquad (3.1.100)$$

Z rovnice (3.1.96) získáme hustotu za oběžným kolem $\rho_{2,iz}$:

$$\rho_{2,iz} = \frac{p_{2,iz}}{T_{2,iz} \cdot r} = \frac{613898{,}46}{391{,}39 \cdot 287} = 5{,}47\ kg \cdot m^{-3}$$

Vypočtené hodnoty dosadíme do rovnice (3.1.95) a vyjádříme tloušťku oběžného kola $b_{2,iz}$:

$$b_{2,iz} = \frac{\dot{m}_{vz}}{(\pi \cdot d_{2,iz} - t \cdot z_l) \cdot c_{2r,iz} \cdot \rho_{2,iz}} = \frac{40}{(\pi \cdot 1{,}26 - 0{,}005 \cdot 16) \cdot 138{,}25 \cdot 5{,}47} = 0{,}014\ m$$

<u>Kontrola rozměrů kola na Machovo číslo</u>

Nyní je třeba zkontrolovat, zda na vnějším vstupním poloměru $d_{10,iz}$ nebude zvukové nebo dokonce nadzvukové proudění. Podle [23, str. 259] by se Machovo číslo na tomto obvodu mělo nacházet v rozmezí $Ma_{w10,iz} \leq 0{,}75 - 0{,}95$.

$$Ma_{w10,iz} = \frac{w_{10,iz}}{a_{10,iz}} = \frac{w_{10,iz}}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{10,iz}}} \qquad (3.1.101)$$

Výpočet obvodové rychlosti $u_{10,iz}$:

$$u_{10,iz} = \pi \cdot d_{10,iz} \cdot n_k = \pi \cdot 0{,}75 \cdot 100 = 236{,}99\ m \cdot s^{-1} \qquad (3.1.102)$$

Výpočet relativní rychlosti $w_{10,iz}$:

$$w_{10,iz} = \sqrt{c_{1a,iz}^2 + u_{10,iz}^2} = \sqrt{138{,}25^2 + 236{,}99^2} = 274{,}37\ m \cdot s^{-1} \qquad (3.1.103)$$

Po dosazení do rovnice (3.1.101):

$$Ma_{w10,iz} = \frac{w_{10,iz}}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{10,iz}}} = \frac{274{,}37}{\sqrt{1{,}4 \cdot 287 \cdot 457{,}79}} = 0{,}64$$

Machovo číslo se nenachází v doporučeném rozsahu 0,75 – 0,95. Po optimalizaci výpočtu však nebylo možné dospět k požadovanému rozsahu.

Odhady ztrát

Profilová ztráta v rotoru:

Třením v rotorových kanálech vzniká třecí teplo, protože se jedná o difuzorový kanál, vztahují se profilové ztráty k rychlosti na vstupu dle vztahu [26, zl. 317]:

$$z_{p,iz}^{R} = \frac{w_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \Psi^2) = \frac{245{,}88^2}{2} \cdot (1 - 0{,}95^2) = 2947{,}39\, J \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.104)$$

$$w_{1,iz} = w_{1m,iz}$$

$$\Psi = 0{,}95 \text{ koeficient volen dle doporučení}$$

Profilová ztráta ve statoru:

Má stejný význam jako ztráta v rotorových kanálech. Výpočet dle [26, zl. 317]:

$$z_{p,iz}^{S} = \frac{c_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{418{,}49^2}{2} \cdot (1 - 0{,}95^2) = 8537{,}75\, J \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.105)$$

$$\varphi = 0{,}95 \text{ koeficient volen dle doporučení}$$

Ztráta ventilací disku:

Výpočet proveden dle vztahu [23, str. 249]:

$$a_{r,iz} = \frac{735 \cdot \beta}{\pi \cdot 10^6 \cdot \frac{b_{2,iz}}{d_{2,iz}} \cdot \frac{c_{2r,iz}}{u_{2,iz}}} \cdot u_{2,iz}^2 = \frac{735 \cdot 8}{\pi \cdot 10^6 \cdot \frac{0{,}014}{1{,}26} \cdot \frac{138{,}25}{394{,}99}} \cdot 394{,}99^2 = 76759{,}84\, J \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.106)$$

$$\beta = 8 \text{ koeficient volen dle doporučení}$$

Skluz:

Skluz výrazně ovlivňuje změnu entalpie na rotoru. Pro výpočet byl vybrán Stodolův vztah [24, str. 280]:

$$\mu = 1 - \frac{\pi \cdot \cos\beta_{2L}}{z \cdot (1 + \varphi_{2r} \cdot \tan\beta_{2L})} = 1 - \frac{\pi \cdot \cos 90}{16 \cdot (1 + \varphi_{2r} \cdot \tan 90)} = 0{,}804 \qquad (3.1.107)$$

$$\beta_{2L} = 90° = \frac{\pi}{2} \text{ voleno dle doporučení}$$

Skutečná komprese v rotoru a statoru

Skutečný spád na rotoru se vypočítá dle [24, zl. 225]:

$$\Delta i^R = \Delta i_{iz}^R + z_{piz}^R + (1-\delta)\cdot a_{r,iz} =$$
$$= 78010{,}36 + 8537{,}75 + (1-0)\cdot 76759{,}83 = 157717{,}58\, J\cdot kg^{-1} \qquad (3.1.108)$$
$$\delta = 0 \text{ voleno dle } [24, \text{zl. } 225]$$

Izoentropický spád na statoru:

$$\Delta i_{iz}^S = \Delta i_{iz}^{ST} - \Delta i_{iz}^R = 109214{,}50 - 78010{,}36 = 31204{,}14\, J\cdot kg^{-1} \qquad (3.1.109)$$

Skutečný spád na statoru:

$$\Delta i^S = \Delta i_{iz}^S + z_{p,iz}^S = 31204{,}14 + 8537{,}75 = 39741{,}89\, J\cdot kg^{-1} \qquad (3.1.110)$$

Skutečný spád stupně:

$$\Delta i^{ST} = \Delta i^S + \Delta i^R = 39741{,}89 + 157717 = 197459{,}58\, J\cdot kg^{-1} \qquad (3.1.111)$$

Výpočet obvodové rychlosti na výstupu z oběžného kola u_2:

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta i^{ST} - (1-\delta)\cdot a_{r,iz}}{\mu}} = \sqrt{\frac{197459{,}47 - (1-0)\cdot 76759{,}84}{0{,}804}} = 387{,}52\, m\cdot s^{-1} \qquad (3.1.112)$$

Obvodová rychlost na výstupu z oběžného kola je o 1,6% menší než obvodová rychlost pro izoentropický spád. Z toho plyne, že se jen nepatrně změní geometrické rozměry oběžného kola.

Výpočet absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola c_2:

$$c_2 = \sqrt{2\cdot \Delta i^S + c_{1a,iz}^2} = \sqrt{2\cdot 197459{,}47 + 138{,}25^2} = 314{,}00\, m\cdot s^{-1} \qquad (3.1.113)$$

Výpočet relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola w_2:

$$w_2 = \sqrt{c_2^2 - u_2^2\cdot(1-2\cdot\mu)} = \sqrt{314{,}00^{\,2} - 387{,}52^2\cdot(1-2\cdot 0{,}804)} = 435{,}69\, m\cdot s^{-1} \qquad (3.1.114)$$

Nový průměr oběžného kola d_2:

$$d_2 = \frac{u_2}{\pi\cdot n_k} = \frac{387{,}52}{\pi\cdot 100} = 1{,}23\, m \qquad (3.1.115)$$

Rozdíl vnějších průměrů oběžného kola d_2 a $d_{2,iz}$ je pouze 3 cm, což představujeme zanedbatelnou velikost. Z tohoto důvodu nebude mít tento rozdíl vliv na geometrické rozměry oběžného kola a není proto třeba tyto rozměry přepočítávat.

Výpočet složky absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola c_{2u}:

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2 = 0{,}804 \cdot 387{,}52 = 311{,}47\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.116}$$

<u>Ověření odhadu velikosti ztrát</u>

<u>Profilová ztráta ve statoru:</u>

Má stejný význam jako ztráta v rotorových kanálech. Výpočet dle [26, zl. 317]:

$$z_p^S = \frac{c_2^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{314{,}00^{\ 2}}{2} \cdot (1 - 0{,}95^2) = 4806{,}57\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.117}$$

$$\varphi = 0{,}95 \text{ koeficient volen dle doporučení}$$

<u>Ztráta ventilací disku:</u>

Výpočet proveden dle vztahu [23, str. 249]:

$$a_r = \frac{735 \cdot \beta}{\pi \cdot 10^6 \cdot \frac{b_2}{d_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2}} \cdot u_2^2 \tag{3.1.118}$$

Ztrátový součinitel volen β=6.

Výpočet složky absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola c_{2r}:

$$c_{2r} = \sqrt{c_2^2 - u_2^2 \cdot \mu^2} = \sqrt{314{,}00^2 - 387{,}52^2 \cdot 0{,}804^2} = 39{,}80\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.119}$$

V dalším kroku bude třeba spočítat exponent polytropy, který bude sloužit pro výpočet hustoty na výstupu z oběžného kola. Díky této hustotě bude dále možno spočítat skutečnou šířku oběžného kola b_2.

Výpočet polytropického exponentu n_r dle [23, zl. 450]:

$$n_r = \frac{\ln\left(\frac{p_{2,iz}}{p_{1,iz}}\right)}{\ln\left(\frac{p_{2,iz}}{p_{1,iz}}\right) - \ln\left(1 + \frac{\Delta i^R \cdot (\kappa - 1)}{\kappa \cdot r \cdot T_{1,iz}}\right)} =$$

$$= \frac{\ln\left(\frac{613898{,}46}{354737{,}98}\right)}{\ln\left(\frac{613898{,}46}{354737{,}98}\right) - \ln\left(1 + \frac{157717 \cdot (1{,}4 - 1)}{1{,}4 \cdot 287 \cdot 457{,}79}\right)} = 2{,}16 \tag{3.1.120}$$

Výpočet hustoty na výstupu z oběžného kola ρ_2:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_{2,iz}}{p_{1,iz}}\right)^{n \cdot r} = 1{,}227 \left(\frac{613898{,}46}{354737{,}98}\right)^{2{,}16} = 8{,}84\ kg \cdot m^{-3} \tag{3.1.121}$$

Nyní vyjádříme tloušťku oběžného kola na výstupu b_2:

$$b_2 = \frac{\dot{m}_{vz}}{(\pi \cdot d_2 - t_{1L} \cdot z_l) \cdot c_{2r} \cdot \rho_2} = \frac{40}{(\pi \cdot 1{,}23 - 0{,}005 \cdot 16) \cdot 39{,}80 \cdot 8{,}84} = 0{,}03\ m \tag{3.1.122}$$

Poté dosazením do rovnice (3.1.106) dostáváme ztrátu ventilací kola a_r:

$$a_r = \frac{735 \cdot \beta}{\pi \cdot 10^6 \cdot \frac{b_2}{d_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2}} \cdot u_2^2 = \frac{735 \cdot 6}{\pi \cdot 10^6 \cdot \frac{0{,}03}{1{,}23} \cdot \frac{39{,}80}{387{,}52}} \cdot 387{,}52^2 = 84623{,}20\ J \cdot kg^{-1}$$

Skutečné ztráty se liší od odhadů o 9,3%, což budeme brat jako přijatelný rozdíl a dále tento výpočet nebudeme optimalizovat.

Výpočet teploty T_2 na výstupu z oběžného kola pomocí rovnice polytropy:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_{1,iz}}{p_{2,iz}}\right)^{\frac{1-n_r}{n_r}} = 278{,}77 \cdot \left(\frac{354737{,}98}{613898{,}46}\right)^{\frac{1-2{,}16}{2{,}16}} = 614{,}80\ K \tag{3.1.123}$$

Celková teplota T_{2c} na výstupu z oběžného kola:

$$T_{2c} = T_2 - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p} = 614{,}80 - \frac{314{,}00^2}{2 \cdot 1037{,}09} = 662{,}33\ K \tag{3.1.124}$$

3.1.2.2 Návrh bezlopatkového difuzoru (BLD)

Bezlopatkový difuzor je zařazen bezprostředně za výstup z oběžného kola a jeho úkolem je snížit energii proudícího vzduchu na energii tlakovou. V bezlopatkovém difuzoru se nepřivádí ani neodvádí žádné teplo a ztráty, které v kompresoru vznikají, se projeví poklesem celkového tlaku za bezlopatkovým difuzorem.

Navrhnuté parametry dle literatury a doporučení:

- poměr hustot $\frac{\rho'_2}{\rho_3} = 0{,}95$
  - odhadnuto dle [24, str. 234]
- průměr na výstupu do BLD $d_3 = 1{,}15 \cdot d_2$
  - odhadnuto dle [27] z rozmezí 1,05 – 1,15

Obvodovou složku rychlosti c'_{2u} lze zjistit dle [24, str. 291]. Vycházíme z rovnic o zachování momentu hybnosti:

$$r_2 \cdot c_{2u} = r_2' \cdot c_{2u}' = r \cdot c_u = K_1 \tag{3.1.125}$$

Kde $r_2 = r_2'$ pak platí $c_{2u} = c_{2u}' = 311{,}47\ m \cdot s^{-1}$.

Nyní je potřeba určit stav za BLD. Základem je určení radiální složky rychlosti na výstupu, která se spočítá z rovnice kontinuity při odhadnuté hustotě, která bude následně překontrolována. Vycházíme ze vztahu [24, str. 291]:

$$\dot{m}_{vz} = \pi \cdot \sigma_{2L} \cdot d_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2 \cdot b_2 = \pi \cdot d_2' \cdot c_{2r}' \cdot \rho_2' \cdot b_2' \tag{3.1.126}$$

Kde σ_{2L} je poměrná plocha lopatek získaná ze vztahu dle [24, str. 291]:

$$\sigma_{2L} = 1 - \frac{z_L \cdot t_{2L}}{\pi \cdot d_2} = 1 - \frac{16 \cdot 0{,}005}{\pi \cdot 1{,}23} = 0{,}979 \tag{3.1.127}$$

$$kde\ tloušťka\ lopatky\ t_{2L} = t_{1L} = 0{,}005\ m$$

Nyní můžeme spočítat radiální složku rychlosti na výstupu c'_{2r}. Platí, že šířka BLD a šířka rotoru jsou shodné:

$$c_{2r}' = \sigma_{2L} \cdot c_{2r} = 0{,}979 \cdot 39{,}80 = 38{,}98\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.128}$$

Vstupní úhel absolutní rychlosti α'_2 do BLD:

$$\alpha_2' = \tan^{-1}\frac{c_{2u}'}{c_{2r}'} = \tan^{-1}\frac{311{,}47}{38{,}98} = 82{,}87° \tag{3.1.129}$$

Volba rozměru výstupního průměru BLD d_3:

$$d_3 = 1{,}15 \cdot d_2 = 1{,}15 \cdot 1{,}23 = 1{,}42m \tag{3.1.130}$$

Nyní nahradíme bezlopatkový difuzor tzv. ekvivalentním přímým difuzorem, jehož výpočet bude proveden dle [24, str. 292]. Šířka BLD je stejná jako šířka rotoru $b_2' = b_2$.

Ekvivalentní plocha na vstupu ekvivalentního přímého difuzoru:

$$S_{2EKV} = \pi \cdot d_2 \cdot \cos \alpha_2' \cdot b_2' = \pi \cdot 1{,}23 \cdot \cos 82{,}87 \cdot 0{,}03 = 0{,}014\ m^2 \tag{3.1.131}$$

Průměr na vstupu do ekvivalentního přímého difuzoru:

$$d_{2EKV} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{2EKV}}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0{,}014}{\pi}} = 0{,}14\ m \tag{3.1.132}$$

Ekvivalentní plocha na výstupu z ekvivalentního přímého difuzoru:

$$S_{3EKV} = \pi \cdot d_3 \cdot \cos \propto_2^{'} \cdot b_2^{'} = \pi \cdot 1{,}42 \cdot \cos 82{,}87 \cdot 0{,}03 = 0{,}017\ m^2 \tag{3.1.133}$$

Průměr na výstupu z ekvivalentního přímého difuzoru:

$$d_{3EKV} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{3EKV}}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0{,}017}{\pi}} = 0{,}15\ m \tag{3.1.134}$$

Délka trajektorie ekvivalentního přímého difuzoru:

$$l_{EKV} = \left(\frac{d_3}{2} - \frac{d_2}{2}\right) \cdot \frac{1}{\cos \propto_2^{'}} = \left(\frac{1{,}42}{2} - \frac{1{,}23}{2}\right) \cdot \frac{1}{\cos 82{,}87} = 0{,}75\ m \tag{3.1.135}$$

Úhel rozšíření ekvivalentního přímého difuzoru pro průběh komprese:

$$\frac{\omega}{2} = \tan^{-1}\left(\frac{d_{3EKV} - d_{2EKV}}{2 \cdot l_{EKV}}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{0{,}15 - 0{,}14}{2 \cdot 0{,}75}\right) = 0{,}38° \tag{3.1.136}$$

Nyní můžeme určit radiální složku absolutní rychlosti na výstupu z BLD dle [24, str. 291], která se spočítá opět z rovnice kontinuity:

$$\dot{m}_{vz} = \pi \cdot d_2^{'} \cdot c_{2r}^{'} \cdot \rho_2^{'} \cdot b_2^{'} = \pi \cdot d_3 \cdot c_{3r} \cdot \rho_3 \cdot b_3 \tag{3.1.137}$$

Z předchozího vztahu vyplývá:

$$c_{3r} = c_{2r}^{'} \cdot \frac{\rho^{'}{}_2}{\rho_3} \cdot \frac{d_2^{'}}{d_3} = 38{,}98 \cdot 0{,}95 \cdot \frac{1{,}23}{1{,}42} = 32{,}20\ m \cdot s^{-1}$$

Obvodová složka absolutní rychlosti se získá dle [24, str. 291] ze zákona zachování momentu hybnosti:

$$c_{3u} = c_{2u}^{'} \cdot \frac{d_2^{'}}{d_3} = 341{,}95 \cdot \frac{1{,}245}{1{,}43} = 270{,}84\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.138}$$

Absolutní rychlost na výstupu z BLD:

$$c_3 = \sqrt{c_{3u}^2 + c_{3r}^2} = \sqrt{270{,}84^2 + 32{,}20^2} = 272{,}75\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.139}$$

Teplota na výstupu z BLD:

$$T_3 = T_{3C} - \frac{c_3^2}{2 \cdot c_p} = 662{,}33 - \frac{272{,}75^2}{2 \cdot 1037{,}09} = 626{,}47\ K \tag{3.1.140}$$

$$kde\ T_{3C} = T_{2C} = 662{,}33\ K$$

Tlak na výstupu z BLD:

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 613898 \cdot \left(\frac{626{,}47}{614{,}80}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 655658{,}26\ Pa \tag{3.1.141}$$

Hustota na výstupu z BLD:

$$\rho_3 = \frac{p_3}{r \cdot T_3} = \frac{655658{,}26}{287 \cdot 626{,}47} = 3{,}65\ kg \cdot m^{-3} \tag{3.1.142}$$

Kontrola Machova čísla:

$$Ma_3 = \frac{c_3}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_3}} = \frac{272{,}75}{\sqrt{1{,}4 \cdot 287 \cdot 626{,}47}} = 0{,}55 \tag{3.1.143}$$

Úhel rychlosti na výstupu z BLD:

$$\propto_3 = \tan^{-1}\frac{c_{3u}}{c_{3r}} = \tan^{-1}\frac{270{,}84}{32{,}20} = 83{,}22° \tag{3.1.144}$$

3.1.2.3 Návrh výstupní soustavy

Výstupní soustava přímo navazuje na bezlopatkový difuzor a jejím úkolem je transformovat zbatek kinetické energie na statický tlak a zajistit rovnoměrné rychlostní a tlakové pole na výstupu.

Navrhnuté parametry dle literatury a doporučení:

- výstupní absolutní rychlost c_4 $\quad c_4 = 50\ m \cdot s^{-1}$
- ztrátový součinitel výstupní soustavy $\quad \xi_{výs} = 0{,}11$

Ztráta entalpie ve výstupní soustavě:

$$\Delta h_{Zvýs} = \xi_{výs} \cdot \frac{c_3^2}{2} = 0{,}11 \cdot \frac{272{,}75^2}{2} = 4091{,}56\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.145}$$

Izoentropická teplota za soustavou výstupní:

$$T_{4,iz} = T_{4C} - \frac{c_4^2}{2 \cdot c_p} - \frac{\Delta h_{Zvýs}}{c_p} = 662{,}33 - \frac{50^2}{2 \cdot 1037{,}09} - \frac{4091{,}56}{1037{,}09} = 657{,}18\ K \tag{3.1.146}$$

$$kde\ T_{4C} = T_{3C} = 662{,}33\ K$$

Teplota za soustavou výstupní:

$$T_4 = T_{4C} - \frac{c_4^2}{2 \cdot c_p} = 662{,}33 - \frac{50^2}{2 \cdot 1037{,}09} = 661{,}13\ K \tag{3.1.147}$$

Tlak za soustavou výstupní:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{T_{4,iz}}{T_3}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 264622{,}47 \cdot \left(\frac{657{,}18}{626{,}47}\right)^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}} = 775236{,}67\ Pa \tag{3.1.148}$$

Celkový tlak za soustavou výstupní:

$$p_{4C} = p_4 \cdot \left(\frac{T_{4C}}{T_4}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 775236{,}67 \cdot \left(\frac{662{,}33}{661{,}13}\right)^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}} = 780194{,}61\ Pa \tag{3.1.149}$$

Hustota za soustavou výstupní:

$$\rho_4 = \frac{p_4}{r \cdot T_4} = \frac{775236{,}67}{287 \cdot 661{,}13} = 4{,}09\ kg \cdot m^{-3} \tag{3.1.150}$$

Hustota za soustavou výstupní:

$$\rho_{4C} = \frac{p_{4C}}{r \cdot T_{4C}} = \frac{780194{,}61}{287 \cdot 662{,}33} = 4{,}10\ kg \cdot m^{-3} \tag{3.1.151}$$

Entalpie za soustavou výstupní pro T_{4C} a p_{4C} dle [21]:

$$i_{4C} = 664092{,}3\ J \cdot kg^{-1}$$

Kontrola stlačení kompresoru:

$$\Pi = \frac{p_{4C}}{p_{0C}} = \frac{780194{,}61}{368098{,}78} = 2{,}12 \tag{3.1.152}$$

Oproti předpokladu je stlačení kompresoru vyšší o 4%.

Průtočná plocha výstupní soustavy:

$$S = \frac{\dot{m}_{vz}}{c_4 \cdot \rho_4} = \frac{40}{50 \cdot 4{,}09} = 0{,}20\ m^2 \tag{3.1.153}$$

Průměr soustavy výstupní:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}20}{\pi}} = 0{,}50\ m \tag{3.1.154}$$

3.1.2.4 Příkon druhého stupně kompresoru

Měrná práce kompresoru:

$$a^{K2} = i_{4C} - i_0 = 664092{,}3 \ - 469732 = 194360{,}3\, J \cdot kg^{-1} \tag{3.1.155}$$

Příkon kompresoru:

$$P^{K2} = a^{K2} \cdot \dot{m}_{vz} = 194360{,}3 \cdot 40 = 7774412\, W = 7{,}77\, MW \tag{3.1.156}$$

3.1.2.5 Kontrola účinnosti komprese

Celková izoentropická teplota za soustavou výstupní:

$$T_{4C,iz} = T_i \cdot \left(\frac{p_{4C}}{p_i}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 288{,}15_i \cdot \left(\frac{780194{,}61}{368098{,}78}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 578{,}80\, K \tag{3.1.157}$$

Celková izoentropická entalpie za soustavou výstupní pro $T_{4C,IZ}$ a p_{4C} dle [21]:

$$i_{4C,iz} = 584329{,}22 \ J \cdot kg^{-1}$$

Účinnost druhého stupně kompresoru:

$$\eta^{C2} = \frac{i_{4C,iz} - i_1}{i_{4C} - i_1} = \frac{584329{,}22 - 469732}{664092{,}3 - 469732} = 0{,}60 \Rightarrow 60\% \tag{3.1.158}$$

3.1.3 Celkový příkon turbokompresoru

Příkon turbokompresoru:

$$P^K = P^{K1} + P^{K2} = 7774412 + 7248656{,}84 \ = 15023068{,}84\, W = 15{,}02\, MW \tag{3.1.159}$$

Výpočet izoentropické teploty na výstupu z kompresoru:

$$T_{e,iz} = T_i \cdot \left(\frac{p_4}{p_i}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 288{,}15 \cdot \left(\frac{775236{,}67}{101325}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 515{,}39\, K \tag{3.1.160}$$

Účinnost turbokompresoru:

$$\eta^K = \frac{i_{e,iz} - i_1}{i_{4C} - i_1} = \frac{519387{,}67 - 288516}{664092{,}3 - 288516} = 0{,}62 \Rightarrow 62\% \tag{3.1.161}$$

$$kde\ i_{e,iz} = 519387{,}67\, J/kg\ pro\ T_{e,iz}\ a\ p_{4C} = 775236{,}67\, Pa$$

3.2 Návrh velikosti akumulační nádrže na stlačený vzduch

Akumulace bude provedena v podzemním zásobníku zemního plynu, který byl již popisován dříve. Z doporučené literatury byl stanoven teplotní rozdíl mezi vstupem a výstupem na 10°C. Doba nabíjení byla stanovena na 8 hodin, z této doby a průtoku vzduchu bude stanoven objem této nádrže. Při vybíjení bude z rozdílných hmotností vzduchu při 0,5 až 0,75 MPa a voleného hmotnostní průtok na spalovací turbínu určena doba vybíjení akumulační nádrže.

Známé parametry:

- teplota na vstupu do akumulační nádrže $t_3 = 60°C$
- teplota na výstupu z akumulační nádrže $t_4 = 50°C$
- tlak na vstupu do akumulační nádrže $p_3 = 775764{,}51\ Pa$
  - stejný jako výstupní tlak z druhého stupně kompresoru p_{4c}
- hmotnostní průtok vzduchu na vstupu do akumulační nádrže $\dot{m}_{Vstup} = 40\ kg \cdot s^{-1}$
  - stejný jako hmotnostní průtok kompresorem $\dot{m}_{vz}$
- hmotnostní průtok vzduchu na výstupu z akumulační nádrže $\dot{m}_{Výstup} = 50\ kg \cdot s^{-1}$
  - navrhnuto s ohledem na výpočet výkonu spalovací turbíny
- doba nabíjení akumulační nádrže $t_{nab} = 8\ h = 28800\ s$

3.2.1 Nabíjení akumulační nádrže

Hustota vzduchu na vstupu do akumulační nádrže pro t_3 a p_3 dle [21]:

$$\rho_3 = 8{,}12\ kg \cdot m^{-3}$$

Hmotnost vzduchu v akumulační nádrži je určena z hmotnostního průtoku vzduchu a doby akumulace:

$$m_{vz,nab} = t_{nab} \cdot \dot{m}_{Vstup} = 28800 \cdot 40 = 1152000\ kg = 1152\ t \tag{3.2.1}$$

Výpočet objemu akumulační nádrže ze známé hustoty a hmotnosti:

$$V_{ak.n.} = \frac{m_{vz}}{\rho_3} = \frac{1152000}{8{,}12} = 141871{,}9\ m^3 \cong 145000\ m^3 \tag{3.2.2}$$

3.2.2 Vybíjení akumulační nádrže

Hustota vzduchu na výstupu z akumulační nádrže pro t_4 a p_{4V}=775764,51 MPa dle [21]:

$$\rho_{4V} = 8{,}37\ kg \cdot m^{-3}$$

Hustota vzduchu na výstupu z akumulační nádrže pro t_4 a p_{4N}=500000 MPa dle [21]:

$$\rho_{4N} = 5{,}39\ kg \cdot m^{-3}$$

Rozdíl hmotností vzduchu při tlaku 0,5 a 0,75 MPa:

$$m_{vz,vyb} = V_{ak.n.} \cdot (\rho_{4V} - \rho_{4N}) = 145000 \cdot (8{,}37 - 5{,}39) = 432100\ kg \tag{3.2.3}$$

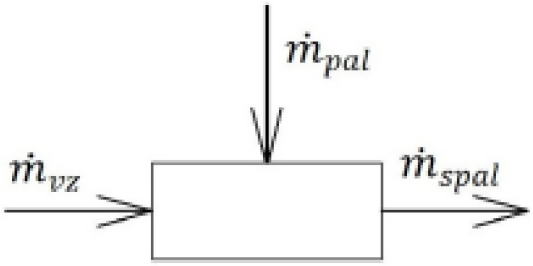
Doba vybíjení se stanoví z hmotnostního průtoku na spalovací turbínu a rozdílu hmotností vzduchu při daných tlacích:

$$t_{\ vyb} = \frac{m_{vz,vyb}}{\dot{m}_{Výstup}} = \frac{432100}{50} = 8642\ s = 2\ h\ 24\ min \tag{3.2.4}$$

Podíl doby nabíjení a vybíjení je v doporučených mezích pro CAES systémy.

3.3 Návrh spalovací komory

Ve spalovací komoře je energie obsažená v palivu transformována na energii tlakovou. Stlačený vzduch z akumulační nádrže vstupuje přes výměník II do spalovací komory, kde je kontinuálně spalován s palivem, v našem případě se zemním plynem. Úkolem spalovací komory je také rozvířit proud vzduchu tak, aby došlo k co nejúčinnějšímu uvolnění energie v palivu. Mezi hlavní parametry při návrhu patří měrné objemové zatížení spalovací komory a určení palivového poměru.



Obr. 3.2.1: *Bilance spalovací komory*

Známé parametry spalovací komory:

- teplota na vstupu do spalovací komory $t_{vst} = t_6 = 360°C$
- tlak na vstupu do spalovací komory $p_{vst} = p_6 = 500000\ Pa$
- množství přisávaného vzduchu $\dot{m}_{vz} = 50\ kg \cdot s^{-1}$
  - stejné jako výstup z akumulační nádrže $\dot{m}_{Výstup}$
- tlaková ztráta ve spalovací komoře $\Delta p = 0{,}02 \cdot p_{vst}\ Pa$
  - odhadnuto dle [23, str. 372] z rozmezí 0.02 – 0,03
- vstupní absolutní rychlost: $c_{vst} = 30\ m \cdot s^{-1}$
  - odhadnuto dle [23, str. 370]
- hustota na vstupu do spalovací komory: $\rho_{vst} = 2{,}85\ kg \cdot m^{-3}$
  - dle [21] pro tlak p_{vst} a teplotu t_{vst}
- teplota na výstupu ze spalovací komory: $t_{výs} = 650°C$
  - voleno dle doporučení a [28, str. 212]
- výhřevnost zemního plynu $Q_i^r = 50\ MJ \cdot kg^{-1}$
- Poissonova konstanta pro víceatomové plyny $\kappa = 1{,}33$
  - voleno dle [29]
- účinnost spalovací komory $\eta_{SK} = 0{,}96$
  - odhadnuto dle [23, str. 370]

Určení palivového poměru dle [28, str. 212] pro t_{vst} a $t_{výs}$:

$$f = 0{,}00725$$

Výpočet hmotnostního toku paliva:

$$\dot{m}_{pal} = f \cdot \dot{m}_{vz} = 0{,}00725 \cdot 50 = 0{,}3625\ kg \cdot s^{-1} \qquad (3.3.1)$$

Výpočet hmotnostního toku spalin:

$$\dot{m}_{spal} = \dot{m}_{pal} + \dot{m}_{vz} = 0{,}3625 + 50 = 50{,}3625\ kg \cdot s^{-1} \tag{3.3.2}$$

Tlaková ztráta spalovací komory:

$$\Delta p = 0{,}02 \cdot p_{vst} = 0{,}02 \cdot 500000 = 10000\ Pa \tag{3.3.3}$$

Tlak za spalovací komorou:

$$p_{výs} = p_{vst} - \Delta p = 500000 - 10000 = 490000\ Pa \tag{3.3.4}$$

Entalpie spalin voleno dle [28, str. 223]:

$$i_{sp} = 1066238\ \ J \cdot kg^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita spalin voleno dle [28, str. 228]:

$$c_p = 1155\ \ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$$

Výpočet měrné plynové konstanty spalin:

$$r = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot c_p = \frac{1{,}33 - 1}{1{,}33} \cdot 1155 = 286{,}58\, J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.3.5}$$

Hustota na výstupu ze spalovací komory:

$$\rho_{výs} = \frac{p_{výs}}{r \cdot T_{výs}} = \frac{490000}{286{,}58 \cdot 923{,}15} = 1{,}85\ kg \cdot m^{-3} \tag{3.3.6}$$

Objemové zatížení plamence dle [23, str. 370]:

$$\dot{q}^{V}_{SK,red} = 50\ MW \cdot m^{-3} \cdot MPa^{-1}$$

Objem plamence dle [23, str. 370]:

$$V = \frac{\dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r \cdot \eta_{SK}}{p_{vst} \cdot \dot{q}^{V}_{SK,red}} = \frac{0{,}3625 \cdot 50 \cdot 10^6 \cdot 0{,}96}{500000 \cdot 50} = 0{,}696\ m^{\,3} \tag{3.3.7}$$

Výpočet vstupní a výstupní plochy z rovnice kontinuity:

$$S = \frac{\dot{m}_{vz}}{c_{vst} \cdot \rho_{vst}} = \frac{50}{30 \cdot 2{,}85} = 0{,}029358\ m^2 \tag{3.3.8}$$

Průměr spalovací komory:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}029358}{\pi}} = 1{,}07\ m \tag{3.3.9}$$

Délka spalovací komory lze získat z objemu plamence:

$$L = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot V0{,}696}{\pi \cdot 1{,}07^2} = 0{,}77\ m \tag{3.3.10}$$

Výstupní rychlost ze spalovací komory lze opět získat z rovnice kontinuity:

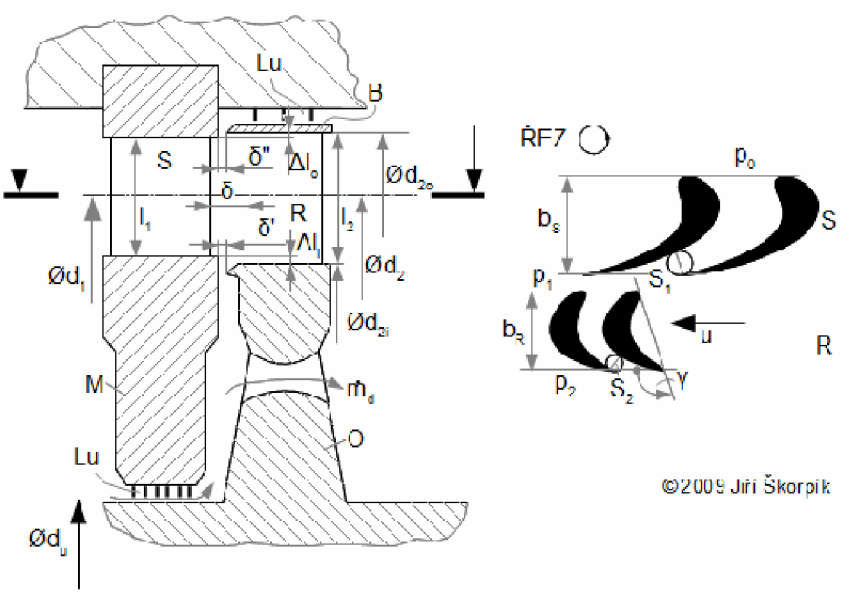
$$c_{výs} = \frac{\dot{m}_{spal}}{S \cdot \rho_{výs}} = \frac{50{,}3625}{0{,}029358 \cdot 1{,}85} = 30{,}22\ m \cdot s^{-1} \tag{3.3.11}$$

Energie uvolněná palivem:

$$Q_{SK} = Q_i^r \cdot \dot{m}_{pal} = 50 \cdot 10^6 \cdot 0{,}3625 = 18125000\ W = 18{,}125\ MW \tag{3.3.12}$$

3.4 Návrh spalovací turbíny

Spalovací turbína byla navržena jako rovnotlaká dvoustupňová. Důvodem pro vícestupňovou expanzi byl velký entalpický spád na jeden stupeň a z toho plynoucí tepelné a mechanické namáhání lopatek. Z ekonomických důvodů bude výkon turbíny totožný s výkonem kompresoru. U navrhované spalovací turbíny nebudou využity dvě třetiny výkonu ke krytí příkonu kompresoru, jak je tomu u konvenčních turbín, ale celý výkon bude sloužit k pohonu generátoru.

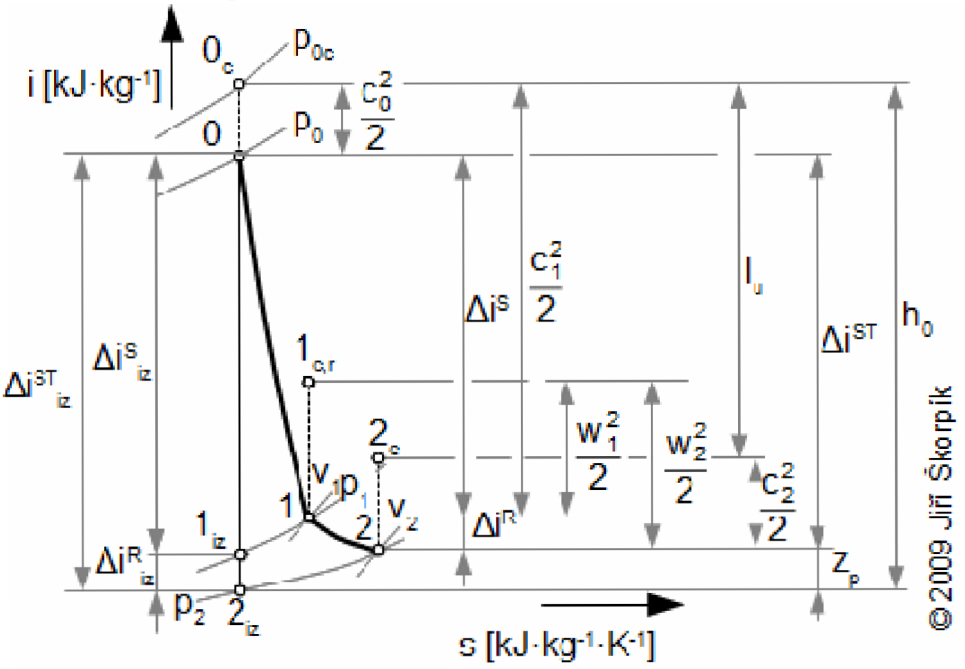


Obr. 3.4.2: *i-s digram expanze rovnotlakého stupně [30]*

Spaliny ve spalovací turbíně vstupují do statorové řady lopatek, kde jsou zúžením průtočného průřezu urychleny. Jedná se o transformaci tepelné energie na kinetickou energii odpovídající rychlosti c_1. Ze statoru spaliny vstupují do rotoru, kde je kinetická energie převedena ohybem proudu na mechanickou energii. Při expanzi může docházet k nadzvukovému proudění, které může vést až k ucpání průtočného kanálu. Proto bude při výpočtu expanze mezi jednotlivými stavy kladen důraz na kontrolu Machova čísla, které určuje mez mezi podzvukovým a nadzvukovým prouděním.

Mezi další kontrolované veličiny bude patřit mechanické namáhání rotorových lopatek, které jsou zatěžovány kombinací odstředivých sil a tepelného namáhání.

Při návrhu je třeba znát základní vstupní parametry. Některé parametry budou pro potřeby výpočtu voleny a následně kontrolovány, jestli se od výpočtových hodnot příliš neliší. Má-li turbína dosáhnout maximální účinnosti, je nutné, aby se směr výstupní rychlosti z oběžné řady co nejvíce blížil axiálnímu směru, proto bylo při výpočtu použito iteračního řešení, při kterém se měnili vstupní parametry pro co nejbližší schodu výstupního úhlu.



Obr. 3.4.2: *i-s digram expanze rovnotlakého stupně [30]*

3.4.1 Návrh prvního stupně axiální turbíny

Známé parametry:

- hmotnostní průtok spalin: $\dot{m}_{sp} = 50{,}36 kg \cdot s^{-1}$
  - průtok ze spalovací komory $\dot{m}_{sp} = \dot{m}_{spal}$
- vstupní tlak spalin: $p_{0c} = 490000\ Pa$
  - výstupní tlak ze spalovací komory $p_{0c} = p_{výs}$
- vstupní entalpie spalin: $i_{0c} = 1066238{,}25\ J \cdot kg^{-1}$
  - výstupní entalpie ze spalovací komory $i_{0c} = i_{sp}$
- vstupní teplota spalin: $T_{0c} = 923{,}15\ K$
  - výstupní teplota ze spalovací komory $T_{0c} = T_{vys}$
- výstupní tlak spalin: $p_2 = p_{2,iz} = 230000\ Pa$
- měrná tepelná kapacita spalin: $c_p = 1155\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
- měrná plynová konstanta spalin: $r = 286{,}58\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
- vstupní hustota spalin: $\rho_{0c} = 1{,}85\ kg \cdot m^{-3}$
  - výstupní hustota ze spalovací komory $\rho_{0c} = \rho_{vys}$
- Poissonova konstanta pro víceatomové plyny $\kappa = 1{,}33$
- otáčky turbíny: $n_t = 150\ s^{-1}$

Navrhnuté parametry dle literatury a doporučení:

- stupeň reakce $\rho_t = 0{,}16$
  - odhadnuto dle [24, str. 152] z rozmezí 0,05 – 0,25

- rychlostní poměr $x_{opt} = 0{,}5$
  - odhadnuto dle [24, str. 152] z rozmezí 0,4 – 0,5
- součinitel ztrát statoru $\varphi = 0{,}95$
- součinitel ztrát rotoru $\Psi = 0{,}97$
- rychlost na vstupu: $c_0 = 85\ m \cdot s^{-1}$
  - nutná kontrola na konci výpočtu
- součinitel průtoku: $\mu = 0{,}95$
  - odhadnuto dle [24, zl. 111]
- úhel na výstupu ze statorové řady $\propto_1 = 75°$
  - odhadnuto dle [24, str. 152] z rozmezí 75° – 78°
- hustota materiálu lopatky $\rho_m = 7800\ kg \cdot m^{-3}$
  - odhadnuto dle doporučení

Výpočet izoentropické teploty na výstupu z rotoru prvního stupně:

$$T_{2,iz} = T_{0c} \cdot \left(\frac{p_{2,iz}}{p_{0c}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 923{,}15 \cdot \left(\frac{230000}{490000}\right)^{\frac{1{,}3-1}{1{,}3}} = 765{,}20\ K \tag{3.4.1}$$

Výpočet izoentropické entalpie na výstupu z rotoru:

$$i_{2,iz} = T_{2,iz} \cdot c_p = 765{,}20 \cdot 1155 = 883801{,}26\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.2}$$

Izoentropický spád stupně:

$$h_0 = i_{0c} - i_{2,iz} = 1066238{,}25 - 883801{,}26 = 182436{,}99\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.3}$$

Z předchozí hodnoty plynoucí izoentropická rychlost dle [24, str. 142]:

$$c_{0,iz} = \sqrt{2 \cdot h_0} = \sqrt{2 \cdot 182436{,}99} = 604{,}05\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.4}$$

Výpočet obvodové rychlosti dle [24, str. 142]:

$$u = c_{0,iz} \cdot x_{opt} = 604{,}05 \cdot 0{,}5 = 302{,}02\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.5}$$

Výpočet středního průměru turbíny:

$$d_1 = \frac{u}{\pi \cdot n_t} = \frac{302{,}02}{\pi \cdot 150} = 0{,}64\ m \tag{3.4.6}$$

Výstup ze statorové řady:

Výpočet absolutní izoentropické rychlosti dle [24, str. 187]:

$$c_{1,iz} = \sqrt{2 \cdot h_0(1-\rho_t) + \frac{c_0^2}{2}} = \sqrt{2 \cdot 182436{,}99(1-0{,}16) + \frac{85^2}{2}} = 560{,}11\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.7}$$

Výpočet izoentropické entalpie na výstupu ze statorové řady:

$$i_{1,iz} = i_{0c} - \frac{c_{1,iz}^2}{2} = 1066238{,}25 - \frac{560{,}11^2}{2} = 909378{,}68\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.8}$$

Výpočet izoentropické teploty na výstupu ze statorové řady:

$$T_{1,iz} = \frac{i_{1,iz}}{c_p} = \frac{909378{,}68}{1155} = 787{,}34\ K \tag{3.4.9}$$

Určení tlaku na výstupu ze statorové řady:

$$p_1 = p_{0c} \cdot \left(\frac{T_{1,iz}}{T_{0c}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 490000 \cdot \left(\frac{787{,}34}{923{,}15}\right)^{\frac{1{,}3}{1{,}3-1}} = 258026{,}25\ Pa \tag{3.4.10}$$

Výpočet izoentropického měrného objemu na výstupu ze statorové řady:

$$v_{1,iz} = \frac{r \cdot T_{1,iz}}{p_1} = \frac{286{,}58 \cdot 787{,}34}{258026{,}25} = 0{,}876\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.4.11}$$

Výpočet průtočného průřezu dle [24, str. 141]:

$$S_1 = \frac{\dot{m}_{sp} \cdot v_{1,iz}}{c_{1,iz} \cdot \mu} = \frac{50{,}36 \cdot 0{,}876}{560{,}11 \cdot 0{,}95} = 0{,}083\ m^2 \tag{3.4.12}$$

Výpočet délky statorové lopatky dle [24, str. 192]:

$$l_1 = \frac{S_1}{d_1 \cdot \pi \cdot \cos\alpha_1} = \frac{0{,}083}{0{,}64 \cdot \pi \cdot \cos 75} = 0{,}16\ m \tag{3.4.13}$$

Výpočet ztrát ve statorové řadě:

$$z_s = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1-\varphi^2) = \frac{560{,}11^{\ 2}}{2} \cdot (1-0{,}95^2) = 15293{,}81\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.14}$$

Výpočet absolutní rychlosti na výstupu ze statorové řady:

$$c_1 = c_{1,iz} \cdot \varphi = 560{,}11 \cdot 0{,}95 = 532{,}10\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.15}$$

Výpočet entalpie na výstupu ze statorové řady:

$$i_1 = i_{1,iz} + z_s = 909378{,}68 + 15293{,}81 = 924672{,}49\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.16}$$

Výpočet teploty na výstupu ze statorové řady:

$$T_1 = \frac{i_1}{c_p} = \frac{924672{,}49}{1155} = 800{,}58\ K \tag{3.4.17}$$

Kontrola rychlosti na výstupu ze statorové řady na Machovo číslo

Nyní je třeba zkontrolovat, zda absolutní rychlost na výstupu ze statorové řady nepřekračuje rychlost zvuku. Při překročení rychlosti zvuku je třeba výpočet řešit iteračně.

$$Ma_{w10,iz} = \frac{c_1}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_1}} = \frac{532{,}10}{\sqrt{1{,}33 \cdot 286{,}58 \cdot 800{,}58}} = 0{,}96 \tag{3.4.18}$$

Podmínka je splněna. Na výstupu nedojde k nadzvukovému proudění.

Výpočet rychlostí pro konstrukci rychlostního trojúhelníku:

$$c_{1ax} = w_{1ax} = c_1 \cdot \cos\alpha_1 = 532{,}10 \cdot \cos 75\ = 137{,}72\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.19}$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \sin\alpha_1 = 532{,}10 \cdot \sin 75\ = 513{,}97\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.20}$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 513{,}97 - 302{,}02\ = 513{,}97\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.21}$$

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1ax}^2} = \sqrt{513{,}97^2 + 137{,}72^2} = 252{,}76\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.22}$$

$$\beta_1 = \cos^{-1}\left(\frac{w_{1ax}}{w_1}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{137{,}72}{252{,}76}\right) = 56{,}99° \tag{3.4.23}$$

Výstup z rotorové řady:

Výpočet relativní izoentropické rychlosti dle [24, str. 177]:

$$w_{2,iz} = \sqrt{2 \cdot \left(h_0 \cdot \rho_t + \frac{w_1^2}{2}\right)} = \sqrt{2 \cdot \left(182436{,}99 \cdot 0{,}16 + \frac{252{,}76^2}{2}\right)} = 349{,}67\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.24}$$

Výpočet izoentropické entalpie na výstupu z rotorové řady:

$$i_{2,iz} = i_{0c} - h_0 = 1066238{,}25 - 182436{,}99 = 883801{,}26\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.25}$$

Výpočet izoentropické teploty na výstupu z rotorové řady:

$$T_{2,iz} = \frac{i_{2,iz}}{c_p} = \frac{883801,26}{1155} = 765,20\ K \tag{3.4.26}$$

Určení tlaku na výstupu z rotorové řady:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_{2,iz}}{T_{1,iz}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 258026,25 \cdot \left(\frac{765,20}{787,34}\right)^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 230000\ Pa \tag{3.4.27}$$

Výpočet izoentropického měrného objemu na výstupu z rotorové řady:

$$v_{2,iz} = \frac{r \cdot T_{2,iz}}{p_2} = \frac{286,58 \cdot 765,20}{230000} = 0,96\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.4.28}$$

Výpočet průtočného průřezu dle [24, str. 141]:

$$S_2 = \frac{\dot{m}_{sp} \cdot v_{2,iz}}{w_{2,iz} \cdot \mu} = \frac{50,36 \cdot 0,96}{349,67 \cdot 0,965} = 0,143\ m^2 \tag{3.4.29}$$

$$kde\ \mu = 0,965\ voleno\ dle\ doporučení$$

Výpočet výstupního úhlu β_2 dle [24, str. 192]:

$$\beta_2 = \cos^{-1}\left(\frac{S_2}{d_2 \cdot \pi \cdot l_2}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{0,143}{0,64 \cdot \pi \cdot 0,16}\right) = 63,58° \tag{3.4.30}$$

$$kde\ l_2 = l_1\ a\ stejně\ tak\ d_2 = d_1$$

Výpočet ztrát v rotorové řadě:

$$z_r = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \Psi^2) = \frac{349,67^{\ 2}}{2} \cdot (1 - 0,97^2) = 3613,00\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.31}$$

Výpočet relativní rychlosti na výstupu z rotorové řady:

$$w_2 = w_{2,iz} \cdot \Psi = 349,67 \cdot 0,97\ = 339,18\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.32}$$

<u>Výpočet rychlostí pro konstrukci rychlostního trojúhelníku:</u>

$$w_{2ax} = c_{2ax} = w_2 \cdot \cos\beta_2 = 339,18 \cdot \cos 63,58\ = 150,93\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.33}$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \sin\beta_2 = 339,18 \cdot \sin 63,58\ = 303,74\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.34}$$

Kontrola výstupní rychlosti z rotorové řady:

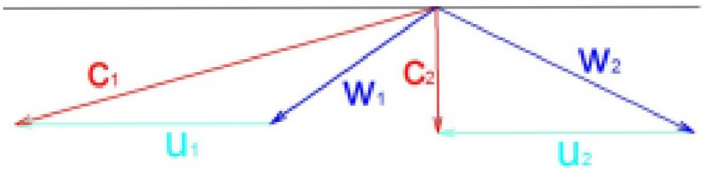
$$c_{2u} = w_{2u} - u = 303,74 - 302,02\ = 1,72\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.35}$$

Ztráta způsobená složkou absolutní rychlosti v obvodové rychlosti je díky iteračnímu výpočtu velmi malá, a proto nebude mít zásadní vliv na účinnost celého stupně.

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2ax}^2} = \sqrt{1{,}72^2 + 150{,}93^2} = 150{,}94\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.36}$$

Kontrola obvodové práce stupně:

$$l_u = u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) = 302{,}02 \cdot (513{,}97 - 1{,}72) = 154711{,}63\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.37}$$



Obr. 3.4.3: *Rychlostní trojúhelník prvního stupně axiální turbíny*

Výpočet termodynamických veličin ve stavu 2:

$$i_2 = i_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} + z_r = 924672{,}49 + \frac{252{,}76^2}{2} - \frac{339{,}18^2}{2} + 3613{,}00 = 902708{,}57\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.38}$$

$$T_2 = \frac{i_2}{c_p} = \frac{902708{,}57}{1155} = 781{,}57\ K \tag{3.4.39}$$

$$v_2 = \frac{r \cdot T_2}{p_2} = \frac{286{,}58 \cdot 781{,}57}{230000} = 0{,}98\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.4.40}$$

Výpočet termodynamických veličin ve stavu 2 - celkový:

$$i_{2c} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} = 902708{,}57 + \frac{150{,}94^2}{2} = 914100{,}25\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.41}$$

$$T_{2c} = \frac{i_{2c}}{c_p} = \frac{914100{,}25}{1155} = 791{,}43\ K \tag{3.4.42}$$

$$p_{2c} = p_2 \cdot \left(\frac{T_{2c}}{T_2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 230000 \cdot \left(\frac{791{,}43}{781{,}57}\right)^{\frac{1{,}3}{1{,}3-1}} = 241923{,}43\ Pa \tag{3.4.43}$$

$$v_{2c} = \frac{r \cdot T_{2c}}{p_{2c}} = \frac{286{,}58 \cdot 791{,}43}{241923{,}43} = 0{,}94\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.4.44}$$

Výpočet obvodové účinnosti dle [24, str. 195,]:

$$\eta_u = \frac{l_u}{e_0} = \frac{l_u}{h_0 - \frac{c_2^2}{2}} = \frac{154711{,}63}{182436{,}99 - \frac{150{,}94^2}{2}} = 0{,}904 \tag{3.4.45}$$

Výpočet ostatních ztrát ve stupni dle [24, str. 176, 202]:

Výpočet ventilačních ztrát:

$$\xi_{venti} = 0{,}0008 \cdot \frac{d^2}{S_1} \cdot \left(\frac{u}{c_{iz}}\right)^3 = 0{,}0008 \cdot \frac{0{,}64^2}{0{,}083} \cdot \left(\frac{302{,}02}{604{,}05}\right)^3 = 0{,}0005 \tag{3.4.46}$$

Výpočet ztrát vnitřní netěsností:

$$\xi_{vnitr} = 1{,}5 \cdot \frac{\mu_2 \cdot \pi \cdot d \cdot \delta_{rad}}{S_1} \cdot \sqrt{\frac{\rho_t}{1-\rho_t} \cdot \eta_u} =$$

$$= 1{,}5 \cdot \frac{0{,}5 \cdot \pi \cdot 0{,}64 \cdot 0{,}001}{0{,}083} \cdot \sqrt{\frac{0{,}16}{1-0{,}16} \cdot 0{,}904} = 0{,}00756 \tag{3.4.47}$$

$$kde\ mezera\ \delta_{rad} = 0{,}001\ m$$

Z předchozích vztahů plynoucí ostatní ztráty:

$$z_{ost} = e_0 \cdot (\xi_{venti} + \xi_{vnitr}) = \left(h_0 - \frac{c_2^2}{2}\right) \cdot (\xi_{venti} + \xi_{vnitr}) =$$

$$= \left(182436{,}99 - \frac{150{,}94^2}{2}\right) \cdot (0{,}0005 + 0{,}00756) = 1377{,}74\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.48}$$

Výpočet termodynamických veličin ve stavu 2 - skutečný:

$$i_{2s} = i_2 + z_{ost} = 902708{,}57 + 1377{,}74 = 904086{,}40\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.49}$$

$$T_{2s} = \frac{i_{2s}}{c_p} = \frac{904086{,}40}{1155} = 782{,}76\ K \tag{3.4.50}$$

$$v_{2s} = \frac{r \cdot T_{2s}}{p_2} = \frac{286{,}58 \cdot 782{,}76}{230000} = 0{,}98\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.4.51}$$

Výpočet termodynamických veličin ve stavu 2 – celkový, skutečný:

$$i_{2sc} = i_{2s} + \frac{c_2^2}{2} = 904086{,}40 + \frac{150{,}94^2}{2} = 915478{,}08\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.52}$$

$$T_{2sc} = \frac{i_{2sc}}{c_p} = \frac{915478{,}08}{1155} = 792{,}62\ K \tag{3.4.53}$$

$$p_{2c} = p_2 \cdot \left(\frac{T_{2sc}}{T_{2s}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 230000 \cdot \left(\frac{792{,}62}{782{,}76}\right)^{\frac{1{,}3}{1{,}3-1}} = 241904{,}91\ Pa \tag{3.4.54}$$

$$v_{2sc} = \frac{r \cdot T_{2sc}}{p_{2c}} = \frac{286{,}58 \cdot 792{,}62}{241904{,}91} = 0{,}94\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.4.55}$$

Kontrola vstupní rychlosti

Na začátku byla zvolena vstupní rychlost do statorové řady c_0=85 m/s. Nyní můžeme zkontrolovat, zda tato rychlost na vstupu souhlasí se skutečností. Jelikož již známe průtočný průřez statorové řady, můžeme tuto rychlost spočítat pomocí rovnice kontinuity:

Výpočet průtočné plochy:

$$A_1 = \pi \cdot d_1 \cdot l_1 = \pi \cdot 0{,}64 \cdot 0{,}16 = 0{,}32\ m^2 \tag{3.4.56}$$

Výpočet výstupní rychlosti:

$$c_{0sk} = \frac{\dot{m}_{sp}}{\rho_{0c} \cdot A_1} = \frac{50{,}36}{1{,}85 \cdot 0{,}32} = 84{,}87\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.57}$$

Odhadnutá a skutečná rychlost se liší pouze o 0,2% z čehož plyne, že odhad byl velice přesný.

3.4.1.1 Výpočet axiální síly působící na disk rotoru

Vzhledem k rozdílným tlakům před a za rotorem vzniká axiální síla, jejíž velikost se vypočítá dle vztahu:

$$F_{axl1} = \left(\frac{d_2 + 2 \cdot l_2}{2}\right)^2 \cdot (p_1 - p_{2c}) = \left(\frac{0{,}64 + 2 \cdot 0{,}16}{2}\right)^2 \cdot (258026{,}25 - 241904{,}91) = 3710{,}19\ N \tag{3.4.58}$$

3.4.1.2 Odstředivé namáhání rotorové lopatky

Rotorová lopatka je namáhána stálým odstředivým napětím. Výpočet je proveden pro konstantní průřez lopatky dle vztahu [31, str. 49]:

$$\sigma_{o,i} = \rho_m \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{(d_2 + l_2)^2}{2} - \frac{(d_2 - l_2)^2}{2}\right) = \rho_m \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_t)^2 \cdot \left(\frac{(d_2 + l_2)^2}{2} - \frac{(d_2 - l_2)^2}{2}\right) = 7800 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 150)^2 \cdot \left(\frac{(0{,}64 + 0{,}16)^2}{2} - \frac{(0{,}64 - 0{,}16)^2}{2}\right) = 353\ MPa \tag{3.4.59}$$

3.4.1.3 Účinnost prvního stupně spalovací turbíny

Skutečná obvodová práce stupně:

$$l_i = u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) - z_{ost} = 302{,}02 \cdot (513{,}97 - 1{,}72) - 1377{,}74 = 153333{,}79\, J \cdot kg^{-1} \quad (3.4.60)$$

$$\eta_u^{T1} = \frac{l_i}{e_0} = \frac{l_i}{h_0 - \frac{c_2^2}{2}} = \frac{153333{,}79}{182436{,}99 - \frac{150{,}94^2}{2}} = 0{,}896 \quad (3.4.61)$$

3.4.1.4 Výkon prvního stupně spalovací turbíny

$$P^{T1} = l_i \cdot \dot{m}_{sp} = 153333{,}79 \cdot 50{,}36 = 7722273{,}02\, W = 7{,}72\, MW \quad (3.4.62)$$

3.4.2 Návrh druhého stupně axiální turbíny

Navrhnuté parametry:

- hmotnostní průtok spalin: $\dot{m}_{sp} = 50{,}36 kg \cdot s^{-1}$
  - průtok ze spalovací komory $\dot{m}_{sp} = \dot{m}_{spal}$
- vstupní tlak spalin: $p_{0c} = 241904{,}91\, Pa$
  - výstupní tlak z prvního stupně $p_{0c} = p_{2c}$
- vstupní entalpie spalin: $i_{0c} = 915478{,}08\, J \cdot kg^{-1}$
  - výstupní entalpie z prvního stupně $i_{0c} = i_{2SC}$
- vstupní teplota spalin: $T_{0c} = 792{,}62\, K$
  - výstupní teplota z prvního stupně $T_{0c} = T_{2SC}$
- výstupní tlak spalin: $p_2 = p_{2,iz} = 101325\, Pa$
- měrná tepelná kapacita spalin: $c_p = 1155\, J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
- měrná plynová konstanta spalin: $r = 286{,}58\, J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
- vstupní hustota spalin: $\rho_{0c} = 1{,}06\, kg \cdot m^{-3}$
  - výstupní hustota z prvního stupně $\rho_{0c} = 1/v_{2C}$
- Poissonova konstanta pro víceatomové plyny $\kappa = 1{,}33$
- expanzní poměr: $\Pi_k = 3{,}45$
- otáčky turbíny: $n_t = 150\, s^{-1}$

Volené parametry dle literatury a doporučení:

- stupeň reakce $\rho_t = 0{,}215$
  - odhadnuto dle [24, str. 152] z rozmezí 0,05 – 0,25
- rychlostní poměr $x_{opt} = 0{,}51$
  - odhadnuto dle [24, str. 152] z rozmezí 0,4 – 0,5
- součinitel ztrát statoru $\varphi = 0{,}95$
- součinitel ztrát rotoru $\Psi = 0{,}97$

- rychlost na vstupu: $c_0 = 93\ m \cdot s^{-1}$
  - nutná kontrola na konci výpočtu
- součinitel průtoku: $\mu = 0{,}95$
  - odhadnuto dle [24, zl. 111]
- úhel na výstupu ze statorové řady $\propto_1 = 72°$
  - odhadnuto dle [24, str. 152] z rozmezí 75° – 78°
- hustota materiálu lopatky $\rho_m = 7800\ kg \cdot m^{-3}$
  - odhadnuto dle doporučení

Výpočet izoentropické teploty na výstupu z rotoru druhého stupně:

$$T_{2,iz} = T_{0c} \cdot \left(\frac{p_{2,iz}}{p_{0c}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 792{,}62 \cdot \left(\frac{101325}{241904{,}91}\right)^{\frac{1{,}3-1}{1{,}3}} = 638{,}70\ K \tag{3.4.63}$$

Výpočet izoentropické entalpie na výstupu z rotoru:

$$i_{2,iz} = T_{2,iz} \cdot c_p = 638{,}70\ \cdot 1155 = 737694{,}13\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.64}$$

Izoentropický spád stupně:

$$h_0 = i_{0c} - i_{2,iz} = 915478{,}08\ - 737694{,}13\ = 177783{,}96\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.65}$$

Z předchozí hodnoty plynoucí izoentropická rychlost dle [24, str. 142]:

$$c_{0,iz} = \sqrt{2 \cdot h_0} = \sqrt{2 \cdot 177783{,}96}\ = 596{,}30\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.66}$$

Výpočet obvodové rychlosti dle [24, str. 142]:

$$u = c_{0,iz} \cdot x_{opt} = 596{,}30\ \cdot 0{,}51\ = 304{,}11\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.67}$$

Výpočet středního průměru turbíny:

$$d_1 = \frac{u}{\pi \cdot n_t} = \frac{304{,}11}{\pi \cdot 150} = 0{,}65\ m \tag{3.4.68}$$

<u>Výstup ze statorové řady:</u>

Výpočet absolutní izoentropické rychlosti dle [24, str. 187]:

$$c_{1,iz} = \sqrt{2 \cdot h_0(1 - \rho_t) + \frac{c_0^2}{2}} = \sqrt{2 \cdot 177783{,}96\ (1 - 0{,}215) + \frac{93^2}{2}}\ = 536{,}44\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.69}$$

Výpočet izoentropické entalpie na výstupu ze statorové řady:

$$i_{1,iz} = i_{0c} - \frac{c_{1,iz}^2}{2} = 915478{,}08 - \frac{536{,}44^2}{2} = 771593{,}18\, J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.70}$$

Výpočet izoentropické teploty na výstupu ze statorové řady:

$$T_{1,iz} = \frac{i_{1,iz}}{c_p} = \frac{771593{,}18}{1155} = 668{,}05\, K \tag{3.4.71}$$

Určení tlaku na výstupu ze statorové řady:

$$p_1 = p_{0c} \cdot \left(\frac{T_{1,iz}}{T_{0c}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 241904{,}91 \cdot \left(\frac{668{,}05}{792{,}62}\right)^{\frac{1{,}3}{1{,}3-1}} = 121438{,}42\, Pa \tag{3.4.72}$$

Výpočet izoentropického měrného objemu na výstupu ze statorové řady:

$$v_{1,iz} = \frac{r \cdot T_{1,iz}}{p_1} = \frac{286{,}58 \cdot 668{,}05}{121438{,}42} = 1{,}58\, m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.4.73}$$

Výpočet průtočného průřezu dle [24, str. 141]:

$$S_1 = \frac{\dot{m}_{sp} \cdot v_{1,iz}}{c_{1,iz} \cdot \mu} = \frac{50{,}36 \cdot 1{,}58}{536{,}44 \cdot 0{,}95} = 0{,}16\, m^2 \tag{3.4.74}$$

Výpočet délky statorové lopatky dle [24, str. 192]:

$$l_1 = \frac{S_1}{d_1 \cdot \pi \cdot \cos\alpha_1} = \frac{0{,}16}{0{,}65 \cdot \pi \cdot \cos 72} = 0{,}25\, m \tag{3.4.75}$$

Výpočet ztrát ve statorové řadě:

$$z_s = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{536{,}44^{\ 2}}{2} \cdot (1 - 0{,}95^2) = 14028{,}78\, J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.76}$$

Výpočet absolutní rychlosti na výstupu ze statorové řady:

$$c_1 = c_{1,iz} \cdot \varphi = 536{,}44 \cdot 0{,}95 = 509{,}62\, m \cdot s^{-1} \tag{3.4.77}$$

Výpočet entalpie na výstupu ze statorové řady:

$$i_1 = i_{1,iz} + z_s = 771593{,}18 + 14028{,}78 = 785621{,}96\, J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.78}$$

Výpočet teploty na výstupu ze statorové řady:

$$T_1 = \frac{i_1}{c_p} = \frac{785621{,}96}{1155} = 680{,}19\, K \tag{3.4.79}$$

Kontrola rychlosti na výstupu ze statorové řady na Machovo číslo

Nyní je třeba zkontrolovat, zda absolutní rychlost na výstupu ze statorové řady nepřekračuje rychlost zvuku. Při překročení rychlosti zvuku je třeba výpočet řešit iteračně.

$$Ma_{w10,iz} = \frac{c_1}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_1}} = \frac{509{,}62}{\sqrt{1{,}33 \cdot 286{,}58 \cdot 680{,}19}} = 0{,}99 \tag{3.4.80}$$

Podmínka je splněna. Na výstupu nedojde k nadzvukovému proudění.

Výpočet rychlostí pro konstrukci rychlostního trojúhelníku:

$$c_{1ax} = w_{1ax} = c_1 \cdot \cos\alpha_1 = 509{,}62 \cdot \cos 72 \ = 157{,}48\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.81}$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \sin\alpha_1 = 509{,}62 \cdot \sin 72 \ = 484{,}68\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.82}$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 484{,}68 \ - 304{,}11 = 180{,}57\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.83}$$

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1ax}^2} = \sqrt{180{,}57^2 + 157{,}48^2} = 239{,}60\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.84}$$

$$\beta_1 = \cos^{-1}\left(\frac{w_{1ax}}{w_1}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{157{,}48}{239{,}60}\right) = 48{,}90° \tag{3.4.85}$$

Výstup z rotorové řady:

Výpočet relativní izoentropické rychlosti dle [24, str. 177]:

$$w_{2,iz} = \sqrt{2 \cdot \left(h_0 \cdot \rho_t + \frac{w_1^2}{2}\right)} = \sqrt{2 \cdot \left(177783{,}96 \cdot 0{,}215 + \frac{239{,}60^{\ 2}}{2}\right)} = 365{,}86\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.86}$$

Výpočet izoentropické entalpie na výstupu z rotorové řady:

$$i_{2,iz} = i_{0c} - h_0 = 915478{,}08 - 177783{,}96 = 737694{,}13\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.87}$$

Výpočet izoentropické teploty na výstupu z rotorové řady:

$$T_{2,iz} = \frac{i_{2,iz}}{c_p} = \frac{737694{,}13}{1155} = 638{,}70\ K \tag{3.4.88}$$

Určení tlaku na výstupu z rotorové řady:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_{2,iz}}{T_{1,iz}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 258026{,}25 \cdot \left(\frac{638{,}70}{668{,}05}\right)^{\frac{1{,}3}{1{,}3-1}} = 101325\ Pa \tag{3.4.89}$$

Výpočet izoentropického měrného objemu na výstupu z rotorové řady:

$$v_{2,iz} = \frac{r \cdot T_{2,iz}}{p_2} = \frac{286{,}58 \cdot 638{,}70}{101325} = 1{,}81\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.4.90}$$

Výpočet průtočného průřezu dle [24, str. 141]:

$$S_2 = \frac{\dot{m}_{sp} \cdot v_{2,iz}}{w_{2,iz} \cdot \mu} = \frac{50{,}36 \cdot 1{,}81}{365{,}86 \cdot 0{,}965} = 0{,}26\ m^2 \tag{3.4.91}$$

$$kde\ \mu = 0{,}965\ voleno\ dle\ doporučení$$

Výpočet výstupního úhlu β_2 dle [24, str. 192]:

$$\beta_2 = \cos^{-1}\left(\frac{S_2}{d_2 \cdot \pi \cdot l_2}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{0{,}26}{0{,}65 \cdot \pi \cdot 0{,}25}\right) = 59{,}26° \tag{3.4.92}$$

$$kde\ l_2 = l_1\ a\ stejně\ tak\ d_2 = d_1$$

Výpočet ztrát v rotorové řadě:

$$z_r = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \Psi^2) = \frac{365{,}86^{\ 2}}{2} \cdot (1 - 0{,}97^2) = 3955{,}32\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.93}$$

Výpočet relativní rychlosti na výstupu z rotorové řady:

$$w_2 = w_{2,iz} \cdot \Psi = 365{,}86 \cdot 0{,}97\ = 354{,}88\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.94}$$

<u>Výpočet rychlostí pro konstrukci rychlostního trojúhelníku:</u>

$$w_{2ax} = c_{2ax} = w_2 \cdot \cos\beta_2 = 354{,}88\ \cdot \cos 59{,}26\ = 181{,}38\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.95}$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \sin\beta_2 = 354{,}88 \cdot \sin 59{,}26\ = 305{,}03\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.96}$$

Kontrola výstupní rychlosti z rotorové řady:

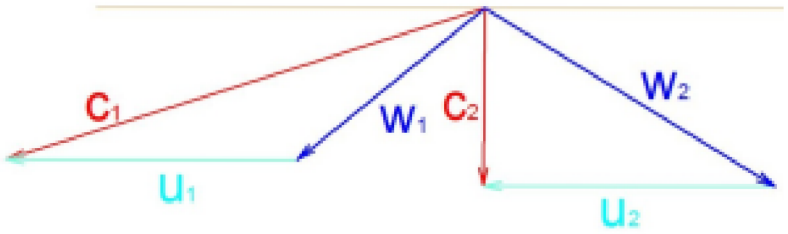
$$c_{2u} = w_{2u} - u = 305{,}03\ - 304{,}11\ = 0{,}92\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.97}$$

Ztráta způsobená složkou absolutní rychlosti v obvodové rychlosti je díky iteračnímu výpočtu velmi malá, a proto nebude mít zásadní vliv na účinnost celého stupně.

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2ax}^2} = \sqrt{0{,}92^{\ 2} + 181{,}38^2} = 181{,}39\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.98}$$

Kontrola obvodové práce stupně:

$$l_u = u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) =\ 304{,}11 \cdot (484{,}68 - 0{,}92) = 147117{,}10\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.99}$$



Obr. 3.4.4: *Rychlostní trojúhelník druhého stupně axiální turbíny*

Výpočet termodynamických veličin ve stavu 2:

$$i_2 = i_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} + z_r = 785621{,}96 + \frac{239{,}60^2}{2} - \frac{354{,}89^2}{2} + 3955{,}32 \ = 755309{,}04\ J \cdot kg^{-1} \quad (3.4.100)$$

$$T_2 = \frac{i_2}{c_p} = \frac{755309{,}04}{1155} = 653{,}95\ K \quad (3.4.101)$$

$$v_2 = \frac{r \cdot T_2}{p_2} = \frac{286{,}58 \cdot 653{,}95}{101325} = 1{,}85\ m^3 \cdot kg^{-1} \quad (3.4.102)$$

Výpočet termodynamických veličin ve stavu 2 - celkový:

$$i_{2c} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} = 755309{,}04\ + \frac{181{,}39^2}{2} = 771759{,}65\ J \cdot kg^{-1} \quad (3.4.103)$$

$$T_{2c} = \frac{i_{2c}}{c_p} = \frac{771759{,}65}{1155} = 668{,}19\ K \quad (3.4.104)$$

$$p_{2c} = p_2 \cdot \left(\frac{T_{2c}}{T_2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 101325 \cdot \left(\frac{668{,}19}{653{,}95}\right)^{\frac{1{,}3}{1{,}3-1}} = 110517{,}16\ Pa \quad (3.4.105)$$

$$v_{2c} = \frac{r \cdot T_{2c}}{p_{2c}} = \frac{286{,}58 \cdot 668{,}19}{110517{,}16} = 1{,}74\ m^3 \cdot kg^{-1} \quad (3.4.106)$$

Výpočet obvodové účinnosti dle [24, str. 195,]:

$$\eta_u = \frac{l_u}{e_0} = \frac{l_u}{h_0 - \frac{c_2^2}{2}} = \frac{147117{,}10}{177783{,}96 - \frac{181{,}39^2}{2}} = 0{,}91 \quad (3.4.107)$$

Výpočet ostatních ztrát ve stupni dle [24, str. 176, 202]:

Výpočet ventilačních ztrát:

$$\xi_{venti} = 0{,}0008 \cdot \frac{d^2}{S_1} \cdot \left(\frac{u}{c_{iz}}\right)^3 = 0{,}0008 \cdot \frac{0{,}65^2}{0{,}16} \cdot \left(\frac{304{,}11}{536{,}44}\right)^3 = 0{,}00028 \quad (3.4.108)$$

Výpočet ztrát vnitřní netěsností:

$$\xi_{vnitr} = 1{,}5 \cdot \frac{\mu_2 \cdot \pi \cdot d \cdot \delta_{rad}}{S_1} \cdot \sqrt{\frac{\rho_t}{1-\rho_t} \cdot \eta_u} =$$

$$= 1{,}5 \cdot \frac{0{,}5 \cdot \pi \cdot 0{,}65 \cdot 0{,}001}{0{,}16} \cdot \sqrt{\frac{0{,}215}{1-0{,}215} \cdot 0{,}91} = 0{,}0049 \qquad (3.4.109)$$

$$kde\ mezera\ \delta_{rad} = 0{,}001\ m$$

Z předchozích vztahů plynoucí ostatní ztráty:

$$z_{ost} = e_0 \cdot (\xi_{venti} + \xi_{vnitr}) = \left(h_0 - \frac{c_2^2}{2}\right) \cdot (\xi_{venti} + \xi_{vnitr}) =$$

$$= \left(177783{,}96 - \frac{181{,}39^2}{2}\right) \cdot (0{,}00028 + 0{,}0049) = 831{,}21\ J \cdot kg^{-1} \qquad (3.4.110)$$

Výpočet termodynamických veličin ve stavu 2 - skutečný:

$$i_{2s} = i_2 + z_{ost} = 755309{,}04 + 831{,}21 = 756140{,}25\ J \cdot kg^{-1} \qquad (3.4.111)$$

$$T_{2s} = \frac{i_{2s}}{c_p} = \frac{756140{,}25}{1155} = 654{,}67\ K \qquad (3.4.112)$$

$$v_{2s} = \frac{r \cdot T_{2s}}{p_2} = \frac{286{,}58 \cdot 654{,}67}{101325} = 1{,}85\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (3.4.113)$$

Výpočet termodynamických veličin ve stavu 2 – celkový, skutečný:

$$i_{2sc} = i_{2s} + \frac{c_2^2}{2} = 756140{,}25 + \frac{181{,}39^2}{2} = 772590{,}86\ J \cdot kg^{-1} \qquad (3.4.114)$$

$$T_{2sc} = \frac{i_{2sc}}{c_p} = \frac{772590{,}86}{1155} = 668{,}91\ K \qquad (3.4.115)$$

$$p_{2c} = p_2 \cdot \left(\frac{T_{2sc}}{T_{2s}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 101325 \cdot \left(\frac{668{,}91}{654{,}67}\right)^{\frac{1{,}3}{1{,}3-1}} = 110506{,}72\ Pa \qquad (3.4.116)$$

$$v_{2sc} = \frac{r \cdot T_{2sc}}{p_{2c}} = \frac{286{,}58 \cdot 668{,}91}{110506{,}72} = 1{,}74\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (3.4.117)$$

Kontrola vstupní rychlosti

Na začátku byla zvolena vstupní rychlost do statorové řady c_0=93 m/s. Nyní můžeme zkontrolovat, zda tato rychlost na vstupu souhlasí se skutečností. Jelikož již známe průtočný průřez statorové řady, můžeme tuto rychlost spočítat pomocí rovnice kontinuity:

Výpočet průtočné plochy:

$$A_1 = \pi \cdot d_1 \cdot l_1 = \pi \cdot 0{,}65 \cdot 0{,}25 = 0{,}51\ m^2 \tag{3.4.118}$$

Výpočet výstupní rychlosti:

$$c_{0sk} = \frac{\dot{m}_{sp}}{\rho_{0c} \cdot A_1} = \frac{50{,}36}{1{,}06 \cdot 51} = 93{,}79\ m \cdot s^{-1} \tag{3.4.119}$$

Odhadnutá a skutečná rychlost se liší pouze o 0,8% z čehož plyne, že odhad byl velice přesný.

3.4.2.1 Výpočet axiální síly působící na disk rotoru

Vzhledem k rozdílným tlakům před a za rotorem vzniká axiální síla, jejíž velikost se vypočítá dle vztahu:

$$F_{axl2} = \left(\frac{d_2 + 2 \cdot l_2}{2}\right)^2 \cdot (p_1 - p_{2c}) =$$
$$= \left(\frac{0{,}65 + 2 \cdot 0{,}25}{2}\right)^2 \cdot (121438{,}42 - 110506{,}72) = 3576{,}21\ N \tag{3.4.120}$$

3.4.2.2 Odstředivé namáhání rotorové lopatky

Rotorová lopatka je namáhána stálým odstředivým napětím. Výpočet je proveden pro konstantní průřez lopatky dle vztahu [31, str. 49]:

$$\sigma_{o,i} = \rho_m \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{(d_2 + l_2)^2}{2} - \frac{(d_2 - l_2)^2}{2}\right) =$$
$$= \rho_m \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_t)^2 \cdot \left(\frac{(d_2 + l_2)^2}{2} - \frac{(d_2 - l_2)^2}{2}\right) =$$
$$= 7800 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 150)^2 \cdot \left(\frac{(0{,}65 + 0{,}25)^2}{2} - \frac{(0{,}65 - 0{,}25)^2}{2}\right) = 556\ MPa \tag{3.4.121}$$

3.4.2.3 Účinnost druhého stupně spalovací turbíny

Skutečná obvodová práce stupně:

$$l_i = u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) - z_{ost} = 304{,}11 \cdot (484{,}68 - 0{,}92) - 831{,}21 = 146285{,}89\ J \cdot kg^{-1} \tag{3.4.122}$$

$$\eta_u^{T2} = \frac{l_i}{e_0} = \frac{l_i}{h_0 - \frac{c_2^2}{2}} = \frac{153333{,}79}{177783{,}96 - \frac{181{,}39^2}{2}} = 0{,}91 \tag{3.4.123}$$

3.4.2.4 Výkon druhého stupně spalovací turbíny

$$P^{T2} = l_i \cdot \dot{m}_{sp} = 146285{,}89 \cdot 50{,}36 = 7367323{,}06\ W = 7{,}37\ MW \tag{3.4.124}$$

3.4.3 Celkový výkon spalovací turbíny

Výkon spalovací turbíny:

$$P^T = P^{T1} + P^{T2} = 7722273{,}02 + 7367323{,}06 = 15089596{,}08\ W = 15{,}09\ MW \qquad (3.4.125)$$

Výpočet izoentropické teploty na výstupu ze spalovací turbíny:

$$T_{e,iz} = T_{0c} \cdot \left(\frac{p_{2C}}{p_i}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 923{,}15 \cdot \left(\frac{110506{,}72}{490000}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 637{,}95\ K \qquad (3.4.126)$$

Výpočet izoentropické entalpie na výstupu ze spalovací turbíny:

$$i_{e,iz} = T_{e,iz} \cdot c_p = 637{,}95 \cdot 1155 = 736831{,}52 \qquad (3.4.127)$$

Pak účinnost spalovací turbíny:

$$\eta^T = \frac{i_{0C} - i_{2SC}}{i_{OC} - i_{e,iz}} = \frac{1066238{,}25 - 772590{,}85}{1066238{,}25 - 736831{,}52} = 0{,}89 \Rightarrow 89\% \qquad (3.4.128)$$

3.4.4 Konstrukční návrh hřídele

Známé parametry:

- napětí v krutu $\tau_K = 75\ MPa$
  - odhadnuto dle [34]

Krouticí moment přenášený hřídelí:

$$M_K = \frac{P_T}{2 \cdot \pi \cdot n_T} = \frac{15{,}09 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot 150} = 15923{,}57\ N \cdot m \qquad (3.4.129)$$

Průměr hřídele spalovací turbíny:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_K}{0{,}2 \cdot \tau_K}} = \sqrt[3]{\frac{15923{,}57}{0{,}2 \cdot 75 \cdot 10^6}} = 0{,}102\ m \qquad (3.4.130)$$

Celková axiální síla působící na ložiska:

$$F_{axl} = F_{axl1} + F_{axl2} = 3710{,}19 + 3576{,}21 = 7286{,}40\ N \qquad (3.4.131)$$

Jelikož velikost axiální síly dosahuje vysokých hodnot, je třeba použít axiální

soudečková ložiska, nebo snížit stupeň reakce a tím i zvýšit počet stupňů spalovací turbíny.

Vyšší počet stupňů turbíny je nezbytný také kvůli vysokým hodnotám odstředivého napětí na rotorových lopatkách turbíny. Snížení otáček turbíny na třetinu by vedlo ke snížení odstředivého napětí na již únosných 30 MPa. Toto snížení otáček má však za následek téměř dvojnásobné zvýšení axiální síly působící na disk rotoru, což je nepřípustné k již tak vysokým hodnotám.

Navrhuji tedy především snížení otáček spalovací turbíny a výběr vhodných axiálních ložisek, jejichž axiální únosnost bude ve stanovených mezích.

3.5 Návrh výměníků

Navrhovaný výměník bude sloužit k ochlazení stlačeného vzduchu po kompresy. Před vstupem do spalovací komory bude umístěn další výměník, který bude sloužit k ohřevu stlačeného vzduchu vstupujícího z podzemního zásobníku. Teplonosným mediem bude termoolej značky SHELL Thermia B. Tento olej byl vybrán vzhledem k jeho dobrým termodynamickým vlastnostem, které jsou popsány níže. Oba výměníky jsou navrhované jako trubkové protiproudé. Vzhledem k obsáhlosti tepelného a pevnostního výpočtu výměníků vzduch - olej, budou v této práci počítány jen orientační hodnoty, které by byly důležité v případě dalšího konstrukčního návrhu těchto výměníků. Tlakové ztráty při průchodu vzduchu přes výměník budou zanedbány.

3.5.1 Volba termooleje

Termoolej je důležitou součástí akumulační elektrárny, jelikož bude sloužit jako teplonosné medium mezi oběma výměníky. Jeho hlavní výhodou je nízká viskozita, která má za následek vysoký součinitel přestupu tepla a to i za nízkých teplot. Především pro tyto vlastnosti byl vybrán termoolej značky SHELL Thermia B.

3.5.1.1 Vlastnosti termooleje Thermia B

Tento olej je především určen pro uzavřené cykly přenosu tepla do průmyslových aplikací, zpracovatelského průmyslu, chemických a textilních provozů. Výroba tohoto oleje je založena na pečlivém výběru rafinovaných minerálních olejů, které mají vliv na vysokou oxidační a tepelnou stabilitu, což zaručuje dlouhou životnost oleje. Díky použití minerálních olejů jsou tyto oleje netoxické, což je velkou výhodou oproti syntetickým olejům. Pro svou netoxicitu je u těchto olejů také snadné uskladnění a likvidace. [32]

Teplota	[°C]	0	20	40	100	150	200	250	300	340
Hustota	[kg/m^3]	876	863	850	811	778	746	713	681	655
Měrná tepelná kapacita	[kJ/kg*K]	1.809	1.882	1.954	2.173	2.355	2.538	26330	2.902	3.048
Tepelná vodivost	[W/m*K]	0.136	0.134	0.133	0.128	0.125	0.121	0.118	0.114	0.111
Prandtlovo číslo	[-]	3375	919	375	69	32	20	14	11	9

Tab. 3.5.1: *Fyzikální vlastnosti termooleje Thermia B v závislosti na teplotě [32]*

Z údajů v *Tab. 3.5.1* budou interpolačně určeny hodnoty hustot a měrných tepelných kapacit pro další výpočty.

3.5.2 Výměník I - návrh

Výměník mezi body 2 a 3 slouží ke snížení teploty stlačeného vzduchu po kompresy a předání tohoto tepla do termooleje mezi body 10 a 11.

Známé parametry:

- hmotnostní průtok vzduchu z kompresoru $\dot{m}_{vz} = 40\ kg \cdot s^{-1}$
- vstupní tlak vzduchu $p_2 = 775764{,}51\ Pa$
  - stejný jako výstupní tlak z druhého stupně kompresoru
- výstupní tlak vzduchu $p_3 = 775764{,}51\ Pa$
  - stejný jako vstupní tlak p_2
- vstupní teplota vzduchu $t_2 = 383{,}26°C$
  - stejná jako výstupní teplota z druhého stupně kompresoru
- výstupní teplota vzduchu $t_3 = 60°C$
- vstupní teplota termooleje $t_{11} = 50°C$
  - voleno dle doporučení pro AA-CAES
- výstupní teplota termooleje $t_{10} = 360°C$
  - voleno dle doporučení pro AA-CAES
- měrná tepelná kapacita vzduchu $c_{p2} = 1066{,}79\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
  - vypočteno dle [21] pro t_2 a p_2
- měrná tepelná kapacita vzduchu $c_{p3} = 1016{,}82\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
  - vypočteno dle [21] pro t_3 a p_3
- měrná tepelná kapacita termooleje $c_{p11} = 1990{,}5\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
  - vypočteno interpolací z *Tab. 3.5.1* pro t_{11}
- měrná tepelná kapacita termooleje $c_{p10} = 3058{,}0\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
  - vypočteno interpolací z *Tab. 3.5.1* pro t_{10}
- součinitel přestupu tepla $k = 98\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
  - voleno dle literatury [33]

Výpočet střední hodnoty měrné tepelné kapacity pro vzduch:

$$c_{p,vz} = \frac{c_{p2} + c_{p3}}{2} = \frac{1066{,}79 + 1016{,}82}{2} = 1041{,}81\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.5.1}$$

Výpočet střední hodnoty měrné tepelné kapacity pro termoolej:

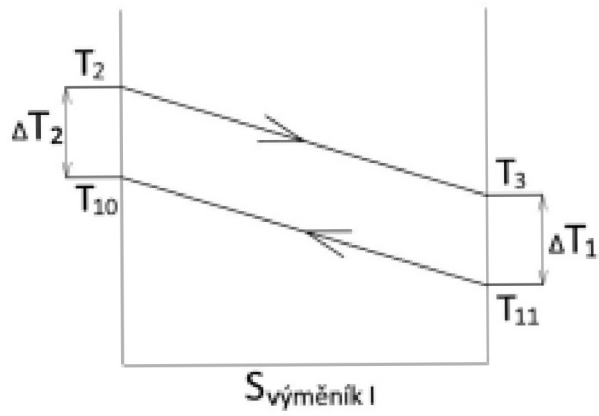
$$c_{p,ol} = \frac{c_{p11} + c_{p10}}{2} = \frac{1990{,}5 + 3058{,}0}{2} = 2524{,}25\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.5.2}$$

Přenesený tepelný výkon na straně vzduchu:

$$\dot{Q}_{vz} = \dot{m}_{vz} \cdot c_{p,vz} \cdot (t_2 - t_3) = 40 \cdot 1041{,}81 \cdot (383{,}26 - 60) = 13470983{,}29\ W = 13{,}47\ MW \tag{3.5.3}$$

Hmotnostní průtok oleje lze vypočítat z přeneseného tepelného výkonu:

$$\dot{m}_{ol} = \frac{\dot{Q}_{vz}}{c_{p,ol} \cdot (t_{10} - t_{11})} = \frac{13470983{,}29}{2524{,}25 \cdot (360 - 50)} = 17{,}21\ kg \cdot s^{-1} \tag{3.5.4}$$



Obr. 3.5.1: *Průběh teplot ve výměníku I*

Rozdíl teplot ΔT_1:

$$\Delta T_1 = (t_3 - t_{11}) = (60 - 50) = 10°C \tag{3.5.5}$$

Rozdíl teplot ΔT_2:

$$\Delta T_2 = (t_2 - t_{10}) = (383{,}26 - 360) = 23{,}26°C \tag{3.5.6}$$

Výpočet středního logaritmického teplotního spádu výměníku:

$$\Delta T = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(10 - 23{,}26)}{\ln\left(\frac{10}{23{,}26}\right)} = 15{,}71°C \tag{3.5.7}$$

Pak plocha výměníku lze vypočítat:

$$S_{VI} = \frac{\dot{Q}_{vz}}{k \cdot \Delta T} = \frac{13470983{,}29}{98 \cdot 15{,}71} = 8750{,}69\ m^2 \tag{3.5.8}$$

3.5.3 Výměník II - návrh

Výměník mezi body 5 a 6 slouží ke zvýšení teploty stlačeného vzduchu z podzemního zásobníku před spalovací komorou.

Známé parametry:

- hmotnostní průtok vzduchu z podzemního zásobníku $\dot{m}_{vz} = 50\ kg \cdot s^{-1}$
- vstupní tlak vzduchu $p_5 = 500000\ Pa$
- výstupní tlak vzduchu $p_6 = 500000\ Pa$
  - stejný jako vstupní tlak p_5
- vstupní teplota vzduchu $t_5 = 50°C$
- výstupní teplota vzduchu $t_6 = 340°C$
- vstupní teplota termooleje $t_{13} = 360°C$
  - voleno dle doporučení pro AA-CAES
- výstupní teplota termooleje $t_{12} = 120°C$
  - voleno dle doporučení pro AA-CAES
- měrná tepelná kapacita vzduchu $c_{p5} = 1013{,}0\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
  - vypočteno dle [21] pro t_5 a p_5
- měrná tepelná kapacita vzduchu $c_{p6} = 1056{,}2\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
  - vypočteno dle [21] pro t_6 a p_6
- měrná tepelná kapacita termooleje $c_{p13} = 3058{,}0\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
  - vypočteno interpolací z *Tab. 3.5.1* pro t_{13}
- měrná tepelná kapacita termooleje $c_{p12} = 2245{,}8\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
  - vypočteno interpolací z *Tab. 3.5.1* pro t_{12}
- součinitel přestupu tepla $k = 97\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
  - voleno dle literatury [33]

Výpočet střední hodnoty měrné tepelné kapacity pro vzduch:

$$c_{p,vz} = \frac{c_{p5} + c_{p6}}{2} = \frac{1013{,}0 + 1056{,}2}{2} = 1034{,}6\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.5.9}$$

Výpočet střední hodnoty měrné tepelné kapacity pro termoolej:

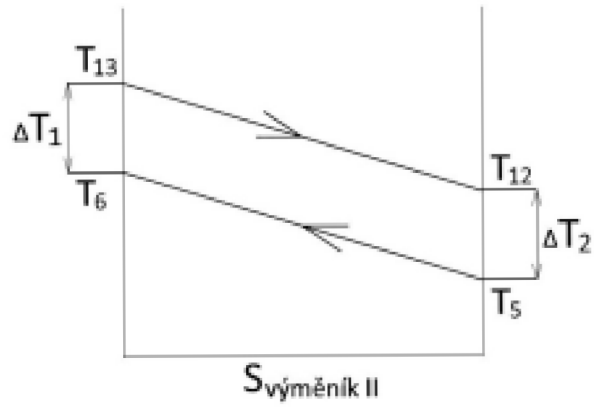
$$c_{p,ol} = \frac{c_{p13} + c_{p12}}{2} = \frac{3058{,}0 + 2245{,}8}{2} = 2651{,}9\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.5.10}$$

Přenesený tepelný výkon na straně vzduchu:

$$\dot{Q}_{vz} = \dot{m}_{vz} \cdot c_{p,vz} \cdot (t_6 - t_5) = 50 \cdot 1034{,}6 \cdot (340 - 50) = 15001700\ W = 15{,}0\ MW \tag{3.5.11}$$

Hmotnostní průtok oleje lze vypočítat z přeneseného tepelného výkonu:

$$\dot{m}_{ol} = \frac{\dot{Q}_{vz}}{c_{p,ol} \cdot (t_{13} - t_{12})} = \frac{15001700}{2651{,}9\ \cdot (360 - 120)} = 23{,}57\ kg \cdot s^{-1} \tag{3.5.12}$$



Obr. 3.5.2: *Průběh teplot ve výměníku II*

Rozdíl teplot ΔT_1:

$$\Delta T_1 = (t_{13} - t_6) = (360 - 340) = 20°C \tag{3.5.13}$$

Rozdíl teplot ΔT_2:

$$\Delta T_2 = (t_{12} - t_5) = (120 - 50) = 70°C \tag{3.5.14}$$

Výpočet středního logaritmického teplotního spádu výměníku:

$$\Delta T = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(20 - 70)}{\ln\left(\frac{20}{70}\right)} = 39{,}91°C \tag{3.5.15}$$

Pak plocha výměníku lze vypočítat:

$$S_{VI} = \frac{\dot{Q}_{vz}}{k \cdot \Delta T} = \frac{15001700}{97 \cdot 39{,}91} = 3874{,}96\ m^2 \tag{3.5.16}$$

3.6 Návrh akumulační nádrže na termoolej

Při nabíjení systému bude teplo ve výměníku I naakumulováno do termooleje, který bude uskladněn v akumulační nádrží termooleje. Tato akumulační nádrž bude izolována, aby se zamezilo tepelným ztrátám do okolí. Při vybíjení systému bude naakumulované teplo z nádrže čerpáno na výměník II, kde předá tepelnou energii stlačenému vzduchu. Pro jednoduchost výpočtu nebudou uvažovány ztráty tepla do okolí. Hlavním počítaným parametrem akumulační nádrže bude její objem, který se spočítá z hustoty a hmotnostního toku termooleje z výměníku I a doby nabíjení systému.

Známé parametry:

- hmotnostní průtok termooleje z výměníku I $\dot{m}_{ol} = 17{,}21\ kg \cdot s^{-1}$
- doba nabíjení akumulační nádrže $t_{nab} = 8\ h = 28800\ s$
- hustota termooleje $\rho_{11} = 843\ kg \cdot m^{-3}$
    - vypočteno interpolací z *Tab. 3.5.1* pro t_{11}
- hustota termooleje $\rho_{10} = 648\ kg \cdot m^{-3}$
    - vypočteno interpolací z *Tab. 3.5.1* pro t_{10}

Výpočet střední hodnoty hustoty termooleje:

$$\rho_{ol} = \frac{\rho_{11} + \rho_{10}}{2} = \frac{843 + 648}{2} = 745{,}5\ kg \cdot m^{-3} \tag{3.6.1}$$

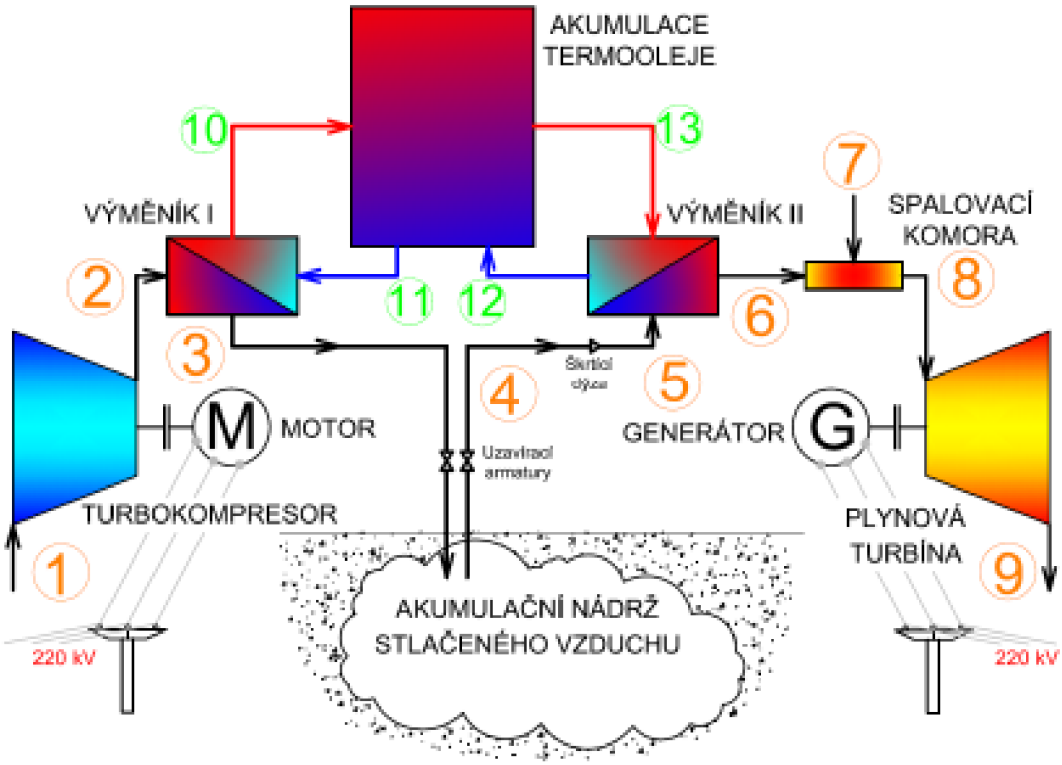
Výpočet celkové hmotnosti termooleje, která projde přes výměník I:

$$m_{ol} = \dot{m}_{ol} \cdot t_{nab} = 17{,}21 \cdot 28800\ = 495789{,}96\ kg \tag{3.6.2}$$

Pak objem akumulační nádrže na termoolej lze vypočítat:

$$V_{ak,n,olej} = \frac{m_{ol}}{\rho_{ol}} = \frac{495789{,}96}{745{,}5} = 665\ m^3 \tag{3.6.3}$$

3.7 Shrnutí jednotlivých parametrů akumulační elektrárny



Obr. 3.7.1: *Schéma navrhované akumulační elektrárny*

BOD	Látka	Teplota	Tlak	Entalpie	Výhřevnost paliva	Hmotnostní průtok
		[°C]	[Pa]	[J/kg]	[MJ/kg]	[kg/s]
1	vzduch	15	101325	288516	-	40
2	vzduch	383,26	775764,51	664092,3	-	40
3	vzduch	60	775764,51	332667,75	-	40
4	vzduch	50	775764,51 500000	322503,62 323000	-	50
5	vzduch	50	500000	323000	-	50
6	vzduch	340	500000	621820	-	50
7	zemní plyn	20	2000000		50	0,36
8	spaliny	650	490000	1066238,25	-	50,36
9	spaliny	381,52	110506,72	772590,86	-	50,36
10	termoolej	360	-	-	-	17,21
11	termoolej	50	-	-	-	17,21
12	termoolej	120	-	-	-	23,57
13	termoolej	360	-	-	-	23,57

	Příkon/výkon	Účinnost	Otáčky	Entalpický spád	Hmotnostní průtok	Doba provozu
	[MW]	[-]	[1/s]	[J/kg]	[kg/s]	[h]
TURBOKOMPRESOR	15,02	0,62	100	375576,3	40	8
SPALOVACÍ TURBÍNA	15,09	89	150	293647,4	50,36	2,4

	Příkon paliva	Účinnost	Hmotnostní průtok - zemní plyn	Hmotnostní průtok - vzduch	Palivový poměr	Objem plamence
	[MW]	[η]	[kg/s]	[kg/s]	[-]	[m^3]
SPALOVACÍ KOMORA	18,125	0,96	0,36	50	0,00725	0,696

	Přenesený výkon	Hmotnostní průtok - vzduch	Hmotnostní průtok - termoolej	Plocha výměníku
	[MW]	[kg/s]	[kg/s]	[m^2]
VÝMĚNÍK I	13,47	40	17,21	8750
VÝMĚNÍK II	15	50	23,57	3874,96

	Látka	Objem
		[m^3]
AKUMULAČNÍ NÁDRŽ STLAČENÉHO VZDUCHU	vzduch	145000
AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TERMOOLEJE	termoolej	665

Tab. 3.7.1: *Parametry navrhovaného systému akumulační elektrárny*

4 Ekonomické zhodnocení akumulační elektrárny

V této části práce bude proveden zjednodušený výpočet doby návratnosti investice akumulační elektrárny. Důležitým parametrem výpočtu bude odhad ceny takovéto elektrárny a také ceny za poskytování regulační energie sekundární regulací, která bude mít hlavní vliv na dobu návratnosti. Dále bude také odhadnuta roční doba poskytování regulační energie, která bude souviset především se servisy a odstávkami zařízení.

4.1 Náklady

Pro nacenění technologické části byla použita odborná literatury, kde jsou uvedeny předpokládané náklady na výstavbu zdroje vztažené na jednotkový výkon. V této ceně jsou zahrnuty především náklady spojené s technologickou částí projektu, přípravou stavby, výkupem pozemků a také inženýrská činnost spojená s přípravou a realizací elektrárny. Pro zjednodušení ekonomické analýzy nebudou do nákladů započítány mzdové náklady na zaměstnance, odpisy hmotného majetku, náklady na údržbu, správní režie, náklady na měření a revize, pojištění majetku atd.

4.1.1 Investiční náklady

Celkové náklady na výstavbu akumulační elektrárny jsou 650 $/kW dle [1, str. 122]. Což při aktuálním měnovém kurzu dle finančních institucí 1$ = 20,25Kč odpovídá nákladům $N_{výstavba}$=13162,5 Kč/kW. Pro výpočet celkových nákladů je použit celkový výkon spalovací turbíny, který činí 15089,6 kW:

$$N_C = N_{výstavba} \cdot P^T = 13162{,}5 \cdot 15089{,}6 = 198\,616\,860\ Kč \tag{4.1.1}$$

4.1.2 Roční náklady za zemní plyn

Roční spotřeba zemního plynu se určí z hmotnostního toku paliva do spalovací komory a její doby provozu. Aktuální cena zemního plynu dle dodavatelů se v průměru pohybuje kolem c_{zp}=10,58 Kč/m^3. Z čehož roční spotřeba zemního plynu je:

$$V_{ZP} = \frac{\dot{m}_{pal} \cdot 3600 \cdot t_{vyb} \cdot 340}{\rho_{ZP}} = \frac{0{,}3625 \cdot 3600 \cdot 2{,}4 \cdot 340}{0{,}7} = 1521257{,}14\ m^3 \tag{4.1.2}$$

$$kde\ \rho_{ZP} = 0{,}7\ \frac{kg}{m^3}$$

Poté roční náklady za zemní plyn:

$$N_{ZP} = V_{ZP} \cdot c_{ZP} = 1521257{,}14 \cdot 10{,}58 = 16\,094\,900\ Kč \tag{4.1.3}$$

4.2 Struktura tržeb

Samotná akumulační elektrárna může nabízet mnoho služeb v oblasti poskytování podpůrných služeb, jako jsou např. Rychle startující 10-ti minutové zálohy (QS_{10}), Minutové zálohy (MZ± t=5, 15, 30 minut), Schopnost startu ze tmy (BS) a Změna zatížení (ZZ_{30}). Tržby také mohou být z využití přebytku naakumulovaného tepla v termooleji. Pro ekonomické zhodnocení je ale nejvhodnější použití výnosů z poskytování služeb v oblasti sekundární regulace (SR±), neboť při této regulaci je možné nepřetržitého čerpání přebytku elektrické energie z obnovitelných zdrojů a následný prodej elektrické energie v období, kdy jsou obnovitelné zdroje energie na nízkých výkonech.

Pro potřeby této práce budeme vycházet z Cenového rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 5/2013 ze dne 27. listopadu 2013, kterým se stanovují regulované ceny související s dodávkou elektřiny. Kde budeme vycházet z cen pro pevnou cenu za dodávku regulační energie v sekundární regulaci.

Pevná cena za dodávku kladné regulační energie (SR+):

Tato cena je stanovena pro zdroje, které mají v dané obchodní hodině aktivovanou sekundární regulaci. Navrhovaná akumulační elektrárna bude za tuto částku prodávat vyrobenou elektrickou energii především ve večerních hodinách a to v době nulového výkonu především FVE Vranovská Ves. Stanovená cena dle ERU je:

$$SR^{+} = 2350\ Kč \cdot MWh^{-1}$$

Pevná cena za dodávku záporné regulační energie (SR-):

Tato cena je stanovena pro zdroje, které mají v dané obchodní hodině aktivovanou sekundární regulaci. Navrhovaná akumulační elektrárna bude tuto částku inkasovat za regulování přebytečného výkonu v přenosové síti v denních hodinách, kdy bude v činnosti turbokompresor pro maření přebytku elektrické energie především z FVE Vranovská Ves. Stanovená cena dle ERU je:

$$SR^{-} = 1\ Kč \cdot MWh^{-1}$$

Jak je vidět z této částky tak hlavním zdrojem tržeb bude cena za vyrobenou elektrickou energii.

Dále je toto hodnocení založeno na předpokladu poskytování této služby 24 hodin denně a 340 dní v roce. Zbylých 25 dnů za rok je určeno na provozní odstávku a provádění běžných servisních oprav.

Množství elektrické energie, kterou akumulační elektrárna vyrobí při poskytování služeb, je získáno z předpokladu provozní doby 340 dnů za rok, s tím, že každý den je tato služba využita 8 hodin na nabíjení elektrárny a 2,4 hodiny na vybíjení.

4.2.1 Roční tržba za dodávku kladné regulační energie

Množství energie vyrobené za rok:

$$P_{rok}^{T} = 340 \cdot P^{T} \cdot t_{\ vyb} = 340 \cdot 15089596{,}07 \cdot 2{,}4 \ = 1{,}2 \cdot 10^{10}\ Wh = 12313{,}11\ MWh \tag{4.2.1}$$

Pak roční zisk:

$$Z_{SR+} = P_{rok}^{T} \cdot SR^{+} = 12313{,}11 \cdot 2350 \ = 28\,935\,809{,}42\ K\check{c} \tag{4.2.2}$$

4.2.2 Roční tržba za dodávku záporné regulační energie

Množství energie spotřebované turbokompresorem za rok:

$$P_{rok}^{K} = 340 \cdot P^{K} \cdot t_{\ nab} = 340 \cdot 15023069{,}8 \cdot 8 \ = 4{,}09 \cdot 10^{10}\ Wh = 40862{,}75 MWh \tag{4.2.3}$$

Pak roční zisk:

$$Z_{SR-} = P_{rok}^{K} \cdot SR^{-} = 40862{,}75 \cdot 1 \ = 40862{,}75\ K\check{c} \tag{4.2.4}$$

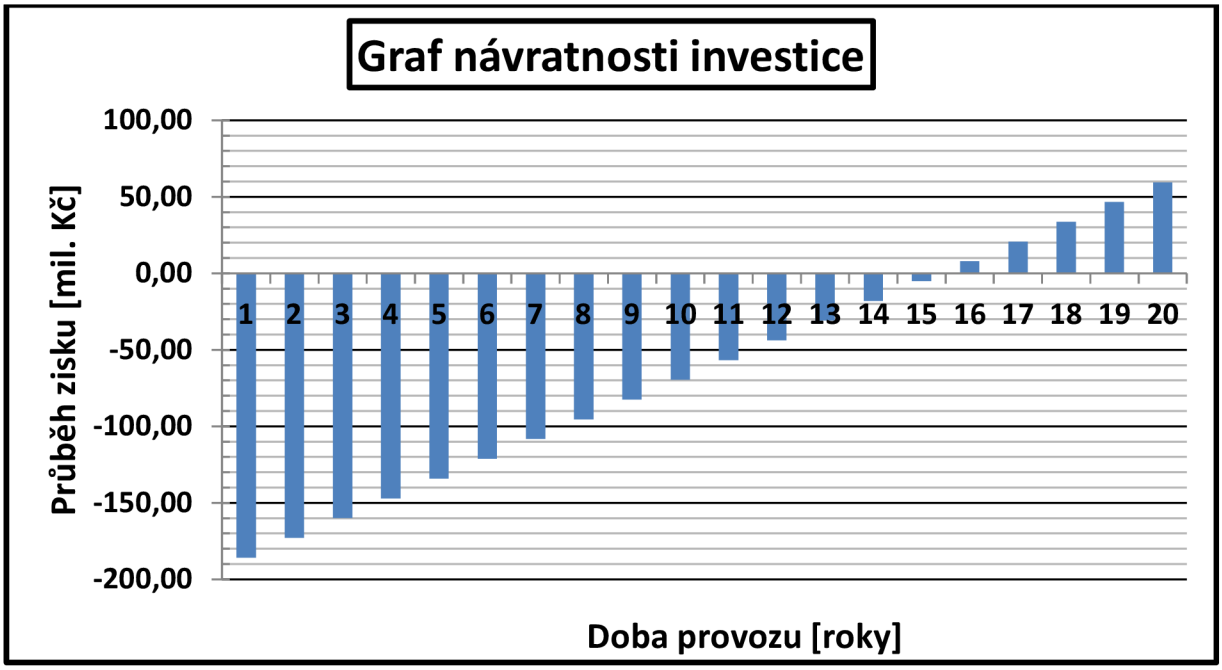
4.2.3 Celkový roční zisk provozu akumulační elektrárny

$$Z_{C} = Z_{SR+} + Z_{SR-} = 28\,935\,809{,}42 + 40862{,}75 \ = 28\,976\,672{,}17\ K\check{c} \cong 29\,000\,000\ K\check{c} \tag{4.2.5}$$

4.3 Doba návratnosti investice

Doba návratnosti je spočítána jen orientačně z investičních, celkových ročních zisků za regulační energii a ročních nákladů za zemní plyn. Do této návratnosti nejsou započítány ostatní druhy nákladů, které jsou již popsány výše.

$$t_{nav} = \frac{N_C}{Z_C - N_{ZP}} = \frac{198\,616\,860}{29\,000\,000 - 16\,094\,900} = 15{,}4\ let \tag{4.3.1}$$



Obr. 4.3.1: *Graf s ukázkou bodu zlomu mezi zisky a ztrátami*

Na grafu *Obr.4.3.1* je vidět názorná ukázka bodu zlomu mezi ztrátami a zisky v průběhu provozu akumulační elektrárny po dobu 20 let. Jedná se pouze o orientační graf, jelikož při započítání ostatních nákladů na provoz, by bod zlomu byl posunut o několik let doprava. Z grafu je také vidět výše čistého zisku po 20-ti letech provozu, která se pohybuje kolem 60 mil. Kč. Jestliže tuto částku podělíme počtem let a měsíců, vychází měsíční čistý zisk 250 000 Kč.

5 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout akumulační elektrárnu na stlačený vzduch známou pod zkratkou CAES (Compressed Air Energy Storage) v podmínkách České republiky, jelikož se jedná o systém, který je již známý delší dobu, byla první část práce věnována historickému vývoji tohoto systému a také technickým inovacím, ke kterým během let docházelo.

Ve druhé části práce byly stanoveny podmínky výběru vhodné lokality pro umístění této elektrárny. Hlavní podmínkou byla především lokalita s již existujícím podzemním zásobníkem a blízkost vedení velmi vysokého napětí. Analýzou vhodných lokalit byl vybrán podzemní zásobník stlačeného zemního plynu u obce Dolní Dunajovice u Mikulova. Pro daný systém akumulační elektrárny o výkonu 16 MW a době provozu 8 hodin postačuje vyčlenit kolem 145 000 m^3 podzemního zásobníku na stlačený zemní plyn, což odpovídá 0,02% celkového obejmu zásobníku. Je tedy zřejmé, že pro tuto lokalitu by byla vhodná i akumulační elektrárna o větším stlačení vzduchu a větším výkonu. Nicméně záměrem práce bylo navrhnout tento systém s ohledem na co nejnižší pořizovací náklady, dostupné i pro menší investory.

Při návrhu jednotlivých komponentů akumulační elektrárny je třeba respektovat velké množství materiálových omezení a to s ohledem na mechanické, tak i na tepelné namáhání. Jde především o příklad odstředivého namáhání rotorových lopatek spalovací turbíny. Tento problém se dá vyřešit snížením otáček a vyšším počtem stupňů spalovací turbíny, což bude mít za následek snížení stupně reakce na každý stupeň a tím i snížení axiální síly působící na disky rotorů. Těchto závěrů bylo dosaženo optimalizací kompletního výpočtu spalovací turbíny v programu Excel.

Součástí diplomové práce byla ekonomická analýza takto navrhnutého systému akumulační elektrárny na stlačený vzduch. Jedná se o zjednodušený výpočet, kde hlavní informací bylo odhadnutí velikosti strojní části a investičních nákladů na výstavbu této elektrárny. Data pro toto určení byla čerpána z literatury, která se těmito systémy zaobírá. Jako nejvhodnější pro provoz akumulační elektrárny se jevila sekundární regulace elektrizační soustavy, kdy je placeno za dodávku kladné a záporné regulační energie. Z cenového rozhodnutí ERU byla stanovena výše regulační ceny a následně vypočítány roční tržby za kladnou a zápornou sekundární regulaci. Tyto tržby se pohybují kolem 30 mil. Kč. Z bilance spalovací komory byla určena roční spotřeba zemního plynu, která byla přepočítána dle aktuálních prodejních cen na zhruba 16 mil. Kč. S ostatními náklady v tomto zjednodušení počítáno nebylo. Ze zjištěných hodnot byla spočítána investiční návratnost této elektrárny, která se pohybuje kolem 15-ti let. Tuto dobu je třeba brat velmi orientačně, je to dáno především zanedbáním některých ročních nákladů, díky nimž by se tato doba jistě prodloužila. Naopak ke snížení doby návratnosti by mohlo dojít při využití akumulační elektrárny i v jiných podpůrných službách, než jen v sekundární regulaci. Možností jak ekonomicky co nejlépe sjednotit spolupráci akumulační elektrárny a podpůrných služeb elektrizační soustavy je mnoho a jejich optimalizace by byla obsahem samostatné diplomové práce. K dalšímu snížení doby návratnosti by došlo při snížení ročních nákladů za zemní plyn, čehož by se dalo dosáhnout pomocí slev pro velkoodběratele. Další možností jak snížit dobu

návratnosti je využití téměř 400 m^3 termooleje o teplotě 360°C v některém technologickém zařízení.

Z provedeného návrhu akumulační elektrárny na stlačený vzduch, která by sloužila především ke krytí výkonu fotovoltaické elektrárny Vranovská Ves, se tento návrh jevý výhodný především pro společnost ČEZ, která by jako vlastník FVE Vranovská Ves inkasovala zisk z prodeje elektrické energie jak z FVE, tak i ze záporné a kladné sekundární regulace navrhované akumulační elektrárny. Vzhledem k těmto skutečnostem, je patrná myšlenka, kdy by se pro společnost ČEZ jednalo o trojitě zaplacenou elektrické energie vyrobenou ve FVE, která by se naakumulovala ve formě stlačeného vzduchu a poté byla znovu použita na výrobu elektrické energie (nepočítaje ztráty při akumulaci).

Jak je vidět na obzoru se rýsuje nový způsob jak efektivně a ekonomický ukládat elektrickou energii. Je to o to důležitější v této době, kdy roste počet obnovitelných zdrojů energie, které sice neprodukují množství emisí, ale díky jejich přerušované dodávce energie způsobují nemalé problémy v elektrické přenosové síti. Tento problém se dá řešit akumulačními elektrárnami. Teoretické modely těchto akumulačních elektráren dostávají konkrétní podobu a pomalu začínají pronikat do komerčního použití. V následujících letech se proto čeká celosvětový růst těchto elektráren.

6 Použitá literatura

[1] BARNES, Frank S., LEVINE Jonah G. Large energy storage systems, *Handbook*, [online]. 2011 [cit. 2014-04-09]. Dostupné z WWW: *nashaucheba.ru/docs /8/7015/conv_1/file1.pdf.* ISBN-10: 1420086006.

[2] TŮMA, Jan. Velkokapacitní zásobníky spolehlivě uskladní přebytky elektřiny– Tlakovzdušné akumulační elektrárny na obzoru, *Technický týdeník*, č. 6, 2011. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.

[3] ClimateTechWiki, [online]. 2010 [cit. 2014-04-12], Dostupné z WWW: *http://climatetechwiki.org/technology/jiqweb-caes*

[4] HAISHENG C., XINJING Z., JINCHAO L., CHUNQUING T., Compressed Air Energy Storage, [online]. 2013 [cit. 2014-04-10], Dostupné z WWW: *http://dx.doi.org/10.5772/52221*

[5] Seerc – innovative elektricity storage, [online]. 2012 [cit. 2014-04-15]. Dostupné z WWW: *http://eleves.ec-lille.fr/~seerc10/historique.html*

[6] Energy Storage Power Corporation, [online]. 2013 [cit. 2014-04-09], Dostupné z WWW: *http://www.espcinc.com.*

[7] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelná turbína a turbokompresor, *Transformační technologie*, 2011-02, [date of last update 2012-10]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z WWW: *http://www.transformacni-technologie.cz/tepelna-turbina-a-turbokompresor.html.*

[8] ADELE – *Adiabatic compressed-air energy storage (CAES) for electricity supply*, [online]. 2013 [cit. 2014-04-16], Dostupné z WWW: *http://www.rwe.com/ web/cms/en/365478/rwe/innovations/power-generation/energy-storage/compressed-air-energy-storage/project-adele*

[9] Electric Power Research Institute and U.S. Department of Energy. 2003. *Handbook of Energy Storage for Transmission and Distribution Applications.* Palo Alto, CA, and Washington.

[10] Electric Power Research Institute and U.S. Department of Energy. 2004. *Energy Storage for Grid-Connected Wind Generation Applications.* Palo Alto, CA, and Washington.

[11] F. Crotogino, K. U. Mohmeyer, and R. Scharf. 2002. Huntorf CAES: More Than Twenty Years of Successful Operation. Solution Mining Research Institute Meeting Orlando, FL.

[12] BECKMANN, G., GILLI, P. V. Thermal energy storage, Wien: Springer-Verlag, 1984, 230 p. ISBN: 3-211-81764-6.

[13] WWW stránky ČEPS: Mapa sítí, [online]. [cit. 2014-04-26]. Dostupné z WWW: *http://www.ceps.cz/cepsmapasiti/index.html*

[14] WWW stránky RWE – Gass storage: Naše zásobníky, [online]. [cit. 2014-04-26]. Dostupné z WWW: *http://www.rwe-gasstorage.cz/cs/dolni-dunajovice/*

[15] DEMJANOVIČ, Jan. Sledování kvality vyskladněného zemního plynu na podzemním zásobníku, *Semestrální projekt*, [online]. Praha, 2008 [cit. 2014-04-09], Dostupné z WWW: *tresen.vscht.cz/.../41_sledovani_**kvality**_vyskladneneho_zemniho_**plynu**_na_podzemnim_zasobniku_soubor.pd*

[16] WWW stránky IDNES– Technet: Podívejte se, jak se v Česku skladuje plyn, který se nám teď hodí, [online]. 2009 [cit. 2014-04-20]. Dostupné z WWW: *http://technet.idnes. cz/podivejte-se-jak-se-v-cesku-skladuje-plyn-ktery-se-nam-ted-hodi-p6c-/tec_technika.aspx?c=A090108_200359_tec_technika_rja*

[17] WWW stránky Seznam a mapa solárních elektráren v ČR, [online]. 2010 [cit. 2014-04-16]. Dostupné z WWW: *http://www.elektrarny.pro/odkazy.php*

[18] WWW stránky Mapy.cz, [online]. 2014 [cit. 2014-04-24]. Dostupné z WWW: *http://www.mapy.cz/#!x=15.918269&y=48.942787&z=15&t=r&l=15*

[19] WWW stránky Snizujeme.cz: Fve – Vranovská Ves, [online]. 2013 [cit. 2014-04-24]. Dostupné z WWW: *http://www.snizujeme.cz/clanky/fve-vranovska-ves*

[20] ŠÍBLOVÁ, K. *Návrh spalovací turbiny pro osobní automobil.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. XY s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D..

[21] Calculation of thermodynamic state variables of air, [online]. 2014 [cit. 2014-04-03], Dostupné z WWW: *http://www.peacesoftware.de/einigewerte/luft_e.html*

[22] ŠKORPÍK, Jiří. Energetické bilance lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2009-10, [last updated 2012-10]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z *http://www.transformacni-technologie.cz/energeticke-bilance-lopatkovych-stroju.html*.

[23] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny*, 1980. 2. vydání, přepracované. Praha: Nakladatelství technické literatury, n. p.

[24] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-7204-346-3.

[25] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2013-05]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z *http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-turbiny-a-turbokompresory.html.*

[26] ŠKORPÍK, Jiří. Podobnosti lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2009-11, [last updated 2012-12]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z *http://www.transformacni-technologie.cz/podobnosti-lopatkovych-stroju.html.*

[27] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Plynové turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: VUT, 1986, 226 s.

[28] VESELÝ, Stanislav. *Spalovací komory: termodynamika a základy konstrukce*. Brno: [s.n.], 2007, 237 s. ISBN 978-80-254-0418-8.

[29] POLESNÝ, Bohumil et al. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. Vyd. 1. Brno: Ediční středisko VUT, 1990, 213 s. ISBN 80-214-0160-5.

[30] ŠKORPÍK, Jiří. Návrh stupně lopatkového stroje se zanedbatelným vlivem prostorového charakteru proudění,*Transformační technologie*, 2011-03, [last updated 2014-04]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z http://www.transformacni-technologie.cz/navrh-stupne-lopatkoveho-stroje-se-zanedbatelnym-vlivem-prostoroveho-charakteru-proudeni.html.

[31] GONGOL, J. *Návrh malého proudového motoru do 1kN tahu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D..

[32] Firemní data SHELL, [online]. 2014 [cit. 2014-04-29]. Dostupné z WWW: *www.epc.shell.com/Docs/GPCDOC_SA_TDS_Thermia.pdf*

[33] FRAAS, A. *Heat exchanger design*. 2nd ed. New York: Wiley-Interscience, c1989, x, 547 s. ISBN 0-471-62868-9.

[34] VÁVRA, P., LEINVEBER. J. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*, 2. vyd., Praha: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6

7 Seznam použitých zkratek a symbolů

a^K	Práce kompresoru skutečná [J/kg]
ΔT	Střední logaritmický spád [K]
a_r	Ztráta ventilací [J/kg]
b_2	Šířka kola [m]
c_0	Rychlost na vstupu [m/s]
c_1	Absolutní rychlost [m/s]
c_{1a}	Absolutní rychlost v axiálním směru [m/s]
c_2	Absolutní rychlost na výstupu [m/s]
c_{2r}	Absolutní rychlost v radiálním směru [m/s]
c_3	Absolutní rychlost na výstupu z BLD [m/s]
c_{3r}	Absolutní rychlost v rad. směru na výstupu z BLD [m/s]
c_{3u}	Absolutní rychlost v unášivém směru na výstupu z BLD [m/s]
c_p	Měrná tepelná kapacita [J/kg·K]
c_p	Měrná tepelná kapacita [J/kg·K]
$c_{p\ ol}$	Měrná tepelná kapacita oleje [J/kg·K]
$c_{p\ T10}$	Měrná tepelná kapacita oleje [J/kg·K]
$c_{p\ T11}$	Měrná tepelná kapacita oleje [J/kg·K]
c_{vst}	Vstupní rychlost do spalovací komory [m/s]
$c_{výst}$	Výstupní rychlost ze spalovací komory [m/s]
d_1	Střední průměr turbíny [m]
d_{10}	Průměr kola [m]
d_{1i}	Průměr kola [m]
d_{1m}	Průměr kola [m]
d_2	Vnější průměr kola [m]
d_{2EKV}	Průměr na vstupu ekvivalentního přímého difuzoru [m]
d_3	Průměr na výstupu do BLD [m]
d_{3EKV}	Průměr na výstupu ekvivalentního přímého difuzoru [m]
f	Palivový poměr [-]
F_{axl}	Axiální síla [N]
h_o	Izoentropický spád [J/kg·K]
i_{0c}	Vstupní entalpie [J/kg·K]
i_1	Entalpie na vstupu [J/kg·K]
i_1	Vstupní entalpie [J/kg·K]
i_{2iz}	Entalpie na výstupu [J/kg·K]
i_{sp}	Entalpie spalin [J/kg·K]
k	Součinitel přestupu tepla [W/m·K]

l_1	Délka statorové lopatky [m]
l_{EKV}	Délka trajektorie ekvivalentního přímého difuzoru [m]
l_i	Obvodová účinnost [J/kg·K]
l_u	Obvodová práce [J/kg·K]
m_{ol}	Hmotnostní průtok oleje [kg/s]
m_{ol}	Hmotnost oleje [kg]
Ma	Machovo číslo [-]
m_{pal}	Hmotnostní průtok paliva [kg/s]
m_{spal}	Hmotnostní průtok spalin [kg/s]
m_{vz}	Hmotnostní průtok kompresorem [kg/s]
N_c	Celkové náklady na výstavbu [Kč]
n_k	Otáčky kompresoru [1/s]
n_R	Exponent polytropy rotoru [-]
n_t	Otáčky turbíny [1/s]
N_{ZP}	Roční náklady za zemní plyn [Kč]
p_1	Vstupní tlak [Pa]
p_1	Tlak za statorem [Pa]
p_2	Výstupní tlak [Pa]
p_e	Výstupní tlak [Pa]
p_i	Vstupní tlak [Pa]
P^K	Výkon kompresoru [W]
P^K_{rok}	Množství elektrické energie spotřebované za rok [Wh]
P^T	Výkon turbíny [W]
P^T_{rok}	Množství elektrické energie vyrobené za rok [Wh]
p_{vst}	Tlak před spalovací komorou [Pa]
$p_{výst}$	Tlak za spalovací komorou [Pa]
Q vz	Tepelný výkon na straně vzduchu [W]
Q_i^r	Výhřevnost zemního plynu [J/kg]
Q_{sk}	Energie uvolněná palivem [W]
$q_{SK,red}{}^V$	Objemové zatížení plamence [MW/m^3*MPa]
r	Měrná plynová konstanta [J/kg]
r_e	Vnější průměr [m]
r_i	Vnitřní průměr [m]
S	Plocha výměníku [m^2]
S_1	Průtočný průřez [m^2]
S_2	Průtočná plocha [m^2]
S_{2EKV}	Ekvivalentní plocha na vstupu přímého difuzoru [m^2]
S_{3EKV}	Ekvivalentní plocha na výstupu přímého difuzoru [m^2]

t	Tloušťka lopatek [m]
T_{0c}	Teplota na vstupu do turbíny [K]
T_1	Vstupní teplota [K]
T_{10}	Výstupní teplota oleje [K]
T_{11}	Vstupní teplota oleje [K]
T_2	Výstupní teplota [K]
T_e	Teplota na výstupu [K]
T_i	Vstupní teplota [K]
t_{nab}	Doba nabíjení akumulační elektrárny [h]
t_{nav}	Doba návratnosti investice [rok]
T_{vst}	Telota před spalovací komorou [K]
t_{vyb}	Doba vybíjení akumulační elektrárny [h]
$T_{výs}$	Teplota za spalovací komorou [K]
u	Obvodová rychlost [m/s]
u_{1m}	Unášivá rychlost v meridialním směru [m/s]
u_2	Unášivá rychlost výstupní [m/s]
V	Objem plamence [m^3]
V_{ZP}	Roční spotřeba zemního plynu [m^3]
w_{1m}	Relativní rychlost v meridialním směru [m/s]
w_2	Relativní rychlost na výstupu [m/s]
x_{opt}	Rychlostní poměr [-]
z	Počet lopatek [m]
Z_C	Celkový roční zisk [Kč]
z_{ost}	Ostatní ztráty [J/kg]
z_p^r	Profilová ztráta rotoru [J/kg]
z_p^s	Profilová ztráta statoru [J/kg]
z_r	Ztráty v rotoru [J/kg]
z_s	Ztráty ve statorové řadě [J/kg]
Z_{SR-}	Roční zisk za zápornou sekundární regulaci [Kč]
Z_{SR+}	Roční zisk za kladnou sekundární regulaci [Kč]
α_1	Vstupní úhel [°]
α_3	Úhel rychlosti na výstupu z BLD [°]
δ	Poměr tepel unikajících do oběžného kola [-]
δ_{rad}	Radiální mezera [m]
κ	Poissonova konstanta [-]
κ	Poissonova konstanta pro víceatomové plyny [-]
μ	Skluz [-]
μ	Součinitel průtoku [-]
μ	Součinitel průtoku [-]

ξ_{ventl}	Ventilační ztráta [J/kg]
$\xi_{vnitř}$	Vnitřní ztráty [J/kg]
$\xi_{výs}$	Ztrátový součinitel výstupní soustavy [-]
φ	Průtokový součinitel [-]
φ	Rychlostní součinitel stator [-]
φ	Součinitel ztrát statoru [-]
Ψ	Součinitel ztrát v rotorové řadě [-]
ψ	Tlakový součinitel [-]
ψ	Rychlostní součinitel rotor [-]
$\Delta h_{Zvýs}$	Ztráta entalpie ve výstupní soustavě [J/kg]
Δi^R	Entalpický spád rotoru [J/kg]
Δi^S	Entalpický spád statoru [J/kg]
Δi^{ST}	Entalpický spád stupně [J/kg]
Δp	Tlaková ztráta ve spalovací komoře [Pa]
$N_{výstavba}$	Náklady na výstavbu [Kč/kWh]
Π_K	Stlačení kompresoru [-]
β	Ztrátový součinitel ventilace kola [-]
β_{1m}	Vstupní úhel v meridialním směru [°]
β_2	Výstupní úhel [°]
η_k	Odhadovaná účinnost kompresoru [-]
η^K	Účinnost kompresoru [-]
η_{sk}	Účinnost spalovací komory [-]
η_ι	Vnitřní účinnost [-]
ρ_{ol}	Hustota oleje střední [kg/m^3]
ρ_1	Hustota na vstupu [kg/m^3]
ρ_2	Výstupní hustota [kg/m^3]
ρ_t	Kinetická reakce [-]
ρ_t	Stupeň reakce [-]
ρ_{vst}	Vstupní hustota do spalovací komory [kg/m^3]
σ_{2L}	Poměrná plocha lopatek [-]
$\sigma_{0\iota}$	Napětí na vnitřním průměru [Pa]