



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

SMÍŠENÝ TEPELNÝ CYKLUS

COMBI-CYCLE POWER PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ANDRIY TKACHUK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ ŠKORPÍK, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Andriy Tkachuk

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

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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

Smíšený tepelný cyklus

v anglickém jazyce:

Combi-cycle power plant

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh a výpočet smíšeného tepelného cyklu "Graz". Diplomová práce navazuje na stejnojmennou bakalářskou práci studenta.

Cíle diplomové práce:

- (1) Energetická bilance cyklu.
- (2) Identifikace ztrát v cyklu a jejich výpočet či odhad.
- (3) Výpočet hlavních rozměrů turbosoustrojí.
- (4) Základní výkres turbosoustrojí.
- (5) Vliv změny parametrů na práci zařízení pro realizaci cyklu.

Seznam odborné literatury:

1. J. Kadrnožka, Tepelné turbíny a turbokompresory I - základy teorie výpočtu, vydalo Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004, ISBN: 80-7204-346-3.
2. J. Kadrnožka, Teorie lopatkových strojů, Vysoké učení technické v Brně, 1991, ISBN 80-214-0275-X.
3. J. Krbek, Tepelné turbíny a turbokompresory, Vysoké učení technické v Brně, 1990, ISBN 80-214-0236-9.
4. J. Škorpík, Lopatkové stroje, dostupné z oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/index.html

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 27.10.2010

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce navazuje na stejnojmennou bakalářskou práci. Zabývá se smíšeným tepelným cyklem, jehož hlavní předností je vysoká účinnost a snadné odloučení CO₂ pro jeho uskladnění a další použití. Diplomová práce nás seznamuje s cyklem Graz, jeho tepelnou bilancí a základním uspořádáním. Samotný výpočet je v příloze jako .XLS soubor. V závěru práce se interpretuje výsledek výpočtu a nastiňují se podmínky, za jakých by byl tento projekt realizován.

ABSTRACT

This master thesis follows the bachelor thesis with the same name. It looks into the analyses of the combi-cycle, the advantage of which is high efficiency and easy separation of CO₂ for its storage and further usage. It introduces the Graz cycle, its thermal balance and basic arrangement. The calculation is attached in a separate .XLS file. At the end of the thesis, the result of the calculation is interpreted and the conditions under which the project would be realized are outlined.

Klíčová slova: Graz cyklus, bezemisní elektrárna, zachycování CO₂, metan, tepelný cyklus

Key words: Graz cycle, zero emission power plant, CO₂ retention, methane, thermodynamic cycle

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TKACHUK, A. *Smíšený tepelný cyklus*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a uvedených literárních zdrojů.

V Brně, dne.....

Podpis.....

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Milanu Kořistovi Ph.D. ze odbornou pomoc při výpočtu této diplomové práce. Také bych rád poděkoval Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D. za vedení této práce.

A samozřejmě také mým rodičům za podporu při studiu.

OBSAH

1	ÚVOD	10
2	POPIS TEPELNÉHO CYKLU GRAZ.....	11
2.1	Představení Graz cyklu ⁹	11
2.2	Výhody Graz cyklu	12
2.3	Nevýhody Graz cyklu	12
2.4	Účinnost cyklu Graz	12
2.5	Design komponentů	13
2.5.1	Spalovací komora	13
2.5.2	HTT turbína.....	14
2.5.3	Kompresory	15
2.5.4	HPT turbína	15
2.5.5	HRSR.....	15
3	METODA VÝPOČTU.....	16
3.1	Zadání	16
3.2	Zjednodušení – předpoklady.....	17
3.3	Identifikace ztrát	18
3.4	Označení jednotlivých bodů ve schématu.....	18
3.5	Obecný postup výpočtu	21
3.6	Seznam použitých veličin	21
3.7	Hlavní použité výpočtové vztahy v jednotlivých zařízeních	23
3.8	Použité výpočtové vztahy pro hlavní rozměry turbín	28
3.9	Metoda výpočtu částečného zatížení	32
4	VÝSLEDKY VÝPOČTU	33
4.1	Bilance cyklu.....	33
4.2	Hlavní rozměry turbín	34
4.3	Nákres turbosoustrojí a schématu.....	36
4.4	Částečné zatížení	36

5	ZÁVĚR	37
6	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	38
7	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	39
8	SEZNAM PŘÍLOH.....	40
9	PŘÍLOHA 1.....	41
10	PŘÍLOHA 2.....	50
11	PŘÍLOHA 3.....	53
12	PŘÍLOHA 4.....	62
13	PŘÍLOHA 5.....	63

1 Úvod

V současné době dochází k silnému tlaku na zvyšování účinnosti a snížení emisí elektráren. V dohledné době se nepředpokládá žádný objev, který by umožňoval jinou přeměnu energie než současně používané technologie zajímavé v energetickém měřítku. Proto dochází ke kombinaci těchto technologií a cyklu, jak je tomu i u paroplynového cyklu. Jedním z řešení by mohl představovat i cyklus Graz.

Zatímco škodlivé emise NO_x a SO_x neumíme zcela odstranit, pouze omezit, vypouštěné CO_2 můžeme jímat a dále využívat. Asi 60 % skleníkového efektu je způsobeno CO_2 . Metan, oxidy dusíku a freony způsobují zbytek. Přitom 90 % CO_2 pochází ze spalování fosilních paliv hlavně v oblasti energetiky. Existuje několik způsobu separace CO_2 z elektrárny. Můžeme oddělovat CO_2 buď před spálením nebo po spálení. Třetí možností je právě uváděný „oxyfuel“ cyklus, kde se spaluje palivo s čistým kyslíkem.

Vynálezci tohoto cyklu z TU Graz věří, že tato technologie je do budoucna velmi slibná. Mohla by se stát zcela bezemisní elektrárnou, pokud budeme dále využít CO_2 . Ostatní emise při tomto druhu spalování téměř nevznikají.

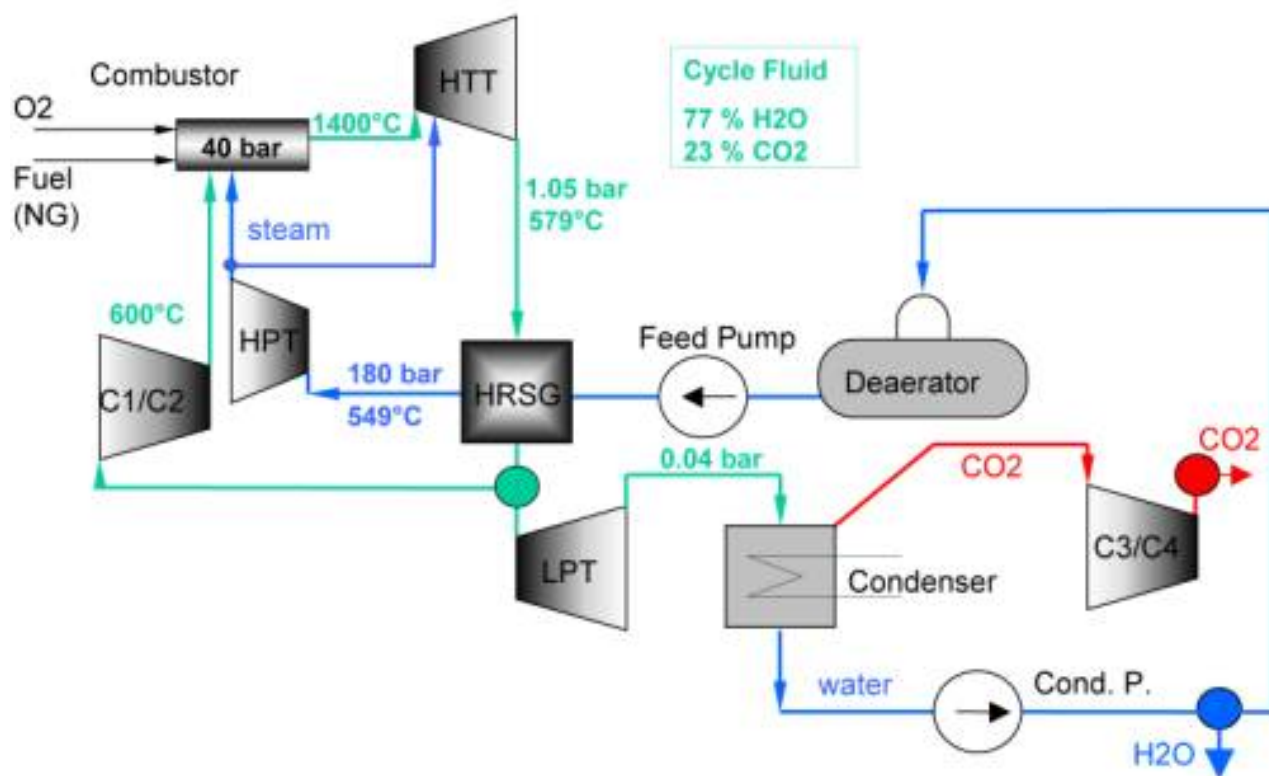
Optimalizace tepelné elektrárny začíná optimalizací tepelného cyklu elektrárny. Hlavními limity pro optimalizaci cyklu elektrárny jsou přenos tepla, možnosti chlazení a dostupné materiály.⁹

V této práci bych rád nastínil možnosti tohoto cyklu a jeho základní uspořádání.

2 Popis tepelného cyklu Graz

2.1 Představení Graz cyklu⁹

Na obrázku dole vidíme schéma Graz cyklu s jeho hlavními komponenty. Graz cyklus kombinuje vysokoteplotní Braytonův cyklus (kompresory CO_2 , kompresory C1/C2, spalovací komora a HTT turbína) a nízkoteplotní RC cyklus (LPT turbína, HRSG a parní turbína HPT). Palivo, metan, spolu se stechiometrickým množstvím kyslíku je dodáváno do spalovací komory, která pracuje s tlakem 40 bar. Směs vodní páry a CO_2 a čistá vodní pára recirkulují v cyklu, aby chladily hořáky a stěny spalovací komory. Směs o složení 77 % H_2O a 23% CO_2 odchází ze spalovací komory o teplotě 1400 °C. Médium expanduje v turbíně HTT na tlak asi 1,05 bar. Vycházející spaliny jsou ochlazovány v HRSG, kde se přehřívá a vypařuje voda a přehřívá pára. Poté ale jenom část směsi expanduje v turbíně LPT. Zbytek se vrací jako reflux pro chlazení spalovací komory. Po expanzi v LPT část páry zkondenzuje a odchází jako voda. Veškerý CO_2 a část páry odchází z kondenzátoru v plynném stavu a po kompresi na 1 bar se v dalším stupni chlazení odloučí zbývající voda. Čistý CO_2 pak může po další kompresi být uskladněn a použit. Voda se přes kondenzační a napájecí čerpadlo stlačí na 180 bar a v HRSG se ohřeje na 550 °C. Poté je po expanzi v turbíně HPT zavedena do spalovací komory pro její chlazení.



Obrázek 1: Schéma Graz cyklu¹

2.2 Výhody Graz cyklu

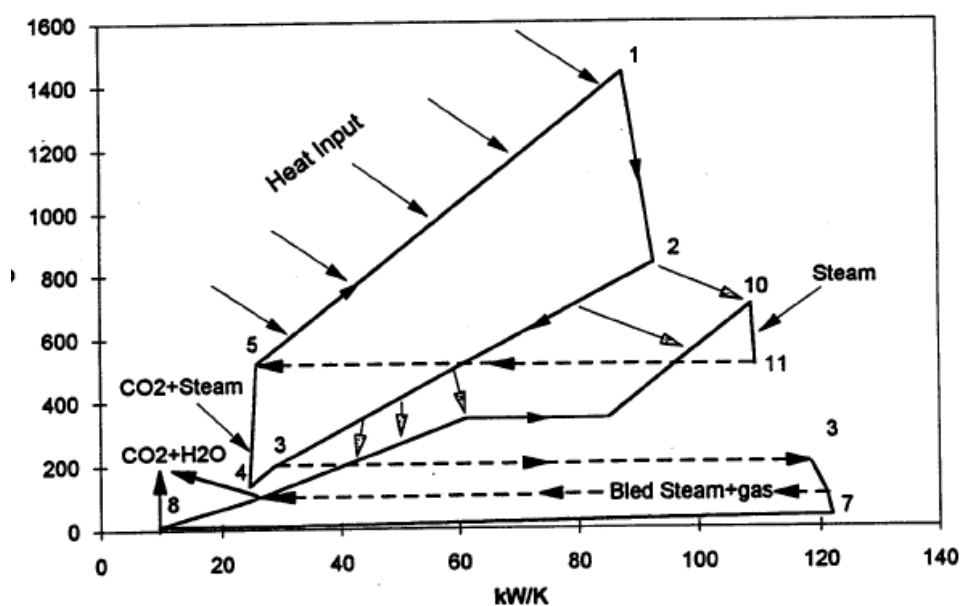
- Umožňuje dodání tepla při velmi vysokých teplotách
- Expanze probíhá na úrovni vakua, takže může být dosažena vysoká termická účinnost
- Dvousložková směs (CO_2 a H_2O) má velmi malou kompresní práci
- Jenom plynné CO_2 potřebuje kompresor, voda může být stlačena v kapalném stavu
- Oproti paroplynovému cyklu relativně malé měrné objemy při nízkých teplotách
- Jednoduché odloučení CO_2

2.3 Nevýhody Graz cyklu

- Velmi složité zařízení oproti jiným cyklům
- Problém s převodovkou při větších výkonech turbosoustrojí
- Náročné technologie chlazení spalovací komory a HTT turbíny
- Obtížnější regulace – vždy musí být zachován stechiometrický poměr, aby se ve spalínách neobjevoval metan
- Výroba O_2 je poměrně energeticky náročná

2.4 Účinnost cyklu Graz

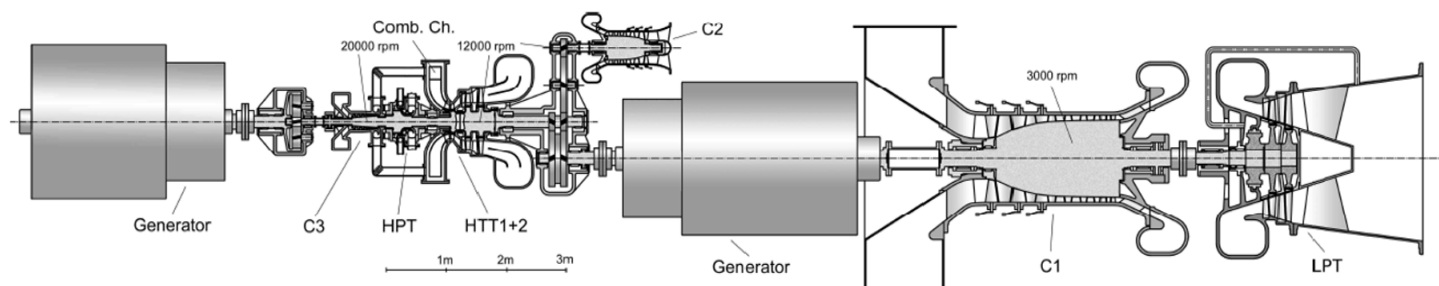
Pokud započteme termodynamickou účinnost zařízení, tlakové ztráty, mechanické a elektrické ztráty, můžeme dosáhnout účinnosti až kolem 63 %. Tím je mírně nad současnými paroplynovými cykly. Pokud ovšem započteme zařízení na výrobu kyslíku, klesne účinnost na 57,5 %. Ovšem v této účinnosti je již započítané zařízení na oddělení CO_2 . Na obrázku dole vidíme TS diagram Graz cyklu. Vidíme zřetelně vysokoteplotní plynovou smyčku a nízkoteplotní parní smyčku.



Obrázek 2: TS diagram Graz cyklu³

2.5 Design komponentů

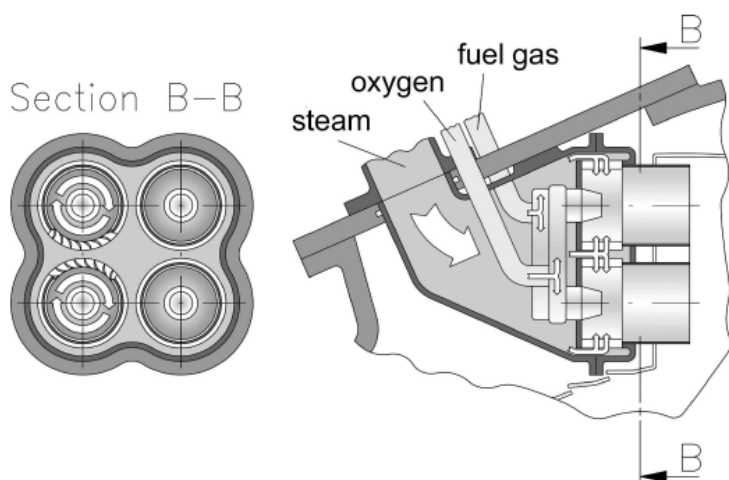
Na obrázku dole vidíme celkové uspořádání jednotlivých zařízení. Turbosoustrojí má 3 hřídele. Zařízení fungují na různých otáčkách – 20 000, 12 000 a 3000 rpm. Pro turbosoustrojí větší než 50 MW je problém s převodovkou, proto se může použít buď přímé spojení, nebo se sníží otáčky jednotlivých zařízení. Nyní přejdeme k detailnějšímu popisu jednotlivých komponent.



Obrázek 3: Celkové uspořádání turbosoustrojí²

2.5.1 Spalovací komora

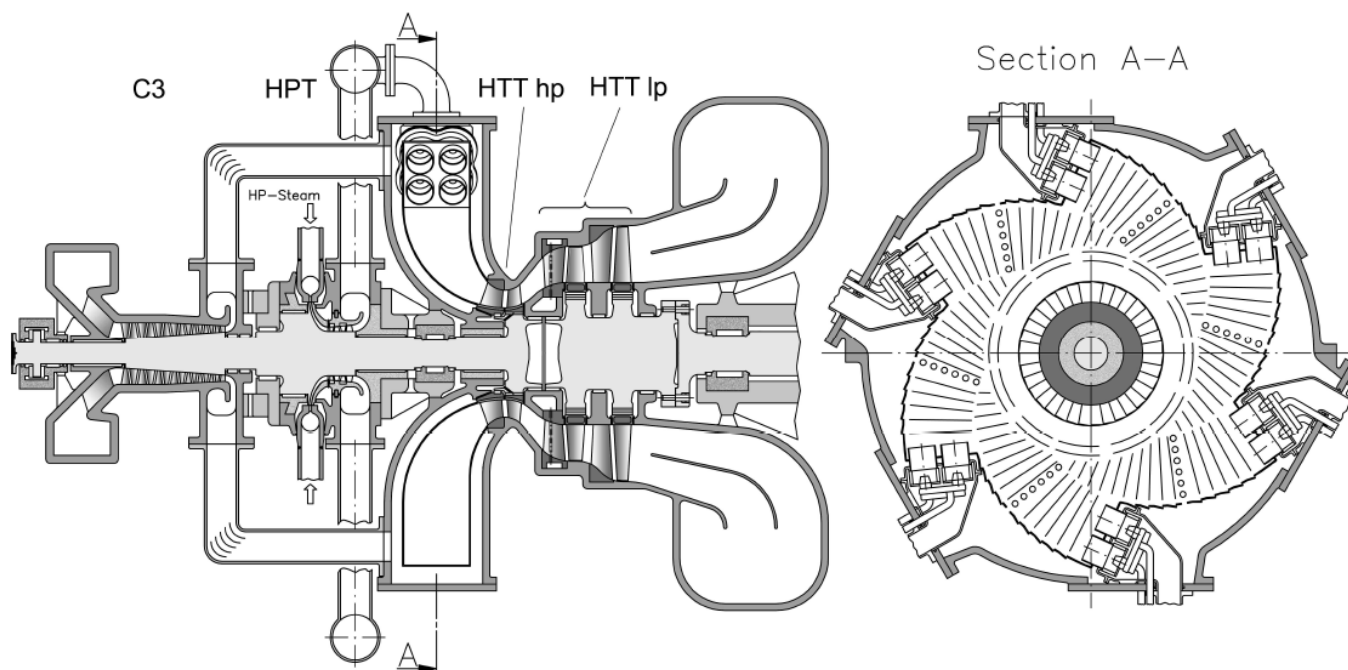
Nejdůležitějším úkolem spalovací komory je zajištění dokonalého promíchání paliva a kyslíku, který je přiváděn ve stechiometrickém množství. Odklon od stechiometrického množství by způsobil menší účinnost spalovací komory a nežádoucí příměsi v médiu cyklu. Chladicí médium musí být přivedeno do plamene, jinak by hrozilo nebezpečí disociace produktů reakce. Musí být ale zabráněno tomu, aby chladicí médium odneslo část paliva a kyslíku od spalovacího prostoru. Chladicí médium je tvořeno vodní párou z turbíny HPT a směsí vodní páry a CO_2 z refluxu. Na obrázku dole vidíme návrh hořáku pro tyto účely. Po obvodu je umístěno 6 hořáků po 4 v paralelním zapojení. Pára je přiváděna přímo do hořáku, aby vytvářela chladicí vír kolem plamene. Zbytek chladicího média je přiváděn klasicky přímo do spalovací komory



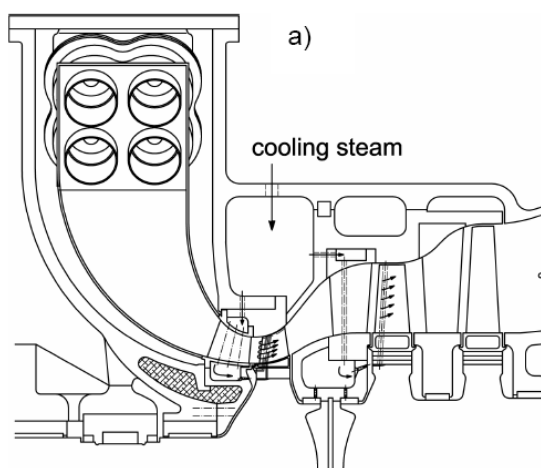
Obrázek 4: Uspořádání hořáku²

2.5.2 HTT turbína

Tato turbína je jedním z nejnáročnějších komponent celého turbosoustrojí. Vysoký tlakový poměr 40:1 a velká změna měrného objemu způsobuje, že je lepší rozdělit tuto turbínu na 2 části. První stupeň pracuje na 20 000 rpm a druhý a třetí na 12 000 rpm. První stupeň je chlazen vodní párou, která vytváří na stupni film, který ho chrání před vysokou teplotou 1400 °C. Tento systém chlazení byl vyvinut a patentován na TU Graz.



Obrázek 5: HTT, HPT turbína a spalovací komora²



Obrázek 6: Chlazení HTT turbíny párou¹

2.5.3 Kompresory

Vstupní kompresory pro palivo a kyslík se neliší od současně používaných kompresorů.

Kompresory pro směs CO_2 a vodní páry musí pracovat na různých otáčkách kvůli kompresibilitě CO_2 , protože se výrazně mění jeho měrný objem. Proto je nutné kompresor rozdělit na více těles. Tento design umožňuje rozumnou štiřlost lopatek a počet stupňů na jednom rotoru kompresoru.

Vzhledem ke stupni stlačení a objemovému průtoku se použije koncept axiálního kompresoru tak jako v případě spalovacích turbín obdobných výkonů. Kompresor se však odlišuje oproti aplikaci ve spalovací turbíně médiem obsahujícím velký objemový zlomek vodní páry. To má zásadní dopad na výpočet těchto kompresorů, neboť vlastnosti páry se výrazně odlišují od vlastností plynů.

2.5.4 HPT turbína

Koncept HPT turbíny vychází z osvědčených typů axiálních protitlakových parních turbín. Technické řešení této turbíny nepřináší zásadní technické komplikace.

2.5.5 HRSG

HRSG zařízení by mělo být jednodušší a levnější než pro paroplynový cyklus, a to hlavně díky menšímu teplotnímu rozdílu. Jisté problémy ale může způsobit nepatrné množství CO_2 v napájecí vodě, které vytváří H_2CO_3 . Proto bude nutné použít dražší materiály v nízkoteplotním pásmu.

3 Metoda výpočtu

3.1 Zadání

Cyklus je zadán v bodech popsanych níže.

Cyklus:	Médium:
$p_0 = 40 \text{ bar}$ $t_0 = 1400 \text{ °C}$ $p_1 = 1,05 \text{ bar}$ $p_{20} = 1 \text{ bar}$ $p_{21} = 1 \text{ bar}$ $p_9 = 190 \text{ bar}$ $t_9 = 549 \text{ °C}$ $p_{13} = 1 \text{ bar}$ $t_{13} = 20 \text{ °C}$ $p_{14} = 1 \text{ bar}$ $t_{14} = 20 \text{ °C}$ $p_{23} = 1 \text{ bar}$ $t_{23} = 20 \text{ °C}$ $p_{25} = 1 \text{ bar}$ $t_{25} = 20 \text{ °C}$ $\Delta H_r^0 = -802,324 \text{ kJ/mol}$ $P_{\text{mech}} = 20 \text{ MW}$	r c_p k M c_{pm} pro plyny O_2 , CO_2 , CH_4 ⁸

3.2 Zjednodušení – předpoklady

1. Rozdělení spalovací komory na dílčí prvky:
 - a) smíšení paliva s kyslíkem
 - b) spálení
 - c) smíšení s refluxem
 - d) smíšení s párou
2. Zkondenzovaná voda neobsahuje žádné CO_2 , takže se CO_2 nerozpouští ve vodě na H_2CO_3 .
3. Dokonalé stechiometrické spálení

3.3 Identifikace ztrát

V cyklu se objevuje několik druhů ztrát. Pro turbíny, kompresory a čerpadla uvažujeme termodynamickou účinnost zařízení. Pro turbíny uvažujeme účinnost $\eta_t = 83\%$ a pro kompresory o něco menší $\eta_t = 78\%$. Ztráty v čerpadlech vzhledem k jejich malému výkonu zanedbáváme.

Protože se jedná o vcelku kompaktní zařízení rovněž zanedbáme teplotní ztráty do okolí.

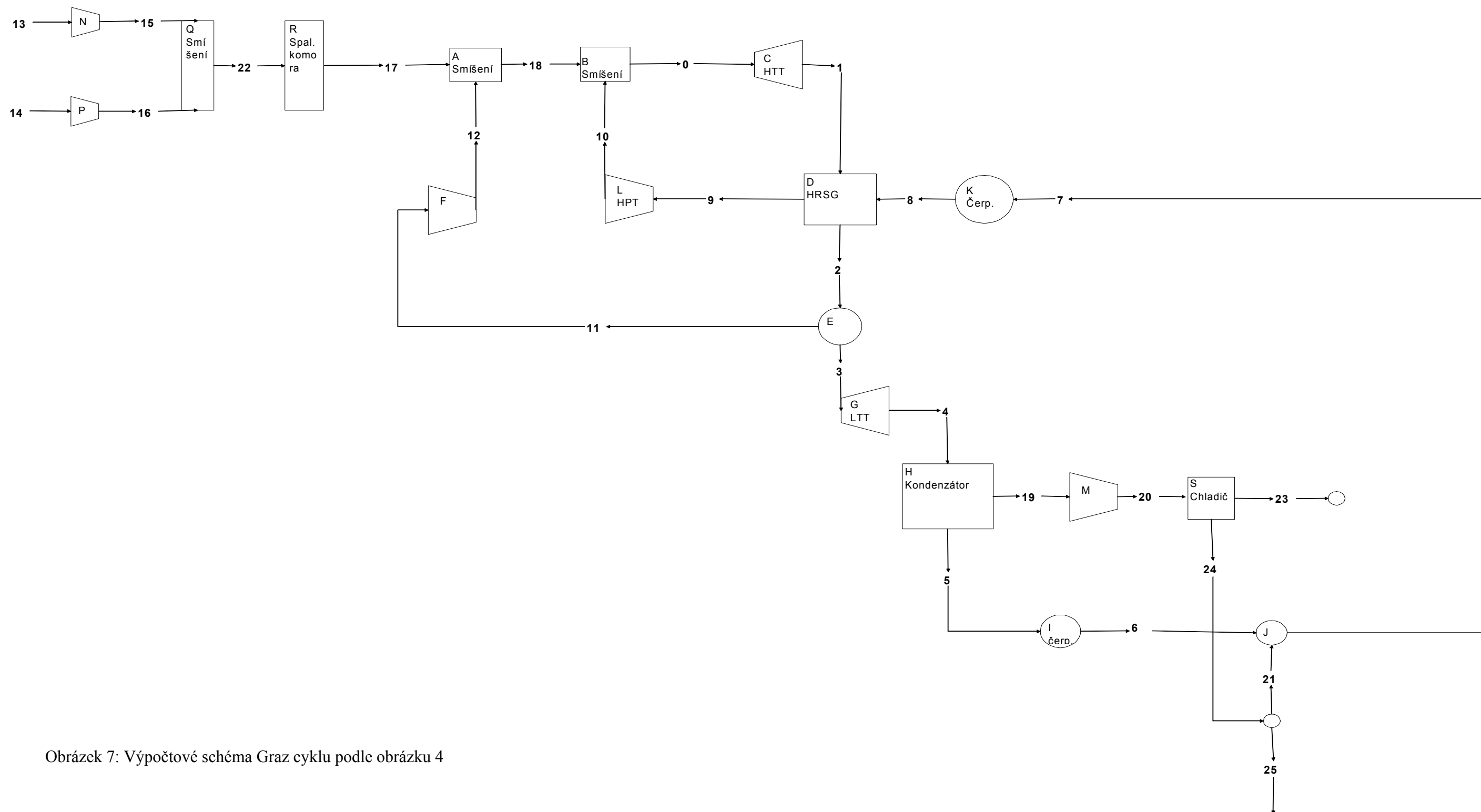
Přesný výpočet hydraulických ztrát vzhledem k přesnosti celého výpočtu cyklu také nepřináší výrazné zpřesnění bilance cyklu.

3.4 Označení jednotlivých bodů ve schématu

- 0 – stav před turbínou HTT po smíšení spalín s refluxem a párou
- 1 – stav za turbínou HTT
- 2 – stav v horké větvi za HRSG po ochlazení spalín
- 3 – stav po oddělení refluxu před turbínou LTT
- 4 – stav za turbínou LTT
- 5 – stav za kondenzátorem po oddělení CO_2 a nezkondenzované H_2O
- 6 – stav za kondenzačním čerpadlem
- 7 – stav po odvedení části vody ze systému
- 8 – stav za napájecím čerpadlem
- 9 – stav ve studené větvi za HRSG – přehřátá pára
- 10 – stav po expanzi v parní turbíně HPT
- 11 – reflux před kompresorem
- 12 - reflux za kompresorem
- 13 – vstup kyslíku
- 14 – vstup paliva, metanu
- 15 – stav za kompresorem kyslíku
- 16 – stav za kompresorem metanu
- 17 – stav po stechiometrickém spálení
- 18 – smíšení refluxu se spalínami
- 19 – výstup CO_2 a H_2O z kondenzátoru
- 20 – komprese CO_2 a H_2O
- 21 – přidání vody do systému z chladiče
- 22 – stav po smíšení paliva a kyslíku
- 23 – odvod CO_2

24 – zkondenzování další vody v chladiči

25 – vypouštění vody ze systému



Obrázek 7: Výpočtové schéma Graz cyklu podle obrázku 4

3.5 Obecný postup výpočtu

Nejprve si vypočítáme parametry za kompresory CH_4 a O_2 na vstupu do cyklu. Potom si vypočítáme parametry po smísení a hoření paliva s kyslíkem. Následně si systém rozdělíme na dvě smyčky.

I. smyčka ... 0-C-1-D-2-E-11-F-12-A-18-B-0

II. smyčka ... 0-C-1-D-2-E-3-G-4-H-5-I-6-J-7-K-8-D-9-L-10-B-0

Hmotnostní průtoky zjistíme iterováním, aby na konci smyčky byly stejné hodnoty jako na začátku.

Ukázka všech hodnot, které počítám ke každému bodu:

$c_{p0, \text{H}_2\text{O}}$, c_{p0} , $r_{0, \text{H}_2\text{O}}$, r_0 , $\kappa_{0, \text{H}_2\text{O}}$, κ_0 , $p_{0, \text{H}_2\text{O}}$, p_{0, CO_2} , h_{0, CO_2} , h_0 , H_0 se počítá u všech bodů stejně, proto je ukážu pouze u bodu 0. Všechny veličiny, kromě tlaků, který udávám v barech, jsou v základních jednotkách. V uzlech, kde již není CO_2 se jeho hodnoty nepočítají.⁹

3.6 Seznam použitých veličin

Veličiny s indexem i , který odpovídá jednotlivým bodům

t_i - teplota

p_i – tlak

v_i – měrný objem

$w_{i, \text{H}_2\text{O}}$ - hmotnostní zlomek H_2O

w_{i, CO_2} - hmotnostní zlomek CO_2

$x_{i, \text{H}_2\text{O}}$ – objemový zlomek H_2O

x_{i, CO_2} - objemový zlomek CO_2

$c_{pi, \text{H}_2\text{O}}$ – měrná tepelná kapacita H_2O

c_{pi} – měrná tepelná kapacita směsi

$r_{i, \text{H}_2\text{O}}$ – plynová konstanta H_2O

r_i – plynová konstanta směsi

$\kappa_{i, \text{H}_2\text{O}}$ – kappa H_2O

κ_i - kappa

m_i – hmotnostní průtok

T_i – termodynamická teplota

$p_{i, \text{H}_2\text{O}}$ – parciální tlak H_2O

p_{i, CO_2} – parciální tlak CO_2

$h_{i, \text{H}_2\text{O}}$ – měrná entalpie H_2O

h_{i, CO_2} – měrná entalpie CO_2

h_i – měrná entalpie směsi

s_{i, H_2O} – měrná entropie H_2O

H_i – entalpický tok

t_0	deg. C	1400,00
p_0	bar	40,00
v_0	m^3/kg	$= \frac{T_0}{p_0} \times (w_{0, H_2O} \times r_{0, H_2O} + w_{0, CO_2} \times r_{CO_2})$
w_{0, H_2O}	-	0,77
w_{0, CO_2}	-	0,23
x_{0, H_2O}	-	0,89
x_{0, CO_2}	-	0,11
c_{p0, H_2O}	J/kgK	$= h(p_0, t_0) - h(p_0, t_0 - 0,1) \div 0,1$ (malá isobarická změna)
c_{p0}	J/kgK	$= w_{0, H_2O} \times c_{p0, H_2O} + w_{0, CO_2} \times c_{pCO_2}$
r_{0, H_2O}	J/kgK	$= \frac{p_0 \times v_{0, H_2O}}{T_0}$
r_0	J/kgK	$= w_{0, H_2O} \times r_{0, H_2O} + w_{0, CO_2} \times r_{CO_2}$
κ_{0, H_2O}	-	$= \frac{\ln(\frac{p_0 \times 0,999}{p_0})}{\ln(\frac{v_0}{v(p_0 \times 0,999; s_0)})}$ (malá isoentropická změna)
κ_0	-	$= 1 + (\frac{x_{0, H_2O}}{\kappa_{0, H_2O} - 1} + \frac{x_{0, CO_2}}{\kappa_{CO_2} - 1})^{-1}$ Richarzův vzorec ⁶
m_0	kg/s	19,42
T_0	K	$= t_0 + 273,15$
p_{0, H_2O}	bar	$= p_0 \times x_{0, H_2O}$
p_{0, CO_2}	bar	$= p_0 \times x_{0, CO_2}$
h_{0, H_2O}	J/kg	$= h_{0, H_2O}(p_0; t_0)$
h_{0, CO_2}	J/kg	$= c_{pCO_2} \times T_0$
h_0	J/kg	$= w_{0, H_2O} \times h_{0, H_2O} + w_{0, CO_2} \times h_{0, CO_2}$
s_{0, H_2O}	J/kgK	$= s_{0, H_2O}(p_0; t_0)$
H_0	W	$= m_0 \times h_0$

3.7 Hlavní použité výpočtové vztahy v jednotlivých zařízeních

13-15

Kompresor O₂ - N

Dojde k isoentropické kompresi kyslíku na

$$p_{15} = 40 \text{ bar}$$

$$T_{15} = T_{13} \times \left(\frac{p_{15}}{p_{13}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

14-16

Kompresor CH₄ - P

Použijeme stejné vztahy jako u kompresoru kyslíku.

15+16 - 22

Smísení - Q

Dojde ke smísení O₂ a CH₄. Vyjdeme ze směšovací rovnice.

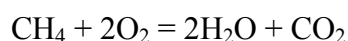
$$T_{22} = \frac{(T_{15} \times c_{p,O_2} \times w_{O_2} + T_{16} \times c_{p,CH_4} \times w_{CH_4})}{(c_{p,O_2} \times w_{O_2} + c_{p,CH_4} \times w_{CH_4})}$$

22-17

Spálení - R

Protože je cyklus navržen tak, aby pracoval se směsí vodní páry a plynného CO₂, které je odlučováno jako destilační zbytek v kondenzátoru, tak je potřebné spalovat metan s kyslíkem stechiometricky. Tak vzniká pouze směs vodní páry a plynného CO₂ bez zbytku paliva a oxidantu.

Stechiometrické spálení je popsáno vztahy ⁵:



ΔH_r^0 – reakční entalpie při 298,15 K

ΔH_{sp}^0 – reakční entalpie přepočtena na teplotu za kompresory metanu a kyslíku po smísení

$$T_{22} = 826 \text{ K}$$

$$\Delta H_{sp}^0 (T=826K) = \Delta H_r^0 + \int_{298,15}^{826} \Delta c_p dT$$

$$0 = -\Delta H_{sp}^0 + \int_{298,15}^{T_{17}} (c_{p,m,CO_2} + 2 \times c_{p,m,H_2O})$$

$$0 = -\Delta H_{sp}^0 + (c_{p,m,CO_2} + 2 \times c_{p,m,H_2O}) \times (T_{17} - 298,15) \Rightarrow T_{17}$$

$$H_{17} = m_{17} \times c_{p,17} \times T_{17}$$

Smyčka I

0-1

Turbína HTT - C

Dojde k isoentropické expanzi směsi plynů.

$p_1 = 1,05$ bar - dáno

$$T_1 = T_0 \times \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa_0 - 1}{\kappa_0}}$$

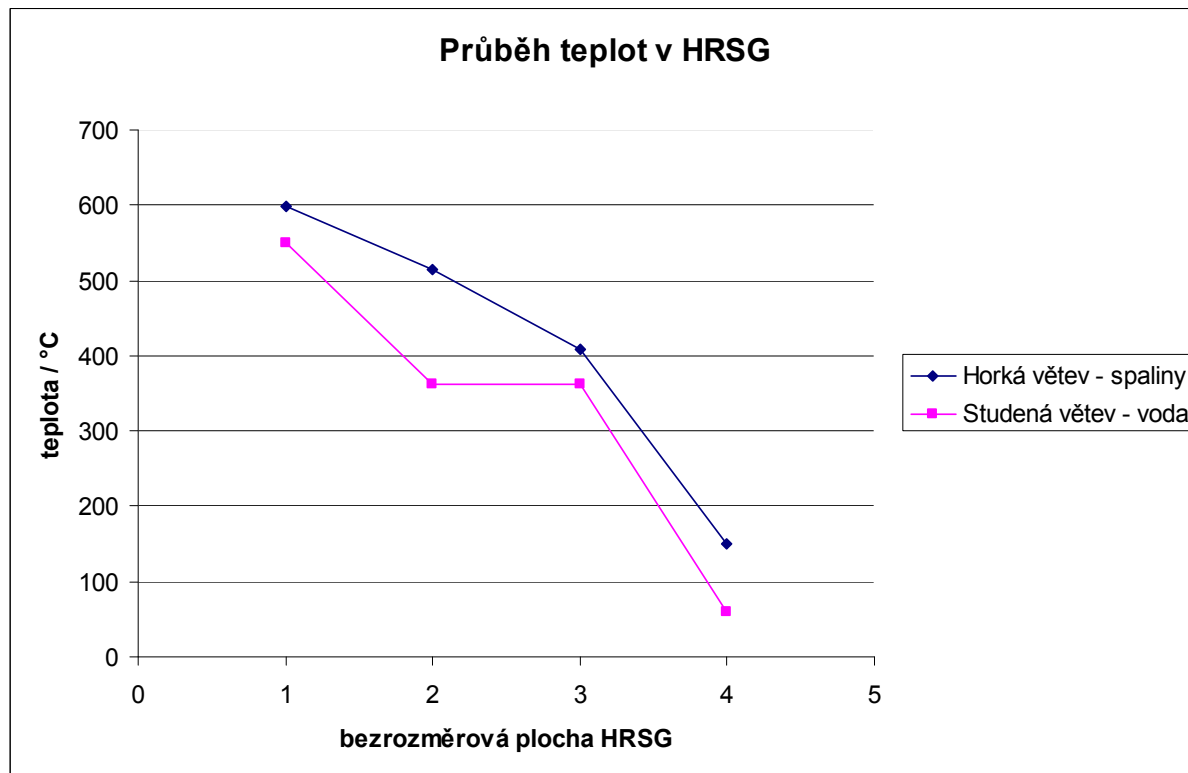
$$s_{1,H_2O} = s_{0,H_2O}$$

$$\kappa = 1 + \left(\frac{x_{0,H_2O}}{\kappa_{0,H_2O} - 1} + \frac{x_{0,CO_2}}{\kappa_{0,CO_2} - 1} \right)^{-1} \text{ zdroj}^9$$

1-2

HRSG – horká větev - D

Dojde k ochlazení spalín, voda se ohřeje na stav sytosti, vypaří se a vzniklá pára se přehřeje. Vyjdeme z tepelné bilance výměníku.



Obrázek 8 : Graf průběhu teplot v HRSG

$$m_9 \times (h_9 - h_8) = m_1 \times (c_{p1} \times T_1 - c_{p2} \times T_2)$$

$$T_2 = \frac{\frac{-m_9}{m_1} \times (h_9 - h_8) + c_{p1} \times T_1}{c_{p2}}$$

2-11**Rozbočení - E**

Část média se vrací do cyklu a část pokračuje na nízkotlakou turbínu LPT.

Změní se pouze hmotnostní průtok, který zjistím následnou iterací.

11-12**Kompresor - F**

Jedná se o isoentropickou kompresi.

$$T_{12} = T_{11} \times \left(\frac{P_{12}}{P_{11}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

12-18**Smísení - A**

Dochází ke smísení proudů 17 a 12 a ochlazení spalin. Vydeme ze směšovací rovnice.

$$h_{18} = \frac{(m_{17} \times c_{p,17} \times T_{17} + m_{12} \times h_{12})}{m_{18}}$$

$$T_{18} = \frac{h_{18}}{c_{p,18}}$$

Smyčka II

0-1 a **1-2** jsou stejné jako ve smyčce I

2-3**Rozbočení - E**

Dojde k rozdělení média. V této smyčce médium pokračuje na nízkotlakou turbínu LPT.

Změní se pouze hmotnostní průtok.

$$m_3 = m_2 - m_{12}$$

3-4

Turbína LPT - G

Stejně jako u turbíny HTT dojde k isoentropické expanzi směsi plynů, proto použijeme stejné vztahy pro výpočet hodnot.

4-5

Kondenzátor - H

Dojde ke zkondenzování části vody. Zbytek vody v plynném stavu spolu s celým CO₂ odejde z kondenzátoru do kompresoru.

Zvolíme si teplotu chladicí vody, teplotu o kterou se ohřeje a koncový teplotní rozdíl kondenzátoru.

Kondenzátor bude vypadat podobně jako u parního, akorát bude zvětšena část odvádějící nezkondenzovatelné plyny.

$$t_{\text{chl.v.}} = 45 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{\text{chl.v.}} = 10 \text{ °C}$$

$$t_n (\text{nedohřev}) = 4 \text{ °C}$$

$$t_c = 20 + 10 + 4 = 59 \text{ °C}$$

Pro výslednou teplotu t_c si najdeme tlak sytostí, a ten také budeme chtít, aby byl za turbínou.

5-6

Kondenzační čerpadlo - I

Dojde k isoentropické kompresi zkondenzované vody na

$$p_6 = 1 \text{ bar}$$

Všechny ostatní veličiny vypočítáme pomocí parních tabulek.

6-7

Rozbočení - J

Dochází k smísení se zkondenzovanou vodou z druhého stupně chladiče a vypouštění přebytečné vody ze systému. Mění se pouze hmotnostní průtok.

7-8

Napájecí čerpadlo - K

Dojde k isoentropické kompresi vody na

$$p_8 = 190 \text{ bar}$$

Všechny ostatní veličiny vypočítáme pomocí parních tabulek.

8-9

HRSG – studená větev - D

Dojde k ohřevu vody na stav sytosti, odpaření a přehřátí páry na námi požadovanou teplotu $t_9 = 550\text{ °C}$

Výsledný pinch point v HRSG je 120 °C

9-10

Turbína ST - L

Dochází ke isoentropické expanzi páry na protitlak

$p_{10} = 40\text{ bar}$.

Všechny ostatní veličiny vypočítáme pomocí parních tabulek.

A ještě zbývá kompresor na výstupu z kondenzátoru.

19-20

Kompresor - M

Použijeme stejné vztahy jako pro kompresor F

Účinnost cyklů vypočítáme jako podíl tepla dodaného a mechanického výkonu jednotlivých zařízení. Výkony jednotlivých kompresorů, čerpadel a turbín vypočítáme jako rozdíl entalpií před a za zařízením. K výkonům kompresorů a čerpadel dáváme znaménko minus a k turbínám plus. Teplo přivedené vypočítáme jako rozdíl entalpií před a po spálení.

$$\eta = \frac{Q_d}{P_{\text{mech}}}$$

$$P_{\text{mech}} = P_N + P_P + P_C + P_F + P_G + P_I + P_K + P_L + P_M + \text{Výroba } O_2$$

$$Q_d = H_{17} - H_{22}$$

Pro kontrolu si uděláme hmotnostní bilanci. Hmotnostní průtoky na vstupu do cyklů musí být stejné jako na výstupu.

$$m_{13} + m_{14} = m_{23} + m_{25}$$

3.8 Použité výpočtové vztahy pro hlavní rozměry turbín

Jedná se pouze o hrubý výpočet, který nám ukazuje jak by mohly přibližně vypadat turbíny, které jsou použity a ukázat problémy, které zde mohou nastat. Dole jsou uvedeny použité veličiny a konečné vztahy. Odvození vztahů můžeme najít v Příloze 2. Počítáme pouze patní průměry a velké průměry lopatkování. Ostatní rozměry, profily lopatkování nejsou obsahem této diplomové práce. Rovněž jako kompresory, jelikož současné typy kompresorů vhodné pro takovou aplikaci jsou kompresory s transsonickým vstupem a jako takové by představovali rozsáhlé téma k řešení.

Použité veličiny:

c – absolutní rychlost

Δi – změna entalpie stupně

Δi^s – změna entalpie na statoru

u – obvodová rychlost

x – rychlostní poměr

p_0 – tlak před stupněm

p_2 – tlak za stupněm

v – měrný objem

x – rychlostní poměr

κ - kappa směsi

d – patní průměr rotoru

D – velký průměr

λ – štíhlostní profil

D_{mid} – střední průměr

Přeměna kinetické energie na entalpii

$$\frac{c_{is}^2}{2} = \Delta i$$

Rychlostní poměr

$$x = \frac{u}{c_{is}}$$

Používám $x \pm 0,5$. Výsledkem je extrémně přetížený reakční stupeň.

Změna entalpie při adiabatickém ději – jiná forma

$$\Delta i = p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) + \frac{c_0^2}{2}$$

$$\Delta i^S = p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) + \frac{c_0^2}{2}$$

zanedbávám $\frac{c_0^2}{2}$ díky rozdílu kvadrátů vstupní a výstupní rychlosti

$$\Delta i^S = \frac{\Delta i}{2}$$

$$\frac{c_{is}^2}{2} = \Delta i$$

$$c_{is} = \frac{u}{x}$$

$$\Delta i = \frac{1}{2} \left(\frac{u}{x} \right)^2$$

Předpokládáme stejnou expanzi na statoru a rotoru

$$2\Delta i^S = \Delta i$$

$$2\Delta i^S = \frac{1}{2} \left[\frac{u}{x} \right]^2$$

$$\Delta i^S = \frac{1}{4} \left[\frac{u}{x} \right]^2$$

Srovnáme pravé strany rovnic na výpočet entalpie a vyjádříme p_1

$$p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) = \frac{1}{4} \left[\frac{u}{x} \right]^2$$

$$p_1 = \left\{ p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

Nyní si vyjádříme c_1

$$\frac{c_1^2}{2} = p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)$$

$$c_1 = \frac{u}{x} \left[\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Z rovnice změny při adiabatickém ději vyjádříme v_1

$$p_0 v_0^{\kappa} = p_1 v_1^{\kappa}$$

$$v_1 = v_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

$$v_1 = v_0 \frac{p_0^{\frac{1}{\kappa}}}{\left\{ p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{\kappa-1}}}$$

Při výpočtu prvního stupně vyjdeme z rovnice kontinuity. Pro první stupeň si λ zvolíme odpovídající běžné technické praxi a vypočítáme patní průměr d a velký průměr D .

$$m = \frac{c_1}{v_1} A x = \frac{c_1}{v_1} x \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

$$\lambda = \frac{d}{D}$$

$$d = \lambda D$$

$$D = \frac{d}{\lambda}$$

$$m = \frac{c_1}{v_1} x \frac{\pi}{4} \left(\frac{d^2}{\lambda^2} - d^2 \right) = \frac{c_1}{v_1} x \frac{\pi}{4} d^2 \left(\frac{1}{\lambda^2} - 1 \right)$$

$$d = 2 \sqrt{\frac{m}{\pi \left(\frac{1}{\lambda^2} - 1 \right)}} \frac{\sqrt{p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 x}}{\sqrt{u \left[\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \right]^{\frac{1}{4}} \left\{ p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2(\kappa-1)}}}}}$$

Poté si vypočítáme stavy za stupněm na základě obdobných rovnic, které získáme aplikací stejných výchozích rovnic na stav za stupněm turbíny.

$$p_2 = \left\{ p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{2\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$p_0 v_0^\kappa = p_2 v_2^\kappa$$

$$v_2 = v_0 \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

$$v_2 = v_0 \left(\frac{p_0}{\left\{ p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{2\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

Pro další stupně držíme stejný patní průměr d a dopočítáváme si λ a z ní potom velký D . Koncepce turbíny pro účely této práce je bubnový rotor s konstantním patním průměrem d .

$$\lambda = \sqrt{\frac{1}{\frac{4}{\pi d^2} \frac{m v_1}{c_1 x} + 1}}$$

Pro celkový rozdíl entalpií použijeme vztah

$$\Delta i = p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)$$

3.9 Metoda výpočtu částečného zatížení

Použité veličiny:

M – změněný hmotnostní průtok

M_j – jmenovitý hmotnostní průtok

p_1 – tlak před turbínou

p_2 – tlak za turbínou

p_{1j} – jmenovitý tlak před turbínou

p_{2j} – jmenovitý tlak za turbínou

Pro výpočet parametrů cyklu při částečném zatížení použijeme Stodolův vztah⁸, který jen přibližně vystihuje změnu rozložení tlaku v turbíně při změně průtoku. Vzorec platí za předpokladu, že turbína nemá skupinovou regulaci a na žádné z lopatkových řad se nevyskytuje kritický nebo podkritický tlakový poměr. To znamená Machova čísla v nominálním částečném zatížení jsou vždy menší než 1. Výsledky vypočítané tímto vztahem se tím více odlišují od reálného chování turbíny, čím více se odlišuje reálný exponent závislý na κ směsi od exponentu 2 v tomto vztahu. Tento vztah nelze použít pro kompresory právě z důvodu transsonického vstupu.

$$\left(\frac{M}{M_j} \right)^2 = \frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{1j}^2 - p_{2j}^2}$$

Upravíme ho pro výpočet tlaku p_1 před turbínou.

$$p_1 = \sqrt{\left(\frac{M}{M_j} \right)^2 (p_{1j}^2 - p_{2j}^2) + p_2^2}$$

Základním předpokladem pro výpočet částečného zatížení je konstantní tlak v kondenzátoru. Toto je zjednodušující předpoklad nepřevzat z parních turbín a v dostatečné míře odpovídá reálnému chování kondenzátorů parních turbín. Tímto způsobem, když známe tlak za turbínou LPT v bodě 4, jsem při stanoveném změněném průtoku schopni dopočítat změněný tlak před turbínou p_1 , který v našem schématu představuje p_3 .

Podle stejného postupu jsem schopni dopočítat i změněný tlak před turbínou HTT a přepočítat celý cyklus na nové parametry.

4 Výsledky výpočtu

4.1 Bilance cyklu

Detailní ukázka vypočtených hodnot můžeme najít v Příloze 1. Zde se nyní soustředíme pouze na výsledek bilance cyklů. Celkový výkon 20 MW byl zde vypočítán pouze pro ukázkou. Účinnost se nemění s narůstajícím hmotnostním průtokem a výkonem turbosoustrojí.

HTT turbína	MW	35,4
LPT turbína	MW	1,8
HPT turbína	MW	2,5
Kompresor O ₂	MW	-1,5
Kompresor CH ₄	MW	-0,6
Kompresor refluxu	MW	-11,5
Kompresor CO ₂	MW	-4,3

Tabulka 1: Výkony jednotlivých turbíny a kompresorů

Zařízení na výrobu O ₂	kWh/kg	0,25
Zařízení na výrobu O ₂	MW	2,1

Tabulka 2: Energetická náročnost zařízení na výrobu O₂

P _{mech} - Zařízení na O ₂	MW	19,5
Q dodané	MW	33
η	%	59,84

Tabulka 3: Celkový užitečný výkon turbosoustrojí, dodané teplo a účinnost cyklu

Měrná produkce CO₂ je **0,3 kgCO₂/kWh**.

účinnost elektrárny [%]	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6

palivo							

hnědé uhlí	1,13	0,97	0,85	0,75	0,68	-	-
černé uhlí	1,16	0,99	0,87	0,77	0,70	-	-
zemní plyn	0,72	0,61	0,54	0,48	0,43	0,43	0,36
ropa	0,91	0,78	0,68	0,61	0,55	0,50	0,46

Tabulka 4: Měrná produkce CO₂ při výrobě elektřiny [kgCO₂/kWh] v závislosti na druhu paliva a účinnosti elektrárny.⁷

4.2 Hlavní rozměry turbín

HTT

Jedná se o reakční turbínu se 4 řadami. Médium je směs vodní páry a CO₂ objemové či hmotnostní zlomky viz Příloha 1. Na rozdíl od koncepce uvedené v literatuře počítám všechny lopatky na stejné hřídeli tudíž stejných otáčkách. Toto představuje zjednodušení a při detailním řešení koncepce turbíny by podléhalo optimalizaci hledání optima účinnosti při dodržení přijatelného mechanického namáhání částí rotoru a omezení maximálního převodového poměru současných typů převodovek. Vzhledem k velkému tepelnému spádu turbíny a snaze dosáhnout koncepční podobnosti s počtem turbínových stupňů existujících spalovacích turbín je lopatkování je silně přetíženo. Otáčky turbíny jsou 25900 rpm.

Zachováváme patní průměr lopatkování.

d	m	0,25
D ₁	m	0,29
D ₂	m	0,32
D ₃	m	0,36
D ₄	m	0,46

Tabulka 5: Vypočítané rozměry HTT

LPT

Jedná se o nízkotlakou turbínu rovněž na směs vodní páry a CO₂ Otáčky turbíny jsou 3700rpm.

Tabulka 6: Vypočítané rozměry LPT

d	m	1,03
D ₁	m	1,12
D ₂	m	1,15
D ₃	m	1,20

HPT

Jedná se o protitlaku parní turbínu na vstupní tlak 190 bar. Hodnota zvoleného vstupního tlaku 190 bar představuje pro tuto velikost parní turbíny taktéž vybočení z běžných technických standardů. Dle konzultace v Siemensu je však tato tlaková úroveň dosažitelná i pro takto malou turbínu. Otáčky turbíny jsou 3800 rpm.

Tabulka 7: Vypočítané rozměry HPT

d	m	0,149
D ₁	m	0,155
D ₂	m	0,156
D ₃	m	0,157
D ₄	m	0,157
D ₅	m	0,158
D ₆	m	0,159
D ₇	m	0,159
D ₈	m	0,160
D ₉	m	0,161
D ₁₀	m	0,163
D ₁₁	m	0,164
D ₁₂	m	0,165
D ₁₃	m	0,167

4.3 Náskres turbosoustrojí a schématu

Jedná se pouze o zjednodušený náskres turbosoustrojí. Zařízení, která jsem nepočítal, jsou znázorněny pouze schematicky. U turbín jsou ukázány vypočítané rozměry a lopatkování. Zobrazujeme průměr hřídele, patní průměr, velký průměr lopatkování, průměr vstupního a výstupního hrdla.

Kompresory jsou na výkresu znázorněny jen schematicky z důvodů, které jsou zmíněny výše v kapitole 3.8. Kompresor na CH₄ nepředstavuje z pohledu technologie kompresoru zásadní obtíž. Kompresory na CH₄ vyrábí mnoho výrobců.

Kompresor na O₂ představuje z hlediska bezpečnosti turbosoustrojí potenciální nebezpečí. Jeho vzplanutí by mělo za následek zničení celého soustrojí. Příklady těchto kompresorů můžeme najít v příloze 5.

Kompresor na směs není standardní, ale není řešen v této diplomové práci z důvodu uvedených výše.

4.4 Částečné zatížení

Jak již bylo zmíněno pro výpočet použijeme Stodolovy vztahy a následně provedeme iteraci cyklu pro nové parametry.

Celkový výkon	Účinnost	Zatížení
19,5 MW	59 %	100 %
12 MW	42 %	60 %
5 MW	29 %	25 %

Tabulka 8: Účinnost cyklu v závislosti na výkonu

5 Závěr

Výsledek výpočtu ukázal, že je cyklus Graz velmi účinnou technologií. Výsledek 59 % se započítanou výrobou kyslík se jeví jako slibný. Současné paroplynové cykly jsou schopné dosáhnout účinnosti kolem 60 %. Pokud ovšem budeme chtít separovat CO_2 , poklesne účinnost cyklu o 3-5 %. Rovněž měrná produkce CO_2 je v porovnání s ostatními cykly velmi nízká a proto může o Graz cyklu říct, že je ekologický.

Při částečném zatížení ovšem cyklus již není tak účinný.

Výpočet hlavních rozměrů turbín ale ukázal, že se jedná o velmi složité zařízení. Především díky přetížení lopatkování turbín. Také spojení jednotlivých komponent může u větších elektráren působit obtíže.

Dalším problémem této elektrárny je fosilní palivo, stejně jako u paroplynové elektrárny. V současné době se ale uvažuje o použití toho cyklu i na jiná paliva, např. syntax, který se může vyrábět nejenom z uhlí. Také současné technologie těžby zemního plynu nám v budoucnu zpřístupní např. podmořské zdroje plynu, jehož poměrně velké zásoby se podle posledních informací mají nacházet v mořích Evropy.

Také o uskladňování a použití CO_2 se stále debatuje. Může být vháněn buď do starých dolů, vrtů k usnadnění těžby, nebo použit především pro chemický průmysl.

Protože o výstavbě elektrárny rozhoduje studie proveditelnosti, nepředpokládám, že se v nejbližší době tato elektrárna postaví. Vysoká účinnost je totiž spojena s velmi složitým a drahým zařízením. Studie proveditelnosti by byla založena především na ceně zemního plynu a emisních povolenek CO_2 . Proto by výstavba elektrárny závisela především na tom, zda by se nárůst účinnosti o pár procent vyplatil za cenu dražšího zařízení.

6 Seznam použité literatury

- ¹ SANZ, Wolfgang: Graz Cycle – A Zero Emission Power Plant for CCS (Carbon Capture and Storage). Graz-cycle.tugraz.at [online] 2008 [cit. 2009-05-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.graz-cycle.tugraz.at/>>
- ² Jericha, H., Sanz, W., Woisetschlager, J., Fesharaki, M.: CO₂ - Retention Capapility of CH₄/O₂ - Fired Graz Cycle. Graz-cycle.tugraz.at [online] 1995 [cit. 2009-05-20]. Dostupné z WWW: <http://www.graz-cycle.tugraz.at/pdfs/grazcycle_cimac_1995.pdf>
- ³ Jericha, H., Göttlich, E.: Conceptual Design for an Industrial Prototype Graz Cycle Power Plant. Graz-cycle.tugraz.at [online] 2002 [cit. 2009-05-20]. Dostupné z WWW: <http://www.graz-cycle.tugraz.at/pdfs/grazcycle_asme_2002.pdf>
- ⁴ Heitmeir, F., Sanz, W., Göttlich, E., Jericha H.: The Graz Cylce – a Zero Emission Power Plant of Highest efficiency. Graz-cycle.tugraz.at [online] 2003 [cit. 2009-05-20]. Dostupné z WWW: <http://www.graz-cycle.tugraz.at/pdfs/grazcycle_dresden_2003.pdf>
- ⁵ Malijevský A., Novák J.P., Labík S., Malijevská I.: Breviář fyzikální chemie. VŠCHT. [online] 2001 [cit. 2009-05-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.vscht.cz/fch/cz/pomucky/BREVALL.pdf>>
- ⁶ Richarz, F.: Ann. Physics. 1906 639s.
- ⁷ J. Kadrnožka, Energie a globální oteplování–Země v proměnách při opatřování energie, vydalo nakladatelství VUTIUM, ISBN 80-214-2919-4, 2006.
- ⁸ J.Ambrož, Parní turbína za změněných podmínek, vydalo Nakladatelství technické literatury, 1973
- ⁹ TKACHUK, A. Smíšený tepelný cyklus. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 39 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

7 Seznam použitých zkratk a symbolů

Zkratka/symbol	Popis
CH ₄	metan
H ₂ O	voda
CO ₂	oxid uhličitý
H	vodík
O ₂	kyslík; molekula kyslíku
HTT	high temperature turbine – vysokoteplotní turbína
LPT	low pressure turbine – nízkotlaká turbína
HPT	high pressure turbine – vysokotlaká turbína
RC	Rankine-Clausius
HRSG	Heat recovery steam generator – Kotel na odpadní teplo

8 Seznam příloh

Příloha č. 1...Výsledky výpočtu bilance přenesené z Excelu

Příloha č. 2...Odvození vztahů pro výpočet hlavních rozměrů

Příloha č. 3...Zobrazení výsledku výpočtu turbín z Excelu

Příloha č. 4...Nákres turbosoustrojí.

Příloha č. 5...Kompresor Siemens

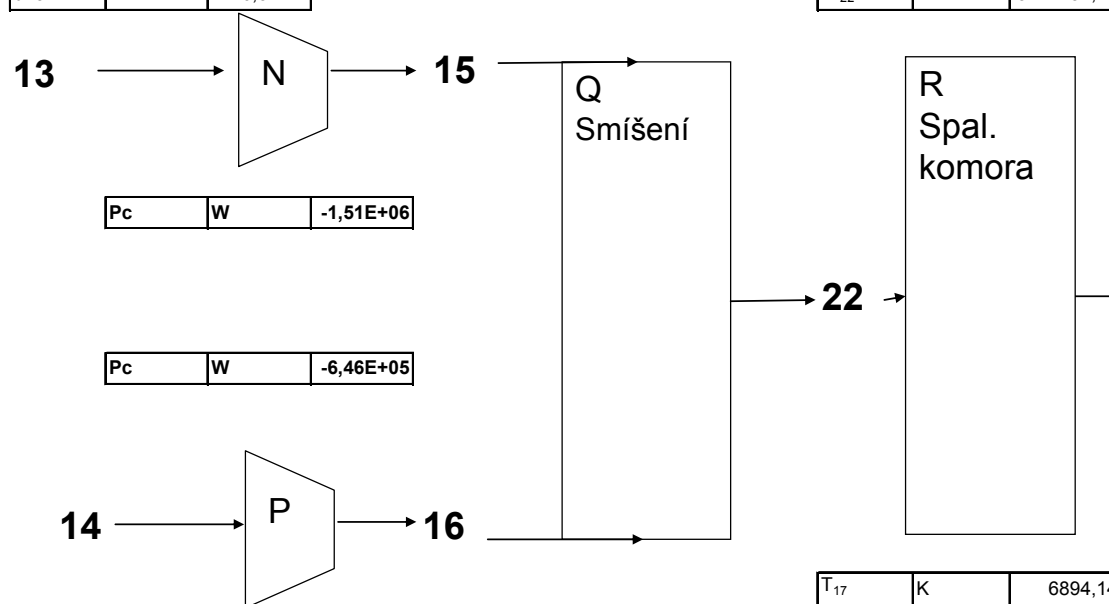
Příloha č. 6...Výpočet cyklu v Excelu

9 Příloha 1

t_{13}	deg.C	20,00
T_{13}	K	293,15
p_{13}	bar	1,00
p_{13}	Pa	100000,00
v_{13}	m ³ /kg	0,76
h_{13}	J/kg	268818,55
m_{13}	kg/s	2,35
H_{13}	W	631546,06
d_{13}	m	0,34

p_{15}	bar	40,00
p_{15}	Pa	4000000,00
v_{15}	m ³ /kg	0,05
T_{15}	K	841,05
t_{15}	deg.C	567,90
h_{15}	J/kg	771241,98
m_{15}	kg/s	2,35
H_{15}	W	1811909,30

T_{22}	K	826,29
t_{22}	deg.C	553,14
p_{22}	bar	40,00
m_{22}	kg/s	2,94
p_{22, O_2}	bar	26,67
p_{22, CH_4}	bar	13,33
c_{p22}	J/kg	1335,67
h_{22}	J/kg	1103646,31
H_{22}	W	3242751,49



t_{14}	deg.C	20,00
T_{14}	K	293,15
p_{14}	bar	1,00
p_{14}	Pa	100000,00
v_{14}	m ³ /kg	1,52
h_{14}	J/kg	637014,95
m_{14}	kg/s	0,59
H_{14}	W	375123,23
d_{14}	m	0,24

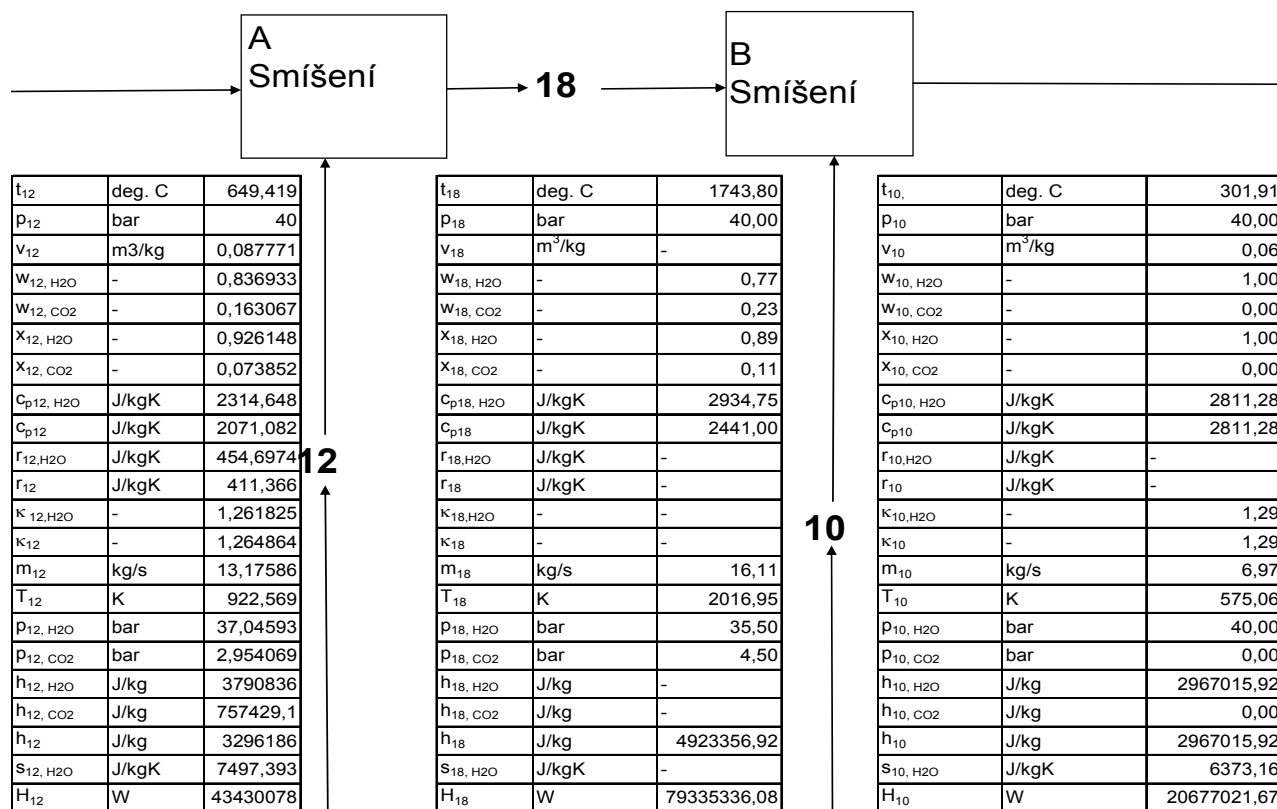
p_{16}	bar	40,00
p_{16}	Pa	4000000,00
v_{16}	m ³ /kg	0,09
T_{16}	K	686,75
t_{16}	deg.C	413,60
h_{16}	J/kg	1492298,76
m_{16}	kg/s	0,59
H_{16}	W	878779,89

T_{17}	K	6894,14
t_{17}	deg.C	6620,99
p_{17}	bar	40,00
p_{17}	Pa	4000000,00
c_{p17, H_2O}	J/kgK	2934,75
c_{p17}	J/kgK	1772,53
x_{17, CO_2}	-	0,33
x_{17, H_2O}	-	0,67
w_{17, CO_2}	-	0,55
w_{17, H_2O}	-	0,45
ΔH_{sp}^o	-	-801611,01

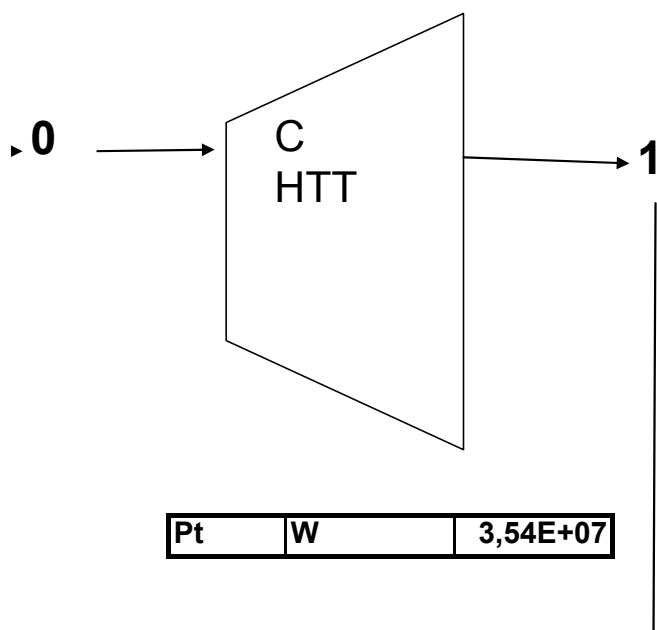
Q	W	3,27E+07
----------	----------	-----------------

T ₁₇	K	6894,14
t ₁₇	deg.C	6620,99
p ₁₇	bar	40,00
p ₁₇	Pa	4000000,00
c _{p17, H2O}	J/kgK	2934,75
c _{p17}	J/kgK	1772,53
x _{17, CO2}	-	0,33
x _{17, H2O}	-	0,67
w _{17, CO2}	-	0,55
w _{17, H2O}	-	0,45
ΔH _{sp} ^o	-	-801611,01

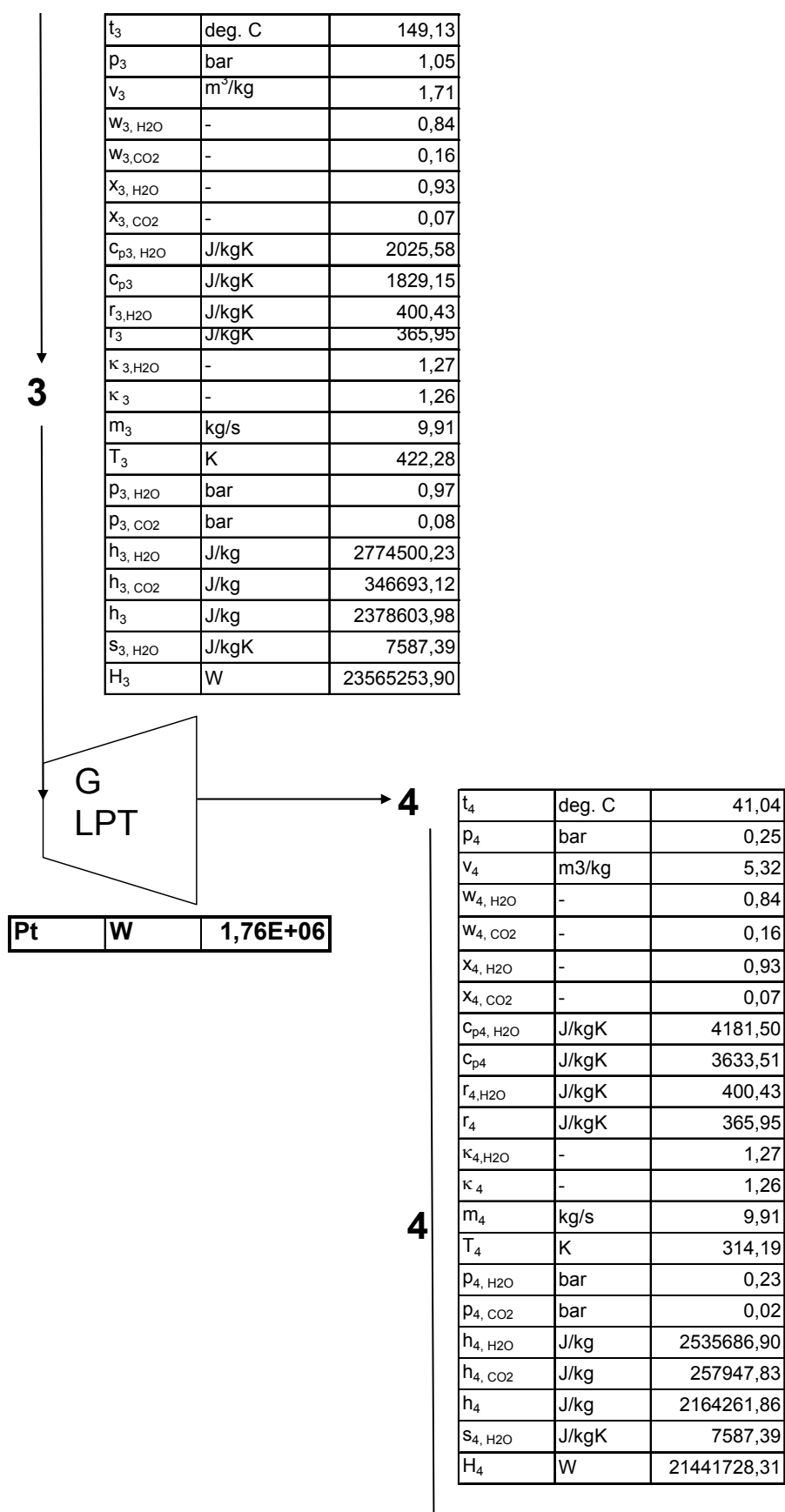
t ₀	deg. C	1400,00
p ₀	bar	40,00
v ₀	m ³ /kg	0,17
w _{0, H2O}	-	0,84
w _{0, CO2}	-	0,16
x _{0, H2O}	-	0,92
x _{0, CO2}	-	0,08
c _{p0, H2O}	J/kgK	2714,94
c _{p0}	J/kgK	2406,10
r _{0, H2O}	J/kgK	461,89
r ₀	J/kgK	417,38
κ _{0, H2O}	-	1,21
κ ₀	-	1,21
m ₀	kg/s	23,08
T ₀	K	1673,15
p _{0, H2O}	bar	37,00
p _{0, CO2}	bar	3,00
h _{0, H2O}	J/kg	5676230,03
h _{0, CO2}	J/kg	1373656,15
h ₀	J/kg	4974620,40
s _{0, H2O}	J/kgK	8982,10
H ₀	W	114829340,83

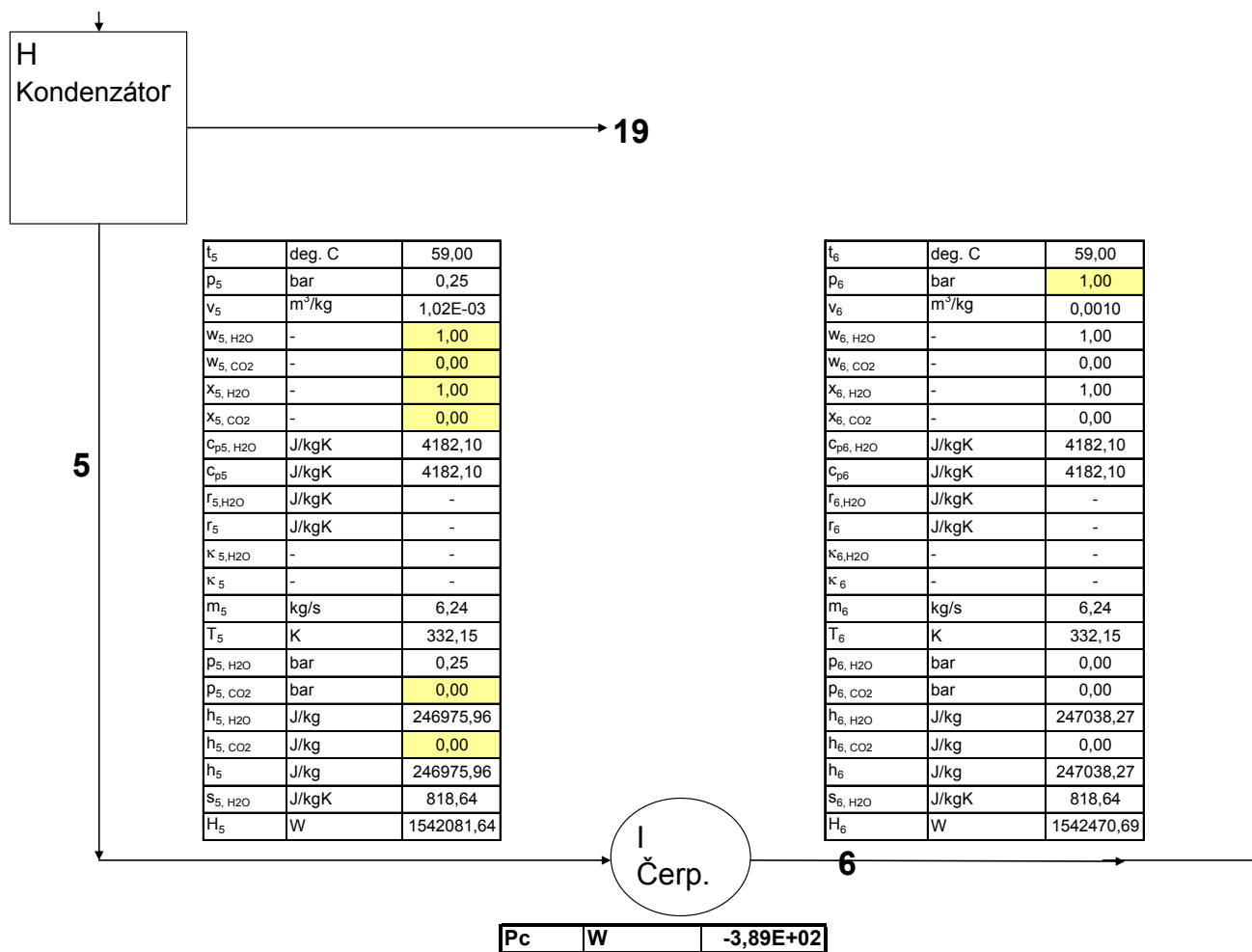


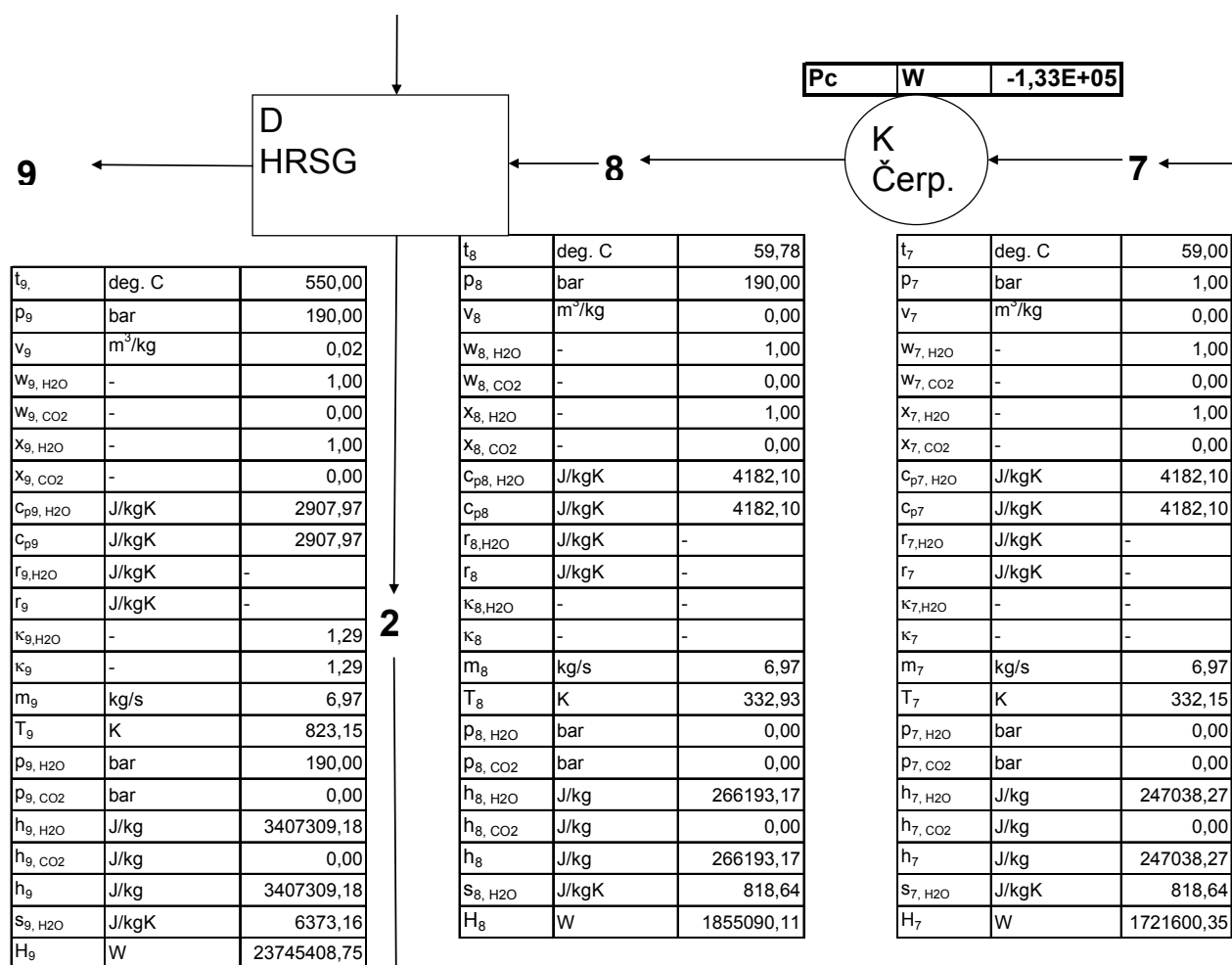
t_0	deg. C	1400,00
p_0	bar	40,00
v_0	m ³ /kg	0,17
w_{0, H_2O}	-	0,84
w_{0, CO_2}	-	0,16
x_{0, H_2O}	-	0,92
x_{0, CO_2}	-	0,08
c_{p0, H_2O}	J/kgK	2714,94
c_{p0}	J/kgK	2406,10
r_{0, H_2O}	J/kgK	461,89
r_0	J/kgK	417,38
κ_{0, H_2O}	-	1,21
κ_0	-	1,21
m_0	kg/s	23,08
T_0	K	1673,15
p_{0, H_2O}	bar	37,00
p_{0, CO_2}	bar	3,00
h_{0, H_2O}	J/kg	5676230,03
h_{0, CO_2}	J/kg	1373656,15
h_0	J/kg	4974620,40
s_{0, H_2O}	J/kgK	8982,10
H_0	W	114829340,83



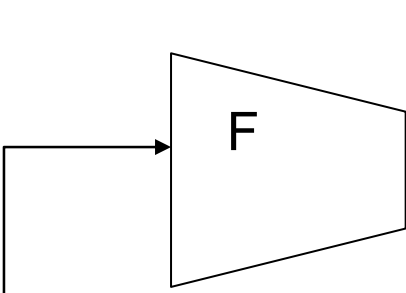
t_1	deg. C	597,51
p_1	bar	1,05
v_1	m ³ /kg	3,52
w_{1, H_2O}	-	0,84
w_{1, CO_2}	-	0,16
x_{1, H_2O}	-	0,93
x_{1, CO_2}	-	0,07
c_{p1, H_2O}	J/kgK	2201,48
c_{p1}	J/kgK	1976,37
r_{1, H_2O}	J/kgK	461,30
r_1	J/kgK	416,89
κ_{1, H_2O}	-	1,27
κ_1	-	1,27
m_1	kg/s	23,08
T_1	K	870,66
p_{1, H_2O}	bar	0,97
p_{1, CO_2}	bar	0,08
h_{1, H_2O}	J/kg	3594916,29
h_{1, CO_2}	J/kg	714812,41
h_1	J/kg	3125265,17
s_{1, H_2O}	J/kgK	9070,92
H_1	W	72140607,94







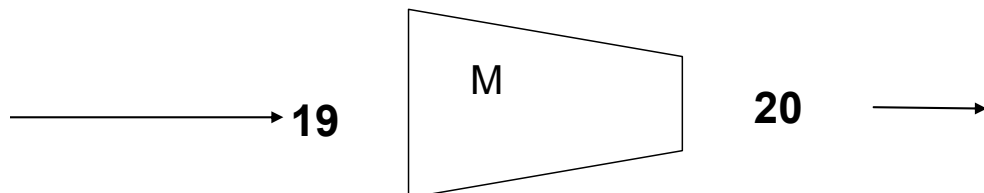
10	t_{10}	deg. C	301,91
	p_{10}	bar	40,00
	v_{10}	m ³ /kg	0,06
	w_{10, H_2O}	-	1,00
	w_{10, CO_2}	-	0,00
	x_{10, H_2O}	-	1,00
	x_{10, CO_2}	-	0,00
	c_{p10, H_2O}	J/kgK	2811,28
	c_{p10}	J/kgK	2811,28
	r_{10, H_2O}	J/kgK	-
	r_{10}	J/kgK	-
	κ_{10, H_2O}	-	1,29
	κ_{10}	-	1,29
	m_{10}	kg/s	6,97
	T_{10}	K	575,06
	p_{10, H_2O}	bar	40,00
	p_{10, CO_2}	bar	0,00
	h_{10, H_2O}	J/kg	2967015,92
	h_{10, CO_2}	J/kg	0,00
	h_{10}	J/kg	2967015,92
	s_{10, H_2O}	J/kgK	6373,16
	H_{10}	W	20677021,67
	Pt	W	2,55E+06
	L HPT		

11			
	Pc	W	-1,15E+07
	t_{11}	deg. C	149,13
	p_{11}	bar	1,05
	v_{11}	m ³ /kg	1,71
	w_{11, H_2O}	-	0,84
	w_{11, CO_2}	-	0,16
	x_{11, H_2O}	-	0,93
	x_{11, CO_2}	-	0,07
	c_{p11, H_2O}	J/kgK	2025,58
	c_{p11}	J/kgK	1829,15
	r_{11, H_2O}	J/kgK	400,43
	r_{11}	J/kgK	365,95
	κ_{11, H_2O}	-	1,27
	κ_{11}	-	1,27
	m_{11}	kg/s	13,18
	T_{11}	K	422,28
	p_{11, H_2O}	bar	0,97
	p_{11, CO_2}	bar	0,08
	h_{11, H_2O}	J/kg	-
	h_{11, CO_2}	J/kg	-
	h_{11}	J/kg	2176935,90
	s_{11, H_2O}	J/kgK	7587,39
	H_{11}	W	28682997,07

t_{19}	deg. C	54,00
p_{19}	bar	0,27
v_{19}	m ³ /kg	0,00
w_{19, H_2O}	-	0,56
w_{19, CO_2}	-	0,44
x_{19, H_2O}	-	0,76
x_{19, CO_2}	-	0,24
c_{p19, H_2O}	J/kgK	-
c_{p19}	J/kgK	-
r_{19, H_2O}	J/kgK	0,08
r_{19}	J/kgK	-
κ_{19, H_2O}	-	1,27
κ_{19}	-	1,35
m_{19}	kg/s	3,66
T_{19}	K	327,15
p_{19, H_2O}	bar	0,15
p_{19, CO_2}	bar	0,06
h_{19, H_2O}	J/kg	226059,51
h_{19, CO_2}	J/kg	268590,15
h_{19}	J/kg	244815,66
s_{19, H_2O}	J/kgK	-
H_{19}	W	896839,35

t_{20}	deg. C	176,19
p_{20}	bar	1,00
v_{20}	m ³ /kg	1,15
w_{20, H_2O}	-	0,56
w_{20, CO_2}	-	0,44
x_{20, H_2O}	-	0,76
x_{20, CO_2}	-	0,24
c_{p20, H_2O}	J/kgK	-
c_{p20}	J/kgK	-
r_{20, H_2O}	J/kgK	458,58
r_{20}	J/kgK	-
κ_{20, H_2O}	-	1,27
κ_{20}	-	1,28
m_{20}	kg/s	3,66
T_{20}	K	449,34
p_{20, H_2O}	bar	0,56
p_{20, CO_2}	bar	0,24
h_{20, H_2O}	J/kg	2830916,85
h_{20, CO_2}	J/kg	368906,47
h_{20}	J/kg	1745162,44
s_{20, H_2O}	J/kgK	-
H_{20}	W	6393097,46

Pc	W	-4,29E+06
-----------	----------	------------------



10 Příloha 2

Odvození vztahů pro tlak:

$$p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 = p_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$p_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2$$

Odvození vztahů pro absolutní rychlost:

$$c_1 = \left[\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$c_1 = \left[\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \left\{ p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right\} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$c_1 = \left[\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$c_1 = \left[\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \left(\frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$c_1 = \left[\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Odvození vztahů pro měrný objem:

$$v_1 = v_0 \left(\frac{p_0}{\left\{ p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

$$m = \frac{c_1}{v_1} x \frac{\pi}{4} d^2 \left(\frac{1}{\lambda^2} - 1 \right)$$

Odvození vztahů pro patní průměr:

$$d^2 = \frac{4}{\pi \left(\frac{1}{\lambda^2} - 1 \right)} \frac{m v_1}{c_1 x}$$

$$d^2 = \frac{4}{\pi \left(\frac{1}{\lambda^2} - 1 \right)} m \frac{v_0 \frac{p_0^{\frac{1}{\kappa}}}{\left\{ p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{\kappa-1}}}}{\frac{u}{x} \left[\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \right]^{\frac{1}{2}}}$$

$$d^2 = \frac{4m}{\pi \left(\frac{1}{\lambda^2} - 1 \right)} \frac{p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 x}{u \left[\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \right]^{\frac{1}{2}} \left\{ p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{4\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{\kappa-1}}}$$

Odvození vztahů pro tlak p_2 :

$$\Delta i = \frac{1}{2} \left[\frac{u}{x} \right]^2$$

$$\Delta i = p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) + \frac{C_0^2}{2}$$

$$\frac{1}{2} \left[\frac{u}{x} \right]^2 = p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)$$

$$\left[\frac{u}{x} \right]^2 = \frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)$$

$$\frac{\left[\frac{u}{x} \right]^2}{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} = \left(p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)$$

$$p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = p_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{(\kappa-1)}{2\kappa p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0} \left[\frac{u}{x} \right]^2$$

Odvození vztahů pro λ :

$$d^2 = \frac{4}{\pi \left(\frac{1}{\lambda^2} - 1 \right)} \frac{m v_1}{c_1 x}$$

$$\left(\frac{1}{\lambda^2} - 1 \right) = \frac{4}{\pi d^2} \frac{m v_1}{c_1 x}$$

$$\frac{1}{\lambda^2} = \frac{4}{\pi d^2} \frac{m v_1}{c_1 x} + 1$$

$$\lambda^2 = \frac{1}{\frac{4}{\pi d^2} \frac{m v_1}{c_1 x} + 1}$$

11 Příloha 3

HTT turbína

t_0	deg. C	1400,00
p_0	Pa	4000000,00
v_0	m ³ /kg	0,17
w_{0, H_2O}	-	0,84
w_{0, CO_2}	-	0,16
x_{0, H_2O}	-	0,92
x_{0, CO_2}	-	0,08
c_{p0, H_2O}	J/kgK	2714,94
c_{p0}	J/kgK	2406,10
r_{0, H_2O}	J/kgK	461,89
r_0	J/kgK	417,38
κ_{0, H_2O}	-	1,21
κ_0	-	1,21
m_0	kg/s	23,08
T_0	K	1673,15
p_{0, H_2O}	bar	37,00
p_{0, CO_2}	bar	3,00
h_{0, H_2O}	J/kg	5676230,03
h_{0, CO_2}	J/kg	1373656,15
h_0	J/kg	4974620,40
s_{0, H_2O}	J/kgK	8982,10
H_0	W	114829340,83
p_1	Pa	3036483,96
u	m / s	370,00
c_1	m / s	613,01
v_1	m ³ /kg	0,22
λ		0,86
d	m	0,25
p_2	Pa	2273070,27
v_2	m ³ /kg	0,28
λ		0,86
D	m	0,29
D_{mid}	m	0,27

n	rpm	25918,23
Δi	J/kgK	375781,13
2 stupeň		
u	m / s	385,06
p_1	Pa	1632337,05
v_1	m ³ /kg	0,37
c_1	m / s	637,96
λ		0,80
D	m	0,32
D_{mid}	m	0,28
u	m / s	385,06
p_2	Pa	1148562,17
v_2	m ³ /kg	0,49
Δi	J/kg	406990,34
3 stupeň		
u	m / s	413,33
p_1	Pa	744321,66
v_1	m ³ /kg	0,70
c_1	m / s	684,79
λ		0,71
D	m	0,36
D_{mid}	m	0,30
u	m / s	413,33
p_2	Pa	465451,09
v_2	m ³ /kg	1,03
Δi	m ³ /kg	468942,46
4 stupeň		
u	m / s	480,64
p_1	Pa	230396,20
v_1	m ³ /kg	1,84
c_1	m / s	796,31
λ		0,55
D	m	0,46
D_{mid}	m	0,35
u	m / s	480,64
p_2	Pa	103306,47
v_2	m ³ /kg	3,56
Δi	K	634114,62

LPT turbína

t_3	deg. C	149,13
p_3	Pa	105000,00
v_3	m ³ /kg	1,71
w_{3, H_2O}	-	0,84
w_{3, CO_2}	-	0,16
x_{3, H_2O}	-	0,93
x_{3, CO_2}	-	0,07
c_{p3, H_2O}	J/kgK	2025,58
c_{p3}	J/kgK	1829,15
r_{3, H_2O}	J/kgK	400,43
r_3	J/kgK	365,95
κ_{3, H_2O}	-	1,27
κ_3	-	1,26
m_3	kg/s	9,91
T_3	K	422,28
p_{3, H_2O}	bar	0,97
p_{3, CO_2}	bar	0,08
h_{3, H_2O}	J/kg	2774500,23
h_{3, CO_2}	J/kg	346693,12
h_3	J/kg	2378603,98
s_{3, H_2O}	J/kgK	7587,39
H_3	W	23565253,90
p_1	Pa	86735,84
u	m / s	210,00
c_1	m / s	259,06
v_1	m ³ /kg	1,98
λ		0,92
d	m	1,03
p_2	Pa	71088,70
v_2	m ³ /kg	2,32
λ		0,92
D	m	1,12
D_{mid}	m	1,08
n	rpm	3724,22
Δi	J/kgK	67110,20
2 stupeň		

u	m / s	213,05
p ₁	Pa	57413,29
v ₁	m ³ /kg	2,75
c ₁	m / s	262,81
λ		0,90
D	m	1,15
D _{mid}	m	1,09
u	m / s	213,05
p ₂	Pa	45913,90
v ₂	m ³ /kg	3,29
Δi	J/kg	69070,77
3 stupeň		
u	m / s	217,64
p ₁	Pa	35944,35
v ₁	m ³ /kg	3,99
c ₁	m / s	268,48
λ		0,86
D	m	1,20
D _{mid}	m	1,12
u	m / s	217,64
p ₂	Pa	27775,36
v ₂	m ³ /kg	4,90
Δi	m ³ /kg	72082,43

HPT turbína

t ₉	deg. C	550,000
p ₉	Pa	19000000,000
v ₉	m ³ /kg	0,018
w _{9, H2O}	-	1,000
w _{9, CO2}	-	0,000
x _{9, H2O}	-	1,000
x _{9, CO2}	-	0,000
c _{p9, H2O}	J/kgK	2907,975
c _{p9}	J/kgK	2907,975
r _{9, H2O}	J/kgK	-
r ₉	J/kgK	-

K_{9,H_2O}	-	1,286
K_9	-	1,286
m_9	kg/s	6,969
T_9	K	823,150
p_{9,H_2O}	bar	190,000
p_{9,CO_2}	bar	0,000
h_{9,H_2O}	J/kg	3407309,182
h_{9,CO_2}	J/kg	0,000
h_9	J/kg	3407309,182
s_{9,H_2O}	J/kgK	6373,165
H_9	W	23745408,747
p_1	Pa	18073375,096
u	m / s	110,000
c_1	m / s	182,246
v_1	m ³ /kg	0,018
λ		0,960
d	m	0,149
p_2	Pa	17182280,920
v_2	m ³ /kg	0,019
λ		0,960
D	m	0,155
D_{mid}	m	0,152
n	rpm	13787,522
Δi	J/kgK	33213,672
2 stupeň		
u	m / s	110,177
p_1	Pa	16323025,941
v_1	m ³ /kg	0,020
c_1	m / s	182,540
λ		0,957
D	m	0,156
D_{mid}	m	0,153
u	m / s	110,177
p_2	Pa	15497564,621
v_2	m ³ /kg	0,021
Δi	J/kg	33320,797
3 stupeň		
u	m / s	110,373

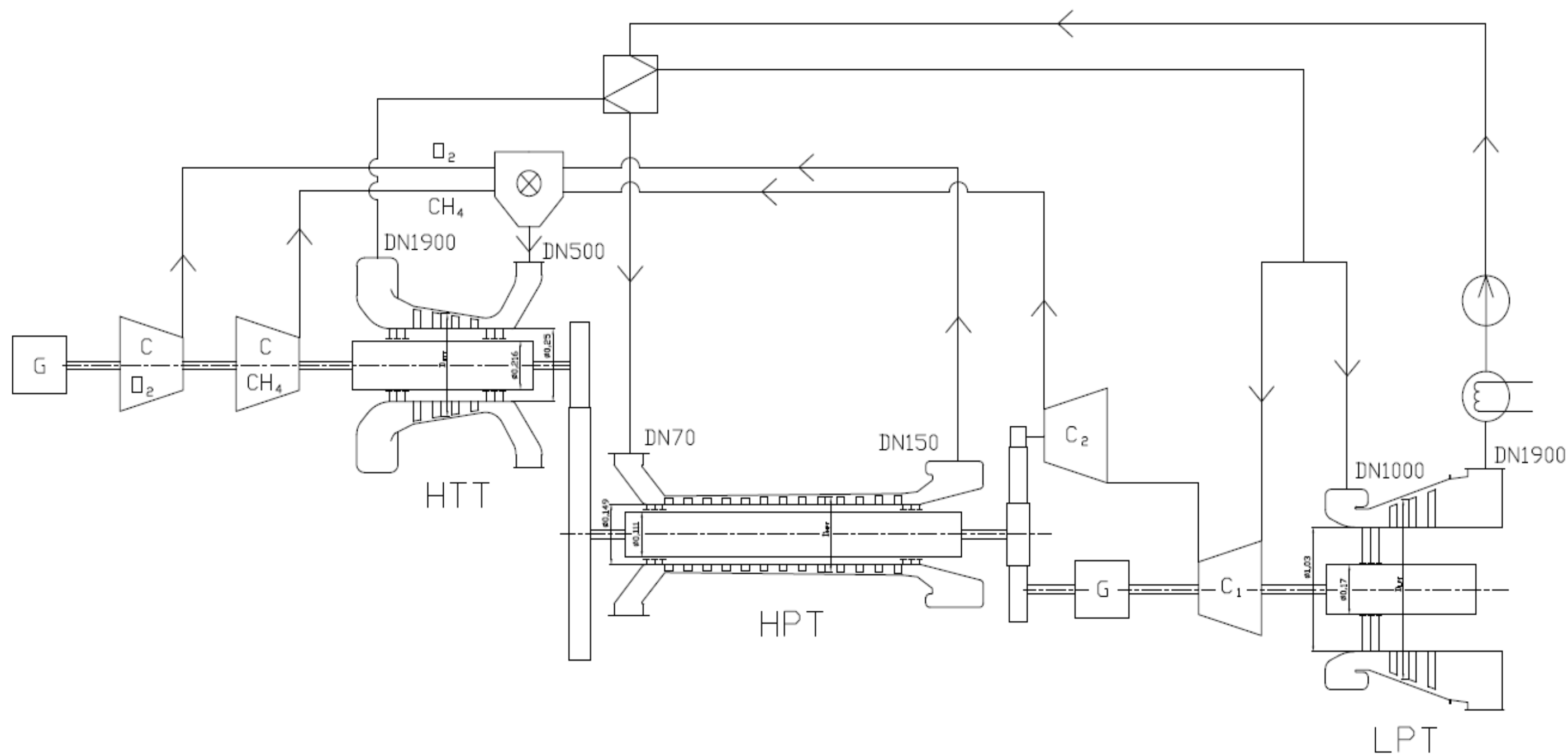
p_1	Pa	14702173,312
v_1	m ³ /kg	0,021
c_1	m / s	182,864
λ		0,954
D	m	0,157
D_{mid}	m	0,153
u	m / s	110,373
p_2	Pa	13938896,415
v_2	m ³ /kg	0,022
Δi	m ³ /kg	33439,397
4 stupeň		
u	m / s	110,590
p_1	Pa	13203975,172
v_1	m ³ /kg	0,023
c_1	m / s	183,224
λ		0,950
D	m	0,157
D_{mid}	m	0,153
u	m / s	110,590
p_2	Pa	12499546,448
v_2	m ³ /kg	0,024
Δi	K	33571,052
5 stupeň		
u	m / s	110,831
p_1	Pa	11821813,186
v_1	m ³ /kg	0,025
c_1	m / s	183,624
λ		0,946
D	m	0,158
D_{mid}	m	0,154
u	m / s	110,831
p_2	Pa	11173007,448
v_2	m ³ /kg	0,027
Δi	0	33717,615
6 stupeň		
u	m / s	111,100
p_1	Pa	10549290,467
v_1	m ³ /kg	0,028
c_1	m / s	184,069

λ		0,942
D	m	0,159
D_{mid}	m	0,154
u	m / s	111,100
p_2	Pa	9952992,476
v_2	m ³ /kg	0,029
Δi	J/kgK	33881,271
7 stupeň		
u	m / s	111,400
p_1	Pa	9380229,334
v_1	m ³ /kg	0,030
c_1	m / s	184,566
λ		0,937
D	m	0,159
D_{mid}	m	0,154
u	m / s	111,400
p_2	Pa	8833432,690
v_2	m ³ /kg	0,032
Δi	J/kgK	34064,609
8 stupeň		
u	m / s	111,737
p_1	Pa	8308669,083
v_1	m ³ /kg	0,033
c_1	m / s	185,124
λ		0,931
D	m	0,160
D_{mid}	m	0,155
u	m / s	111,737
p_2	Pa	7808475,128
v_2	m ³ /kg	0,035
Δi	-	34270,718
9 stupeň		
u	m / s	112,115
p_1	Pa	7328863,779
v_1	m ³ /kg	0,037
c_1	m / s	185,751
λ		0,925
D	m	0,161
D_{mid}	m	0,155
u	m / s	112,115

p_2	Pa	6872480,520
v_2	m ³ /kg	0,039
Δi	bar	34503,304
10 stupeň		
u	m / s	112,543
p_1	Pa	6435280,082
v_1	m ³ /kg	0,041
c_1	m / s	186,459
λ		0,918
D	m	0,163
D_{mid}	m	0,156
u	m / s	112,543
p_2	Pa	6020021,136
v_2	m ³ /kg	0,043
Δi	bar	34766,849
11 stupeň		
u	m / s	113,027
p_1	Pa	5622595,119
v_1	m ³ /kg	0,045
c_1	m / s	187,261
λ		0,911
D	m	0,164
D_{mid}	m	0,157
u	m / s	113,027
p_2	Pa	5245878,695
v_2	m ³ /kg	0,048
Δi	kg/s	35066,817
12 stupeň		
u	m / s	113,579
p_1	Pa	4885694,428
v_1	m ³ /kg	0,051
c_1	m / s	188,175
λ		0,902
D	m	0,165
D_{mid}	m	0,157
u	m / s	113,579
p_2	Pa	4545042,352

v_2	m ³ /kg	0,053
Δi	0	35409,925
13 stupeň		
u	m / s	114,210
p_1	Pa	4219669,979
v_1	m ³ /kg	0,057
c_1	m / s	189,221
λ		0,893
D	m	0,167
D_{mid}	m	0,158
u	m / s	114,210
p_2	Pa	3912706,791
v_2	m ³ /kg	0,060
Δi	J/kgK	35804,518

12 Příloha 4



13 Příloha 5



STC-SH

Robust and dependable

The STC-SH is a centrifugal compressor with horizontally split casing. All compressor internals are easily accessed by simply lifting the upper casing. The flexible single-shaft STC-SH compressors are designed according to API 617 and can be used for most process applications and a wide range of gases of any molecular weight, including toxic and hazardous applications.

Technical data

- Flow rates from 500 to 480,000 m³/h
- Discharge pressure for oxygen and inert gas up to 100 bar
- Discharge pressure for other process gases up to 50 bar
- Driver of your choice

Fields of application

- On/offshore oil and gas
- Petrochemicals
- Fertilizers
- Olefins
- Refineries
- General chemicals
- Dry chlorine gas

Features

- Flexible design concept
- Wide variety of sealing systems allowing dry-dry (oil-free) operation
- Can be operated with any drive system
- High part-load efficiencies
- Can be designed for up to four process stages and with up to 10 impellers