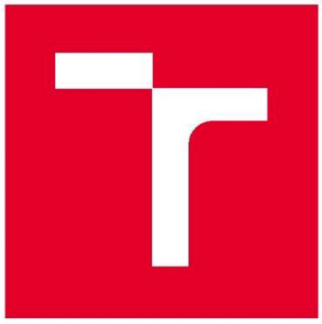


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH SPALOVACÍ TURBÍNY PRO TEPLÁRENSKÝ PROVOZ
DESIGN OF A GAS TURBINE FOR HEATING PLANT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR
Filip Lang

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR
Ing. Pavel Milčák

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Filip Lang**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. Pavel Milčák**
Akademický rok:	2019/20

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

Návrh spalovací turbíny pro teplárenský provoz

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Teplárenské provozy v České republice jsou stále ve velké míře provozovány na bázi uhlí. Jejich provoz je však čím dál více náročnější. Hledají se proto alterantivy a jednou z možností jsou spalovací turbíny na zemní plyn společně s kotlem na odpadní teplo.

Cíle bakalářské práce:

- stručná rešerše spalovacích turbín
- analýza podkladů teplárny
- volba vhodného typu spalovací turbíny
- bilanční výpočet vybrané spalovací turbíny

Seznam doporučené literatury:

VESELÝ, Stanislav. Spalovací komory: termodynamika a základy konstrukce. Brno: [s.n.], 2007, 237 s. ISBN 978-80-254-0418-8.

ŠUROVSKÝ, Jan. Spalovací turbíny: [od mikroturbíny k elektrárnám]. Česko]: J. Šurovský, 2013, 245 s. : il. (převážně barev.). ISBN 978-80-260-4106-1.

KOUSAL, Milan. Spalovací turbíny. 2. zcela přeprac. vyd. Praha: Nakl. techn. lit, 1980, 623 s. : il.

KIRILLOV, Ivan Ivanovič. Teorija turbomašin. Moskva: Mašinostrojenije, 1964, 510 s.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem spalovací turbíny pro teplárenský provoz. Zahrnuje volbu vhodného typu spalovací turbíny a její termodynamický výpočet. Práce se skládá ze čtyř částí. První část se věnuje rozboru spalovacích turbín a principu fungovaní. Druhá část se zabývá analýzou požadavků konkrétní teplárny. Třetí část se zaměřuje na zvolení vhodné spalovací turbíny dostupné na trhu od firmy Siemens a poslední část zahrnuje termodynamický výpočet zlovené spalovací turbíny.

Klíčová slova

Spalovací turbína, termodynamické cykly, spalovací komora, kompresor, turbína.

ABSTRACT

This bachelor thesis deals about design combustion turbine for heating plant. It include deciding of type combustion turbine and its calculation. The thesis consists of four main parts. The first part focuses on the analysis of gas turbine and principle of operation. The second part focuses on the requirements of a particular heating plant. The third part focuses on the selection of a suitable turbine from Siemens and last part contains the thermodynamic calculations of selected gas turbine.

Key words

Gas turbine, thermodynamic cycles, combustion chamber, compressor, turbine.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LANG, Filip. *Návrh spalovací turbíny pro teplárenský provoz*. Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124320. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Návrh spalovací turbíny pro teplárenský provoz** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum	Filip Lang

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Pavlu Milčákovi za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD 11
1 Spalovací turbíny 12
1.1 Hlavní části spalovací turbíny 12
1.1.1 Sací trakt vzduchu 12
1.1.2 Kompresor 13
1.1.3 Spalovací komora, hořáky 14
1.1.4 Turbína 16
1.1.5 Systém mazacího oleje 16
1.1.6 Difuzor spalin 16
1.2 Tepelné cykly 17
1.3 Oběhy spalovacích turbín 18
1.3.1 Braytonův cyklus 18
1.3.2 Humphreyův cyklus 18
1.3.3 Porovnání cyklů s Carnotovým cyklem 19
1.4 Zvýšení účinnosti spalovací turbíny 20
1.4.1 Mezichlazení stlačeného vzduchu 20
1.4.2 Postupné spalování 21
1.4.3 Regenerace 22
1.4.4 Paroplynový cyklus 22
1.5 Základní rozdělení spalovacích turbín 23
1.5.1 Podle konstrukčního hlediska 23
1.5.2 Podle výkonu 23
1.5.3 Další dělení 23
2 Analýza podkladů teplárny 24
2.1 Popis komponentů teplárny OLTERM & TD Olomouc, a.s 24
2.2 Výběr spalovací turbíny 24
3 Spalovací turbína Siemens SGT-600 25
3.1 Příklady použití 25
4 Bilanční výpočet spalovací turbíny Siemens SGT-600 26
4.1 Výpočet hodnot vlhkého vzduchu před kompresorem 27
4.2 Výpočet hodnot vlhkého vzduchu za kompresorem 28
4.3 Výpočet hodnot zemního plynu přiváděného do spalovací komory a výpočet hodnot na výstupu ze spalovací komory 30
4.4 Výpočet hodnot spalin za turbínou 34
4.5 Generovaný elektrický výkon 35
4.6 Shrnutí vypočítaných hodnot 36
ZÁVĚR 38
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 39
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK 40
SEZNAM OBRÁZKŮ 44
SEZNAM TABULEK 45

ÚVOD

Myšlenky na využití spalovacích turbín sahají do daleké minulosti, ovšem ke zdárnému zrealizování myšlenky bylo potřeba technického vývoje, související s požadavky na kvalitní materiál a velikou přesnost výroby komponentů, související s velkým tepelným a mechanickým zatížením soustrojí.

Spalovací turbíny se primárně dělí na stacionární a nestacionární. Stacionární spalovací turbíny slouží například k výrobě elektrické energie, mechanickému pohonu, výrobě tepla v teplárenských provozech, jako mobilní turbíny při velkých akcích aj. Nestacionární spalovací turbíny se používají v leteckém průmyslu.

Mezi výhody spalovacích turbín patří nízké emise škodlivých látek, možnost startu v relativně krátkém čase, mohou tedy nacházet uplatnění jako špičkové zdroje. Další výhodou je možnost startu do ostrovního provozu, tzv. „start ze tmy“. V porovnání s uhelnými elektrárnami, které v Česku vyrábějí nejvíce elektřiny, odpadá problém se složitou distribucí uhelného paliva.

Jako hlavní nevýhodu lze považovat ekonomickou bilanci provozu. I přes výrazně nižší náklady na výstavbu oproti uhelným elektrárnám je elektrická energie produkována ve spalovacích turbínách výrazně dražší, to především z důvodu ceny paliva, tedy nejčastěji zemního plynu.

Cílem práce je přehledný popis základních komponentů spalovací turbíny a popsání principu termodynamického oběhu spalovací turbíny. Spalovací turbíny procházejí stálým vývojem za účelem zvyšování účinnosti celého soustrojí, proto je v práci zařazena podkapitola věnující se zvýšení účinnosti spalovacích turbín.

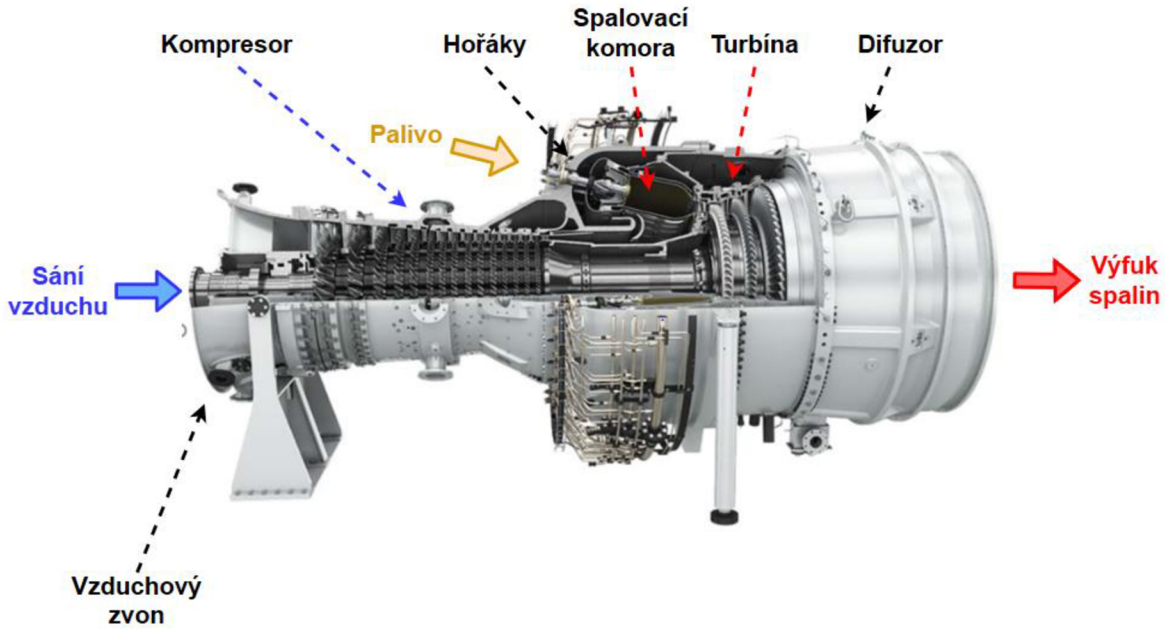
Dalším cílem práce je bilanční výpočet spalovací turbíny, která je volena na základě parametrů teplárny.

1 Spalovací turbíny

Spalovací turbína pracuje na principu přeměny chemické energie paliva, nejčastěji tedy zemního plynu, který svými vlastnostmi nejvíce vyhovuje stacionárním spalovacím turbínám, případně může být palivo topný i těžký olej, bionafta, bioolej aj., ve spalovací komoře na tlakovou a tepelnou energii. Následně po průchodu spalin expanzní turbínou dojde k přeměně na mechanickou energii na hřídeli a ta se v generátoru mění na elektrickou energii. [2],[4]

1.1 Hlavní části spalovací turbíny

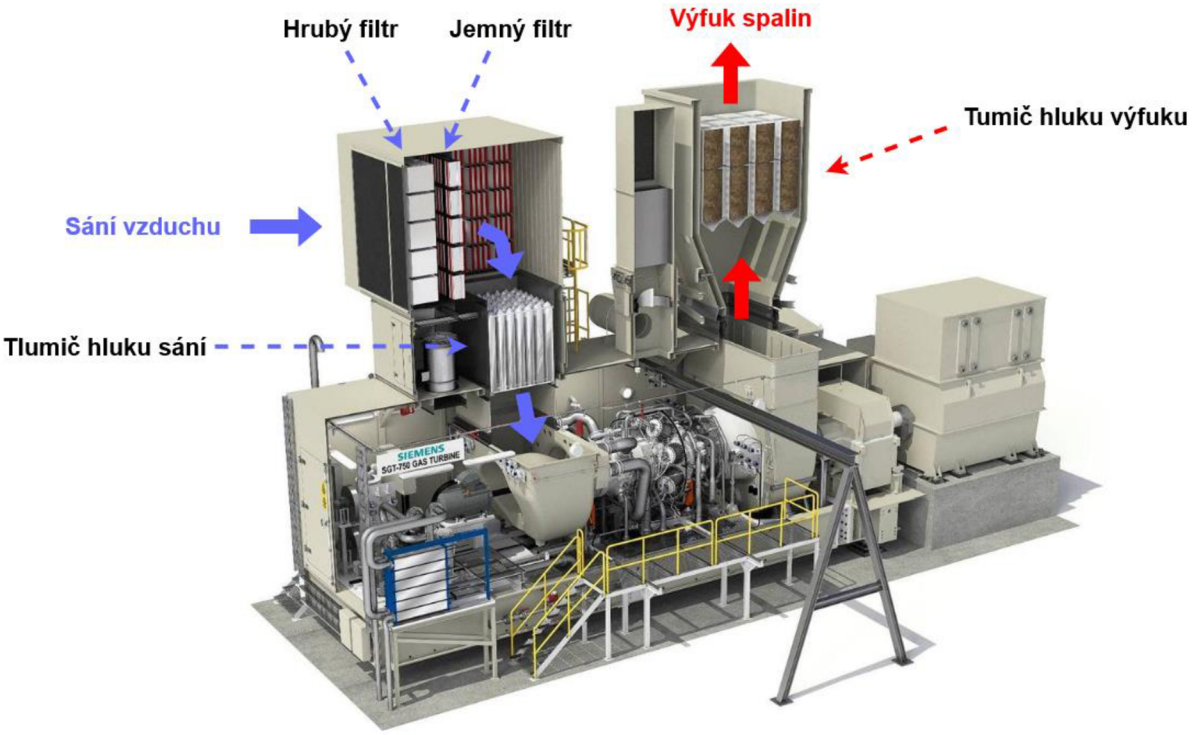
Mezi hlavní části spalovací turbíny patří kompresor, spalovací komora, hořáky, turbína a generátor. Avšak soustrojí se skládá z mnohem většího počtu komponentů jako například sací trakt vzduchu, filtr vstupního vzduchu, výfukový trakt, olejové systémy, olejové filtry, chladiče mazacího oleje, kompenzátory, komíny, hasící zařízení, aj. Práce se bude zabývat především charakteristickými komponenty spalovací turbíny. [2]



Obrázek 1-1 Spalovací turbína Siemens SGT-800, upraveno z [12].

1.1.1 Sací trakt vzduchu

Sací trakt vzduchu se skládá ze vzduchových filtrů, které jsou rozdělené na hrubé a jemné, kde hrubý filtr zabraňuje nadměrnému opotřebení drahého jemného filtru. Před filtry bývají umístěny dešťové žaluzie. Sání vzduchu do kompresoru je zpravidla spojeno s velkým hlukem, který je tlumen pomocí tlumičů hluku, které jsou umístěny i na výstupu z turbíny. Při nepříznivých meteorologických podmínkách, zejména tedy mrazu a velké vlhkosti hrozí poškození turbíny, z toho důvodu je sací trakt vybaven ohřevem. [2]



Obrázek 1-2 Sací trakt vzduchu Turbíny Siemens SGT-750, upraveno z [2].

Obrázek 1-3 Teplárna Červený mlýn, Brno, upraveno z [10].

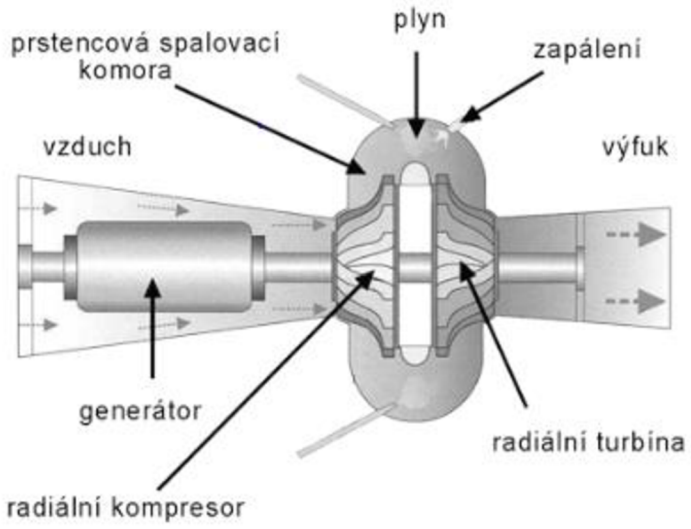
1.1.2 Kompresor

Kompresor je umístěn na hřídeli společně s turbínou, která mu při provozu dodává energii. Slouží ke stlačení vzduchu vstupujícího do spalovací komory. Vzduch vystupující z kompresoru může dosahovat hodnot tlaku většího než 3 MPa, vzhledem k tlaku nasávaného atmosférického vzduchu může být poměr vstupního a výstupního tlaku, tedy kompresní poměr větší než 30:1. Plynová turbína LMS 100 má kompresní poměr dokonce 42:1. Kompresory jsou ve většině případů vícestupňové, pouze speciální spalovací turbíny o malých výkonech, mikroturbíny, mají pouze jednostupňové kompresory. Mezi rotorovými lopatkami umístěnými na oběžných kolech jsou umístěny statorové lopatky, které slouží k usměrnění toku média. Počet stupňů kompresoru určuje počet řad rotorových lopatek na oběžných kolech a počet řad

statorových lopatek. Při vyšším počtu stupňů kompresoru se poslední stupně chladí vzduchem. Lopatky prvních stupňů bývají často natáčivé za provozu, to nám pomůže zlepšit účinnost při nižším výkonu než je jmenovitý výkon, na který je soustrojí navrhováno. Podle vzájemného pohybu média rozlišujeme dva hlavní typy kompresoru a to axiální a radiální. [2],[6]

U axiálního kompresoru médium vstupuje rovnoběžně s osou kompresoru a vystupuje opět rovnoběžně s osou kompresoru, nemění se tedy směr proudění. Axiální kompresor se používá u turbín s velkými výkony, a tedy s požadavkem velkých hmotnostních průtoků média.

U radiálního kompresoru médium vstupuje rovnoběžně s osou kompresoru a vystupuje v kolmé směru na osu kompresoru. Vzhledem ke svému menšímu hmotnostnímu průtoku se používají u středních a menších výkonů. [2],[6]



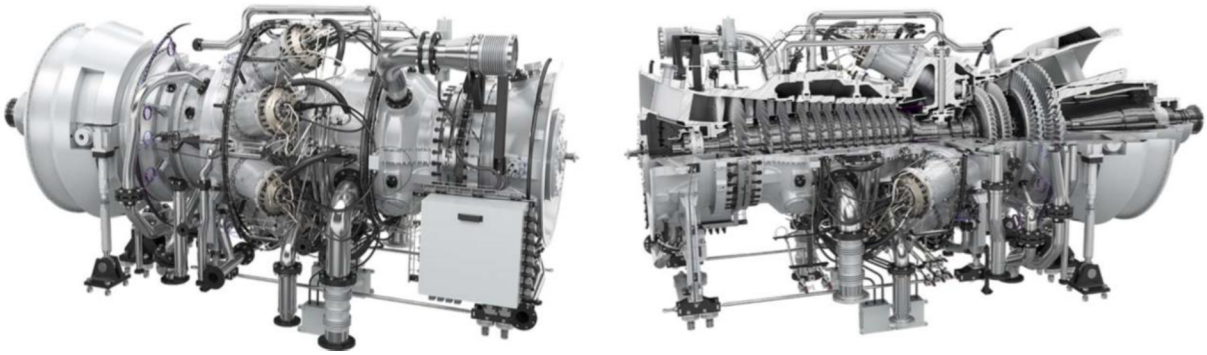
Obrázek 1-4 Schéma mikroturbíny s radiálním kompresorem [11].

1.1.3 Spalovací komora, hořáky

Ve spalovací komoře dochází ke spalování směsi paliva a okysličovadla, ve většině případů vzduch. Směs paliva a okysličovadla se před vstupem do spalovací komory mísí v hořáku. Podle potřebného výkonu se do spalovací komory přivádí vhodné množství paliva. Při redukci paliva je ovšem potřeba regulovat i množství přiváděného okysličovadla, aby se zachovala kvalita směsi. [2],[5]

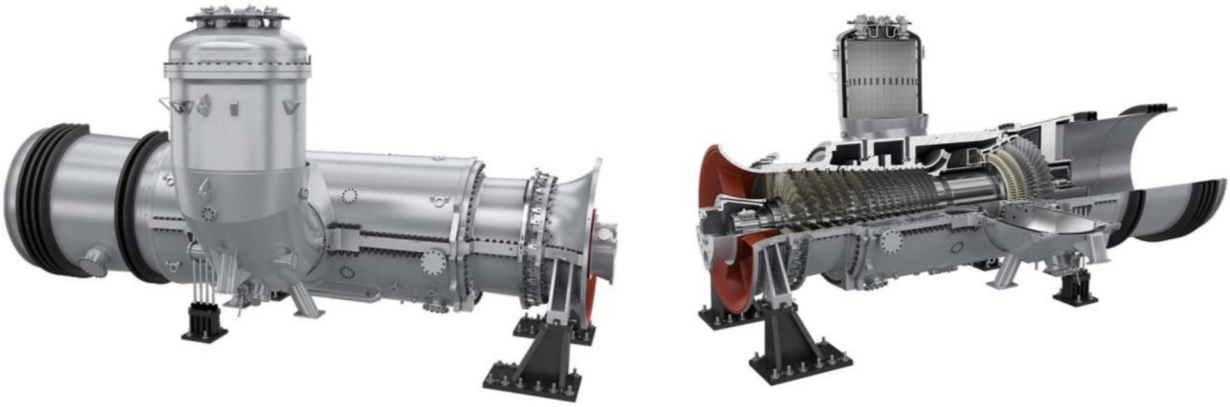
Rozeznáváme dva základní typy spalování. První typ se nazývá kinetické spalování. Směs paliva a vzduchu se míchá před vstupem do spalovacího prostoru. Směs bude mít přibližně stejné vlastnosti v celém objemu. Při difúzním spalování se palivo a vzduch přivádí do spalovacího prostoru zvlášť. Teprve ve spalovacím prostoru dochází k mísení směsi, což má za následek rozdílné koncentrace paliva a vzduchu v určitých místech spalovací komory. Oba typy spalování se sebou nesou různé nevýhody, u kinetického spalování se jedná o možnost pracovat jenom v malém rozmezí výkonu, výhodou ovšem je nízký vznik emisí. U difuzního spalovaní je naopak výhodou možnost pracovat v širokém rozmezí výkonů, ovšem na úkor vzniku velkého množství emisí. Nabízí se tedy možnost kombinace obou typů spalování, vzniká tzv. hybridní hořák. „Nejrozšířenějším konstrukčním řešením hořáku pro moderní spalovací turbíny jsou hybridní hořáky. Výhodou jsou nízké emise NOx a CO v širokém rozmezí provozu. Při startu a nízkém zatížení je v provozu difuzní část, při středním zatížení a maximálním výkonu je v provozu kinetická část hořáku“ (podle [5], str. 6). [5]

Spalovací komory mohou mít různé konstrukce, některé jsou navrženy jako tzv. „víceplechovkové“, kde hoření probíhá ve více komorách, nebo například jako prstencové, kde palivo hoří souvisle kolem hřídele. Starší turbíny měly spalovací komory válcové (silo). [2]



Obrázek 1.5 Spalovací turbína Siemens SGT-750, víceplechovková spalovací komora upraveno z [12].

Obrázek 1-6 Spalovací turbína Siemens SGT-800, prstencová spalovací komora, upraveno z [12].



Obrázek 1-7 Spalovací turbína Siemens SGT6-2000, válcová spalovací komora, upraveno z [12].

1.1.4 Turbína

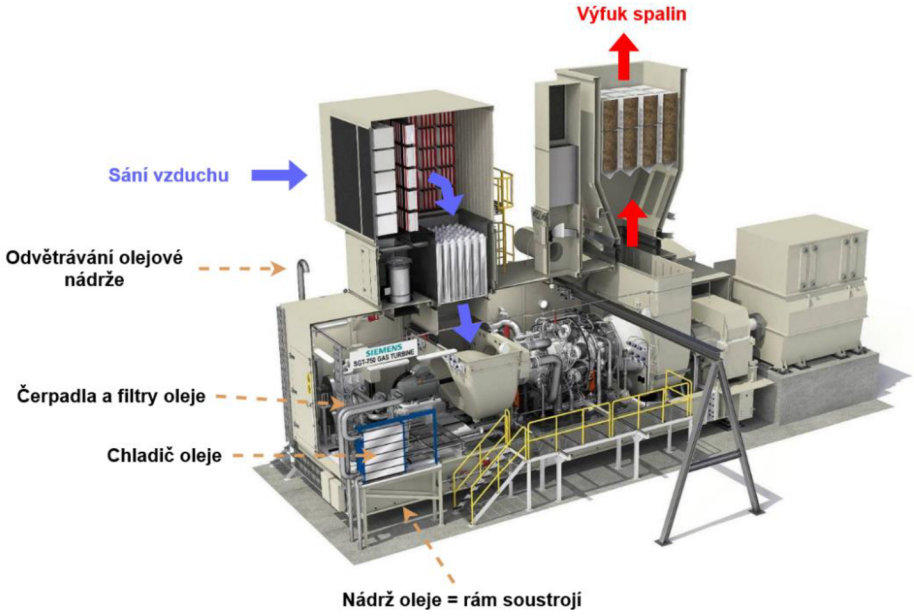
Na turbíně dochází k přeměně tepelné a tlakové energie spalin na mechanickou energii na hřídeli. Vzniklá energie slouží k pohonu kompresoru a především generátoru, kde dochází k transformaci mechanické energie na elektrickou energii.

U turbíny je snaha dosáhnout co nejvyšší teplotní diference spalin na vstupu a výstupu z turbíny. Teplota spalin na výstupu z turbíny je dána teplotou okolí, proto je snaha dosáhnout co nejvyšší teploty na vstupu do turbíny. Teplota spalin při vstupu do turbíny přesahuje i 1600 °C, to v kombinaci s velkými otáčkami statoru nese velké zatížení na lopatky turbín. Lopatky jsou vyráběny z velmi drahých materiálu a taky bývá využíváno speciálních povlaků pro ochranu lopatek před spalinami. Tak jako u kompresoru je turbína složena ze statorových lopatek usměrňující tok spalin a rotorových lopatek, s ohledem na teplotu spalin bývají lopatky chlazené vzduchem. [2],[6]

Tak jako u kompresoru dělíme turbínu podle charakteru proudění média na axiální a radiální.

1.1.5 Systém mazacího oleje

Zajišťuje mazání ložisek, převodovky a také odvod tepla. Olej prochází přes filtry na kterých se měří tlaková diference, pomocí které se určuje opotřebení filtru. U systému mazacího oleje musí být zajištěno, aby při výpadku proudu nedošlo k poškození mazacích částí. Čerpadlo může být například napájeno z UPS, z baterie. Pří výpadku proudu se stator díky své setrvačnosti stálé točí a má ještě stále velkou energii, tu je možné u menších turbín využit pro pohon čerpadla rozvádějícího olej. [2]



Obrázek 1-8 Systém mazacího oleje turbíny Siemens SGT-750, upraveno z [2].

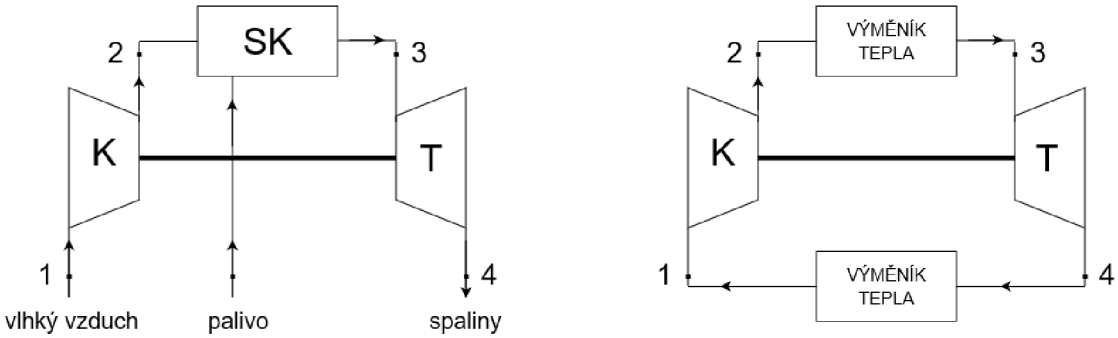
1.1.6 Difuzor spalin

Difuzor spalin je rozšiřující se kanál na výstupu z turbíny, sloužící ke snížení rychlosti proudění spalin. [2]

1.2 Tepelné cykly

Termodynamické cykly se skládají z několika po sobě jdoucích termodynamických dějů, kde po vykonání určitého počtu termodynamických dějů se pracovní látka vrací do svého původního stavu. Následně se děje cyklicky opakují.

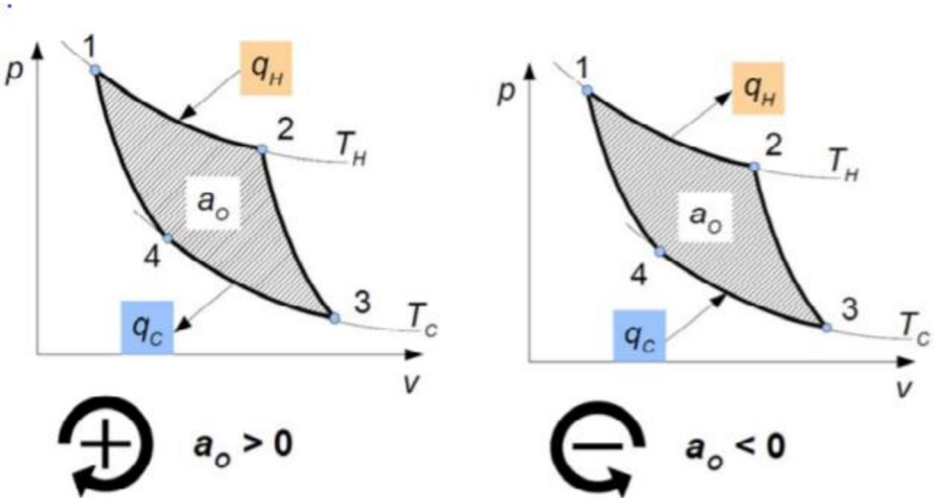
Oběh, ve kterém dochází k výměně pracovní látky se nazývá otevřený. Typickými zástupci jsou spalovací turbíny a spalovací motory, kdy na začátku každého cyklu je nasáván do kompresoru atmosférický vzduch a na konci cyklu dochází k výfuku spalin do atmosféry. V případě, že v cyklu nedochází k výměně pracovní látky s okolím, jedná se o oběh uzavřený. Spalovací komora je v daném případě nahrazena výměníkem, který dodává pracovnímu médiu potřebné teplo. Pracovní látka po expanzi na turbíně směřuje do výměníku, kde dochází k jejímu chlazení. V tomto případě se jedná například o plynové turbíny nebo tepelná čerpadla.



Obrázek 1-9 Schéma uzavřeného a otevřeného cyklu.

Dalším možným rozdělením je na vratné a nevratné cykly. Vratné děje jsou pouze teoretickou záležitostí, skutečné děje v přírodě jsou doprovázeny ztrátami, které charakterizují nevratný děj.

Tepelné cykly se dále dělí na přímé a nepřímé cykly. U přímého cyklu je účelem přeměna tepla na práci, jsou to cykly například spalovacích motorů a spalovacích turbín. U nepřímého cyklu jde o přeměnu práce na teplo, jsou to cykly například chladících zařízení a tepelných čerpadel. U přímých cyklů děj v p-v diagramu probíhá ve směru hodinových ručiček. U nepřímého cyklu probíhá děj v p-v diagramu proti směru hodinových ručiček.



Obrázek 1-10 Přímý a nepřímý cyklus z [13].

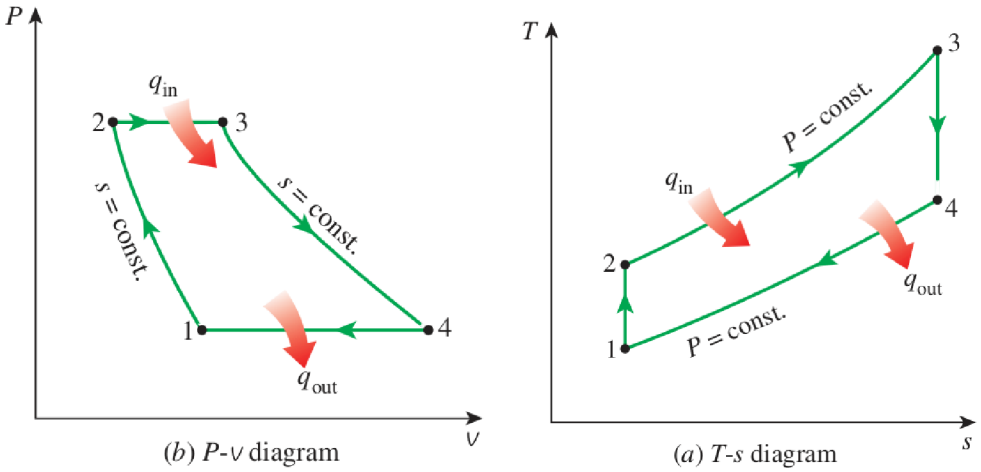
1.3 Oběhy spalovacích turbín

U spalovacích turbín se cyklus skládá z komprese nasávaného atmosférického vzduchu, přívodu tepla ve spalovací komoře, expanze spalin na turbíně a odvodu tepla ze spalin do atmosféry.

Podle způsobu spalování pracovního média rozeznává dva typy cyklů spalovacích turbín. Braytonův cyklus, kde spalování pracovního média probíhá izobaricky a Humphreyův cyklus, kde spalování probíhá izochoricky.[4],[7]

1.3.1 Braytonův cyklus

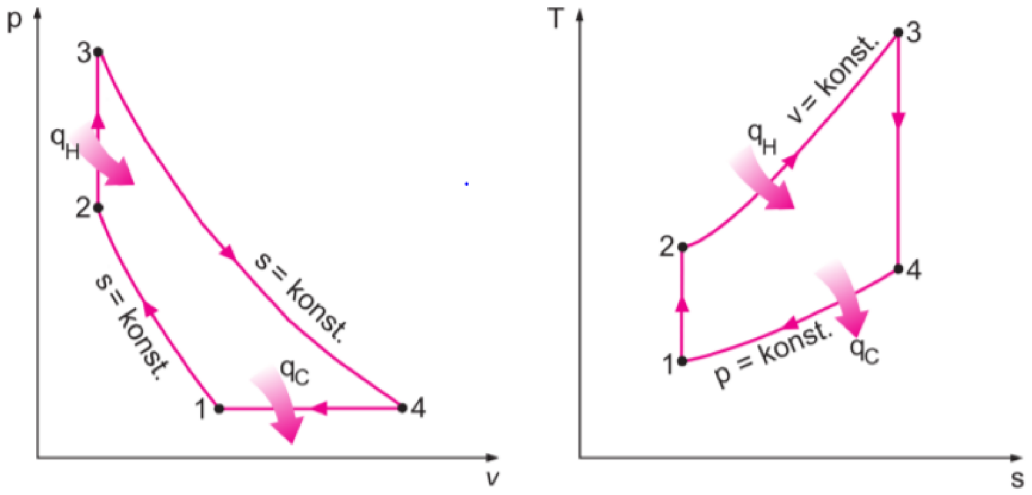
Cyklus se skládá ze dvou adiabatických a dvou izobarických dějů. Mezi body 1 a 2 dochází k adiabatické kompresi vlhkého vzduchu, kompresor předává vzduchu práci, vzroste tlak i teplota. Mezi body 2 a 3 probíhá izobarické spalování směsi paliva a vlhkého vzduchu, tedy izobarický přívod tepla, výrazně vzroste teplota. Mezi body 3 a 4 dochází k adiabatické expanzi spalin v turbíně a tím k poklesu tlaku i teploty a mezi body 4 a 1 dochází k izobarickému odvodu tepla spalin do okolního prostředí, spaliny splynuly s okolním prostředím.



Obrázek 1-11 Zobrazení Braytonova cyklus v p-v a T-s diagramu [7].

1.3.2 Humphreyův cyklus

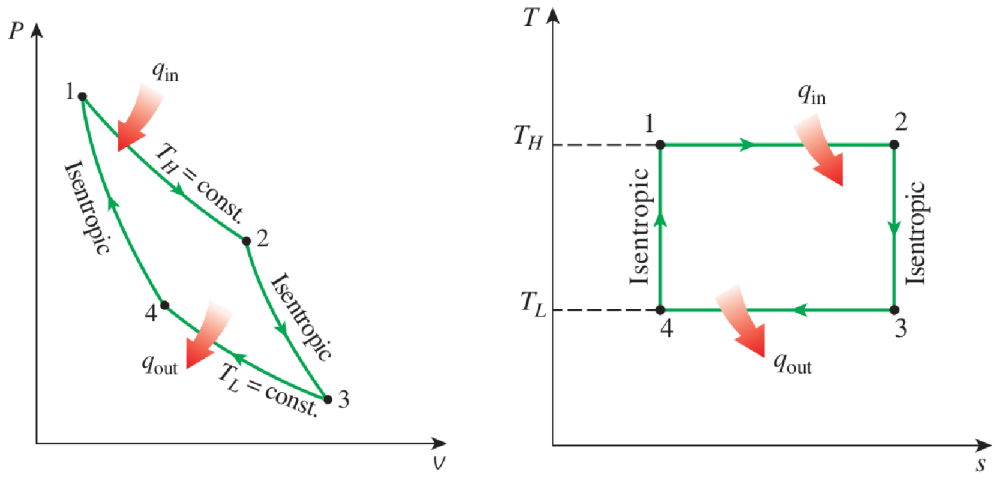
Cyklus se skládá ze dvou adiabatických dějů, jednoho izobarického a jednoho izochorického děje. Mezi body 1 a 2 dochází k adiabatické kompresi vlhkého vzduchu, kompresor předává vzduchu práci, vzroste tlak i teplota. Mezi body 2 a 3 probíhá izochorické spalování směsi paliva a vlhkého vzduchu, tedy izochorický přívod tepla, výrazně vzroste teplota. Mezi body 3 a 4 dochází k adiabatické expanzi spalin v turbíně a tím k poklesu tlaku i teploty a mezi body 4 a 1 dochází k izobarickému odvodu tepla spalin do okolního prostředí, spaliny splynuly s okolním prostředím.



Obrázek 1-12 Humphreyuv cyklus v p-v a T-s diagramu [9].

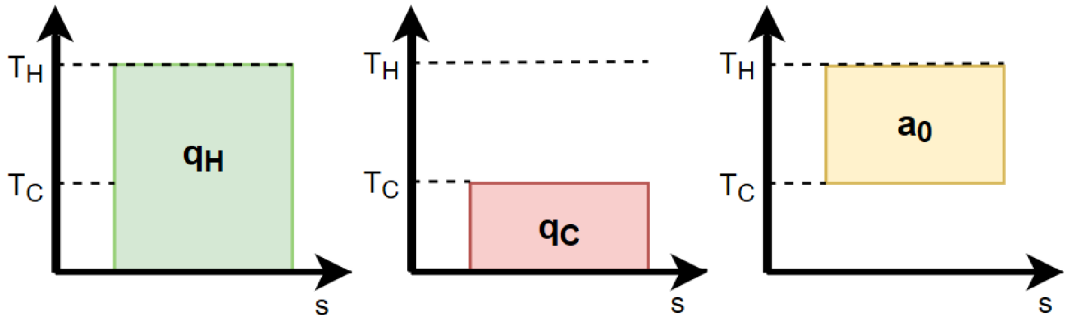
1.3.3 Porovnání cyklů s Carnotovým cyklem

Carnotův cyklus je speciální typ cyklu, který získává maximální práci z přivedeného tepla, má tedy nejvyšší termickou účinnost. Slouží jako porovnávací cyklus, snahou je se mu co nejvíce přiblížit, snaha přiblížení se Carnotovu cyklus se nazývá carnotizace. Cyklus se skládá ze dvou izotermických a dvou adiabatických dějů. Mezi body 4 a 1 dochází k adiabatické kompresi, tedy k ideální kompresi, to znamená že při kompresi nedochází k odvodu tepla. Mezi body 1 a 2 dochází k izotermickému spalování. Následuje mezi body 2 a 3 adiabatická expanze na spalovací turbíně a jako poslední děj mezi body 3 a 4 dochází k izotermickému odvodu tepla.



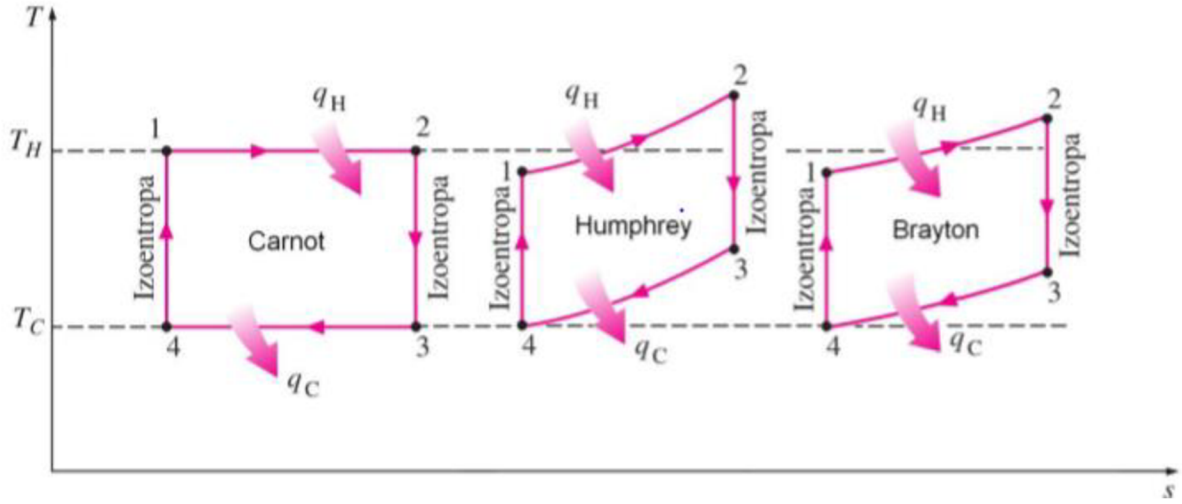
Obrázek 1-13 Zobrazení Carnotův cyklus v p-v a T-s diagramu [7].

V T-s diagramu si můžeme lehce představit měrnou práci, která při oběhu vzniká. Práce cyklu je rovna rozdílu přivedeného tepla (q_H) a odvedeného tepla (q_c), tedy nevyužitého tepla. Z obrázku je patrné, že pro zvýšení účinnosti je potřeba dosáhnout co nejvyšší diference teplot mezi spalovací komorou a spalinami opouštějícími turbínu.



Obrázek 1-14 Schéma měrné práce v T-s diagramu.

Při porovnání Carnotova, Braytonova a Humphreyova cyklu vyplývá že při stejném kompresním poměru je samozřejmě nejučinnější Carnotův oběj. Při porovnání Humphreyova a Braytonova cylku se jeví Humphreyův cyklus jako efektivnější. Ovšem díky složité konstrukci spalovací komory se příliš nepoužívá.

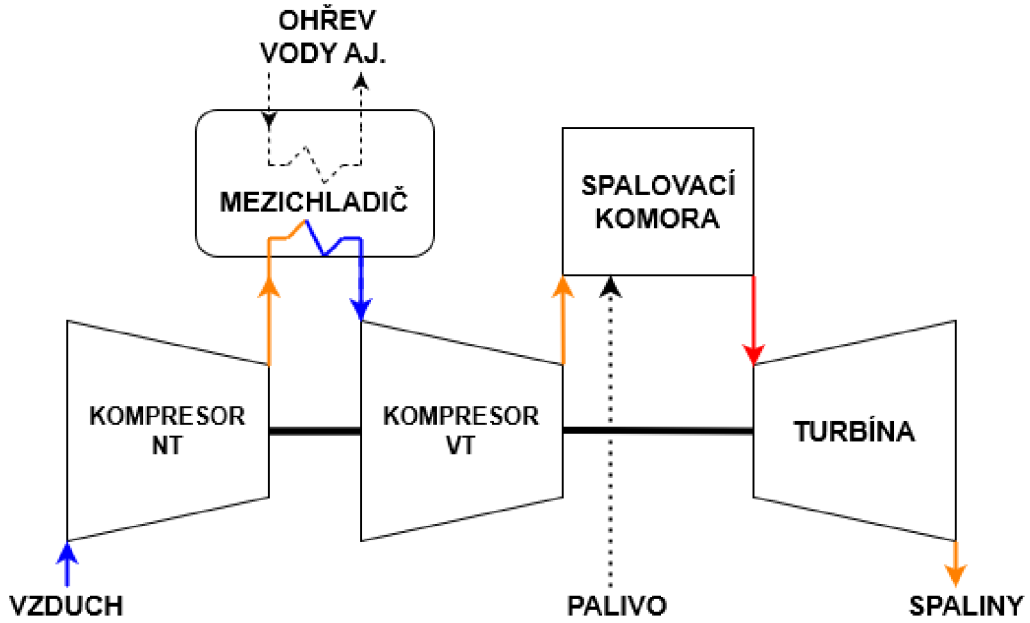


Obrázek 1-15 Porovnání cyklů v T-s diagramu [9].

1.4 Zvýšení účinnosti spalovací turbíny

1.4.1 Mezichlazení stlačeného vzduchu

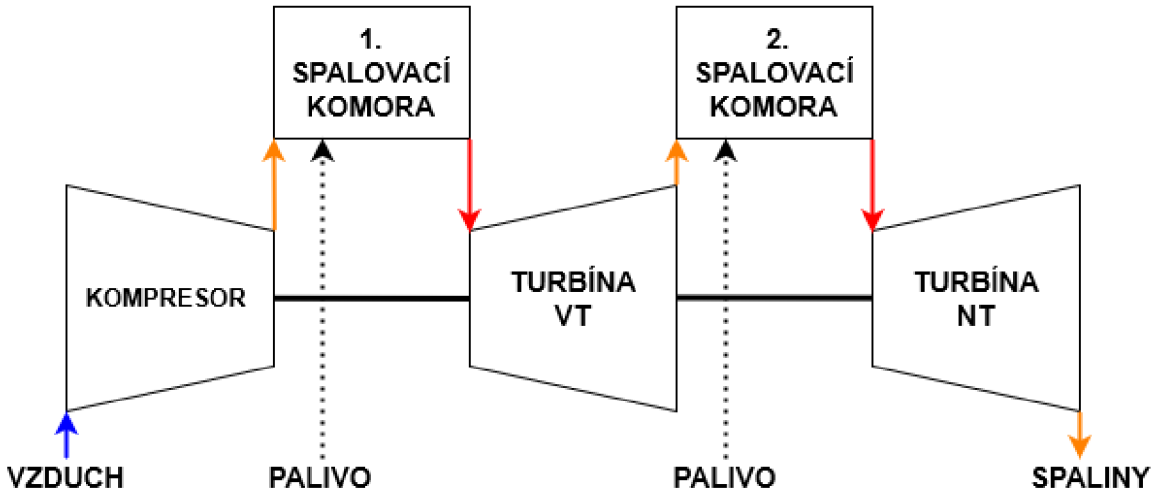
Jedním ze způsobů jak se přiblížit termické účinnosti Carnotova cyklu je mezichlazení stlačeného vzduchu. Z Carnotova cyklu víme, že ideální komprese probíhá izotermicky. K přiblížení se izotermické kompresi nám pomůže mezichlazení stlačeného vzduchu, kde vzduch vycházející z prvního stupně je ochlazen před vstupem do druhého stupně kompresoru. Použitím mezichlazení se zmenší kompresní práce a tím se zvýší účinnost celého cyklu. [2],[4]



Obrázek 1-16 Schéma spalovací turbíny s mezichladičem.

1.4.2 Postupné spalování

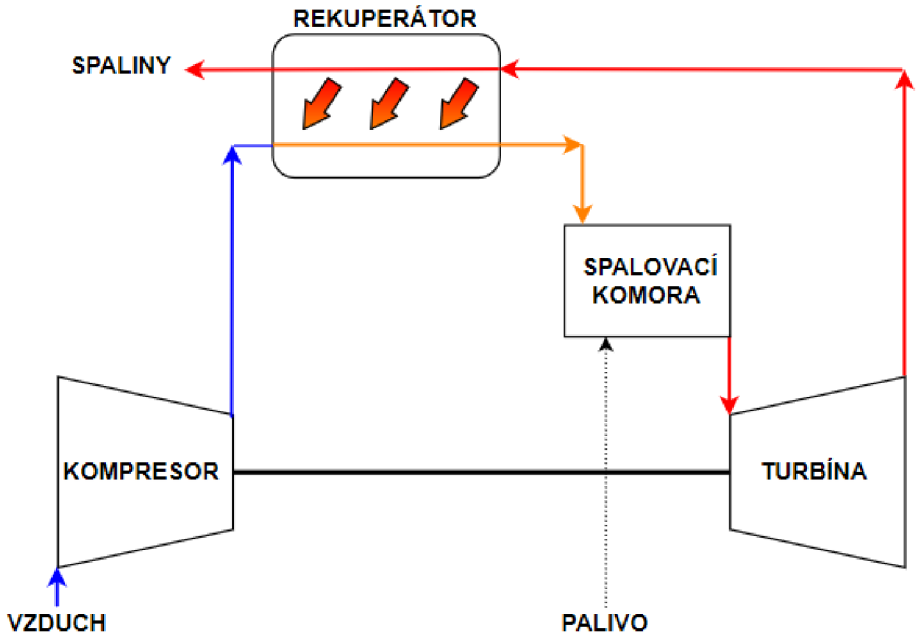
Po expanzi spalin na VT turbíně zbývá ve spalinách ještě velké množství vzduchu, který můžeme využít ke spálení dalšího paliva ve druhé spalovací komoře, následně spaliny expandují na NT turbíně. V praxi se vzhledem ke složitosti konstrukce používá maximálně dvoustupňové spalování. Postupným spalováním se přibližujeme izotermické expanzi, to způsobí nárust expanzní práce a tím se zvýší účinnost celého cyklu. [2],[4]



Obrázek 1-17 Schéma spalovací turbíny s postupným spalováním.

1.4.3 Regenerace

Regenerace využívá výměník neboli rekuperátor k ohřevu vzduchu vstupujícího z kompresoru do spalovací komory pomocí spalin. Spaliny opouštějící turbíny mají poměrně vysokou teplotu, která by se při běžném otevřeném cyklu nijak nevyužila. Výměníky jsou však finančně velmi nákladné, proto se používají pouze u spalovacích turbín s menšími výkony.[2],[4]



Obrázek 1-18 Schéma spalovací turbíny s regenerací.

1.4.4 Paroplynový cyklus

Spaliny opouštějící spalovací turbínu mají poměrně vysokou teplotu, která se u paroplynového cyklu využije k dodání energie parní turbíně. Paroplynový cyklus je kombinace dvou cyklů. Spalovací turbína pracuje na principu Braytonova cyklu a parní turbína na principu Rankin-Clausiova cyklu. Ve spalovacím výměníku dochází k výrobě páry a ohřevu vody. Pára následně expanduje na parní turbíně a přemění část svojí energie na mechanickou energii na hřídeli, která se následně přemění v generátoru na elektrickou energii. Paroplynový cyklus může obecně zvýšit el. účinnost i o 20 %. [2]

Parní turbíny můžeme rozdělit na kondenzační parní turbíny a protitlaké parní turbíny. Protitlaké turbíny na rozdíl od kondenzačních turbín slouží ke kogenerační výrobě. [2]

1.5 Základní rozdělení spalovacích turbín

1.5.1 Podle konstrukčního hlediska

Primární rozdělení je na stacionární a nestacionární spalovací turbíny, neboli letecké. Na oba typy jsou kladené poměrně rozdílné požadavky. U leteckých turbín je kladen důraz na rychlou změnu otáček, lehkou konstrukci, schopnost akceptovat změny vnějších podmínek aj. U stacionárních turbín není předpokládáno častých změn otáček a místo požadavku na lehkou konstrukci je naopak kladen důraz na robustní konstrukci, která souvisí s možností provozu v dlouhých časových cyklech bez potřeby revize. U spalovací turbíny Siemens SGT-600 výrobce uvádí potřebu 17 údržbových dnů v průběhu 17 let. U turbíny SGT-100 byl plán údržby plánován na první tři kontroly vždy po 8 tis. hodinách provozu. Následná čtvrtá kontrola se prováděla po 48 tis. hodinách, kdy údržba zahrnovala i výměnu rotoru turbíny a lopatek statoru. [2],[15]

1.5.2 Podle výkonu

Speciálním typem jsou mikroturbíny, s výkony pohybujícími se od desítek KW až po stovky KW. Mikroturbíny pracují až při 100 tis. ot/min, mají minimální počet pohyblivých dílů a u pokročilých řešení jsou použita vzduchová ložiska. Mezi další výhody patří vznik nízkých emisí. Naopak největší nevýhodou u mikroturbín je vysoká pořizovací cena. [2]

Klasické malé turbíny s výkony do 1 MW nejsou schopny konkurovat spalovacím motorům a proto se jejich vývoj téměř zastavil. [2]

Turbíny v rozmezí 1 MW až 100MW se běžně používají v teplárenských provozech, chemickém průmyslu, případně jako mechanické pohony aj.

Spalovací turbíny s výkonem nad 100 MW se používají v teplárnách nebo elektrárnách, kde pracují při 3000 ot/min, popřípadě 3600 ot/min, v závislosti na frekvenci sítě.

1.5.3 Další dělení

Další možností je dělit spalovací turbíny podle použití, podle možnosti použití více paliv, na dvouhřídelové aj. [2]

2 Analýza podkladů teplárny

Práce se bude zabývat možným využitím spalovací turbíny pro teplárenský provoz OLTERM & TD Olomouc, a.s. V teplárně jsou instalovány dva parní kotle v kombinaci s dvěmi protitlakými turbínami sloužícími pro kombinovanou výrobu tepla a elektrické energie.

2.1 Popis komponentů teplárny OLTERM & TD Olomouc, a.s

Kotel K3 nachází své uplatnění především v zimním období. Jedná se o parní kotel s granulačním topeništěm spalující černé uhlí. Při startu kotle se využívá lehký topný olej. Produkovaná pára slouží jako zdroj energie pro parní protitlakou turbínu TG4 o výkonu 8 MWe. Turbína TG4 byla instalována v roce 2009, kdy nahradila turbínu z 60. let.

Kotel K5 je parní kotel s fluidním topeništěm spalující především hnědé uhlí, případně černé uhlí nebo biomasu. Produkovaná pára pohání parní protitlakou turbínu TG3 produkující 41 MWe.

Teplárna prošla v posledních letech několika rekonstrukcemi zaměřujících se na snížení emisí, to vedlo ke snížení produkce škodlivých látek o více než 80 %. Teplo je rozváděno pomocí parní sítě ve východní části města a zároveň pomocí horkovodní soustavy v západní části města.

2.2 Výběr spalovací turbíny

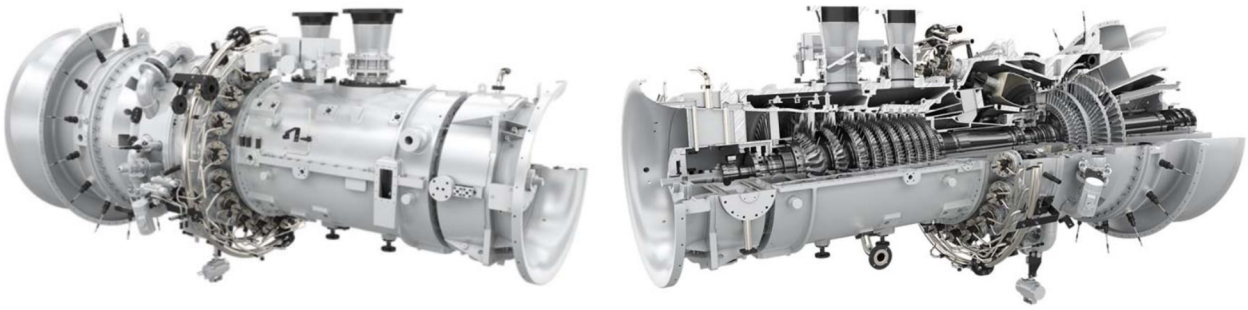
Vhodnou spalovací turbínu budeme volit z nabídky firmy Siemens. S ohledem na produkci elektrické energie teplárny se bude volit turbína středních výkonů. Jako vhodná možnost se jeví použití turbíny SGT-700 s výkonem 32,8 MWe, dále i turbíny SGT-600 s výkonem 24,5 MWe, nebo taky turbíny SGT-750 s výkonem 37,8 MWe. V našem případě bude zvolena spalovací turbína Siemens SGT-600.

3 Spalovací turbína Siemens SGT-600

Spalovací turbína Siemens SGT-600 je vhodná pro použití v průmyslové výrobě energie při kogenerační výrobě tepla a elektřiny, pro elektrárny s kombinovaným cyklem nebo jako mechanický pohon. [15]

Při jednoduchém cyklu dosahuje elektrického výkonu 24.5 MW(e) při účinnosti 33,6 %. U kombinovaného cyklus se dosahuje výkonu 35,9 MW(e) při účinnosti 49.9%, v případě použití kombinace dvou spalovacích turbín se účinnost mírně zvyšuje na 50,9%, při elektrickém výkonu 73,3 MW(e). V případě použití pro mechanický pohon spalovací turbína produkuje výkon 25,24 MW. [15]

Nasávaný vzduch je veden deseti stupňovým kompresorem, zajišťující tlakový poměr 14:1. Pro korigování tlaku jsou v kompresoru 2 odvzdušňovací ventily. Spalovací komora je opatřena nízkoemisními hořáky třetí generace DLE. Ze spalovací komory proudí spaliny do dvoustupňové turbíny, která roztáčí hřídel na hodnotu 7700 ot/min. [15]



Obrázek 3-1 Spalovací turbína Siemens SGT-600. [15]

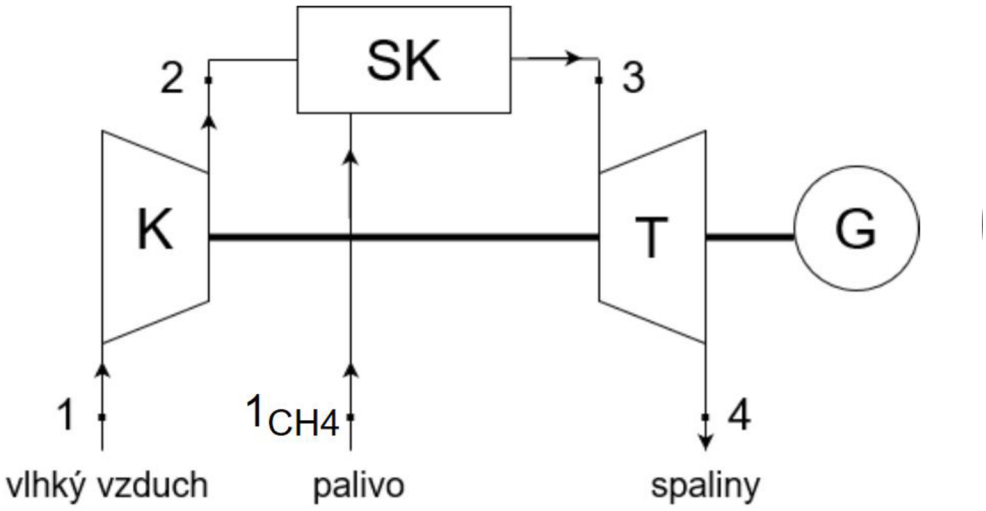
3.1 Příklady použití

Yamama Cement v Saúdské Arábii využívá kombinaci devíti spalovacích turbín SGT-600 v jednoduchém cyklus sloužící jako zdroj elektrické energie. Turbíny pracují v náročném prostředí související s vysokými teplotami, minerálním prachem a koncentrací písku ve větru. [15]

TVK Ltd v Maďarsko využívá paroplynový cyklus v chemickém závodu. V kombinaci pracuje spalovací turbína SGT-600 a parní turbína SST-700. [15]

4 Bilanční výpočet spalovací turbíny Siemens SGT-600

U výpočtu budeme pracovat s předpokladem, že teplota nasávaného vzduchu do kompresoru je 15 °C, tlak 101,3 kPa a relativní vlhkost je 77 %. Kompresor nasává 79.8 kg/s atmosférického vzduchu. Zemní plyn je přiváděn do spalovací komory při teplotě 25 °C. Ve spalovací komoře dochází ke spalování chudé směsi, se součinitelem přebytku vzduchu 3,12. Při spalování je uvažována tlaková ztráta 3% ve spalovací komoře. Po expanzi na turbíně spaliny odchází z turbíny při tlaku 102,3 kPa. Budeme předpokládat, že pracovní látka je dokonalý plyn s konstantními hodnotami Poissonovy konstanty, měrné tepelné kapacity a molární hmotnosti. Účinnosti komponentů spalovací turbíny jsou uvedeny v Tab. 4.2.



Obrázek 4-1 Schéma spalovací turbíny.

Tabulka 4.1 Zadané hodnoty média v určitých bodech.

	$h_i\ [kj/kg]$	$\dot{m}_i\ [kg/s]$	$p_i\ [kPa]$	$T_i\ [K]$
Bod 1	-	79,8	101,3	288,15
Bod 1_{CH4}	-	-	-	298,15
Bod 2	-	-	1407,0	-
Bod 3	-	-	-	-
Bod 4	-	-	102,3	-

Tabulka 4.2 Zadané účinnosti komponentů spalovací turbíny.

Termodynamická účinnost kompresoru	η_k	0,875
Mechanická účinnost kompresoru	η_{mk}	0,99
Termodynamická účinnost turbíny	η_t	0,897
Mechanická účinnost turbíny	η_{mt}	0,99
Účinnost generátoru	η_G	0,96

4.1 Výpočet hodnot vlhkého vzduchu před kompresorem

Atmosférický vzduch (vlhký vzduch) je směs suchého vzduchu a vodní páry. Suchý vzduch se skládá z dusíku, kyslíku, argonu, oxidu uhličitého, neonu, metanu a dalších látek. V našem výpočtu bude postačující uvažovat složení suchého vzduchu pouze z dusíku, kyslíku a argonu. [1],[2]

Tabulka 4.3 Uvažované složení suchého vzduchu.

Látka	Objemové díly suchého vzduchu x_i $[-]$
N_2	0,781
O_2	0,210
Ar	0,009

Pro přepočet hmotnostních zlomků suchého vzduchu na hmotnostní zlomky vlhkého vzduchu je potřeba určit měrnou vlhkost vzduchu, vyjadřující hmotnost vodní páry k 1 kilogramu suchého vzduchu. Parciální tlak syté vodní páry se určí k teplotě T_1 a atmosférickému tlaku vzduchu pomocí tabulek z [3].

$$p_s = 1705.4 \text{ Pa}$$

$$x' = 0{,}622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p_1 - \varphi \cdot p_s} = \\ = 0{,}622 \cdot \frac{0{,}77 \cdot 1705.4}{101300 - 0{,}77 \cdot 1705.4} = 0{,}008169 \, \frac{kg_{H_2O}}{kg_{SV}} \tag{4.1}$$

K přepočtu objemových zlomků na hmotnosti zlomky musíme určit molární hmotnosti látek suchého vzduchu.

Tabulka 4.4 Molární hmotností látek suchého vzduchu. [3]

Látka	Molární hmotnost M $[kg/kmol]$
N_2	28,01
O_2	32,00
Ar	39,95

Určení hmotnostních zlomků suchého vzduchu.

$$w_{N_2} = \frac{M_{N_2} \cdot x_{N_2}}{M_{N_2} \cdot x_{N_2} + M_{O_2} \cdot x_{O_2} + M_{Ar} \cdot x_{Ar}} = \\ = \frac{28{,}01 \cdot 0{,}781}{28{,}01 \cdot 0{,}781 + 32{,}00 \cdot 0{,}210 + 39{,}95 \cdot 0{,}009} = 0{,}7555 \tag{4.2}$$

$$w_{O_2} = \frac{M_{O_2} \cdot x_{O_2}}{M_{N_2} \cdot x_{N_2} + M_{O_2} \cdot x_{O_2} + M_{Ar} \cdot x_{Ar}} = \\ = \frac{32{,}00 \cdot 0{,}210}{28{,}01 \cdot 0{,}781 + 32{,}00 \cdot 0{,}210 + 39{,}95 \cdot 0{,}009} = 0{,}2321 \tag{4.3}$$

$$w_{Ar} = \frac{M_{N_2} \cdot x_{N_2}}{M_{N_2} \cdot x_{N_2} + M_{O_2} \cdot x_{O_2} + M_{Ar} \cdot x_{Ar}} = \\ = \frac{39{,}95 \cdot 0{,}009}{28{,}01 \cdot 0{,}781 + 32{,}00 \cdot 0{,}210 + 39{,}95 \cdot 0{,}009} = 0{,}0124 \tag{4.4}$$

Stanovení hmotnostních zlomků složek vlhkého vzduchu.

$$w_{N_2}^{VLH} = w_{N_2} \cdot (1 - x') = 0{,}7555 \cdot (1 - 0{,}008169) = 0{,}7493 \tag{4.5}$$

$$w_{O_2}^{VLH} = w_{O_2} \cdot (1 - x') = 0{,}2321 \cdot (1 - 0{,}008169) = 0{,}2302 \tag{4.6}$$

$$w_{Ar}^{VLH} = w_{O_2} \cdot (1 - x') = 0{,}2321 \cdot (1 - 0{,}008169) = 0{,}0123 \tag{4.7}$$

$$w_{H_2O}^{VLH} = x' = 0{,}0082 \tag{4.8}$$

Výpočet entalpie vlhkého vzduchu provedeme pomocí softwaru EES (Engineering Equation Solver) ke vztažné teplotě 273,15 K.

$$h_1 = w_{N_2}^{VLH} \cdot \left(h_{N_2}(T_1) - h_{N_2}(T_{VZ})\right) + w_{O_2}^{VLH} \cdot \left(h_{O_2}(T_1) - h_{O_2}(T_{VZ})\right) + \\ + w_{Ar}^{VLH} \cdot \left(h_{Ar}(T_1) - h_{Ar}(T_{VZ})\right) + w_{H_2O}^{VLH} \cdot \left(h_{H_2O}(T_1) - h_{H_2O}(T_{VZ})\right) = \\ = 15{,}133 \ kJ/kg \ (EES) \tag{4.9}$$

4.2 Výpočet hodnot vlhkého vzduchu za kompresorem

Hmotnostní průtok vlhkého vzduchu za kompresorem je identický jako před kompresorem.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 = 79{,}8 \, kg/s \tag{4.10}$$

Měrná tepelné kapacity vlhkého vzduchu.

Tabulka 4.5 Měrné tepelné kapacity složek vlhkého vzduchu podle [3].

	c_{pi} $[kj/kg \cdot K]$	c_{vi} $[kj/kg \cdot K]$
N_2	1.040	0.7429
O_2	0.9180	0.6582
Ar	0.5203	0.3122
H_2O	1.865	1.403

$$c_p = w_{N_2}^{VLH} \cdot c_{p_{N_2}} + w_{O_2}^{VLH} \cdot c_{p_{O_2}} + w_{Ar}^{VLH} \cdot c_{p_{Ar}} + w_{H_2O}^{VLH} \cdot c_{pH_2O} =$$

$$= 0{,}7493 \cdot 1.040 + 0{,}2302 \cdot 0.9180 + 0.0123 \cdot 0.5203 + 0.0082 \cdot 1.865 = \quad (4.11)$$

$$= 1{,}0123 \ kJ/kg \cdot K$$

$$c_v = w_{N_2}^{VLH} \cdot c_{v_{N_2}} + w_{O_2}^{VLH} \cdot c_{v_{O_2}} + w_{Ar}^{VLH} \cdot c_{vAr} + x \cdot c_{vH_2O} =$$

$$0{,}7493 \cdot 0.7429 + 0{,}2302 \cdot 0.6582 + 0.0123 \cdot 0.3122 + 0.0082 \cdot 1.403 = \quad (4.12)$$

$$= 0{,}7235 \ kJ/kg \cdot K$$

Poissonova konstanta vlhkého vzduchu.

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1{,}0123}{0{,}7235} = 1{,}3992 \quad (4.13)$$

Pro výpočet měrné plynové konstanty vlhkého vzduchu se využije Mayerův vztah.

$$r = c_p - c_v = 1{,}0123 - 0{,}7235 = 0{,}2888 \ kJ/kg \cdot K \quad (4.14)$$

Měrná objemová práce při adiabatické kompresi, tedy při ideální kompresi.

$$a_{kID} = c_p \cdot (T_{2ID} - T_1) = c_p \cdot (\frac{T_{2ID}}{T_1} - 1) \quad (4.15)$$

Teplota vlhkého vzduchu za kompresorem při adiabatické kompresi.

$$T_{2ID} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot T_1 \quad (4.16)$$

Z rovnice (4.15) a (4.16) dále vyplývá.

$$a_{kID} = c_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) =$$

$$= 1{,}0123 \cdot 288{,}15 \cdot \left(\left(\frac{14{,}070}{1{,}013} \right)^{\frac{1{,}3992-1}{1{,}3992}} - 1 \right) = 326{,}2404 \ kJ/kg \qquad (4.17)$$

Termodynamická účinnost kompresoru

$$\eta_k = \frac{a_{kID}}{a_k} = \frac{h_{2ID} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{c_p \cdot (T_{2ID} - T_1)}{c_p \cdot (T_2 - T_1)} \qquad (4.18)$$

Rovnici (4.18) můžeme zapsat ve tvaru vyjadřující skutečnou měrnou entalpii za kompresorem.

$$h_2 = \frac{a_{kID}}{\eta_k} + h_1 = \frac{326{,}2404}{0{,}875} + 15{,}133 = 387{,}979 \ kJ/kg \qquad (4.19)$$

Skutečná měrná objemová práce kompresoru.

$$a_k = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1) \qquad (4.20)$$

Z rovnice (4.20) vyjádříme teplotu vlhkého vzduchu po kompresi.

$$T_2 = \frac{h_2 - h_1}{c_p} + T_1 = \frac{387{,}979 - 15{,}133}{1.0123} + 288{,}15 = 656{,}466 \ K \qquad (4.21)$$

4.3 Výpočet hodnot zemního plynu přiváděného do spalovací komory a výpočet hodnot na výstupu ze spalovací komory

V našem případě idealizujeme složení zemního plynu (paliva) na 100% CH_4. Výpočet měrné entalpie paliva ke vztažné teplotě 273,15 K. (EES)

$$h_{CH_4} = h_{CH_4}(T_{CH_4}) - h_{CH_4}(T_{VZ}) = 55{,}147 \ kJ/kg \ \ (EES) \qquad (4.22)$$

Rovnice stechiometrického spalování. [5]

$$CH_4 + 2(O_2 + 3{,}762 \ N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7{,}524N_2 \qquad (4.23)$$

Rovnice stechiometrického spalování pro 1 kmol paliva.

$$1\ kmol\ CH_4 + 2\ kmoly\ O_2 + 7{,}524\ kmolu\ N_2 \rightarrow \\ \rightarrow 1\ kmol\ CO_2 + 2\ kmoly\ H_2O + 7{,}524\ kmolu\ N_2 \tag{4.24}$$

Tabulka 4.6 Molární hmotnosti složek spalování. [3]

	Molární hmotnost M_i $[kg/kmol]$
CH_4	16,05
O_2	32,00
N_2	28,01
CO_2	44,01
H_2O	18,02

Rovnici (4.24) přepíšeme do hmotových jednotek. [3]

$$16.05\ kg\ CH_4 + 64{,}00\ kg\ O_2 + 210{,}74\ kg\ N_2 \rightarrow \\ \rightarrow 44{,}01\ kg\ CO_2 + 36{,}04\ kg\ H_2O + 210{,}74\ kg\ N_2 \tag{4.25}$$

Hmotnostní průtok vzduchu a paliva při stechiometrickém spalování.

$$\dot{m}_b = \dot{m}_{CH_4} = 16{,}05\ kg/s \tag{4.26}$$

$$(\dot{m}_L)_{MIN} = \dot{m}_{O_2} + \dot{m}_{N_2} = 274{,}74\ kg/s \tag{4.27}$$

Z odvozené chemické rovnice pro spalování vyplívá, že pro stechiometrické spalování 16,05 kg paliva je potřeba 274,74 kg vzduchu. Množství vzduchu potřebného ke stechiometrickému spálení 1 kg paliva vyjadřuje stechiometrický palivový poměr.

$$f_{stech} = \frac{\dot{m}_b}{(\dot{m}_L)_{min}} = \frac{16{,}05}{274{,}74} = 0{,}0584\ kg_B/kg_L \tag{4.28}$$

Spalování v našem případě není stechiometrické, ale chudé spalování, tedy směsi s přebytkem okysličovadla. Množství nadbytečného vzduchu popisuje součinitel přebytku vzduchu α. Palivový poměr v našem případě.

$$f = \frac{\dot{m}_b}{\alpha \cdot (\dot{m}_L)_{min}} = \frac{16{,}05}{3{,}12 \cdot 274{,}74} = 0{,}0187\ kg_B/kg_L \tag{4.29}$$

Potřebný hmotnostní průtok zemního plynu pro daný typ spalování.

$$\dot{m}_{CH_4} = f \cdot \dot{m}_2 = 0{,}0187 \cdot 79{,}8 = 1{,}492\ kg/s \tag{4.30}$$

Zemní plyn a vlhký vzduch jsou do spalovací komory přiváděny při identickém tlaku.

$$p_{CH_4} = p_2 = 1407\ kPa \tag{4.31}$$

Hmotnostní průtok spalin.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_{CH_4} = 79.800 + 1.492 = 81{,}292\ kg/s \tag{4.32}$$

Tlak média za spalovací komorou. Při spalování je uvažována tlaková ztráta ve spalovací komoře 3%.

$$p_3 = p_2 \cdot (1 - \Delta p) = 1407 \cdot (1 - 0{,}03) = 1364{,}8\ kPa \tag{4.33}$$

Rovnice spalování, při zvoleném přebytku vzduchu 3,12.

$$CH_4 + 2 \cdot 3{,}12 \cdot (O_2 + 3{,}762\ N_2) \rightarrow CO_2 + 2\ H_2O + 23{,}4748\ N_2 + 4{,}24\ O_2 \tag{4.34}$$

Rovnici (4.34) přepíšeme do hmotových jednotek.

$$\begin{aligned} 16{,}05\ kg\ CH_4 + \ 199{,}68\ kg\ O_2 + 657{,}53\ kg\ N_2 \rightarrow \\ \rightarrow \ 44{,}01\ kg\ CO_2 + 36{,}04\ kg\ H_2O + 657{,}53\ N_2 + 135{,}68\ kg\ O_2 \end{aligned} \tag{4.35}$$

Teplota spalin proudících ze spalovací komory se vypočte pomocí rovnováhy entalpie reaktantu, tedy vzduchu a paliva vstupujícího do spalovací komory a entalpie produktu, tedy spalin proudící ze spalovací komory. [16]

Molární entalpie reaktantu. [16]

$$H_R = \bar{h}_{CH_4,R}(T_{CH_4}) + 6{,}240 \cdot \bar{h}_{O_2,R}(T_2) + 23{,}475\ \bar{h}_{N_2,R}(T_2) \tag{4.36}$$

Molární entalpie produktu. [16]

$$H_P = \ \bar{h}_{CO_2,P}(T_3) + 2 \cdot \bar{h}_{O_2,P}(T_3) + 23{,}475 \cdot \ \bar{h}_{N_2,P}(T_3) + 4{,}24 \cdot \bar{h}_{N_2,P}(T_3) \tag{4.37}$$

Energetická bilance vyžaduje rovnováhu reaktantu a produktu. [16]

$$H_R = H_P \tag{4.38}$$

Z dané rovnice rovnováhy nám zbývá pouze jedna neznámá a to teplota T_3, neboli teplota spalin. Teplota se nejdříve odhadne na námi zvolenou hodnotu a následně se upraví tak, aby odpovídala stanovené rovnováze. [16]

$$T_3 = 1401{,}921\ K\ (EES) \tag{4.39}$$

Složky vzniklé a spotřebované při spalování. [4]

$$X_{N_2}^{'} = \frac{m_{N_2}^F - m_{N_2}^S}{m_{CH_4}} = \frac{657{,}18 - 657{,}18}{16{,}05} = 0 \tag{4.40}$$

$$X_{H_2O}^{'} = \frac{m_{H_20}^F - m_{H_2O}^S}{m_{CH_4}} = \frac{36{,}04 - 0}{16{,}05} = 2.245 \tag{4.41}$$

$$X_{CO_2}^{'} = \frac{m_{CO_2}^F - m_{CO_2}^S}{m_{CH_4}} = \frac{44{,}01 - 0}{16{,}05} = 2.742 \tag{4.42}$$

$$X_{O_2}^{'} = \frac{m_{O_2}^F - m_{O_2}^S}{m_{CH_4}} = \frac{135{,}68 - 199{,}68}{16{,}05} = -3{,}987 \tag{4.43}$$

Hmotnostní zlomky spalin. [4]

$$w_{\mathrm{TL}}^{SP} = \frac{1}{(1 + \mathrm{x}') \cdot (1 + f)} = \frac{1}{(1 + 0{,}008169) \cdot (1 + 0{,}0187)} = 0{,}9737 \tag{4.44}$$

$$w_{H_2O}^{SP} = \frac{\mathrm{x}'}{(1 + \mathrm{x}') \cdot (1 + f)} + \frac{f}{1 + f} \cdot X_{O_2}^{'} =$$

$$= \frac{0{,}008169}{(1 + 0{,}008169) \cdot (1 + 0{,}0187)} + \frac{0{,}0187}{1 + 0{,}0187} \cdot 3{,}987 = 0{,}0492 \tag{4.45}$$

$$w_{CO_2}^{SP} = \frac{f}{1 + f} \cdot X_{CO_2}^{'} = \frac{0{,}0187}{1 + 0{,}0187} \cdot 2.742 = 0{,}0503 \tag{4.46}$$

$$w_{N_2}^{SP} = \frac{f}{1 + f} \cdot X_{N_2}^{'} = \frac{0{,}0187}{1 + 0{,}0187} \cdot 0 = 0 \tag{4.47}$$

$$w_{O_2}^{SP} = \frac{f}{1 + f} \cdot X_{O_2}^{'} = \frac{0{,}0187}{1 + 0{,}0187} \cdot 3{,}987 = -0{,}0732 \tag{4.48}$$

Měrná entalpie spalin.

$$h_3 = w_{\mathrm{TL}}^{SP} \cdot (h_{TL}(T_3) - h_{TL}(T_{VZ})) + w_{H_2O}^{SP} \cdot (h_{H_2O}(T_3) - h_{H_2O}(T_{VZ})) +$$
$$+w_{CO_2}^{SP} \cdot \left(h_{CO_2}(T_3) - h_{CO_2}(T_{VZ})\right) - w_{O_2}^{SP} \cdot \left(h_{N_2}(T_3) - h_{N_2}(T_{VZ})\right) = \quad (4.49)$$
$$= 1311{,}899\ kJ/kg \ \text{(EES)}$$

4.4 Výpočet hodnot spalin za turbínou

Hmotnostní průtok spalin za turbínou je shodný jako před turbínou

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 81{,}292\ kg/s \quad (4.50)$$

Měrné tepelné kapacity spalin na výstupu z turbíny.

$$c_{p_{sp}}(T_3) = w_{\mathrm{TL}}^{SP} \cdot c_{p_{TL}}(T_3) + w_{H_2O}^{SP} \cdot c_{pH_2O}(T_3) + w_{CO_2}^{SP} \cdot c_{p_{CO_2}}(T_3) +$$
$$w_{N_2}^{SP} \cdot c_{p_{N_2}}(T_3) + w_{O_2} \cdot c_{p_{O_2}}(T_3) = \ 1{,}278\ kJ/kg \cdot K \ \ (EES) \quad (4.51)$$

$$c_{v_{sp}}(T_3) = w_{\mathrm{TL}}^{SP} \cdot c_{v_{TL}}(T_3) + w_{H_2O}^{SP} \cdot c_{vH_2O}(T_3) + w_{CO_2}^{SP} \cdot c_{v_{CO_2}}(T_3) +$$
$$w_{N_2}^{SP} \cdot c_{v_{N_2}}(T_3) + w_{O_2}^{SP} \cdot c_{v_{O_2}}(T_3) = 0{,}985\ kJ/kg \cdot K \ \ (EES) \quad (4.52)$$

Výpočet Poissonovy konstanty spalin.

$$\gamma_{sp} = \frac{c_{p_{sp}}}{c_{v_{sp}}} = \frac{1{,}278}{0{,}985} = 1{,}297 \quad (4.53)$$

Teplota spalin po adiabatické expanzi. [14]

$$T_{4ID} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\gamma_{SP}-1}{\gamma_{SP}}} \cdot T_3 = \left(\frac{102{,}3}{1364{,}8}\right)^{\frac{1{,}297-1}{1{,}297}} \cdot 1401{,}921 = 774{,}529\ K \quad (4.54)$$

Termodynamická účinnost turbíny.

$$\eta_t = \frac{a_{t_t}}{a_{t_tID}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4ID}} = \frac{c_{p_{SP}} \cdot (T_3 - T_4)}{c_{p_{SP}} \cdot (T_3 - T_{4ID})} \quad (4.55)$$

Teplota spalin na výstupu z turbíny. Odvozeno z rovnice (4.55).

$$T_4 = T_3 - \eta_t \cdot (T_3 - T_{4ID}) = 1401{,}921 - 0.897 \cdot (1401{,}921 - 774{,}529) = \quad (4.56)$$

$$= 839{,}150\ K$$

Rovnici (4.55) můžeme zapsat ve tvaru vyjadřující měrnou entalpii za kompresorem.

$$h_4 = -\eta_t \cdot c_{p_{SP}} \cdot (T_3 - T_{4ID}) + h_3 =$$

$$= 0.897 \cdot 1{,}278 \cdot (1401{,}921 - 774{,}529) + 1311{,}899 = \quad (4.57)$$

$$= 592{,}678\ kJ/kg$$

4.5 Generovaný elektrický výkon

Výkon kompresoru

$$P_k = \dot{m}_1 \cdot a_{t_k12} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) = 79.8 \cdot (15{,}133 - 387{,}979) = \quad (4.58)$$

$$= -29,753\ MW$$

Výkon turbíny

$$P_t = \dot{m}_3 \cdot a_{t_t12} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4) = 81{,}292\ \cdot (1311{,}899 - 592{,}678\ ) = \quad (4.59)$$

$$= 58{,}467\ MW$$

Generovaný elektrický výkon se vypočte součtem rovnice (4.58) a (4.59), je potřeba zahrnout mechanickou účinnost turbíny, kompresoru a účinnost generátoru. Je potřeba si uvědomit, že výkon spotřebovaný na kompresoru, se musí díky účinnosti zvětšit, tedy výkon kompresoru se vydělí mechanickou účinností. Znamená to tedy, že turbína díky mechanické účinnosti musí dodávat vetší množství energie pro pohon kompresoru. Generovaný výkon na turbíně se musí naopak zmenšit.

$$P_G = \left(\frac{P_k}{\eta_{mk}} + P_t \cdot \eta_{mt}\right) \cdot \eta_G = \left(\frac{-29,753}{0.99} + 58{,}467 \cdot 0.99\right) \cdot 0.96 = \quad (4.60)$$

$$= 26{,}716\ MW$$

4.6 Shrnutí vypočítaných hodnot

Z Tabulky 4.7 vztahující se k Obrázku 4-1 je patrné chování média v určitých částech cyklu. Můžeme si povšimnout změny chování oproti ideálnímu Braytonovu cyklu, kde například teplota při expanzi z turbíny při ideálním Braytonovu cyklu je z rovnice (4.54) rovna 774,529 K. Po zahrnutí termodynamické účinnosti turbíny je teplota z rovnice (4.56) rovna 839,150 K. Vznikne tedy menší diference teplot mezi body 3 a 4. S tím následně souvisí vznik menší měrné technické práce a výkonu turbíny.

Tabulka 4.7 Vypočítané hodnoty média v určitých bodech

	$h_i\ [kj/kg]$	$\dot{m}_i\ [kg/s]$	$p_i\ [kPa]$	$T_i\ [K]$
Bod 1	**15,133**	79,800	101,3	288,15
Bod 1_{CH4}	**55,147**	**1,492**	**1407,0**	298,15
Bod 2	**387,979**	**79,800**	1407,0	**656,466**
Bod 3	**1311,899**	**81,292**	**1364,8**	**1401,921**
Bod 4	**592,678**	**81,291**	102,3	**839,150**

ZÁVĚR

Obor spalovacích turbíny je složité a rozsáhlé technické téma. Pro ucelení pohledu na problém je potřeba rozsáhlého studia a technické praxe. I přesto se autor snažil v práci shrnout základní principy a části soustrojí, tak aby si čtenář dokázal udělat základní přehled o zmíněné problematice.

Vývoj spalovacích turbín postupuje stále dopředu, souvisí to především se snahou zvyšování účinnosti celého soustrojí. Možné zvýšení účinnosti je uvedeno v první části práce. Pro ujasnění si principu funkce spalovací turbíny jsou uvedeny v první kapitole ideální cykly spalovacích turbín. Při následném výpočtu zvolené spalovací turbíny pro teplárenský provoz se nabízí možnost porovnání ideálního Braytonova cyklu a skutečného Braytonova cyklu, tedy cyklu který byl vypočítán.

Spalovací turbíny se jeví jako perspektivní zdroj energie, hlavně díky své účinnosti, která se vývojem stále zvyšuje. Avšak v dnešní době při současných cenách paliva spalovacích turbín, především tedy zemního plynu, se jeví použití jako základního zdroje finančně nevýhodné při porovnání například s uhelnými elektrárnami, které produkují v současné době největší podíl elektrické energie. Díky svým vlastnostem, především tedy potřeby krátkého času na rozběh celého soustrojí, se osvědčili jako dobrým špičkovým zdrojem.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] ŠTĚTINA, Josef. Směsi. Brno, 2018. 14 s. Přednáška. VUT v Brně.
[2] ŠUROVSKÝ, Jan. *Spalovací turbíny: [od mikroturbíny k elektrárnám]*. Česko]: J. Šurovský, 2013, 245 s. : il. (převážně barev.). ISBN 978-80-260-4106-1.
[3] Tabulky a diagramy 6TT Termomechanika 0AT Seminář aplikované termomechaniky [online]. Vysoké učení technické v Brně: Energetický ústav, Fakulta strojního inženýrství, 2018 [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: https://drive.google.com/file/d/10L5Tw9zvGwp9XHjoW1wTsJ08gZ54vrt5/view
[4] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny*. 2. zcela přeprac. vyd. Praha: Nakl. techn. lit, 1980, 623 s. : il.
[5] VESELÝ, Stanislav. Spalovací komory: termodynamika a základy konstrukce. Brno: [s.n.], 2007, 237 s. ISBN 978-80-254-0418-8.
[6] KADRNOŽKA, Jaroslav. Plynové turbíny a turbokompresory. Vyd. 1. Brno: VUT, 1986, 226 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brn).
[7] KLIMEŠ, Lubomír. Termodynamické cykly [online]. Brno: VUT Brno, fakulta strojního inženýrství, 30 s. [cit. 2020-06-24]. Přednáška. Dostupné z: https://docs.google.com/presentation/d/1twt_rkbr5rdbAP0mcGVlyespwWg6vHcs0Cb2l_pv-gU/edit#slide=id.p2
[8] ŠTĚTINA, Josef. Spalovací turbíny. Brno, 2018. 15 s. Přednáška. VUT v Brně.
[9] BOBČÍK, Marek. Ideální oběhy plynových turbín. Brno, 2011. Bakalářská práce. VUT Brno. Vedoucí práce Doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.
[10] Provozy. Teplárny Brno [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.teplarny.cz/provozy
[11] Mikroturbína. Asociace mikroturbín, o.s. [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: http://mikroturbinysweb.webmium.com/mikroturbinaSssa
[12] Gas turbines, Siemens [online]. [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/gas-turbines.html
[13] ŠTĚTINA, Josef. Cykly. Brno, 2018. 25 s. Přednáška. VUT v Brně.
[14] ŠTĚTINA, Josef. Termodynamické děje. Brno, 2018. 21 s. Přednáška. VUT v Brně.
[15] SGT - 600 industrial gas turbine. *Siemens* [online]. [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/gas-turbines/sgt-600.html#/
[16] KLEIN, Sanford a Gregory NELLIS. Thermodynamics. United States of America, New York: Cambrigde University Press, 2012, 1100 s. ISBN 978-0-521-19570-6.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a_k	Skutečná měrní objemová práce kompresoru	$[J/kg]$
a_{kID}	Měrná objemová práce kompresoru při ideální, adiabatické, kompresi	$[J/kg]$
a_{t_k12}	Skutečná měrná technická práce kompresoru	$[J/kg]$
a_{t_t12}	Skutečná měrná technická práce turbíny	$[J/kg]$
c_p	Měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu při konstantním tlaku	$[kJ/kgK]$
$c_{p_{H_2O}}(T_3)$	Měrná tepelná kapacita vody při konstantním tlaku a teplotě T_3	$[kJ/kgK]$
$c_{p_{N_2}}(T_3)$	Měrná tepelná kapacita dusíku při konstantním tlaku a teplotě T_3	$[kJ/kgK]$
$c_{p_{O_2}}(T_3)$	Měrná tepelná kapacita kyslíku při konstantním tlaku a teplotě T_3	$[kJ/kgK]$
$c_{p_{SP}}(T_3)$	Měrná tepelná kapacita spalin při konstantním tlaku a teplotě T_3	$[kJ/kgK]$
$c_{p_{TL}}(T_3)$	Měrná tepelná kapacita suchého vzduchu při konstantním tlaku a teplotě T_3	$[kJ/kgK]$
c_v	Měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu při konstantním objemu	$[kJ/kgK]$
$c_{v_{CO_2}}(T_3)$	Měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého při konstantním objemu a teplotě T_3	$[kJ/kgK]$
$c_{v_{H_2O}}(T_3)$	Měrná tepelná kapacita vody při konstantním objemu a teplotě T_3	$[kJ/kgK]$
$c_{v_{N_2}}(T_3)$	Měrná tepelná kapacita dusíku při konstantním objemu a teplotě T_3	$[kJ/kgK]$
$c_{v_{O_2}}(T_3)$	Měrná tepelná kapacita kyslíku při konstantním objemu a teplotě T_3	$[kJ/kgK]$
$c_{v_{SP}}(T_3)$	Měrná tepelná kapacita spalin při konstantním objemu a teplotě T_3	$[kJ/kgK]$
$c_{v_{TL}}(T_3)$	Měrná tepelná kapacita suchého vzduchu při konstantním objemu a teplotě T_3	$[kJ/kgK]$
f	Palivoví poměr	$[kg_B/kg_L]$
f_{stech}	Stechiometrický palivový poměr	$[kg_B/kg_L]$
h_1	Měrná entalpie vlhkého vzduchu v bodě 1	$[kJ/kg]$
h_2	Měrná entalpie vlhkého vzduchu v bodě 2	$[kJ/kg]$
h_3	Měrná entalpie spalin v bodě 3	$[kJ/kg]$

h_4	Měrná entalpie spalin v bodě 4	$[kJ/kg]$
h_{4ID}	Měrná entalpie spalin v bodě 4 při ideální, adiabatické, expanzi	$[kJ/kg]$
$h_{CO_2}(T_3)$	Měrná entalpie oxidu uhličitého při teplotě T_3	$[kJ/kg]$
$h_{CO_2}(T_{VZ})$	Měrná entalpie oxidu uhličitého při teplotě T_{VZ}	$[kJ/kg]$
h_{CH_4}	Měrná entalpie methanu	$[kJ/kg]$
$h_{H_2O}(T_3)$	Měrná entalpie vody při teplotě T_3	$[kJ/kg]$
$h_{H_2O}(T_{VZ})$	Měrná entalpie vody při teplotě T_{VZ}	$[kJ/kg]$
$h_{N_2}(T_3)$	Měrná entalpie dusíku při teplotě T_3	$[kJ/kg]$
$h_{N_2}(T_{VZ})$	Měrná entalpie dusíku při teplotě T_{VZ}	$[kJ/kg]$
H_P	Molární entalpie produktu spalování	$[J/kmol]$
H_R	Molární entalpie reaktantu spalování	$[J/kmol]$
$h_{TL}(T_3)$	Měrná entalpie suchého vzduchu při teplotě T_3	$[kJ/kg]$
$h_{TL}(T_{VZ})$	Měrná entalpie suchého vzduchu při teplotě T_{VZ}	$[kJ/kg]$
$\bar{h}_{CO_2,P}(T_3)$	Molární entalpie oxidu uhličitého (produktu) při teplotě T_3	$[J/kmol]$
$\bar{h}_{N_2,P}(T_3)$	Molární entalpie dusíku (produktu) při teplotě T_3	$[J/kmol]$
$\bar{h}_{N_2,R}(T_2)$	Molární entalpie dusíku (produktu) při teplotě T_2	$[J/kmol]$
$\bar{h}_{CH_4,R}(T_{CH_4})$	Molární entalpie methanu (reaktantu) při teplotě T_{CH_4}	$[J/kmol]$
$\bar{h}_{O_2,P}(T_3)$	Molární entalpie kyslíku (produktu) při teplotě T_3	$[J/kmol]$
$\bar{h}_{O_2,R}(T_2)$	Molární entalpie kyslíku (produktu) při teplotě T_2	$[J/kmol]$
M_{N_2}	Molární hmotnost dusíku	$[kg/kmol]$
M_{O_2}	Molární hmotnost kyslíku	$[kg/kmol]$
M_{Ar}	Molární hmotnost argonu	$[kg/kmol]$
M_{CH_4}	Molární hmotnost methanu	$[kg/kmol]$
M_{CO_2}	Molární hmotnost oxidu uhličitého	$[kg/kmol]$
M_{H_2O}	Molární hmotnost vody	$[kg/kmol]$
$\dot{m}_1$	Hmotnostní průtok vlhkého vzduchu před kompresorem	$[kg/s]$
$\dot{m}_2$	Hmotnostní průtok vlhkého vzduchu za kompresorem	$[kg/s]$
$\dot{m}_3$	Hmotnostní průtok spalin proudících ze spalovací komory	$[kg/s]$
$\dot{m}_4$	Hmotnostní průtok spalin za turbínou	$[kg/s]$
$\dot{m}_b$	Hmotnostní průtok paliva	$[kg/s]$
$\dot{m}_{CH_4}$	Hmotnostní průtok methanu	$[kg/s]$
$(\dot{m}_L)_{MIN}$	Hmotnostní průtok vzduchu při stechiometrickém spalování	$[kg/s]$
$\dot{m}_{N_2}$	Hmotnostní průtok dusíku	$[kg/s]$
$\dot{m}_{O_2}$	Hmotnostní průtok kyslíku	$[kg/s]$
p_1	Tlak vlhkého vzduchu v bodě 1 (před kompresorem)	$[kPa]$

p_2	Tlak vlhkého vzduchu v bodě 2 (za kompresorem)	$[kPa]$
p_3	Tlak spalin v bodě 3 (za spalovací komorou)	$[kPa]$
p_4	Tlak spalin v bodě 4 (za turbínou)	$[kPa]$
P_G	Generovaný elektrický výkon v generátoru	$[MW]$
p_{CH_4}	Tlak zemního plynu přiváděného do	$[MPa]$
P_k	Výkon kompresoru	$[MW]$
p_s	Parciální tlak syté vodní páry k teplotě T_1	$[kPa]$
P_t	Výkon turbíny	$[MW]$
r	Měrná plynová konstanta vlhkého vzduchu	$[kJ/kgK]$
T_1	Teplota vlhkého vzduchu v bodě 1 (před kompresorem)	$[K]$
T_2	Teplota vlhkého vzduchu v bodě 2 (za kompresorem)	$[K]$
T_{2ID}	Teplota vlhkého vzduchu v bode 2 (za kompresorem) v případě adiabatické komprese	$[K]$
T_3	Teplota spalin v bodě 3 (za spalovací komorou)	[K]
T_4	Tlak spalin v bodě 4 (za turbínou)	$[K]$
T_{4ID}	Teplota spalin v bodě 4 (za turbínou) v případě adiabatické expanze	$[K]$
$w_{CO_2}^{SP}$	Hmotnostní zlomek oxidu uhličitého ve spalinách	$[-]$
$w_{H_2O}^{SP}$	Hmotnostní zlomek vody ve spalinách	$[-]$
$w_{N_2}^{SP}$	Hmotnostní zlomek dusíku ve spalinách	$[-]$
$w_{O_2}^{SP}$	Hmotnostní zlomek kyslíku ve spalinách	$[-]$
w_{TL}^{SP}	Hmotnostní zlomek suchého vzduchu ve spalinách	$[-]$
$\mathrm{w}_{\mathrm{H_2O}}^{\mathrm{VLH}}$	Hmotnostní zlomek vody ve vlhkém vzduchu	$[-]$
$\mathrm{w}_{\mathrm{N_2}}$	Hmotnostní zlomek dusíku v suchém vzduchu	$[-]$
$\mathrm{w}_{\mathrm{N_2}}^{\mathrm{VLH}}$	Hmotnostní zlomek dusíku ve vlhkém vzduchu	$[-]$
$\mathrm{w}_{\mathrm{O_2}}$	Hmotnostní zlomek kyslíku v suchém vzduchu	$[-]$
$\mathrm{w}_{\mathrm{O_2}}^{\mathrm{VLH}}$	Hmotnostní zlomek kyslíku ve vlhkém vzduchu	$[-]$
w_{Ar}	Hmotnostní zlomek argonu v suchém vzduchu	$[-]$
$\mathrm{w}_{\mathrm{Ar}}^{\mathrm{VLH}}$	Hmotnostní zlomek argonu ve vlhkém vzduchu	$[-]$
$X_{CO_2}^{'}$	Vzniklá složka oxidu uhličitého	$[-]$
$X_{H_2O}^{'}$	Vzniklá složka vody	$[-]$
$X_{N_2}^{'}$	Vzniklá složka dusíku	$[-]$
$X_{O_2}^{'}$	Spotřebovaná složka kyslíku	$[-]$
x'	Měrná vlhkost vzduchu	$[\frac{\mathrm{kg_{H_2O}}}{\mathrm{kg_{SV}}}]$

x_{N_2}	Objemový díl dusíku v suchém vzduchu	[−]
x_{O_2}	Objemový díl kyslíku v suchém vzduchu	[−]
x_{Ar}	Objemový díl argonu v suchém vzduchu	[−]
α	Součinitel přebytku vzduchu	[−]
γ	Poissonova konstanta vlhkého vzduchu	[−]
γ_{SP}	Poissonova konstanta spalin	[−]
Δp	Tlaková diference ve spalovací komoře	[−]
η_G	Účinnost generátoru	[−]
η_k	Termodynamická účinnost kompresoru	[−]
η_{mk}	Mechanická účinnost kompresoru	[−]
η_{mt}	Mechanická účinnost turbíny	[−]
η_t	Termodynamická účinnost turbíny	[−]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1-1 Spalovací turbína Siemens SGT-800, upraveno z [12].

Obrázek 1-2 Sací trakt vzduchu Turbíny Siemens SGT-750, upraveno z [2].

Obrázek 1-3 Teplárna Červený mlýn, Brno, upraveno z [10].

Obrázek 1-4 Schéma mikroturbíny s radiálním kompresorem [11].

Obrázek 1-5 Spalovací turbína Siemens SGT-750, víceplechovková spalovací komora upraveno z [12].

Obrázek 1-6 Spalovací turbína Siemens SGT-800, prstencová spalovací komora, upraveno z [12].

Obrázek 1-7 Spalovací turbína Siemens SGT6-2000, válcová spalovací komora, upraveno z [12].

Obrázek 1-8 Systém mazacího oleje turbíny Siemens SGT-750, upraveno z [2].

Obrázek 1-9 Schéma uzavřeného a otevřeného cyklu.

Obrázek 1-10 Přímý a nepřímý cyklus z [13].

Obrázek 1-11 Zobrazení Braytonova cyklus v p-v a T-s diagramu [7].

Obrázek 1-12 Humphreyuv cyklus v p-v a T-s diagramu [9].

Obrázek 1-13 Zobrazení Carnotův cyklus v p-v a T-s diagramu [7].

Obrázek 1-14 Schéma měrné práce v T-s diagramu.

Obrázek 1-15 Porovnání cyklů v T-s diagramu [9].

Obrázek 1-16 Schéma spalovací turbíny s mezichladičem.

Obrázek 1-17 Schéma spalovací turbíny s postupným spalováním.

Obrázek 1-18 Schéma spalovací turbíny s regenerací.

Obrázek 3-1 Spalovací turbína Siemens SGT-600. [15]

Obrázek 4-1 Schéma spalovací turbíny.

SEZNAM TABULEK

Tabulka 4.1 Zadané hodnoty média v určitých bodech.
Tabulka 4.2 Zadané účinnosti komponentů spalovací turbíny.
Tabulka 4.3 Uvažované složení suchého vzduchu.
Tabulka 4.4 Molární hmotností látek suchého vzduchu. [3]
Tabulka 4.5 Měrné tepelné kapacity složek vlhkého vzduchu podle [3].
Tabulka 4.6 Molární hmotnosti složek spalování. [3]
Tabulka 4.7 Vypočítané hodnoty média v určitých bodech

.