

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ZVÝŠENÍ VÝKONU MIKROTURBÍNY PRACUJÍCÍ V NEPŘÍMÉM OBĚHU

Increased power microturbines operating in indirect circulation

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

Bc. LUBOŠ POLÁK

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE

Ing. JIŘÍ ŠKORPÍK PhD.

SUPERVISOR

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Luboš Polák

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:

Zvýšení výkonu mikroturbíny pracující v nepřímém oběhu

v anglickém jazyce:

Increased power microturbines operating in indirect circulation

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V současnosti se účinnost realizovaných aplikací turbosoustrojí TGU 100B pohybuje v rozmezí 17 až 22%. Podle konstruktérů tohoto soustrojí nejsou zcela vyčerpány možnosti zvýšit její výkon a účinnost. Zadavatel PBS Velká Bíteš, a.s. kontaktní osoba: Ing. Libor Nekvapil

Cíle diplomové práce:

- (1) Rešerše reálně dosažitelných možností zvyšování výkonu a účinnosti jednotky, varianty řešení.
- (2) Ekonomické vyhodnocení variant, výběr nejvhodnější varianty (technické i ekonomické hledisko)
- (3) Mateamtický model, optimalizace a míra citlivosti
- (4) Konstrukční návrh navržených úprav.
- (5) Ověření při zkouškách a vyhodnocení.

Seznam odborné literatury:

1. M. Boyce, Gas turbine Engineering Handbook, third edition, 2006, ISBN -13: 978-0-7506-7846-9.
2. Transformační technologie, on-line pokračující zdroj, dostupné z <http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/index.html>, ISSN 1804-8293.
3. D. Japkise, Centrifugal Compressor Design and Performance, 1996, ISBN 0-933283-03-2.
4. M. Kousal, Spalovací turbíny, vydalo Nakladatelství technické literatury, n. p., 1980, typové číslo L13-B3-IV-41/22441, vydání druhé.
5. J. Kadrnožka, Tepelné turbíny a turbokompresory I - základy teorie výpočtu, vydalo Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004, ISBN: 80-7204-346-3.

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 17.10.2011

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Turbogenerátorová jednotka TGU 100B, vyráběná v První brněnské strojárně Velká Bíteš a.s., pracuje v nepřímém Braytonově oběhu. Cílem této práce je návrh na zvýšení výkonové hladiny technologického celku, ve kterém je tato mikroturbína aplikována. Práce předkládá různé způsoby zvýšení výkonu a účinnosti oběhu. Tyto možné varianty jsou mezi sebou porovnávány z technologického a ekonomického hlediska. Na základě těchto hledisek byla vybrána varianta přivádění přídavné vody do oběhu. Pro tento návrh byl v rámci práce vypracován matematický model na základě, kterého byla stanovena i ekonomická bilance vybrané varianty. Práce dále předkládá návrh technologického schématu, ve kterém je již vybraná varianta zapracována a také nástin případných ověřovacích zkoušek.

ABSTRACT

Turbogenerator unit 100B TGU, produced in První brněnská strojárna Velká Bíteš a.s., works in Brayton indirect circulation. The aim of this work is the proposal to increase performance levels of technological unit in which the micro-turbine is applied. The work presents various ways to increase performance and efficiency of circulation. The possible options are compared with each of the technological and economic terms. Based on these criteria was selected variant feeding additional water into the circulation. For this design was the work of a mathematical model based on, which was established as the economic balance of the selected variants. The thesis also proposes a technological scheme, which is already incorporated the selected variant and an outline of the verification tests.

KLÍČOVÁ SLOVA

Braytonův oběh, mikroturbína, spalovací turbína, parovzdušná směs, paroplynový cyklus, nepřímý Braytonův oběh, tepelná bilance, spalování biomasy, vlhký vzduch.

KEYWORDS

Micro-turbine, combustion turbine, Brayton circulation, steam-air mixture, combined cycle, Brayton indirect circulation, heat balance, combustion of biomass, moist air.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLÁK, Luboš. *Název: Zvýšení výkonu mikroturbíny pracující v nepřímém cyklu.*
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 81 s.
Vedoucí práce: Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: Návrh zvýšení výkonu mikroturbíny pracující v nepřímém cyklu zpracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

22. dubna. 2012

.....

Luboš Polák

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto poděkovat Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D., Ing. Liboru Neklapilovi a Ing. Petru Lindovskému za odborné vedení a připomínky, které mi pomohly při vypracování této diplomové práce.

Obsah

	SEZNAM ZKRATEK A POUŽITÝCH VELIČIN.....	15
1	ÚVOD.....	19
2	Plynové turbíny.....	21
2.1	Spalovací turbíny a základní aplikace [2, 3, 4, 5, 6].....	21
2.2	Plynové turbíny pracující v nepřímém oběhu.....	23
2.3	Možnosti zvyšování výkonu plynové turbíny.....	24
2.4	Výběr varianty zvýšení parametrů oběhu s TGU 100B.....	25
2.4.1	Konstrukční úpravy a změna koncepce jednotky	25
2.4.2	Zvýšení teploty před turbínou.....	25
2.4.3	Optimalizace a rozšíření oběhu.....	26
3	Výběr varianty	27
4	Matematický model [7, 8, 9].....	31
4.1	Použité funkce a koeficienty.....	32
4.1.1	Výpočet entalpie ze známé teploty [7, str. 95-97]:.....	32
4.1.2	Výpočet entropie ze známé teploty [7, str. 95-97]:	32
4.1.3	Výpočet individuální plynové konstanty [7, str. 112]	33
4.1.4	Izoentropická tlaková funkce [13] :.....	33
4.1.5	Izoentropická účinnost komprese [2, str. 54]:	34
4.1.6	Izoentropická účinnost expanze [2, str. 55]:.....	34
4.2	Parametry komponentů v oběhu	34
4.2.1	Kompresor	34
4.2.2	Turbína.....	35
4.2.3	Výměník vzduch – spaliny	35
4.2.4	Kotel 35	
4.2.5	Ekonomizér.....	35
4.2.6	Výparník	36
4.2.7	Spalinový ventilátor.....	36
4.2.8	Mechanické ztráty.....	36
4.2.9	Generátor	36
4.2.10	Měnič	36
4.3	Výpočet jednotlivých bodů oběhu	36
4.3.1	Bod č. 1 - Sání kompresoru	36
4.3.2	Bod č. 2 - Výstup z kompresoru	38
4.3.3	Potřebný příkon pro kompresor v oběhu bez vstřiku.....	39
4.3.4	Bod č. 3 – Vstřik.....	40
4.3.5	Bod č. 4 – Vstup do turbíny	43
4.3.6	Bod č. 5 – Výstup z turbíny	44
4.3.7	Výkon a účinnost pouze turbosoustrojí TGU 100B při 5% vstřikovaného média.	46
4.3.8	Bod č. 6 – Palivo.....	47

4.3.9	Bod č. 7 – Kotel.....	48
4.3.10	Bod č. 8 – Výstup z kotle	50
4.3.11	Bod č. 9 – Výstup z výměníku - voda	53
4.3.12	Bod č. 10 – Výstup z výparníku – pouze pro vstřikování páry	55
4.3.13	Bod č. 11 – Ekonomizér	57
4.3.14	Bod č. 12 – Výstup z ekonomizéru	57
4.3.15	Výpočet elektrického výkonu oběhu.....	59
4.3.16	Výpočet příkonu spalínového ventilátoru	59
4.3.17	Výpočet příkonu napájecího čerpadla	60
4.3.18	Výpočet účinnosti oběhu	61
4.3.19	Výpočet účinnosti oběhu	61
4.4	Grafické znázornění výsledků	62
4.4.1	Vstřík páry.....	62
4.4.2	Vstřík vody	66
4.5	Výběr varianty řešení.	69
4.6	Optimalizace vybrané varianty.....	71
5	Ekonomické zhodnocení vybrané varianty.	72
5.1	Předpoklady.....	72
5.2	Návratnost	72
5.3	Vliv ceny demi vody	73
6	Technologické schéma – možné projekční řešení.....	75
7	Ověření navržené varianty – vstřikování páry	76
7.1	Postup zkoušek.....	77
7.1.1	Stanovení celkové dodané energie do oběhu	77
7.1.2	Ověření výpočtu	77
8	ZÁVĚR.....	79
9	Seznam použitých zdrojů a literatury.....	81

SEZNAM ZKRATEK A POUŽITÝCH VELIČIN

a_g	[kW]	Práce plynového oběhu
a_p	[kW]	Práce parního oběhu
$a_{i,j}$	[-]	Koeficient pro výpočet entalpie
$a_{s^0,j}$	[-]	Koeficient pro výpočet entalpie
$A_{e,iz}^K$	[kJ/kg]	Efektivní práce ideálního nechlazeného kompresoru
A_e^K	[kJ/kg]	Efektivní práce skutečného nechlazeného kompresoru
$A_{e,iz}^T$	[kJ/kg]	Efektivní práce ideální turbíny
A_e^T	[kJ/kg]	Efektivní práce skutečného turbíny
A_r	[-]	Obsah popelu v palivu
A_d	[-]	Hmotnostní podíl popelovin v sušině
b_i	[-]	Koeficient pro výpočet entalpie
b_s	[-]	Koeficient pro výpočet entalpie
C_r	[-]	Hmotnostní podíl uhlíku
C_{daf}	[-]	Hmotnostní podíl prchavého složky - uhlík
D_x	[-]	Hmotnostní podíl vlhkosti ve vzduchu
f	[-]	Palivový poměr
H_{2r}	[-]	Hmotnostní podíl vodíku
H_{2daf}	[-]	Hmotnostní podíl prchavého složky - vodík
i_n	[kJ/kg]	Entalpie jednotlivých plynů
$i_{1,vzduch}$	[kJ/kg]	Entalpie vzduchu v jednotlivých bodech oběhu
i_{1,H_2O}	[kJ/kg]	Entalpie vody v jednotlivých bodech oběhu
i_{xc}	[kJ/kg]	Entalpie celková pro jednotlivé body oběhu
$i_{xiz,c}$	[kJ/kg]	Celková entalpie při izoentropické kompresi
$i_{10pře}$	[kJ/kg]	Entalpie spalin za přehřívákem
$i_{10výp}$	[kJ/kg]	Entalpie spalina za výparníkem
i_{12}	[kJ/kg]	Entalpie spalin za ekonomizérem
i_{eko_vstup}	[kJ/kg]	Entalpie vody vstupující do ekonomizéru
$i_{eko_výstup}$	[kJ/kg]	Entalpie vody vystupující z ekonomizéru
i_{pal}	[kJ/kg]	Entalpie paliva
$i_{výp\,výstup}$	[kJ/kg]	Entalpie syté páry vystupující z výparníku
$i_{výstup\,přeh}$	[kJ/kg]	Entalpie přehřáté páry vystupující z přehříváku
$\dot{m}_{pal}$	[kg/s]	Hmotnostní tok paliva
$\dot{m}_{spalin}$	[kg/s]	Hmotnostní průtok vlhkých spalin
$\dot{m}_{such_spalin}$	[kg/s]	Hmotnostní průtok suchých spalin
$\dot{m}_{sv,k}$	[kg/s]	Hmotnostní průtok suchého vzduchu kompresorem
$\dot{m}_{vst}$	[kg/s]	Hmotnostní průtok vstřikovaného média
$\dot{m}_{vz,k}$	[kg/s]	Hmotnostní průtok vlhkého vzduchu kompresorem

$\dot{m}_{vz,c}$	[kg/s]	Celkový hmotnostní průtok vlhkého vzduchu turbínou
N_{2r}	[-]	Hmotnostní podíl dusíku vázaného v palivu
N_{2daf}	[-]	Hmotnostní podíl prchavého složky - uhlík
O_{2r}	[-]	Hmotnostní podíl kyslíku vázaného v palivu
O_{2daf}	[-]	Hmotnostní podíl prchavého složky - kyslík
p_x	[Pa]	Celkový tlak v různých bodech
p_{eko}	[Pa]	Celkový tlak napájecí vody vstupující do ekonomizéru
$p_{rx} =$	[-]	Izoentropická tlaková funkce pro různé body
$P_{p,kom}$	[kW]	Příkon kompresoru
		Elektrický výkon na svorkách měniče
		Příkon napájecího čerpadla
		Výkon oběhu
		Příkon spalínového ventilátoru
q_1	[kJ]	Teplo přivedené do oběhu
q_2	[kJ]	Teplo odvedené z oběhu
q_{reg}	[kJ]	Teplo z regeneračního výměníku
$Q_{dodané}$	[kW]	Teplo dodané do oběhu
$Q_{hex,voda}$	[kW]	Teplo předané ve výměníku
Q_i^r	[MJ/kg]	Výhřevnost paliva
$Q_{odebrané\ vzduch}$	[kJ/kg]	Teplo odebrané vzduchu ve vstřikovací komoře
Q_w	[kJ/kg]	Teplo potřebné k vypaření vody ve vstřikovací komoře
Q_T	$\left[\frac{kg \cdot \sqrt{K}}{s \cdot MPa} \right]$	Parametr turbíny
s_n^0	[kJ/kg.K]	Entropie jednotlivých plynů
R	[J/kmol.K]	Universální plynová konstanta
r_i	[J/kg.K]	Individuální plynová konstanta – různé body oběhu
$s^0(T)$	[kJ/kg.K]	Entropie pro konkrétní teplotu
$s_{iz}^0(T)$	[kJ/kg.K]	Entropie pro konkrétní teplotu při izoentropické změně
$s_{1,vzduch}$	[kJ/kg.K]	Entropie vzduchu v jednotlivých bodech oběhu
s_{1,H_2O}	[kJ/kg.K]	Entropie vody v jednotlivých bodech oběhu
s_{xc}	[kJ/kg.K]	Entropie celková pro jednotlivé body oběhu
$s_{xiz,c}^0(T_x)$	[kJ/kg.K]	Celková entalpie při izoentropické změně a teplotě T_x
S_r	[-]	Hmotnostní podíl síry
S_{daf}	[-]	Hmotnostní podíl prchavého složky - síra
T_x	[K]	Teplota v různých bodech oběhu
t_x	[°C]	Teplota v různých bodech oběhu
t_{komora}	[°C]	Teplota ve vstřikovací komoře
$T_{10přeh}$	[K]	Teplota za přehřívákem

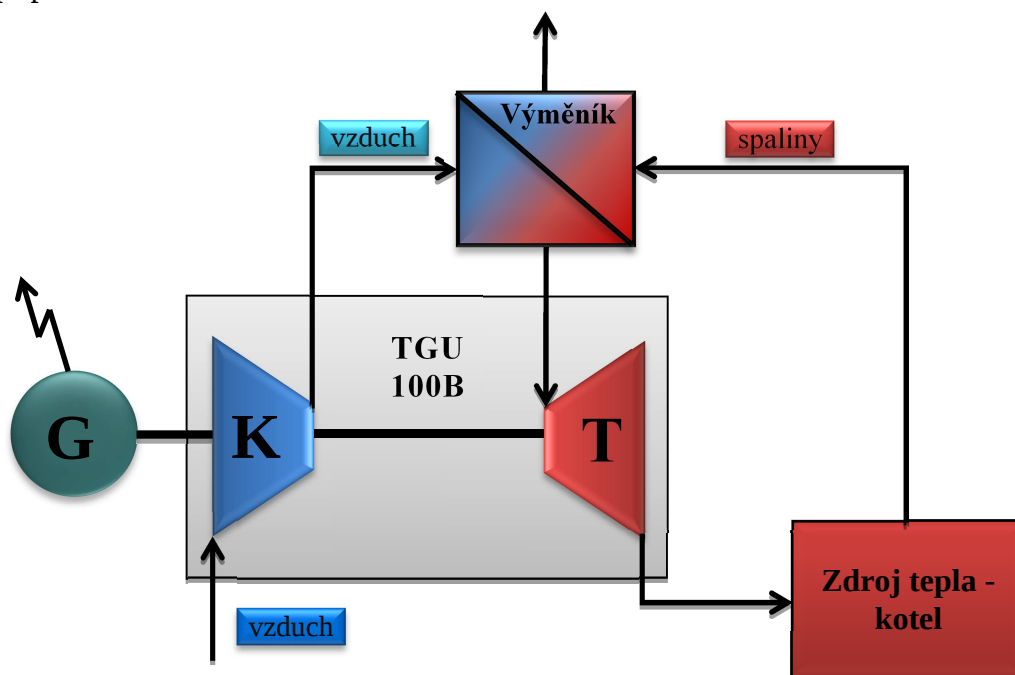
T_{10vyp}	[K]	Teplota za výparníkem
t_{10preh}	[K]	Teplota za přehřívákem
t_{10vyp}	[K]	Teplota za výparníkem
x_x	[kg/kg s.v.]	Absolutní vlhkost pro různé body oběhu
X_{CO_2}	[kg/kg pal]	Množství uvolněného CO_2 z 1 kg paliva
X_{H_2O}	[kg/kg pal]	Množství uvolněného H_2O z 1 kg paliva
X_{SO_2}	[kg/kg pal]	Množství uvolněného SO_2 z 1 kg paliva
X_{N_2}	[kg/kg pal]	Množství uvolněného N_2 z 1 kg paliva
$X_{O_2_celk}$	[kg/kg pal]	Stechiometrické množství spotřebovaného O_2 na 1 kg pal.
W_r	[-]	Hmotnostní podíl vody v palivu
Z_m	[kW]	Mechanické ztráty
η_t^B	[%]	Účinnost jednoduchého Braytonova oběhu
η_t^{pg}	[%]	Účinnost paroplanového oběhu
η_t^g	[%]	Účinnost plynové části oběhu
η_t^p	[%]	Účinnost parní části oběhu
η_t^{BU}	[%]	Účinnost uzavřeného Braytonova oběhu
η_{iz}^K	[%]	Izoentropická účinnost komprese
η_{iz}^T	[%]	Izoentropická účinnost expanze
η_{hex}	[%]	Účinnost výměníku - nedohřev
η_{spal}	[%]	Účinnost spalování
η_{eko}	[%]	Účinnost ekonomizéru - nedohřev
η_{vent}	[%]	Účinnost spalínového ventilátoru
η_{gen}	[%]	Účinnost generátoru
$\eta_{měnič}$	[%]	Účinnost měniče
μ_i	[kg/kmol]	Molární množství pro i – tou složku plynu
σ_i	[kg/kg _{směs}]	hmotnostní podíl i-té složky ve směsi
ε_T	[-]	Expanzní poměr turbíny
ξ_{eko}	[%]	Tlakové ztráty ekonomizéru na straně spalin
ξ_{HEX}	[%]	Tlaková ztráta výměníku
ξ_{kotel}	[%]	Tlakové ztráty kotle
$\xi_{mech.}$	[%]	Mechanické ztráty
ξ_{VYP}	[%]	Tlakové ztráty výparníku na straně spalin
π	[-]	Stlačení kompresoru

1 ÚVOD

S rozvojem decentralizované výroby elektrické energie, snižování emisních limitů a podpory výroby z obnovitelných zdrojů se otevírají nové možnosti aplikací malých energetických zdrojů, kogenerací, trigenerací a zpracování odpadního tepla. Tento rozvoj přináší i snahu konstruktérů a projektantů o zvýšení výkonu respektive účinnosti u již vyvinutých, vyráběných nebo provozovaných zařízení.

V takových případech dochází k optimalizaci tepelných oběhů, k jejich modifikacím a také k vývoji a návrhu zcela nových inovačních oběhů, ve kterých jsou nebo budou tyto zařízení použity.

Mezi malé energetické zdroje se řadí i turbogenerátorová energetická jednotka (mikroturbína) s výkonovou hladinou 100kW - TGU 100B vyráběná v První brněnské strojárně Velká Bíteš a.s. (dále jen PBS Velká Bíteš). Mikroturbína je primárně určena k použití ve vyšších konstrukčních celcích pro zpracování přebytečného a nevyužitého tepelného výkonu, do malých tepelných elektráren a kogeneračních zdrojů. TGU 100B vychází z klasické konstrukce jednoproudé spalovací turbíny s radiálním kompresorem a axiální turbínou, s jejíž výrobou má PBS Velká Bíteš dlouholetou zkušenost v podobě pomocných energetických jednotek, turbínových startérů, a malých leteckých motorů. Odlišný je pouze přívod tepla do oběhu – spalovací komora je nahrazena externím zařízením (primárně výměník vzduch – spaliny). Jedná se o tzv. nepřímý přívod tepla do oběhu (dále jen nepřímý oběh). Schéma možného nepřímého oběhu TGU 100B je znázorněno na Obr. č. 1. Zdrojem tepla je v tomto případě kotel na biomasu.



Obr. č. 1 Schéma nepřímého oběhu TGU 100B [1]

Vstupy a výstupy do kompresoru a turbíny jsou realizovány prostřednictvím přírub. Proto je jednotka TGU 100B předurčena k použití v širokém spektru aplikací. Zákazník si může zvolit jakým způsobem a typem zařízení (výměníku) bude do oběhu přivádět teplo. Musí pouze dodržet parametry, které definuje výrobce jednotky TGU 100B PBS Velká Bíteš a.s.

Elektrické napětí 3x300V o frekvenci 1867 Hz je generováno ve vysokofrekvenčním generátoru, jehož rotor je napřímo spojen s hřídelí turbosoustrojí. Vysokofrekvenční napětí je

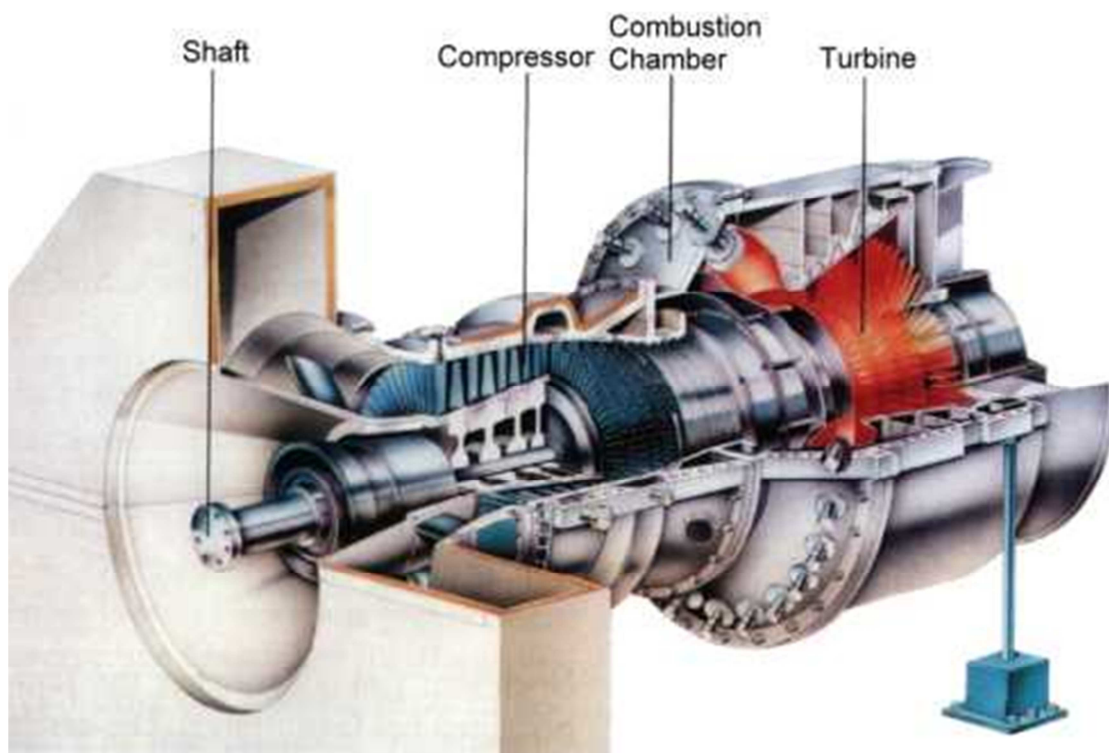
následně přeměněno na síťovou hodnotu napětí 3x400V – 50 Hz ve frekvenčním měniči. Tímto způsobem je možný provoz i mimo nominální otáčky (56000 min^{-1}), aniž je ovlivněna výstupní frekvence 50 Hz.

Cílem této diplomové práce je navrhnout opatření, které by přineslo zvýšení měrného výkonu, případně účinnosti vyššího konstrukčního celku, ve kterém je použita jednotka TGU 100B.

2 Plynové turbíny

2.1 Spalovací turbíny a základní aplikace [2, 3, 4, 5, 6]

Spalovací turbína je rotační zařízení, které přeměňuje teplotní spád na mechanickou energii případně na tah. Hlavním pracovním médiem bývá nejčastěji vzduch, který se ve spalovací komoře smísí s palivem (kapalným nebo plyným). Tato směs je zapálena a vzniklé spaliny expandují v turbíně. Kompressor spotřebuje až 2/3 výkonu turbíny, zbylá energie u proudových letadel vyvozuje tah, u vrtulových je přenášena na vrtuli a u energetických spalovacích turbín na elektrický generátor, v kterém je převedena na elektrickou. Hlavní části energetické spalovací turbíny jsou znázorněny na Obr. č. 2.



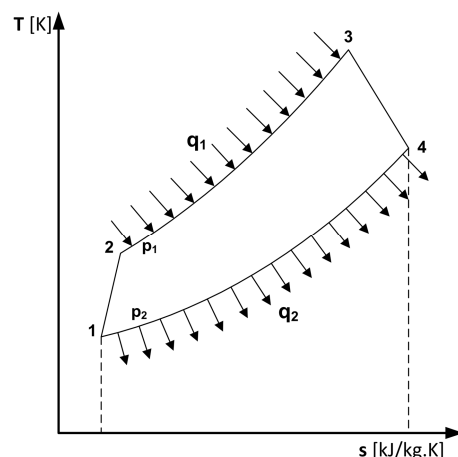
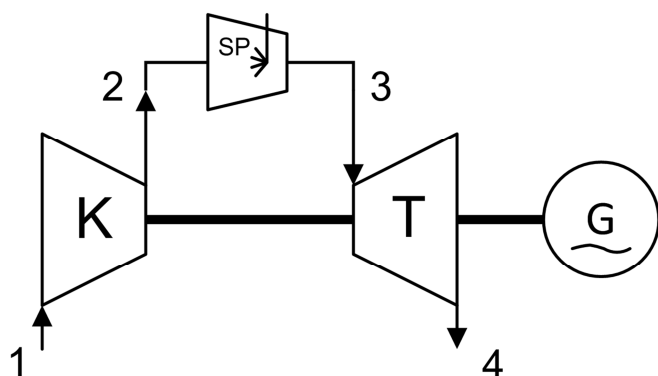
shaft – hřídel, compressor – kompresor, turbine – turbína, combustion chamber – spalovací komora

Obr. č. 2 Spalovací turbína a její části [10]

Dnešní aplikace spalovacích turbín se stále rozšiřují. Jsou používány v letectví, elektrárnách, teplárnách, tranzitních plynových stanicích a jako pohony lodí, lokomotiv, tanků apod. Největší rozmach v posledních 30ti letech však zaznamenala oblast energetiky a teplárenství. Hlavní důvody jsou: dosažení potřebných výkonů (ve stovkách MW), neustálé zvyšování účinnosti a životnosti, kompaktnosti, snižování hmotnosti, bezúdržbový provoz, jednoduchá regulace, ekologie provozu, cena paliva a v neposlední řadě schopnost velice rychlého najezení z nulového výkonu na nominální.

Rychlý start a snadná regulace předurčují použití spalovací turbíny jako dispečerské zálohy, čímž se značně vykompenzuje vyšší cena paliva oproti jiným srovnatelným zdrojům (vodní elektrárna, spalovací motory).

Klasický oběh energetické spalovací turbíny na zemní plyn či lehký topný olej je uveden na obr. č. 3.

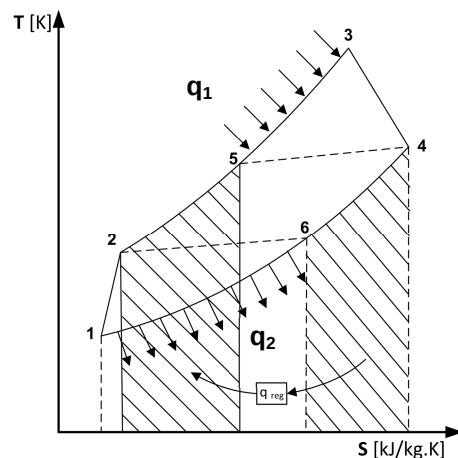
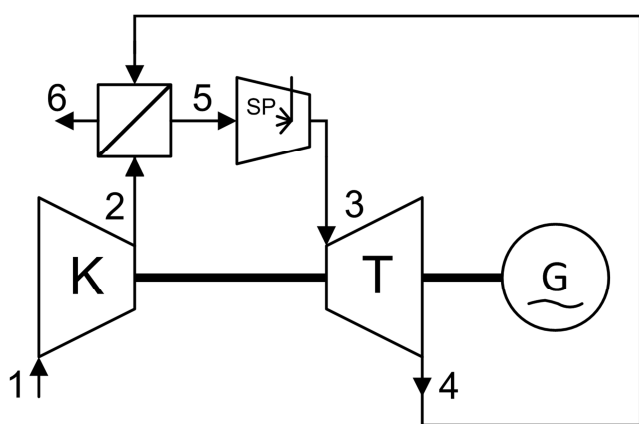


Obr. č. 3 Schéma jednoduchého otevřeného Braytonova cyklu [1]

Termická účinnost jednoduchého Braytonova cyklu pro ideální plyn je pak dána

$$\eta_t^B = \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad [-]$$

Pro zvýšení účinnosti těchto oběhů je nutná regenerace - teplo ze spalín je předáváno vzduchu před spalovací komorou:



Obr. č. 4 Schéma Braytonova otevřeného cyklu s regenerací [1]

Termická účinnost oběhu s regenerací pro ideální plyn je pak dána

$$\eta_t^B = \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{T_6 - T_1}{T_3 - T_5} \quad [-]$$

V současné době se velice rozvíjí kombinace Braytonova a Rankin-Clausiova cyklu, kdy jsou oběhy řazeny sériově za sebe. Teplo se předává ze spalín spalovací turbíny ve spalinovém kotli, vodě a páře v parním oběhu. Vysoké účinnosti oběhu (> 50%) je dosaženo využitím téměř veškerého tepla, které se uvolňuje při spalování paliva, jenž by bylo v samotném Braytonově cyklu využito jen z části.

Termická účinnost paroplynového oběhu pro ideální plyn je dána

$$\eta_t^{pg} = \frac{a_g + a_p}{q_1} = \eta_t^g + \eta_t^p \cdot (1 - \eta_t^g) \quad [-]$$

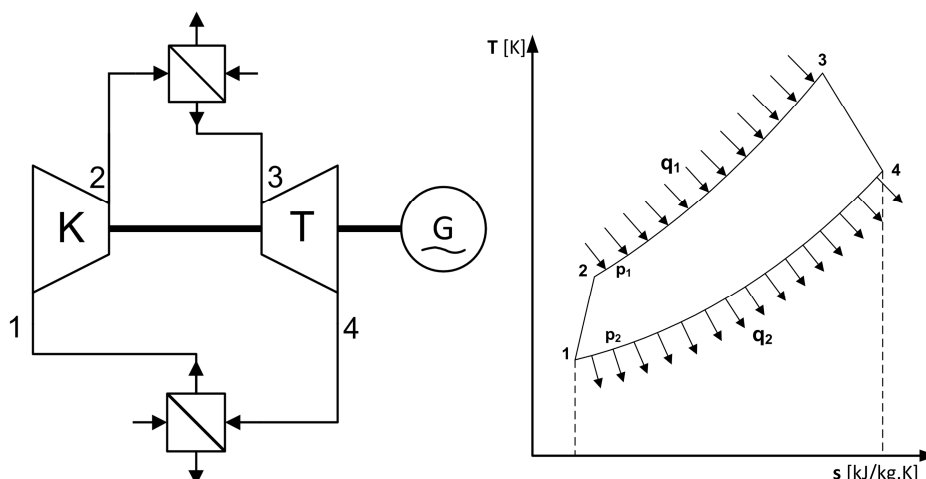
Kde: a_g je práce vykonaná v plynovém oběhu

a_p je práce vykonaná v parním oběhu

q_1 je přivedené teplo do bloku

2.2 Plynové turbíny pracující v nepřímém oběhu

Plynové turbíny pracující v nepřímém oběhu jsou zařízení odvozené ze spalovací turbíny, ve kterých je pracovním médiem plyn (např. vzduch, helium, páry organických látek) nebo směs plynů vhodných vlastností. Teplo je do oběhu ve většině případů přiváděno z externího zdroje a je předáváno prostřednictvím výměníku. Nejčastější variantou nepřímého oběhu je uzavřený oběh se dvěma výměníky. Jedním se teplo do oběhu přivádí a druhým se odvádí zbytkové teplo:

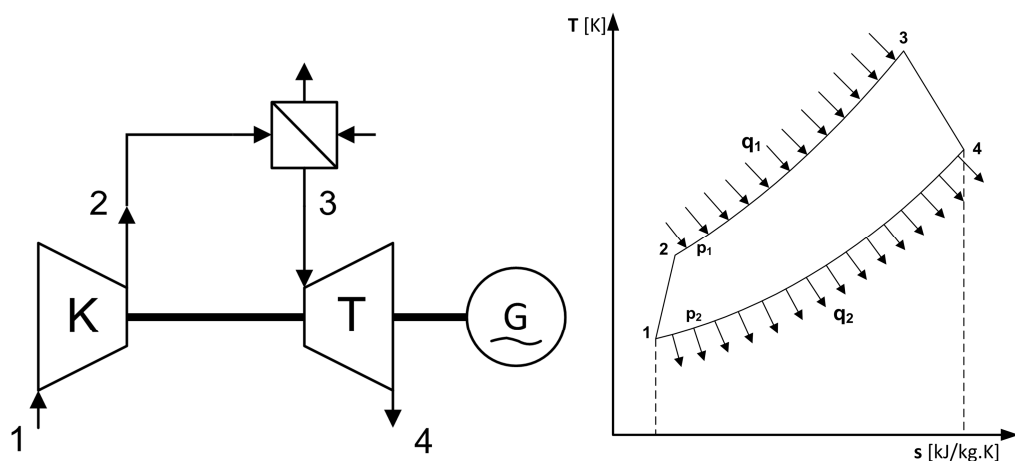


Obr. č. 5 Schéma uzavřeného nepřímého oběhu [1]

Termická účinnost jednoduchého uzavřeného nepřímého oběhu je pak dána

$$\eta_t^{BU} = \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad [-]$$

Nepřímý oběh může být i v otevřené variantě. Plyn expandující na turbíně je následně zpracován v dalším zařízení a do oběhu se již nevrací. Pro zvýšení účinnosti oběhu, pokud to umožňuje koncepce technologického celku, je vhodné vřadit do oběhu regeneraci. V modifikaci tohoto běhu pracuje právě mikroturbína TGU 100B.

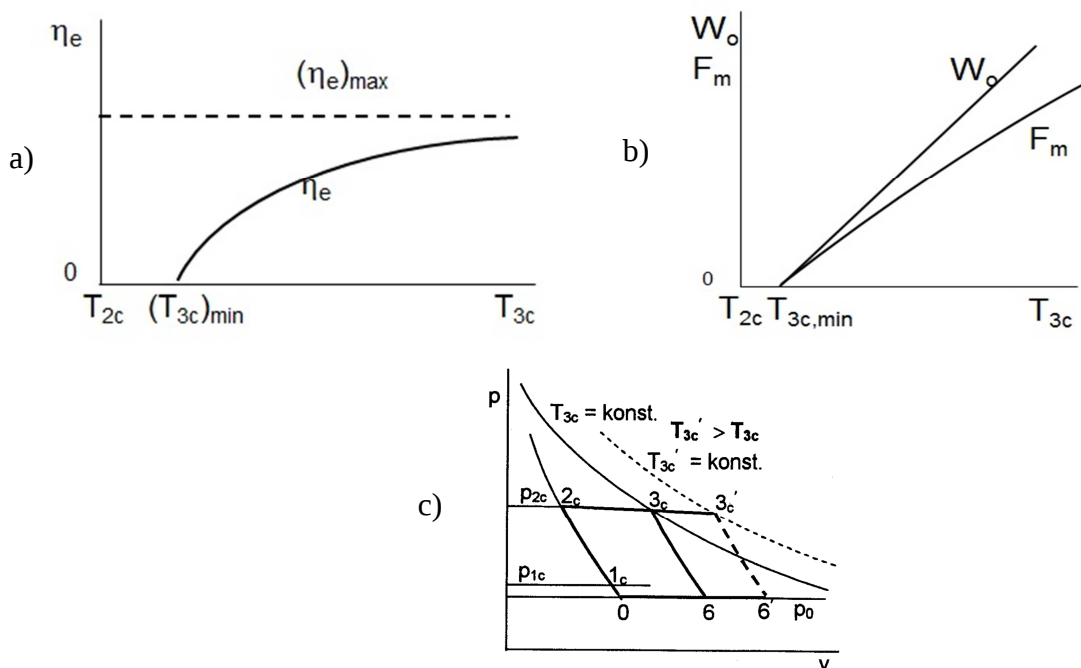


Obr. 6 Schéma otevřeného nepřímého oběhu [1]

2.3 Možnosti zvyšování výkonu plynové turbíny

Výkon resp. účinnost již vyvinutých a funkčních plynových turbín je možné zvyšovat několika způsoby. V první řadě je možná optimalizace jednotlivých komponent turbosoustrojí – vylepšení tvaru lopatek a průtočných kanálů jak kompresoru, tak turbíny. U spalovacích turbín je snaha zdokonalit tvar spalovací komory a zvýšit tím účinnost a kvalitu spalování. Tyto modifikace sebou však přináší především náročný a drahý vývoj, pokud je již vyvinutá a ověřená optimalizovaná koncepce stroje.

Další variantou je zvýšení teplotního spádu na turbíně zvýšením teploty T_{3c} před turbínou. Tento parametr významně ovlivňuje výsledný výkon W_o a účinnost η_e oběhu. Z p-v diagramu je patrné, že zvýšení teploty T_{3c} výrazně zvyšuje plochu vytvořenou oběhem. Tato plocha představuje skutečný dosažitelný výkon oběhu W_o .



Obr. 7 a) zvyšování účinnosti; b) zvyšování výkonu oběhu v závislosti na zvyšování teploty T_{3c} před turbínou; c) zvýšení teploty T_{3c} v p-v diagramu oběhu [12]

Zvyšování je však podmíněno kvalitou materiálu použitého na exponovaných částech turbíny – statorové rozváděcí lopatkové kolo a rotorové lopatky.

U řady žárupevných lopatkových materiálů může zvýšení teploty kovu o 10 až 15 °C snížit životnost téměř až na polovinu. [2, str. 429]

Problém materiálu je možné řešit chlazením nejvíce teplotně exponovaných částí. Pro chlazení se používá stlačený vzduch odebíraný z kompresoru, čímž zejména u turbín malých výkonů dochází k výraznému poklesu hmotnostního průtoku turbínou. Tato modifikace by sebou přinesla kompletní změnu koncepce v konstrukci jádra plynové turbíny, která by si vyžádala značné finanční prostředky.

Další možností je optimalizace tepelného oběhu, ve kterém pracuje plynová turbína. Stávající oběhy je možné rozšířit o

- Regeneraci tepla
- Dělenou kompresi a mezichlazení
- Dělenou expanzi s přehříváním
- Vlhčení vstupujícího média do kompresoru
- Zvýšení entalpie před turbínou smísením pracovního média s jiným
- Zvýšení hmotnostního průtoku turbínou nad kompresorem
- Využití odpadního tepla ze spalín

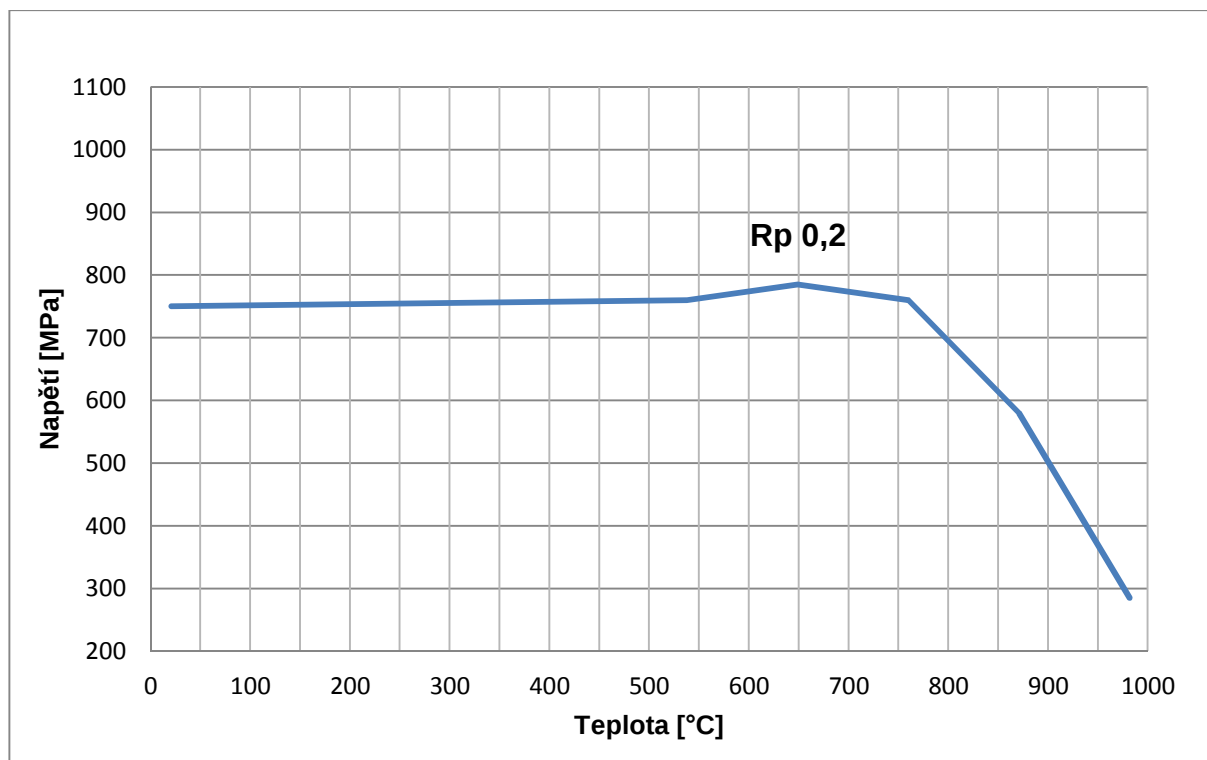
2.4 Výběr varianty zvýšení parametrů oběhu s TGU 100B

2.4.1 Konstrukční úpravy a změna koncepce jednotky

Jádrem TGU 100B je jednostupňový radiální kompresor a dvoustupňová axiální turbína ověřené a optimalizované konstrukce. Proto by modifikace jednotlivých komponentů byla téměř jako vývoj zcela nové jednotky a vyžádala by si značné finanční a časové prostředky.

2.4.2 Zvýšení teploty před turbínou

Zvyšování teploty před turbínou by bylo při stávající koncepci nechlazených lopatek možné pouze do jisté míry. Z grafu č. 1 je patrné, že při použití stávajícího materiálu je možné zvyšování teploty přibližně na 760°C. S dalším zvyšováním by prudce klesly mechanické vlastnosti.



Graf č. 1 Zkouška tahem nyní používaného materiálu. Mez pevnosti $R_p 0,2$ [11]

Teplota T_{3c} před turbínou se však také přímo odvíjí od použitého externího výměníku. Z důvodu snížení nákladů se výměníky většinou vyrábí z nerezových austenitických ocelí, jejichž teplotní odolnost je cca do 800°C. Česká norma dokonce končí na 550°C a pro vyšší provozní teploty jsou vyžadovány zkoušky na creep (tečení materiálu za působení tlaku a teploty). Tyto zkoušky jsou však velice nákladné..

2.4.3 Optimalizace a rozšíření oběhu

Poslední možností na zvýšení parametrů oběhu je jeho vhodné rozšíření o jeden či více výše jmenovaných systémů.

1. Regenerace: ze schématu je patrné, že regenerace tepla probíhá v externím výměníku. Vzduch vystupující z turbíny vstupuje jako předehřátý do kotle. V případě mikroturbíny (malé stlačení a relativně vysoké teploty) pracující v nepřímém oběhu je regenerace nedílnou součástí. Dochází k zvýšení účinnosti oběhu až na dvojnásobek vůči oběhu bez regenerace.[2]
2. Vícestupňová komprese: tato varianta není možná u jednostupňového radiálního kompresoru TGU 100B.
3. Dělená expanze s přihříváním: tato varianta by byla možná pouze v případě významného zásahu do konstrukce turbínové části jednotky.

4. Vlhčení média před kompresorem: tato varianta by byla možná, překážkou je však malé množství vlhkosti, kterou je schopen pojmout vlhký vzduch při vztažené teplotě 15° a relativní vlhkosti 60%. Při překročení stavu sytosti by docházelo k vylučování vodních kapek přímo v oběžném kole kompresoru a jeho následné erozi, což je zcela nepřijatelné.[2]
5. Spojením posledních třech možností uvedených výše se nabízí řešení v podobě přivedení spaliny předehřátého přídavného média mezi kompresor a turbínu. Bylo by tak dosaženo snížení hmotnostního průtoku kompresorem a tím i snížení jeho příkonu a nárůst užitečného výkonu na hřídeli. Zároveň bychom nezvyšovali teplotu T_{3c} před turbínou. V případě vyšší tepelné kapacity přídavného média než pracovního by se projevil i značný nárůst entalpie smíšeného média před turbínou a tím by došlo i k navýšení výkonu turbíny.

3 Výběr varianty

Pro zvýšení parametrů oběhu s TGU 100B se jeví jako nejschůdnější řešení modifikace stávajícího oběhu, a to v podobě zvyšování hmotnostního průtoku procházejícího přes turbínu vůči průtoku kompresorem a současného navýšení entalpie před turbínou.

Volba přídavného média je pro další postup zcela klíčová. S přihlédnutím k tomu, že se nacházíme v otevřeném oběhu a že bude docházet k smísení přídavného média s hlavním pracovním médiem – v našem případě vzduchem, musíme na přídavné médium klást speciální požadavky.

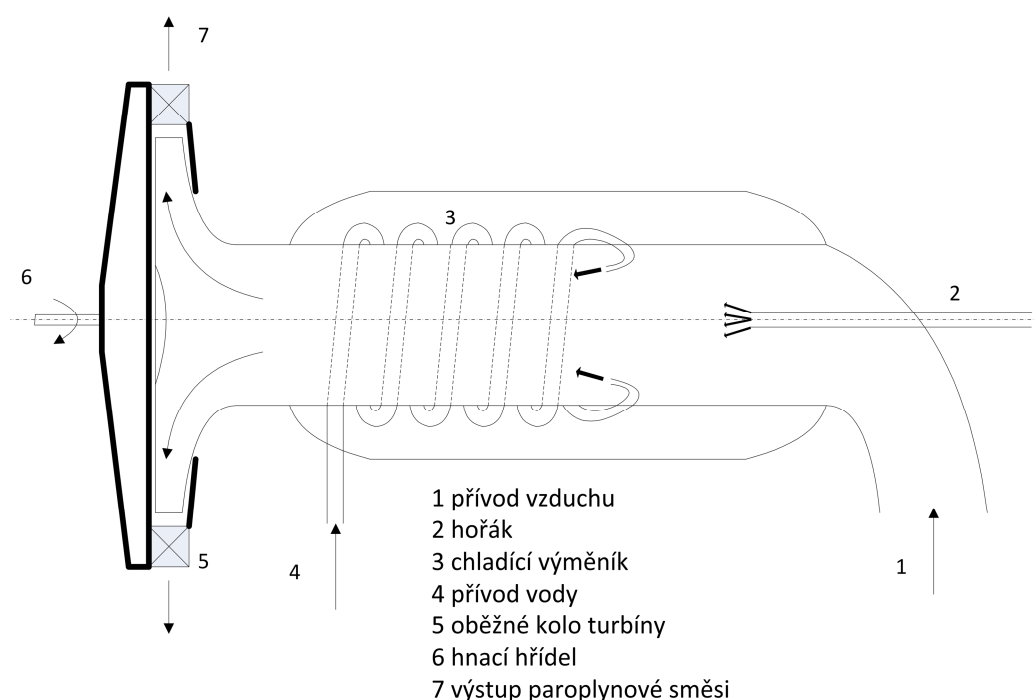
Hlavní požadavky na přídavné médium:

- ✓ bezpečná látka (bude uvolňována do atmosféry)
- ✓ snadná smísitelnost s pracovním médiem
- ✓ neerozivní a oxidační vlastnosti
- ✓ vyšší c_p než pracovní médium=>směs pojme při stejné teplotě více energie
- ✓ známé termodynamické vlastnosti
- ✓ dostupnost
- ✓ relativně nízká cena

Tyto vlastnosti splňuje voda a vodní pára. Jedná se o takzvaný parovzdušný oběh, který je znám již od prvních aplikací spalovacích turbín. Byl využíván v různých modifikacích. Některé z oběhů dostaly realizace, jiné pro svoji úzkou možnost použití nebo nákladnou výrobu zůstaly jen v teoretické rovině návrhu. Příkladem praktické aplikace je vstřikování vody k zvýšení výkonu proudového motoru u letounu. Pilot nechal při startu, např. za vyšších teplot okolí, vstřikovat do spalovací komory proudového motoru vodu a tím krátkodobě zvyšoval tah motoru potřebný pro vzlet [3]. V tomto případě se však jednalo pouze o

krátkodobé zvýšení výkonu – přetěžování spalovací turbíny. Tento způsob se v dnešní době již nevyužívá. Protože výkon proudového motoru je navrhován tak, aby jeho maximální výkon byl právě při startu na letišti. Dříve tomu bylo naopak, maximální tah byl navrhován pro let.

Další aplikací, která byla v minulosti používána u stacionárních spalovacích turbín, je vstřikování vody ke snížení teploty T_{3c} před turbínou. Hlavním důvodem byla nízká teplotní odolnost v té době známých materiálů. První paroplynové zařízení tohoto druhu sestavil ruský námořní důstojník P. D. Kuzminský v letech 1892 až 1900. Spalovací komora byla chlazena vodou o vysokém tlaku (5 MPa), která se při seškracení vypařovala a směšovala se spalinami. Tato směs následně expandovala v radiální turbíně [3, str. 17].



Obr. č. 8 První realizované směšovací paroplynové zařízení [1].

Zároveň však docházelo k navýšení výkonu turbíny a snížení příkonu kompresoru, čímž se zvýšil celkový výkon na hřídeli.

Směšování stlačeného vzduchu a přídavné vody nebo páry se zdá být jednoduchým a účinným způsobem navýšení výkonu turbíny a snížení příkonu kompresoru za současného využití případného nízkopotencionálního tepla v oběhu, které může být vráceno do oběhu právě ve vodě nebo páře. Toto řešení je však podmíněno použitím vody prvotřídní kvality tzv. demi vody.

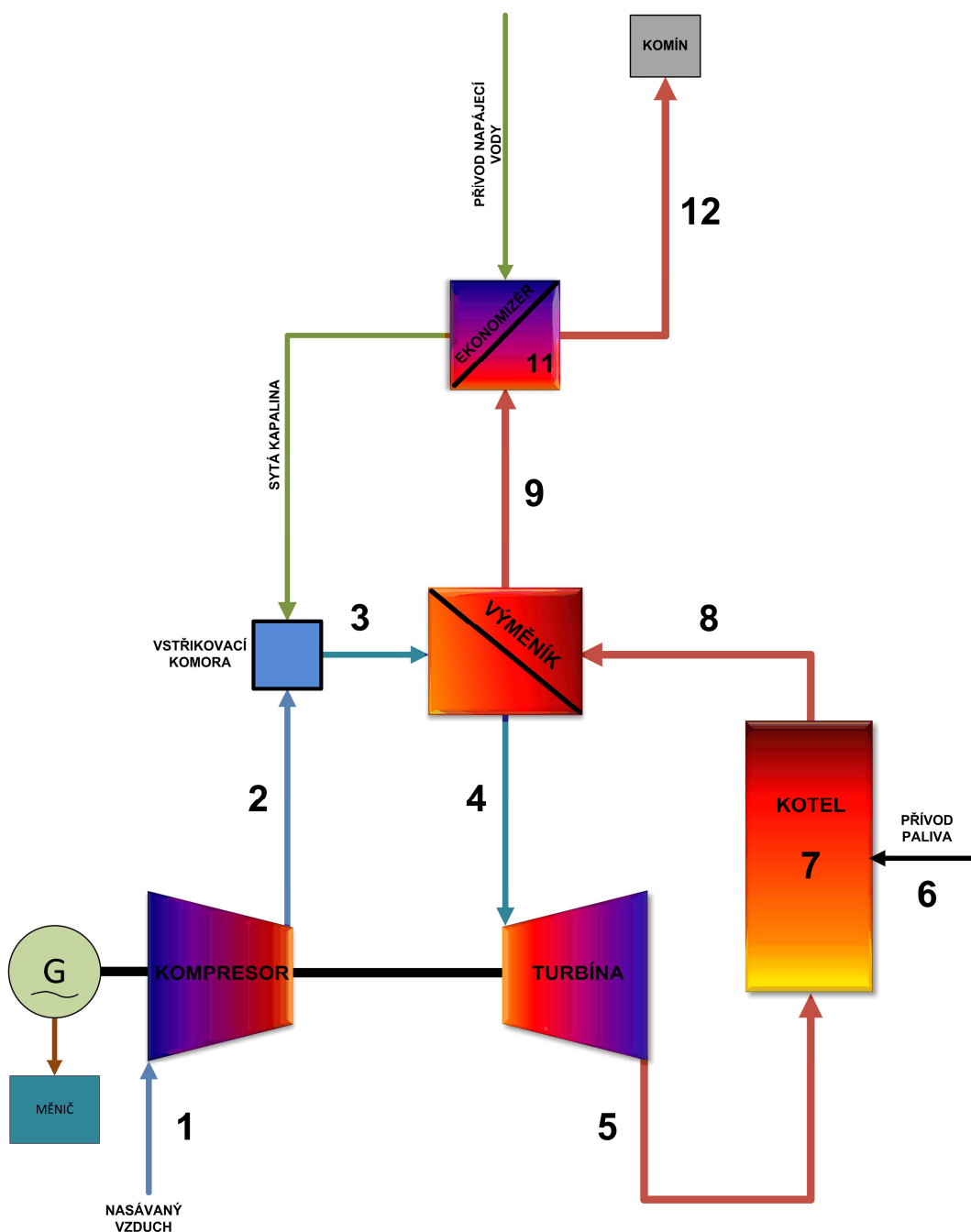
Výstupem matematického modelu, proto musí být cenová kalkulace ceny vody vůči vyrobené elektrické energii.

Nabízejí se dvě možnosti řešení. První je přehřátí napájecí vody na mez sytosti v ekonomizéru a následné vstřikování do směšovací komory před výměníkem. Zde je však nutné brát v úvahu, že odpaření vody bude odebírat značné množství tepla kompresí ohřátému vzduchu. Při překročení kritického množství vstřiku by došlo k podkročení rosného bodu a následné kondenzaci vodní páry zpět na vodu. Otázkou je, co by toto přesycení

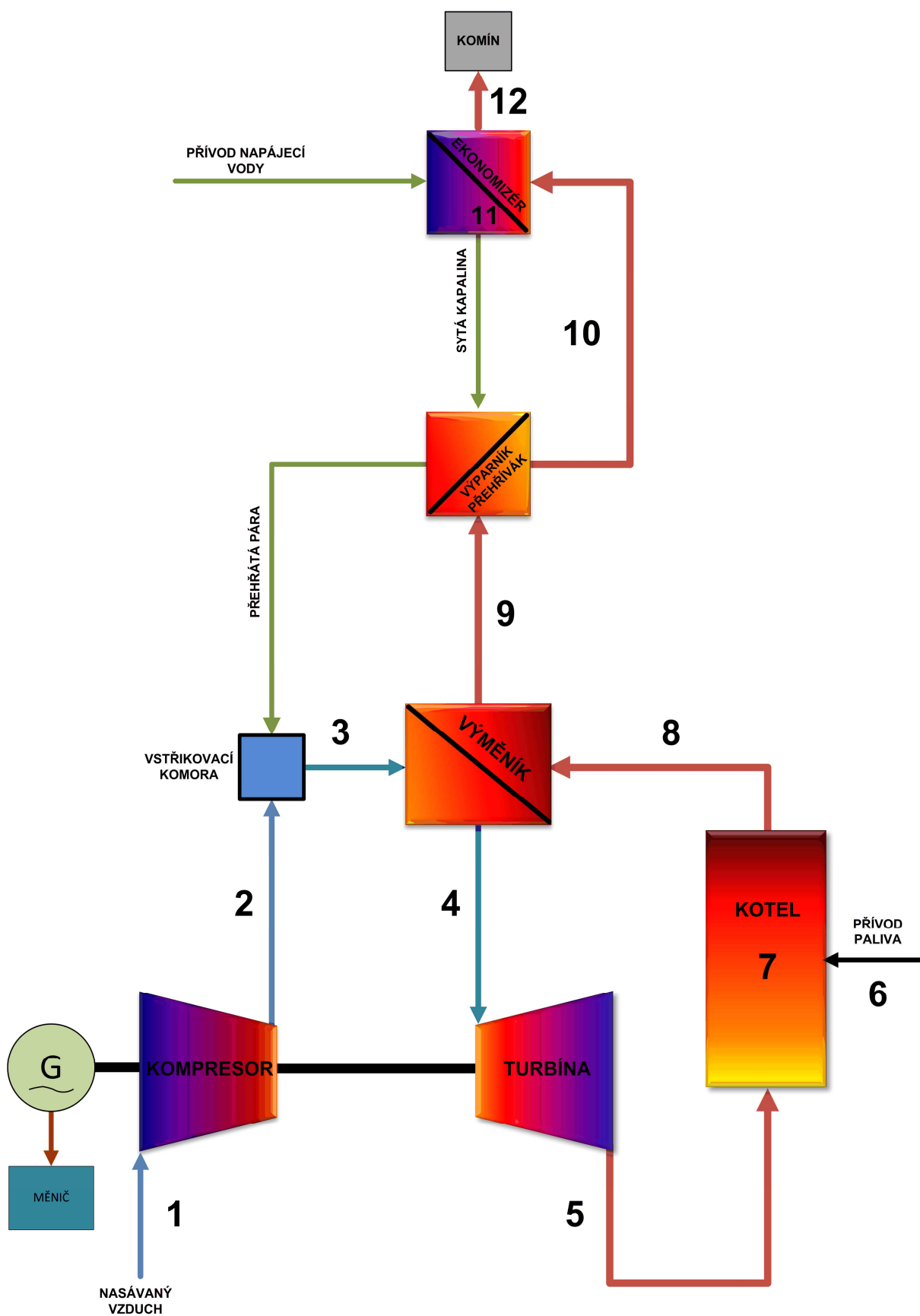
způsobilo v potrubí a ve výměníku, do kterého je tato směs následně přivedena a postupně ohřívána na potřebnou teplotu před turbínou. Se značnou pravděpodobností by byl značně zatěžován výměník, ve kterém by mohlo docházet při změně směru proudu k odtrhávání kapiček vody. Tento stav přesycení bude pro matematický model nepřipustný.

Druhou možností je do směšovací komory přivádět již vodní páru generovanou ve výparníku. Množství přiváděné páry bude opět omezeno, tentokrát však množstvím nízkopotencionálního tepla, které bude možné odebrat spalínám.

Ekonomické hledisko přivádění přídavné vody do oběhu bude možné řešit až po vytvoření matematických modelů těchto dvou variant. Určujícím parametrem, který se nejvíce promítne do ekonomie provozu, bude množství přídavné vody v závislosti na vyrobené elektrické energii a spotřebovaném palivu.



Obr. č. 9 Schéma vstřikování vody – jednotka TGU 100B [1].

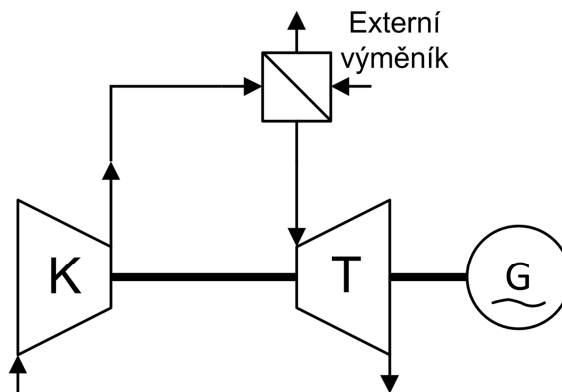


Obr. č. 10 Schéma vstřikování páry – jednotka TGU 100B [1].

4 Matematický model [7, 8, 9]

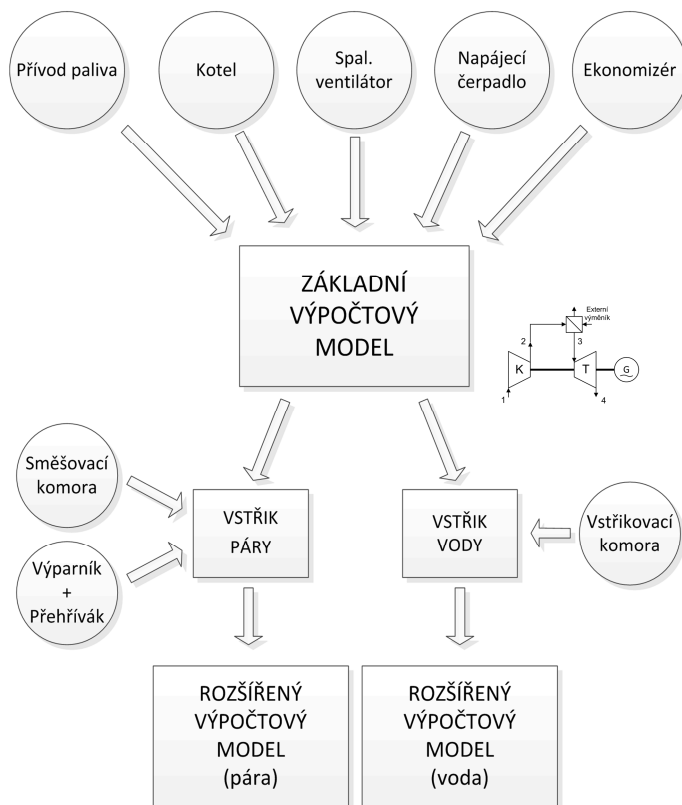
Byl vytvořen v programovací nástavbě Visual Basic v programu MS excel. Program umožňuje měnit dle potřeby různé parametry oběhu. Je možné tak například zadat od měřené hodnoty a porovnat výsledky a v případě odlišností tento model následně vhodně upravit

V první fázi byl vytvořen základní výpočtový model pouze pro průchod média přes turbosoustrojí.



Obr. č. 11 Schéma základního výpočtového modelu

Jak je patrné z obr. č. 12, základní výpočtový model byl poté rozšířen o prvky shodné v obou variantách řešení. V dalším kroku byly již do vlastního modelu přidány odlišné prvky a vznikly tak dva samostatné matematické modely pro každou z variant.



Obr. č. 12 Schéma vytváření výpočtových modelů pro vstřikování vody a páry.

4.1 Použité funkce a koeficienty

4.1.1 Výpočet entalpie ze známé teploty [7, str. 95-97]:

Pro výpočet entalpie jednotlivých plynů bylo použito polynomu:

$$i_n = \sum_{j=0}^{j=8} \left(a_{i,j} \cdot \left(\frac{T}{1000} \right)^j + b_i \cdot \ln \frac{T}{1000} \right) \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (1)$$

Kde $T = t_n + 273,15 \quad [K]$

Koeficienty a a b_i jsou uvedeny v tabulce

	vzduch	N ₂	N ₂ ' (CO ₂ +N ₂ +Ar)	O ₂	CO ₂	H ₂ O	CO	H ₂
a₀	-1,8715470E+0	9,0850676E-1	1,4245115E+0	-9,3846683E+0	1,9254715E+1	1,1173231E+2	-1,1616865E+0	-2,3238390E+3
a₁	1,0165147E+3	1,0101883E+3	1,0000698E+3	1,0329135E+3	4,0081991E+2	1,5478373E+3	1,0410350E+3	1,9847114E+4
a₂	-2,7811153E+1	2,2650029E+2	2,3440715E+2	-6,5367927E+2	1,0648369E+3	2,3432030E+2	7,3810360E+1	-5,8798933E+3
a₃	-1,3802652E+2	-8,6172991E+2	-8,8196700E+2	1,5419659E+3	-9,8746234E+2	2,2175308E+2	-5,2092371E+2	3,1779939E+3
a₄	5,9416768E+2	1,6542578E+3	1,6872433E+3	-1,6017867E+3	8,7463386E+2	-2,2330498E+2	1,3051167E+3	1,8065972E+2
a₅	-6,7845256E+2	-1,5737210E+3	-1,6100660E+3	9,0857836E+2	-6,3620100E+2	1,5137978E+2	-1,3946633E+3	-8,4393037E+2
a₆	3,7340874E+2	8,1721087E+2	8,4098139E+2	-2,7235570E+2	3,1489759E+2	-5,9881100E+1	7,7889308E+2	3,4215832E+2
a₇	-1,0314414E+2	-2,2341366E+2	-2,3161886E+2	3,3827399E+1	-8,9520264E+1	9,4291340E+0	-2,2486171E+2	-4,6905159E+1
a₈	1,1503972E+1	2,5264844E+1	2,6415424E+1	0	1,0877679E+1	0	2,6596897E+1	0
b_i	0	0	0	0	0	4,060151E+1	0	-8,6371911E+2

Tabulka č. 1. Koeficienty pro výpočet entalpie [7].

Výpočet celkové entalpie směsi dvou složek (např. vlhký vzduch s abs. vlhkostí x)

$$i_c = \left[\left(\frac{1}{1+x} \cdot i_{vzduch} \right) + \left(\frac{x}{1+x} \cdot i_{H_2O} \right) \right] \quad (2)$$

$$\text{Kde: } \left(\frac{1}{1+x} \right) + \left(\frac{x}{1+x} \right) \quad (3)$$

4.1.2 Výpočet entropie ze známé teploty [7, str. 95-97]:

Pro výpočet entropie bylo použito polynomu:

$$s_n^0 = \sum_{j=-1}^{j=7} \left(a_{s^0,j} \cdot \left(\frac{T}{1000} \right)^j + b_s \cdot \ln \frac{T}{1000} \right) \quad \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad (4)$$

Kde $T = t_n + 273,15 \quad [K]$

Koeficienty a a b_s pro jednotlivé plyny jsou uvedeny v tabulce [Polesný, str. 97]:

	vzduch	N ₂	N ₂ (CO ₂ +N ₂ +Ar)	O ₂	CO ₂	H ₂ O	CO	H ₂
a ₀	0	0	0	0	0	-4,0601510E-2	0	8,6371911E-1
a ₁	7,9480767E+0	7,9933924E+0	7,9297300E+0	7,8906094E+0	4,817683+0	1,2321189E+1	8,3160366E+0	8,8983452E+1
a ₂	-5,5622307E-2	4,5300061E-1	4,6881432E-1	-1,3073177E+0	2,1297222E+0	4,6864060E-1	1,4762072E-1	-1,1759787E+1
a ₃	-2,0703978E-1	-1,2925801E+0	-1,3229505E+0	2,3128765E+0	-1,4812272E+0	3,3262962E-1	-7,8138556E-1	4,7669910E+0
a ₄	7,9222355E-1	2,2056772E+0	2,2496581E+0	-2,1356489E+0	1,1662050E+0	-2,9774000E-1	1,7401556E+0	2,4087963E-1
a ₅	-8,4806568E-1	-1,9671512E+0	-2,0125826E+0	1,1356975E+0	-7,9526929E-1	1,8922017E-1	-1,7433292E+0	-1,0549129E+0
a ₆	4,4809050E-1	9,8065302E-1	1,0091777E+0	-3,2681700E-1	3,7788571E-1	-7,1857318E-2	9,3467174E-1	4,1058997E-1
a ₇	-1,2033483E-1	-2,6064926E-1	-2,7022202E+0	3,9463944E-2	-1,0444268E-1	1,1000656E-2	-2,6233864E-1	-5,4722685E-2
a ₈	1,3147396E-2	2,8874108E-2	3,0189058E-2	0	1,2431916E-2	0	3,0396454E-2	0
b _i	1,0165156E+0	1,0101883E+0	1,0000698E+0	1,0328675E+0	4,0082822E-1	1,5462967E+0	1,0410835E+0	1,9847114E+1

Tabulka č. 2. Koeficienty pro výpočet entropie [7].

4.1.3 Výpočet individuální plynové konstanty [7, str. 112]

$$r_i = \sum_1^n r_i \cdot \sigma_i = R \cdot \sum \frac{\sigma_i}{\mu_i} \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (5)$$

hmotnostní podíl i-té složky ve směsi

$$\sigma_i = \frac{m_i}{m} \quad [-]$$

molární množství pro i-tou složku plynu

$$\mu_i \quad \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

univerzální plynová konstanta

$$R = 8314,41 \quad \left[\frac{J}{kmol \cdot K} \right]$$

4.1.4 Izoentropická tlaková funkce [13] :

Pro zvýšení přesnosti výpočtů byla pro výpočet jednotlivých bodů oběhu TGU 100 B použita izoentropická tlaková funkce $\mathbf{p_r}$ [Pa]. Jedná se o hledání závislosti tlaku a teploty na téže izoentropě. Tuto funkci je možné použít pouze pro ideální plyn, proto budeme uvažovat, že v oběhu proudí ideální plyn. Výsledkem $\mathbf{p_r}$ jsou izoentropické stavy – beze ztrát. Pro určení skutečných stavů musí do další výpočtů vstupovat izoentropická účinnost η_{iz} .

$$s^0(T_2) - s^0(T_1) - r \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = e^{\frac{1}{r}[s^0(T_2)-s^0(T_1)]} = \frac{e^{\frac{1}{r}(s^0(T_2))}}{e^{\frac{1}{r}(s^0(T_1))}} = \frac{p_r(T_2)}{p_r(T_1)} \quad (7)$$

$$p_{r1}(T_1) = e^{\left[\frac{1}{r_1}(s_1^0(T_1))\right]} \quad (8)$$

Je zřejmé, že poměr izoentropických tlakových funkcí $\frac{p_r(T_2)}{p_r(T_1)}$ je roven poměru tlaků $\frac{p_2}{p_1}$.

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_r(T_2)}{p_r(T_1)} = \text{konst.} \quad [-] \quad (9)$$

Pokud známe izoentropickou tlakovou funkci v určitém bodě je možné po úpravě rovnice (6) vypočítat entropii $s_{iz}^0(T)$ při izoentropické změně.

$$s_{iz}^0(T) = r \cdot \ln p_r(T) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (10)$$

4.1.5 Izoentropická účinnost komprese [2, str. 54]:

Izoentropická účinnost je podíl efektivní práce ideálního nechlazeného kompresoru při kompresi z tlaku p_1 na p_2 a práce skutečné komprese se ztrátami.

$$\eta_{iz,c}^K = \frac{A_{e,iz}^K}{A_e^K} = \frac{i_{2iz,c} - i_{1c}}{i_{2c} - i_{1c}} \quad [-] \quad (11)$$

4.1.6 Izoentropická účinnost expanze [2, str. 55]:

Izoentropická účinnost je podíl práce skutečné turbíny při expanzi z tlaku p_2 na p_1 se ztrátami a efektivní práce ideální nechlazené turbíny při expanzi z tlaku p_1 na p_2 .

$$\eta_{iz,c}^T = \frac{A_e^T}{A_{e,iz}^T} = \frac{i_{1c} - i_{2c}}{i_{1c} - i_{2iz,c}} \quad [-] \quad (12)$$

4.2 Parametry komponentů v oběhu

Parametry komponentů turbosoustrojí jsou voleny na základě zkušeností a měření na zkušebně v PBS Velká Bíteš a.s.

Pro účinnost turbíny a kompresoru jsou navrženy dvě hodnoty: optimistická a pesimistická.

Pro účinnost ostatních komponent (ekonomizér, výparník) je rozsah vhodně volen dle dostupných informací z katalogových listů firem nabízejících tyto komponenty a doporučení PBS Velká Bíteš a.s.

4.2.1 Kompresor

Stlačení kompresoru

$$\pi = 4 \quad [-]$$

Izoentropická účinnost komprese

$$\eta_{iz}^K = 77 \dots 80 \quad [\%]$$

4.2.2 Turbína

Maximální teplota před turbínou

$$t_3 = 750 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Parametr turbíny (hltnost)

$$Q_T = 90 \quad \left[\frac{\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{s} \cdot \text{MPa}} \right]$$

Izoentropická účinnost expanze

$$\eta_{iz}^T = 80 \dots 83 \quad [\%]$$

Tlakové ztráty jednotlivých komponent jsou vybrány z rozmezí uvedeného [8, str. 56]:

Pro účinnost výměníku (nedohřev) jsou opět navrženy dvě hodnoty: optimistická a pesimistická.

4.2.3 Výměník vzduch – spaliny

Účinnost výměníku

$$\eta_{hex} = 82 \dots 85 \quad [\%]$$

Tlakové ztráty výměníku – strana vzduchu

$$\xi_{HEX_vzduch} = 0,5 \dots 1,5 \quad [\%]$$

Tlakové ztráty výměníku – strana spalin

$$\xi_{HEX_spaliny} = 2 \dots 3 \quad [\%]$$

4.2.4 Kotel

Účinnost spalování

$$\eta_{spal} = 80 \dots 90 \quad [\%]$$

Tlakové ztráty kotle

$$\xi_{kotel} = 2 \dots 3 \quad [\%]$$

4.2.5 Ekonomizér

Účinnost ekonomizéru

$$\eta_{eko} = 82 \dots 85 \quad [\%]$$

Tlakové ztráty ekonomizéru – strana spalin

$$\xi_{eko_spaliny} = 2 \dots 3 \quad [\%]$$

4.2.6 Výparník

Tlakové ztráty výparníku – strana spalín

$$\xi_{VYP_spaliny} = 2 \dots 3 \text{ [%]}$$

4.2.7 Spalinový ventilátor

Účinnost spalinového ventilátoru

$$\eta_{vent} = 60 \dots 70 \text{ [%]}$$

4.2.8 Mechanické ztráty

$$\xi_{mech.} = 2 \dots 4 \text{ [kW]}$$

4.2.9 Generátor

Účinnost generátoru

$$\eta_{gen} = 92 \dots 95 \text{ [%]}$$

4.2.10 Měnič

Účinnost měniče

$$\eta_{měnič} = 92 \dots 95 \text{ [%]}$$

Pro následný matematický model jsou použity optimistické parametry jednotlivých komponent. V programu je však možné volit parametry zcela libovolně.

4.3 Výpočet jednotlivých bodů oběhu

Pro možnost porovnání variant je výpočet v každém bodě proveden pro 5% vstřikované vody nebo vodní páry a 95% stlačeného vzduchu.

V každém bodě oběhu je také kontrolováno podkročení teploty rosného boru t_r , pomocí parciálních tlaků parní fáze ve směsi a předdefinované funkce.

4.3.1 Bod č. 1 - Sání kompresoru

Vstupní parametry nasávaného vzduchu jsou ve výpočtu uvažovány dle mezinárodní standardní atmosféry (MSA).

Tlak	p_1	101325	Pa
Teplota	t_1	15	°C
Relativní vlhkost	φ_1	60	%
Absolutní vlhkost	x_1	0,00635	kg/kg s.v.

Tabulka č. 3. Hodnoty nasávaného vzduchu

Výpočet entalpie i_{vzduch} a $i_{\text{H}_2\text{O}}$ provedeme dle rovnice (1).

$$i_{1,\text{vzduch}} = 288,37 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$i_{1,\text{H}_2\text{O}} = 530,71 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Následně se vypočítá entalpie vlhkého vzduchu dle (2 a 3). První člen rovnice určuje hmotnostní podíl suchého vzduchu ve směsi a druhý člen hmotnostní podíl vzdušné vlhkosti ve směsi.

$$i_{1c} = \left[\left(\frac{1}{1+x_1} \cdot i_{\text{vzduch}} \right) + \left(\frac{x_1}{1+x_1} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} \right) \right] = 289,89 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (13)$$

Výpočet entalpie s_{vzduch} a $s_{\text{H}_2\text{O}}$ provedeme dle rovnice (2)

$$s_{1,\text{vzduch}} = 6,66 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_{1,\text{H}_2\text{O}} = 10,41 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Poté se vypočítá entropie vlhkého vzduchu. Členy rovnice jsou totožné jako u entalpie.

$$s_{1c} = \left[\left(\frac{1}{1+x_1} \cdot s_{\text{vzduch}} \right) + \left(\frac{x_1}{1+x_1} \cdot s_{\text{H}_2\text{O}} \right) \right] \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (14)$$

$$s_{1c} = 6,68 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

Výpočet plynové konstanty r_1 dle rovnice (5)

Složky		μ_i
O ₂		31,998
N ₂ '	N ₂	28,159
	Ar	
	CO ₂	
H ₂ O		18,015
Vzduch		28,964

Tabulka č. 4. Molární množství plynů [Polesný, str. 112]

$$r_1 = R \cdot \left[\left(\frac{1}{1 + x_1} \cdot \mu_{\text{vzduch}} \right) + \left(\frac{x_1}{1 + x_1} \cdot \mu_{\text{H}_2\text{O}} \right) \right] \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (15)$$

$$r_1 = 8314,41 \cdot \left[\left(\frac{1}{1 + 0,00634} \cdot 28,96413 \right) + \left(\frac{0,00634}{1 + 0,00634} \cdot 18,0152 \right) \right] \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

$$r_1 = 288,16 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

Určení izoentropické tlakové funkce p_{r1} dle rovnice (8)

$$p_{r1} = e^{\frac{s_1 \cdot 1000}{r_1}} = e^{\frac{6,688 \cdot 1000}{288,160}} = 1199731389,365 \quad [-] \quad (16)$$

Bod 1		
φ_1	60	%
x_1	$6,35 \cdot 10^{-3}$	$\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{s.v.}}$
p_1	101325	kPa
t_1	15	°C
i_1	289,9	kJ/kg
s_1	6,68	kJ/kgK

Tabulka č. 5. Hodnoty v bodě 1

4.3.2 Bod č. 2 - Výstup z kompresoru

Absolutní vlhkost se nemění

$$x_2 = x_1 = 0,00635 \left[\frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{s.v.}}} \right]$$

Výpočet tlaku p_2 za kompresorem.

$$p_2 = p_1 \cdot \pi = 101\,325 \cdot 4 = 405\,300 \quad [\text{Pa}] \quad (17)$$

Určení izoentropické tlakové funkce p_{r2}

$$p_{r2} = p_{r1} \cdot \pi = 1199731389,365 \cdot 4 = 47989255593,46 \quad [-] \quad (18)$$

Výpočet entropie při izoentropické kompresi dle rovnice (10)

$$s_{2iz,c}^0(T_2) = r_1 \cdot \ln p_{r2}(T_2) = \frac{288,160}{1000} \cdot 24,594 = 7,087 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (19)$$

Teplotu v bodě č. 2 při izoentropickém ději určíme inverzní funkcí k funkci výpočtu entropie z teploty. Pomocí iteračního počtu (metodou půlení intervalů) hledáme teplotu, která odpovídá vypočítané entropii $s_{2iz,c}$.

$$T_{2,iz} = 427,24 \quad [\text{K}]$$

Z teploty $T_{2,iz}$ určíme dle rovnice (1) entalpii $i_{2,iz}$

$$i_{2iz,c} = 431,04 \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Skutečnou entalpii i_{2c} vypočítáme dle rovnice (11)

$$i_{2c} = \left(\frac{i_{2iz,c} - i_{1c}}{\eta_{iz,c}^K} \right) + i_{1c} = \left(\frac{431,03 - 289,89}{\frac{80}{100}} \right) + 289,89 = 466,32 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (20)$$

Skutečnou teplotu T_2 vypočítáme inverzní funkcí k funkci výpočtu entalpie z teploty (1). Pomocí iteračního počtu (metodou půlení intervalů) hledáme teplotu, která odpovídá vypočítané entalpii i_{2c} .

$$T_2 = 461,64 \quad [K]$$

$$t_2 = T_2 - 273,15 = 461,642 - 273,15 = 188,5 \quad [^{\circ}C]$$

Skutečnou entropii s_{2c}^0 vypočítáme dle rovnice (5)

$$s_{2c}^0 = 7,17 \quad \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Bod 2		
x_2	$6,35 \cdot 10^{-3}$	$kg_{H_2O}/kg_{s.v.}$
P_2	405300	kPa
t_2	188,5	$^{\circ}C$
i_2	466,32	kJ/kg
s_2	7,17	kJ/kgK
t_{r2}	29,4	$^{\circ}C$

Tabulka č. 6. Hodnoty v bodě 2

4.3.3 Potřebný příkon pro kompresor v oběhu bez vstřiku

Pro určení výkonu kompresoru a pro další výpočty musíme nejprve vypočítat maximální možný hmotnostní průtok přes turbínu z parametru turbíny Q_T .

Pro výpočet budeme potřebovat nejprve určit tlak p_{4c} před turbínou. Tento tlak je nižší vůči tlaku za kompresorem o tlakové ztráty na výměníku.

$$p_{3c} = p_{2c} \cdot \left(\frac{100 - \xi_{vzduch}}{100} \right) = 405300 \cdot \left(\frac{100 - 0,5}{100} \right) = 403273,5 [Pa] \quad (21)$$

Maximální celkový hmotnostní průtok média turbosoustrojím:

$$\dot{m}_{vz,c} = \frac{Q_T \cdot p_{4c}}{\sqrt{T_4}} = \frac{90 \cdot 403273,5 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{750 + 273,15}} = 1,135 \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (22)$$

Výpočet příkonu kompresoru – oběh bez vstříku

$$P_{p,kom} = \dot{m}_{vz,c} \cdot (i_{2,c} - i_{1,c}) = 1,135 \cdot (466,3 - 289,9) = 200,2 [kW] \quad (23)$$

4.3.4 Bod č. 3 – Vstřík

▪ VSTŘÍK VODY

V případě vody je nutné vypočítat maximální možné množství vstřikované vody $\dot{m}_{vst_voda}$. Tento výpočet vychází ze známého množství, teploty a entalpie vzduchu za kompresorem. Jsou sestaveny dvě bilanční rovnice. Jedna pro potřebné teplo na vypaření vody Q_w a druhá pro odvedené teplo ochlazenému vzduchu. Tyto hodnoty tepel se musí rovnat. Celý výpočet je iterační a proto volíme počáteční hodnotu teploty v komoře t_{komara} , z které je následně vypočtena entalpie vzduchu i_2 a vodní páry i'' v komoře.

$$Q_w = \dot{m}_{vst} \cdot (i'' - i') \quad \left[\frac{kJ}{s} \right] \quad (24)$$

$$Q_{odebrané_vzduch} = \dot{m}_{vz,c} \cdot (i_2 - i_{kom}) \quad \left[\frac{kJ}{s} \right] \quad (25)$$

$$Q_{odebrané_vzduch} = Q_w \quad (26)$$

V druhé iterační smyčce probíhá kontrola, zda nedochází k podkročení rosného bodu. Pro tyto účely byla použita předem nadefinovaná funkce pro výpočet rosného bodu. Výpočet probíhá dokud nedojde k podkročení rosného bodu (hodnota rosného bodu je nastavena o 1°C víc než je skutečná hodnota). Výstupem je maximální možné množství vstřikované vody $\dot{m}_{vst_max}$ a teplota t_{3c} ve vstřikovací komoře při maximální množství vstřikované vody.

$$\dot{m}_{vst_max} = 0,0567 \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \Rightarrow 5 \quad [\%]$$

$$t_{3c,voda} = t_{komora} = 75 \quad [^{\circ}C]$$

▪ VSTŘÍK VODNÍ PÁRY

V případě páry je situace značně jednodušší. V oběhu je zařazen mimo ekonomizéru výparník a přehřívák, ve kterém dochází k vytvoření páry o stejné teplotě jako je teplota t_{2c} za kompresorem. Směšování páry a vzduchu ve směšovací komoře probíhá izotermicky. Pro určení maximálního množství přiváděné páry $\dot{m}_{vst_pára}$ je nutné kontrolovat podkročení rosného bodu spalin na poslední teplosměnné ploše. Tato kontrola je uvedena na konci

výpočtu. Skutečná teplota spalin na výstupu z ekonomizéru je volena o 10 °C vyšší než vypočítaná teplota rosného bodu, aby nedocházelo ke kondenzaci v rozích a chladnějších koutech.

$$t_{3c,pára} = t_2 = 188,5 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

▪ **Výpočet hmotnostního podílu vstřikovaného média**

Do programu je množství vstřiku zadáváno pomocí procentuálního množství x [%] z maximálního hmotnostního průtoku $\dot{m}_{vz,c}$. Proto je nutný přepočet zadaného procentuálního množství vstřiku na hmotnostní průtok.

Všechny následující hodnoty budou počítány pro 5% vstřikovaného média, proto je přepočet uváděn právě pro tuto hodnotu.

$$\dot{m}_{vst,5\%} = \frac{(x \cdot \dot{m}_{vz,c})}{100} = \left(\frac{5 \cdot 1,135}{100} \right) = 0,0567 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (27)$$

Pro určení absolutní vlhkosti x_3 je nutné vypočítat maximální hmotnostní průtok vlhkého vzduchu kompresorem pro 5 % vstřiku:

$$\dot{m}_{vz,k} = \dot{m}_{vz,c} - \dot{m}_{vst,5\%} = 1,135 - 0,0567 = 1,0779 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (28)$$

Výpočet množství suchého vzduchu obsaženého v $\dot{m}_{vz,k}$ při 5 % vstřiku:

$$\dot{m}_{sv,k} = \frac{\dot{m}_{vz,k}}{(1 + x_1)} = \frac{1,0779}{(1 + 0,00635)} = 1,0711 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (29)$$

Výpočet hmotnostního podílu D_x [9, Vlhčení vzduchu]

$$D_x = \frac{\dot{m}_{vst,5\%}}{\dot{m}_{sv,k}} = \frac{0,0567}{1,0711} = 0,0529 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (30)$$

Výpočet absolutní vlhkosti x_3 pro 5 % vstřiku.

$$x_3 = x_2 + D_x = 0,00635 + 0,0529 = 0,0593 \left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{s.v.}} \right] \quad (31)$$

Zbývá určit entalpii v bodě 3 (vstřikovací / směšovací komora)

Pro obě varianty určíme z rovnice (1) entalpii suchého vzduchu $i_{3,vzduch}$ a obsažené vodní páry i_{3,H_2O} pomocí teploty t_{3c}

Pro vodu $t_{3c} = t_{komora}$

$$t_{3c,voda} = 75 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \Rightarrow T_{3c,voda} = 348,4 \text{ [K]}$$

$$i_{3,vzduch} = 329,4 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$i_{3,H_2O} = 643,4 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Pro vodní páru $t_{3c}=t_{2c}$

$$t_{3c,pára} = 188,5 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \Rightarrow T_{3c,pára} = 461,6 \text{ } [K]$$

$$i_{3,vzduch} = 463,83 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$i_{3,H_2O} = 859,15 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Následně se vypočítá celková entalpie i_{3c} parovzdušné směsi dle rovnic (2) a (3).

$$i_{3c} = \left[\left(\frac{1}{1+x_3} \cdot i_{3,vzduch} \right) + \left(\frac{x_3}{1+x_3} \cdot i_{3,H_2O} \right) \right] \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (32)$$

Pro vodu

$$i_{3c,voda} = 365,41 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Pro vodní páru

$$i_{3c,pára} = 485,96 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Stejným způsobem jako u entalpie jen za použití rovnice (4) vypočítáme hodnotu entropie parovzdušné směsi.

Pro vodu

$$s_{3c,voda} = 7,377 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Pro vodní páru

$$s_{3c,pára} = 7,373 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Bod 3 (pára)		
x_3	0,0593	kg _{H2O} /kg s.v.
p_{3c}	405300	kPa
$t_{3c,pára}$	188	°C
$i_{3pára}$	485,96	kJ/kg
$s_{3pára}$	7,373	kJ/kgK
t_{r3}	29,3	°C

Bod 3 (voda)		
x_3	0,0593	kg _{H2O} /kg s.v.
p_{3c}	405300	kPa
$t_{3c,voda}$	75	°C
i_{3voda}	365,41	kJ/kg
s_{3voda}	7,377	kJ/kgK
t_{r3}	29,3	°C

Tabulka č. 7. Hodnoty v bodě 3 pro vstřík vody a vodní páry

4.3.5 Bod č. 4 – Vstup do turbíny

Teplota	t_{4c}	750	°C
	T_{4c}	1023,15	K

Tabulka č. 8. Zadaná teplota t_{3c} v bodě 4

Absolutní vlhkost se po průchodu výměníkem nemění

$$x_4 = x_3 = 0,0593 \quad \left[\frac{kg_{H_2O}}{kg \text{ s. v.}} \right]$$

Tlak p_{4c} je již vypočítán

$$p_{4c} = 403273,5 \quad [Pa]$$

Pro obě varianty určíme z rovnice (1) entalpii suchého vzduchu $i_{4,vzduch}$ a obsažené vodní páry i_{4,H_2O} pomocí teploty t_{4c}

$$i_{4,vzduch} = 1072,77 \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$i_{4,H_2O} = 2046,53 \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Následně se vypočítá celková entalpie i_{4c} parovzdušné směsi dle rovnic (2) a (3).

$$i_{4c} = \left[\left(\frac{1}{1 + x_4} \cdot i_{4,vzduch} \right) + \left(\frac{x_4}{1 + x_4} \cdot i_{4,H_2O} \right) \right] \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (33)$$

$$i_{4c} = 1127,29 \quad \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Skutečnou entropii s_{4c}^0 vypočítáme dle rovnice (2), shodným způsobem jako při výpočtu entalpie i_{4c} .

$$s_{4c}^0 = 8,275 \quad \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Výpočet plynové konstanty r_4 dle rovnice (5). Molární množství μ_{vzduch} a μ_{H_2O} jsou dosazeny z tabulky č. 4

$$r_4 = R \cdot \left[\left(\frac{1}{1 + x_4} \cdot \mu_{vzduch} \right) + \left(\frac{x_4}{1 + x_4} \cdot \mu_{H_2O} \right) \right] \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (34)$$

$$r_4 = 8314,41 \cdot \left[\left(\frac{1}{(1 + 0,0593) \cdot 28,96413} \right) + \left(\frac{0,0593}{(1 + 0,0593) \cdot 18,0152} \right) \right] \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$$

$$r_4 = 296,83 \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$$

Určení izoentropické tlakové funkce p_{r4} dle rovnice (8)

$$p_{r4} = e^{\left(\frac{s_{4c}^0 \cdot 1000}{r_4}\right)} = e^{\left(\frac{8,275 \cdot 1000}{296,83}\right)} = 1279513468670,76 \quad [-] \quad (35)$$

Výpočet tepla, které musí být předáno ve výměníku ze spalín do parovzdušné směsi.

Voda

$$Q_{hex,voda} = \dot{m}_{vz,c} \cdot (i_4 - i_{3,voda}) = 1,135 \cdot (1127,29 - 365,41) = 864,5 \text{ [kW]} \quad (36)$$

Vodní pára

$$Q_{hex,pára} = \dot{m}_{vz,c} \cdot (i_4 - i_{3,pára}) = 1,135 \cdot (1127,29 - 485,96) = 727,7 \text{ [kW]} \quad (37)$$

Bod 4		
x_4	$5,9312 \cdot 10^{-2}$	kg _{H2O} /kg s.v.
p_4	403273,5	kPa
t_4	750	°C
i_4	1127,3	kJ/kg
s_4	8,275	kJ/kgK
t_{r4}	73	°C
$Q_{hex,voda}$	864,5	kW
$Q_{hex,pára}$	727,7	kW

Tabulka č. 9. Hodnoty v bodě 4. Shodné pro vstřík vodní páry i vody.

4.3.6 Bod č. 5 – Výstup z turbíny

Výpočet navazujeme na předchozí pro bod č. 4.

Zadané hodnoty			
Tlak	$p_{5c} =$	101 325	Pa

Tabulka č. 10. Zadané hodnoty v bodě 5

Absolutní vlhkost se nemění

$$x_5 = x_4 = 0,0593 \quad \left[\frac{kg_{H2O}}{kg \text{ s. v.}} \right]$$

Výpočet tlaku expanzního poměru turbíny ε_T

$$\varepsilon_T = \frac{p_{4c}}{p_{5c}} = \frac{403273,5}{101325} = 3,98 \quad [-] \quad (38)$$

Určení izoentropické tlakové funkce p_{r5}

$$p_{r5} = \frac{p_{r4}}{\varepsilon_T} = \frac{1279513468670,76}{3,98} = 321485796147,43 \quad [-] \quad (39)$$

Výpočet entropie při izoentropické expanzi dle rovnice

$$s_{5iz,c}^0(T_5) = \frac{r_4 \cdot \ln p_{r4}(T_4)}{1000} = \frac{296,82 \cdot 26,507}{1000} = 7,864 \quad \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad (40)$$

Teplotu T_5 při izoentropickém ději určíme inverzní funkcí k funkci výpočtu entropie z teploty. Pomocí iteračního počtu (metodou půlení intervalů) hledáme teplotu, která odpovídá vypočítané entropii $s_{5iz,c}$.

$$T_{5,iz} = 721,4 \quad [K]$$

Z teploty $T_{5,iz}$ určíme dle rovnice (1) entalpii $i_{5,iz}$

$$i_{5iz,c} = 772,58 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Skutečnou entalpii i_{5c} vypočítáme dle rovnice (11)

$$\begin{aligned} i_{5c} &= i_{4c} - (i_{4c} - i_{5iz,c}) \cdot \eta_{iz,c}^T = 1127,29 - (1127,29 - 772,58) \cdot \left(\frac{83}{100} \right) = \\ &= 832,9 \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right] \end{aligned} \quad (41)$$

Skutečnou teplotu T_5 vypočítáme inverzní funkcí k funkci výpočtu entalpie z teploty (1). Pomocí iteračního počtu (metodou půlení intervalů) hledáme teplotu, která odpovídá vypočítané entalpii i_{5c} .

$$T_5 = 774,1 \quad [K]$$

$$t_5 = T_5 - 273,15 = 774,1 - 273,15 = 500,9 \quad [^{\circ}C]$$

Skutečnou entropii s_{5c}^0 vypočítáme dle rovnice (2)

$$s_{5c}^0 = 7,945 \quad \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad (8)$$

Bod 5		
x_5	$5,9312 \cdot 10^{-2}$	$\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{s.v.}}$
p_5	101 325	kPa
t_5	500,9	°C
i_{5c}	832,9	kJ/kg
s_{5c}	7,945	kJ/kgK
t_{r5}	43,4	°C

Tabulka č. 11. Hodnoty v bodě 5. Shodné pro vstřík vodní páry i vody

4.3.7 Výkon a účinnost pouze turbosoustrojí TGU 100B při 5% vstříkovaného média.

Výkon je totožný pro vstříkování vody i vodní páry

Výpočet příkonu kompresoru

$$P_{p_{kom}} = m_{vz,k} \cdot (i_{2,c} - i_{1,c}) = 1,0779 \cdot (466,3 - 289,9) = 189,9 \text{ [kW]} \quad (42)$$

Výpočet výkonu turbíny

$$P_t = m_{vz,c} \cdot (i_4 - i_5) = 1,135 \cdot (1127,3 - 832,9) = 334,3 \text{ [kW]} \quad (43)$$

Výkon na svorkách měniče

$$P = P_t - P_{p_{kom}} - \xi_{mech.} \cdot \left(\frac{\eta_{gen}}{100} \cdot \frac{\eta_{měn}}{100} \right) = 334,3 - 189,9 - 2 \cdot \left(\frac{\eta_{gen}}{100} \cdot \frac{\eta_{měn}}{100} \right) =$$

$$= 128,4 \text{ [kW]} \quad (44)$$

Přivedené teplo do oběhu

$$Q_{hex,voda} = 864,5 \text{ [kW]}$$

$$Q_{hex,pára} = 727,7 \text{ [kW]}$$

Výpočet účinnosti

$$\eta_{pára} = \frac{P}{Q_{hex,voda}} \cdot 100 = \frac{128,4}{864,5} \cdot 100 = 14,8 \text{ [%]} \quad (45)$$

$$\eta_{pára} = \frac{P}{Q_{hex,pára}} \cdot 100 = \frac{128,4}{728,4} \cdot 100 = 17,6 \text{ [%]} \quad (46)$$

4.3.8 Bod č. 6 – Palivo

Z turbosoustrojí vystupující parovzdušná směs je přiváděna do kotle na spalování dřevní štěpky, jako předehřátý spalovací vzduch.

Palivo			
Výhřevnost	Q_i^r	16	MJ/kg
Entalpie paliva [20°C]	i_{pal}	54	kJ/kg
Vlhkost			
Hmotnostní podíl vody	W_r	0,02	[-]
Popelovina			
Obsah popelu	A_d	0,01	[-]
Prchavá hořlavina – hmotnostní podíly			
Uhlík	C_{daf}	0,5	[-]
Dusík	N_{daf}	0,006	[-]
Kyslík	O_{daf}	0,4323	[-]
Vodík	H_{daf}	0,0615	[-]
Síra	S_{daf}	0,0002	[-]

Tabulka č. 12. Prvkové složení paliva a výhřevnost

Výpočet hmotnostních podílů jednotlivých složek paliva

Voda

$$W_r = 20\% \Rightarrow W_r = 0,2 \quad [-]$$

Sušina

$$S_r = 1 - W_r = 1 - 0,2 = 0,8 \quad [-] \quad (47)$$

Hmotnostní podíl popelovin v sušině

$$A_r = A_d \cdot (1 - W_r) = 0,01 \cdot (1 - 0,2) = 8 \cdot 10^{-3} \quad [-] \quad (48)$$

Hmotnostní podíl prchavé hořlaviny v sušině

$$h_r = 1 - A_r - W_r = 1 - 0,01 - 0,2 = 0,792 \quad [-] \quad (49)$$

Hmotnostní podíly jednotlivých prvků obsažených v prchavé hořlavině určíme pro všechny složky z rovnice:

$$Složka_r = Složka_{daf} \cdot h_r \quad [-] \quad (50)$$

Uhlík

$$C_r = C_{daf} \cdot h_r = 0,5 \cdot 0,792 = 3,96 \cdot 10^{-1} \quad [-] \quad (51)$$

Vodík

$$H_{2r} = H_{2daf} \cdot h_r = 0,0615 \cdot 0,792 = 4,871 \cdot 10^{-2} \quad [-] \quad (52)$$

Kyslík

$$O_{2r} = O_{2daf} \cdot h_r = 0,4323 \cdot 0,792 = 3,424 \cdot 10^{-1} \quad [-] \quad (53)$$

Vázaný dusík

$$N_{2r} = N_{2daf} \cdot h_r = 0,006 \cdot 0,792 = 4,752 \cdot 10^{-3} \quad [-] \quad (54)$$

Síra

$$S_r = S_{daf} \cdot h_r = 0,0002 \cdot 0,792 = 1,584 \cdot 10^{-4} \quad [-] \quad (55)$$

Kontrola – součet hmotnostních podílů musí být roven 1

$$\begin{aligned} x = W_r + A_r + C_r + H_{2r} + O_{2r} + N_{2r} + S_r &= 0,2 + 8 \cdot 10^{-3} + 3,96 \cdot 10^{-1} + \\ &+ 4,871 \cdot 10^{-2} + 3,424 \cdot 10^{-1} + 4,752 \cdot 10^{-3} + 1,584 \cdot 10^{-4} \cong 1 \end{aligned} \quad (56)$$

4.3.9 Bod č. 7 – Kotel

Zadané hodnoty

Tlak na vstupu	p ₅	101325	Pa
Tlaková ztráta	ξ _{kotel}	2	%
Účinnost kotle	η _{kotel}	90	%

Výpočet spalování – spaliny [3, str. 58-62]:

Oxidační rovnice pro uhlík → CO₂



$$1C + \frac{32,000}{12,011} O_2 \rightarrow \frac{44,011}{12,011} CO_2 \quad [kg] \quad (58)$$

Úpravou předchozí rovnice dostáváme množství CO₂ vzniklého spálením 1 kg paliva.

$$X_{CO_2} = \frac{44,011}{12,011} \cdot C_r = \frac{44,011}{12,011} (3,96 \cdot 10^{-1}) = 1,451 \left[\frac{kg}{1 \text{ kg paliva}} \right] \quad (59)$$

Oxidační rovnice pro vodík → H₂O



$$1H_2 + \frac{16,00}{2,016} O_2 \rightarrow \frac{18,016}{2,016} H_2O \quad [kg] \quad (61)$$

Úpravou předchozí rovnice dostáváme množství H_2O vzniklého spálením H_2 z 1 kg paliva.

$$X_{H_2O_spal} = \frac{16,00}{2,016} \cdot H_{2r} = \frac{16,00}{2,016} (4,871 \cdot 10^{-2}) = 0,435 \left[\frac{kg}{1 kg pal.} \right] \quad (62)$$

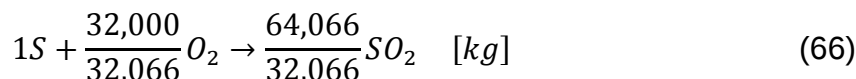
Spalováním uvolněné H_2O z 1 kg vlhkého paliva.

$$X_{H_2O_vlhkost} = W_r = 0,2 \left[\frac{kg}{1 kg pal.} \right] \quad (63)$$

Množství celkové uvolněného H_2O při spálení 1 kg paliva.

$$X_{H_2O_celk} = X_{H_2O_spal} + X_{H_2O_vlhkost} = 0,4353 + 0,2 = 0,635 \left[\frac{kg}{1 kg pal.} \right] \quad (64)$$

Oxidační rovnice pro uhlík $\rightarrow SO_2$



Úpravou předchozí rovnice dostáváme množství SO_2 vzniklého spálením 1 kg paliva.

$$X_{SO_2} = \frac{64,066}{32,066} \cdot S_r = \frac{64,066}{32,066} \cdot 1,584 \cdot 10^{-4} = 3,165 \cdot 10^{-4} \left[\frac{kg}{1 kg pal.} \right] \quad (67)$$

Vázaný dusík N_2 do reakcí nevstupuje, proto je jeho hmotnostní podíl ve spalínách roven hmotnostnímu podílu pro 1kg paliva.

$$X_{N_2} = N_{2r} = 4,752 \cdot 10^{-3} \left[\frac{kg}{1 kg pal.} \right] \quad (68)$$

Výpočet množství O_2 , který musíme dodat ve spalovacím vzduchu

Množství O_2 spotřebovaného reakcemi na spálení 1kg paliva.

$$X_{O_2_spot.} = \frac{32,000}{12,011} \cdot C_r + \frac{16,000}{2,016} \cdot H_{2r} + \frac{32,000}{32,066} \cdot S_r = 1,442 \left[\frac{kg}{1 kg pal.} \right] \quad (69)$$

Množství uvolněného O_2 z 1 kg paliva.

$$O_{2r} = 0,342 \left[\frac{kg}{1 kg pal.} \right] \quad (70)$$

Množství přiváděného kyslíku pro stechiometrické spálení 1 kg paliva.

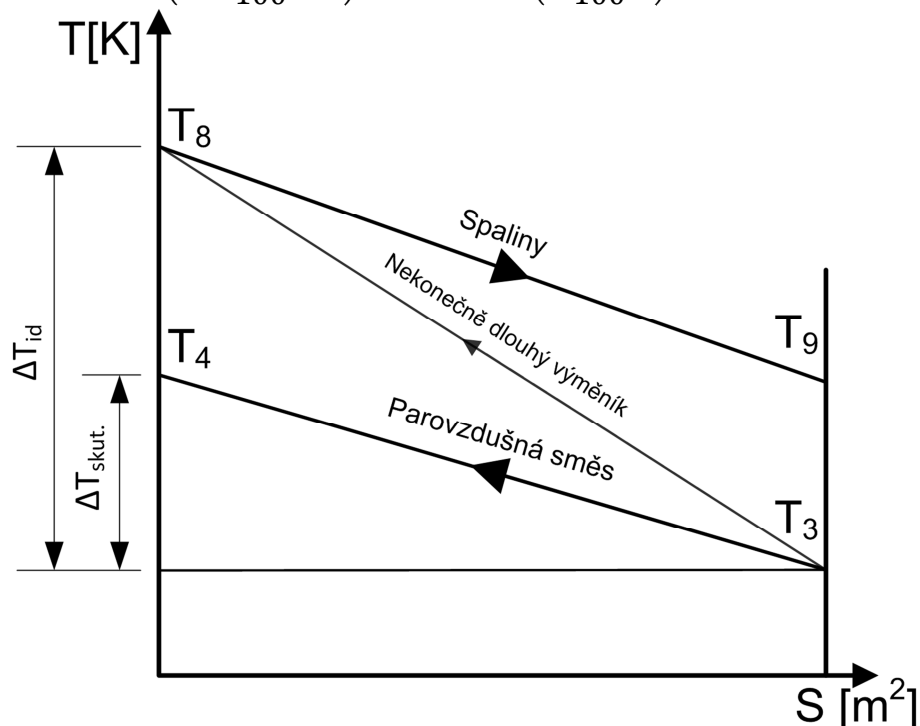
$$X_{O_2_celk} = X_{O_2_spot.} + O_{2r} = 1,442 - 0,342 = 1,099 \left[\frac{kg}{1 kg pal.} \right] \quad (71)$$

Abychom mohli vypočítat množství spotřebovaného paliva m_{pal} a následně množství spalin m_{spalin} , musíme znát teplotu za ohništěm t_8 , resp. v bodě č. 8. Tato teplota se získá z teplotní bilance výměníku spaliny-vzduch, viz obr. č. 11.

4.3.10 Bod č. 8 – Výstup z kotle

Výpočet tlaku

$$p_{8c} = p_{5c} \cdot \left(\frac{100 - \xi_{kotel}}{100} \right) = 101325 \cdot \left(\frac{100 - 2}{100} \right) = 99298,5 \text{ [Pa]} \quad (72)$$



$$\eta_{HEX} = \frac{T_4 - T_3}{T_8 - T_3} [-] \Rightarrow T_8 = \frac{T_4 - T_3}{\eta_{HEX}} + T_3 \text{ [K]} \quad (73)$$

Obr. č. 13 Teplotní spád na výměníku [1]

Voda – teplota $t_{8,voda}$

$$T_{8,voda} = \frac{T_4 - T_{3,voda}}{\frac{\eta_{HEX}}{100}} + T_{3,voda} = \frac{1023,15 - 348,38}{\frac{85}{100}} + 348,38 = 1142,23 \text{ [K]} \quad (74)$$

$$t_{8,voda} = T_{8,voda} - 273,15 = 1142,23 - 273,15 = 869,1 \text{ [°C]}$$

Vodní pára – teplota $t_{8,pára}$

$$T_{8,pára} = \frac{T_4 - T_{3,pára}}{\frac{\eta_{HEX}}{100}} + T_{3,pára} = \frac{1023,15 - 461,64}{\frac{85}{100}} + 461,64 = 1122,24 \text{ [K]} \quad (75)$$

$$t_{8,pára} = T_{8,pára} - 273,15 = 1122,24 - 273,15 = 849,1 \text{ [°C]}$$

Pokud máme určenou teplotu t_8 musíme dle rovnice (1) určit entalpii každé složky obsažené ve spalinách

Složka	Označení	Vstřík vody [kJ/kg]	Vstřík páry [kJ/kg]
CO ₂	i _{CO₂_8}	1150,39	1125,06
H ₂ O	i _{H₂O_8}	2326,44	2278,77
O ₂	i _{O₂_8}	1136,44	1114,31
N ₂	i _{N₂_8}	1243,54x	1219,7
Vzduch	i _{v_8}	1210,48	1187,2

Tabulka č. 13. Entalpie jednotlivých složek spalín při teplotě t_8

Pro určení množství paliva m_{pal} je nutné sestavit dvě rovnice, ze kterých se vypočítá entalpie vlhkých spalín i_8 vystupujících z kotle. První rovnice určuje hodnotu entalpie pomocí složek spalín vznikajících při spálení m_{pal} . Druhá rovnice určuje hodnotu entalpie za ohništěm ze součtu entalpie přiváděného spalovacího vzduchu, uvolněného tepla spálením m_{pal} a entalpie přiváděného paliva. Tyto dvě rovnice vstupují do iteračního výpočtu a jejich výsledné hodnoty jsou v každém cyklu porovnávány. Hodnota množství paliva m_{pal} se zpřesňuje, dokud se hodnoty entalpií nerovnají.

Místo množství paliva m_{pal} je výhodnější zavedení palivového poměru f , který udává množství spotřebovaného paliva vztahované na množství přiváděného spalovacího vzduchu

Palivový poměr

$$f = \frac{\dot{m}_{\text{pal}}}{\dot{m}_{\text{vz},c}} \quad [-] \quad (76)$$

Entalpie $i_{8\text{složky}}$ – výpočet ze složek spalín

$$i_{8\text{složky}} = \left(i_{v_8} \cdot \frac{1}{(1 + x_5) + (1 + f)} \right) + \left(i_{\text{H}_2\text{O}_8} \cdot \frac{x_5}{(1 + x_5) + (1 + f)} \right) + \frac{f}{(1 + f)} \cdot \left(X_{\text{CO}_2} \cdot i_{\text{CO}_2_8} + X_{\text{N}_2} \cdot i_{\text{N}_2_8} + X_{\text{H}_2\text{O}} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}_8} + X_{\text{SO}_2} \cdot i_{\text{SO}_2_8} - X_{\text{O}_2} \cdot i_{\text{O}_2_8} \right) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (77)$$

Entalpie $i_{8\text{přiváděná}}$ – výpočet z přiváděného vzduchu, výhřevnosti a entalpie paliva

Pozn.: Hodnota entalpie směsi i_5 je shodná pro vodu i vodní páru.

$$i_{8\text{přiváděná}} = \left[i_5 \cdot \frac{1}{(1 + f)} \right] + \left[\frac{f}{(1 + f)} \cdot (Q_i^r \cdot 1000 + i_{\text{pal}}) \cdot (1 + (1 - \eta_{\text{spal}})) \right] \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (78)$$

$$i_{8\text{složky}} = i_{8\text{přiváděná}} \Rightarrow i_{8c} \quad (79)$$

Dosazení a iterační výpočet provedeme pro vodu a vodní páru. Tímto výpočtem dostáváme hodnotu palivového poměru f , resp. hmotnost přiváděného paliva m_{pal} v kg/s, pro vstřikování vody a vodní páry.

Hodnoty pro vodu:

$$i_{8c\text{voda}} = 1294,34 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$f_{voda} = 0,035 \quad [-]$$

$$\dot{m}_{pal_voda} = 0,0398 \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Ze zákona zachování hmotnosti můžeme určit množství vznikajících spalin m_{spalin} . Je to součet hmotnosti přiváděného spalovacího vzduchu $m_{vz,c}$ a paliva m_{pal} .

$$\dot{m}_{spalin_voda} = \dot{m}_{vz,c} + \dot{m}_{pal_voda} = 1,135 + 0,035 = 1,174 \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (80)$$

Hodnoty pro vodní páru:

$$i_{8c_para} = 1267,89 \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$f_{para} = 0,033 \quad [-]$$

$$\dot{m}_{pal_para} = 0,0374 \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Zákon zachování hmotnosti:

$$\dot{m}_{spalin_para} = \dot{m}_{vz,c} + \dot{m}_{pal_para} = 1,135 + 0,0374 = 1,172 \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (81)$$

Pro další výpočty je nezbytné znát absolutní vlhkost spalin za kotlem x_8 . Tato vlhkost je opět různá pro obě varianty.

Výpočet absolutní vlhkosti x_8

Pro vodu:

Výpočet množství suchých spalin obsažených v m_{spalin} (viz výpočet pro x_3 a x_4)

$$\dot{m}_{such_spalin} = \frac{\dot{m}_{spalin}}{(1 + x_5)} = \frac{1,174}{(1 + 0,0593)} = 1,108 \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (82)$$

Výpočet hmotnostního podílu D_x [Termomechanika, vlhčení vzduchu]

$$D_{x8} = \frac{X_{H_2O_celk} \cdot m_{pal}}{\dot{m}_{such_spalin}} = \frac{0,635 \cdot 0,0398}{1,108} = 0,0228 \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (83)$$

Výpočet absolutní vlhkosti x_{8_voda}

$$x_{8_voda} = x_5 + D_{x8} = 0,0593 + 0,0228 = 0,0821 \quad \left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{s.spal.}} \right] \quad (84)$$

Pro vodní páru:

Výpočet množství suchých spalín obsažených v $m_{\text{spalín}}$

$$m_{\text{such_spalín}} = \frac{\dot{m}_{\text{spalín}}}{(1 + x_5)} = \frac{1,172}{(1 + 0,0593)} = 1,106 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (85)$$

Výpočet hmotnostního podílu D_x [Termomechanika, vlhčení vzduchu]

$$D_{x8} = \frac{X_{\text{H}_2\text{O_celk}} \cdot m_{\text{pal}}}{m_{\text{such_spalín}}} = \frac{0,635 \cdot 0,0375}{1,106} = 0,0215 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (86)$$

Výpočet absolutní vlhkosti $x_{8_pára}$

$$x_{8_pára} = x_5 + D_{x8} = 0,0593 + 0,0215 = 0,0808 \left[\frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{s.spal.}}} \right] \quad (87)$$

Bod 8 (pára)			Bod 8 (voda)		
x_8	$8,0812 \cdot 10^{-2}$	$\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{s.v.}}$	x_8	$8,212 \cdot 10^{-2}$	$\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{s.v.}}$
p_8	99298,5	kPa	p_8	99298,5x	kPa
$t_{8c,pára}$	849,1	°C	$t_{8c,voda}$	869,1	°C
$i_{8pára}$	1267,9	kJ/kg	i_{8voda}	1294,3	kJ/kg
$m_{\text{spalín}}$	1,164	kg/s	$m_{\text{spalín}}$	1,174x	kg/s
m_{pal}	0,0375	kg/s	m_{pal}	0,0398	kg/s
P_{kotle}	599	kW	P_{kotle}	637	kW

Tabulka č. 14. Výstup z kotle - bod 8

Dalším výpočtem dochází k určení teplot a entalpií za jednotlivými teplosměnnými plochami. Vycházíme ze zákona zachování energie. Teplo odebrané spalínám musí být rovno teplotě předanému pracovnímu médiu. Pro zjednodušení zanedbáváme ztráty do okolí – uvažujeme dokonale izolovaný výměník.

4.3.11 Bod č. 9 – Výstup z výměníku - voda

Výpočet tlaku

$$p_{9c} = p_{8c} \cdot \left(\frac{100 - \xi_{\text{HEX}_{\text{spaliny}}}}{100} \right) = 99298,5 \cdot \left(\frac{100 - 2}{100} \right) = 97312,53 [\text{Pa}] \quad (88)$$

Výpočet entalpie a teploty pro bod č. 9

Pro vodu:

Tepelná bilance:

$$\dot{m}_{vz,c} \cdot (i_4 - i_{3,voda}) = \dot{m}_{spalin_{voda}} \cdot (i_{8,voda} - i_{9,voda}) \quad (89)$$

$$i_{9,voda} = i_{8,voda} - \left(\frac{\dot{m}_{vz,c} \cdot (i_4 - i_{3,voda})}{\dot{m}_{spalin_{voda}}} \right) = 1294 - \left(\frac{1,135 \cdot (1127,3 - 365,4)}{1,174} \right)$$

$$i_{9,voda} = 558,3 \quad \left[\frac{kg}{kJ} \right] \quad (90)$$

$$x_{9,voda} = x_{8,voda} = 0,0821 \quad \left[\frac{kg_{H2O}}{kg_{s.spal.}} \right]$$

Skutečnou teplotu T_9 vypočítáme inverzní funkcí k funkci výpočtu entalpie z teploty (1). Pomocí iteračního počtu (metodou půlení intervalů) hledáme teplotu, která odpovídá vypočítané entalpii i_{9c} .

$$T_{9,voda} = 520,3 \quad [K]$$

$$t_{9,voda} = T_{9,voda} - 273,15 = 520,3 - 273,15 = 247,2 \quad [^{\circ} C]$$

Pro vodní páru:

Tepelná bilance:

$$\dot{m}_{vz,c} \cdot (i_4 - i_{3,pára}) = \dot{m}_{spalin_{pára}} \cdot (i_{8,pára} - i_{9,pára}) \quad (91)$$

$$i_{9c,pára} = i_{8,pára} - \left(\frac{\dot{m}_{vz,c} \cdot (i_4 - i_{3,pára})}{\dot{m}_{spalin_{pára}}} \right) = 1267,89 - \left(\frac{1,135 \cdot (1127,3 - 485,9)}{1,172} \right) =$$

$$= 647 \quad \left[\frac{kg}{kJ} \right] \quad (92)$$

$$x_{9,pára} = x_{8,pára} = 0,0811 \quad \left[\frac{kg_{H2O}}{kg_{s.spal.}} \right]$$

Skutečnou teplotu T_9 vypočítáme inverzní funkcí k funkci výpočtu entalpie z teploty (1). Pomocí iteračního počtu (metodou půlení intervalů) hledáme teplotu, která odpovídá vypočítané entalpii i_{9c} .

$$T_{9,pára} = 600,54 \quad [K]$$

$$t_{9,pára} = T_{9,pára} - 273,15 = 600,54 - 273,15 = 327,4 \quad [^{\circ} C]$$

Bod 9 (pára)		
x_9	$8,0812 \cdot 10^{-2}$	$\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{s.v.}}$
p_9	97312,5	kPa
$t_{9c,\text{pára}}$	327,4	°C
$i_{9\text{pára}}$	647	kJ/kg

Bod 9 (voda)		
x_9	$8,212 \cdot 10^{-2}$	$\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{s.v.}}$
p_9	97312,5	kPa
$t_{9c,\text{voda}}$	327,4	°C
$i_{9\text{voda}}$	558,3	kJ/kg

Tabulka č. 15. Výstup z výměníku – bod 9

4.3.12 Bod č. 10 – Výstup z výparníku – pouze pro vstřikování páry

Výpočet tlaku

$$p_{10c} = p_{9c} \cdot \left(\frac{100 - \xi_{V\dot{P}_{\text{spaliny}}}}{100} \right) = 97312,53 \cdot \left(\frac{100 - 2}{100} \right) = 97312,53 \text{ [Pa]} \quad (93)$$

$$x_{10,\text{pára}} = x_{9,\text{pára}} = 0,0808 \quad \left[\frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{s.spal.}}} \right]$$

Spaliny prochází nejprve přehřívací částí výparníku.

Hodnoty entalpie syté páry $i_{\text{vstup_syta}}$ při teplotě $t_{\text{syta}} = 151 \text{ °C}$, tlaku $p_{\text{syta}} = 500000$ a přehřáté páry $i_{\text{vstup_preh}}$ při teplotě $t = 188 \text{ °C}$, tlaku $p_{\text{preh}} = 500000$ Pa určíme z parních tabulek

$$i_{\text{vstup_syta}} = 2748 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$i_{\text{výstup_preh}} = 2830 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Tepelná bilance na přehříváku

$$\dot{m}_{\text{vst},5\%} \cdot (i_{\text{výstup_preh}} - i_{\text{vstup_syta}}) = \dot{m}_{\text{spalin}} \cdot (i_9 - i_{10\text{preh}}) \quad (94)$$

$$i_{10\text{pre}} = i_9 - \left(\frac{\dot{m}_{\text{vst},5\%} \cdot (i_{\text{výstup_preh}} - i_{\text{vstup_syta}})}{\dot{m}_{\text{spalin}}} \right) = 647 - \left(\frac{0,0567 \cdot (2834 - 2748)}{1,172} \right) =$$

$$= 642,9 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (95)$$

Skutečnou teplotu spalin za přehřívákem $T_{10\text{preh}}$ vypočítáme inverzní funkcí k funkci výpočtu entalpie z teploty (1). Vypočítaná entalpie každé složky spalin a jednotlivé hmotnostní poměry složek, které vstupují do iteračního výpočtu, určíme dle rovnice (77). Následně pomocí iteračního výpočtu (metodou půlení intervalů) hledáme teplotu, která odpovídá vypočítané entalpii $i_{10\text{pre}}$.

$$T_{10\text{pre}} = 597 \quad [\text{K}]$$

$$t_{10pře} = T_{10pře} - 273,15 = 597 - 273,15 = 323,9 \text{ } [^{\circ} \text{C}]$$

Spaliny dále prochází výparnou částí výparníku.

Hodnoty entalpie vody na mezi sytosti vystupující z ekonomizéru $i_{eko_výstup}$ při teplotě $t_{eko_výstup} = 151 \text{ } ^{\circ}\text{C}$, tlaku $p_{syt} = 500000$ a syté páry $i_{výp_výstup} = i_{vstup_přeh}$ při teplotě $t = 188 \text{ } ^{\circ}\text{C}$, tlaku $p_{výp} = 500000$ Pa určíme z parních tabulek

$$i_{eko_výst} = 636 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$i_{výp_výstup} = i_{vstup_syta} = 2748 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Tepelná bilance na výparníku:

$$\dot{m}_{vst,5\%} \cdot (i_{výp_výstup} - i_{eko_výst}) = \dot{m}_{spalin} \cdot (i_{10přeh} - i_{10výp}) \quad (96)$$

$$i_{10výp} = i_{10pře} - \left(\frac{\dot{m}_{vst,5\%} \cdot (i_{výp_výstup} - i_{eko_výst})}{\dot{m}_{spalin}} \right) = 642 - \left(\frac{0,0567 \cdot (2748 - 636)}{1,172} \right) =$$

$$= 540,7 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (97)$$

Skutečnou teplotu spalin za výparníkem $T_{10výp}$ vypočítáme inverzní funkcí k funkci výpočtu entalpie z teploty (1). Vypočítaná entalpie každé složky a jednotlivé hmotnostní poměry složek, které vstupují do iteračního výpočtu, sestavíme obdobně jako v rovnici (77). Následně pomocí iteračního výpočtu (metodou půlení intervalů) hledáme teplotu, která odpovídá vypočítané entalpii $i_{10pře}$.

$$T_{10výp} = 505 \text{ } [K]$$

$$t_{10výp} = T_{10výp} - 273,15 = 505 - 273,15 = 231,7 [^{\circ}\text{C}]$$

Bod 10 (pára)		
x_{10}	$8,0812 \cdot 10^{-2}$	$\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{s.v.}}$
p_{10}	95366,3	kPa
$t_{10,pře}$	323,9	$^{\circ}\text{C}$
$i_{10,pře}$	643,1	kJ/kg
$t_{10,výp}$	231,7	$^{\circ}\text{C}$
$i_{10,výp}$	540,7	kJ/kg

Tabulka č. 16. Výstup z výparníku – bod 10

4.3.13 Bod č. 11 – EkonomizérHodnoty napájecí vody:Teplota napájecí vody: $T_{eko_vstup}=293,15\text{ K} \Rightarrow t_{eko_vstup}=10\text{ °C}$ Tlak napájecí vody: $p_{eko_vstup}=500000\text{ Pa}$ Entalpie napájecí vody $i_{eko_vstup}=42,5\text{ kJ/kg}$ Požadované hodnoty vystupující vody:Teplota vody: $T_{eko_výstup}=293,15\text{ K} \Rightarrow t_{eko_výstup}=151\text{ °C (teplota sytosti)}$ Tlak napájecí vody: $p_{eko_výstup}=500000\text{ Pa}$ Entalpie napájecí vody $i_{eko_výstup}=640\text{ kJ/kg}$ **4.3.14 Bod č. 12 – Výstup z ekonomizéru**

***** VODA *****

Výpočet tlaku spalin

$$p_{12c} = p_{8c} \cdot \left(\frac{100 - \xi_{EKOspaliny}}{100} \right) = 97312,53 \cdot \left(\frac{100 - 2}{100} \right) = 95366,3\text{ [Pa]} \quad (98)$$

Výpočet entalpie a teploty pro bod č. 12

Tepelná bilance ekonomizéru:

$$\dot{m}_{vst,5\%} \cdot (i_{eko_výstup} - i_{eko_vstup}) = \dot{m}_{spalin_voda} \cdot (i_{9,voda} - i_{12,voda}) \quad (99)$$

$$i_{12,voda} = i_{9,vod} - \left(\frac{\dot{m}_{vst,5} \cdot (i_{eko_výstup} - i_{eko_vstup})}{\dot{m}_{spalin_voda}} \right) = 558,2 - \left(\frac{0,058 \cdot (640 - 42,5)}{1,174} \right) =$$

$$= 529,4 \left[\frac{kg}{kJ} \right]$$

$$x_{12voda} = x_{9voda} = 0,0821 \left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{s.spal.}} \right] \quad (100)$$

Skutečnou teplotu spalin za ekonomizérem T_{12} vypočítáme inverzní funkcí k funkci výpočtu entalpie z teploty (1). Vypočítaná entalpie každé složky a jednotlivé hmotnostní poměry složek, které vstupují do iteračního výpočtu, určíme obdobně jako v rovnici (77). Následně pomocí iteračního výpočtu (metodou půlení intervalů) hledáme teplotu, která odpovídá vypočítané entalpii i_{12} .

$$T_{12_voda} = 494,1 \quad [K]$$

$$t_{12_voda} = T_{12_voda} - 273,15 = 494,1 - 273,15 = 220,9 \quad [^{\circ}C]$$

***** PÁRA *****

Výpočet tlaku spalín

$$p_{12c} = p_{10c} \cdot \left(\frac{100 - \xi_{EKO_{spaliny}}}{100} \right) = 95366,3 \cdot \left(\frac{100 - 2}{100} \right) = 93458,9 \quad [Pa] \quad (101)$$

Výpočet entalpie a teploty pro bod č. 12

Tepelná bilance ekonomizéru

$$\dot{m}_{vst,5\%} \cdot (i_{eko_výstup} - i_{eko_vstup}) = \dot{m}_{spalin_voda} \cdot (i_{10,pára} - i_{12,pára}) \quad (102)$$

$$i_{12,pára} = i_{10,pára} - \left(\frac{\dot{m}_{vst,5\%} \cdot (i_{eko_výstup} - i_{eko_vstup})}{\dot{m}_{spalin_pára}} \right) = 540,6 - \left(\frac{0,0567 \cdot (640 - 42,5)}{1,172} \right)$$

$$= 511,9 \quad \left[\frac{kg}{kJ} \right] \quad (103)$$

$$x_{12pára} = x_{10pára} = 0,0808 \quad \left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{s.spal.}} \right]$$

Skutečnou teplotu spalín za ekonomizérem T_{12} vypočítáme inverzní funkcí k funkci výpočtu entalpie z teploty (1). Vypočítaná entalpie každé složky a jednotlivé hmotnostní poměry složek, které vstupují do iteračního výpočtu, určíme obdobně jako v rovnici (77). Následně pomocí iteračního výpočtu (metodou půlení intervalů) hledáme teplotu, která odpovídá vypočítané entalpii i_{12} .

$$T_{12_pára} = 480,6 \quad [K]$$

$$t_{12_pára} = T_{12_pára} - 273,15 = 480,6 - 273,15 = 207,5 \quad [^{\circ}C]$$

V programu se v každém cyklu zvýší množství vstřiku. Maximální množství vstřikované páry je omezeno teplotou na poslední teplosměnné ploše – ekonomizéru. Tato teplota $t_{12pára}$ musí být o 5-10 $^{\circ}C$ vyšší než teplota rosného bodu t_{12r} .

Maximální množství přiváděné páry do oběhu je různé pro optimistickou a pesimistickou variantu.

Pro optimistickou variantu: $m_{pára_max}=9,3\%$

Pro pesimistickou variantu: $m_{pára_max}=11,7\%$

Výkony, účinnosti a spotřeba paliva pro vstřikování vody a páry při optimistických a pesimistických parametrech komponent jsou vyneseny v následujících grafech.

Bod 12 (pára)			Bod 12 (voda)		
x_{12}	$8,0812 \cdot 10^{-2}$	$\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{s.v.}}$	x_{12}	$8,212 \cdot 10^{-2}$	$\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{s.v.}}$
p_{12}	93458,9	kPa	p_{12}	95366,3	kPa
$t_{12\text{c,pára}}$	207,5	°C	$t_{12\text{c,voda}}$	220,9	°C
$i_{12,\text{pára}}$	511,9	kJ/kg	$i_{12,\text{voda}}$	529,4	kJ/kg

Tabulka č. 17. Výstup spalin z ekonomizéru – bod 12

4.3.15 Výpočet elektrického výkonu oběhu

Pro vodu:

Výpočet dodaného tepla do oběhu

$$Q_{\text{dodané}} = \dot{m}_{\text{pal}} \cdot (Q_i^r \cdot 1000 + i_{\text{pal}}) = 0,0398 \cdot (16 \cdot 1000 + 54) = 637 [\text{kW}] \quad (104)$$

Výpočet elektrického výkonu na svorkách měniče

$$P_e = (P_t - P_{\text{pkom}} - z_m) \cdot (\eta_{\text{gen}} \cdot \eta_{\text{měn}}) = (334 - 190,2 - 2) \cdot (0,95 \cdot 0,95) = 128,1 [\text{kW}] \quad (105)$$

Pro vodní páru:

Výpočet dodaného tepla do oběhu

$$Q_{\text{dodané}} = \dot{m}_{\text{pal}} \cdot (Q_i^r \cdot 1000 + i_{\text{pal}}) = 0,0375 \cdot (16 \cdot 1000 + 54) = 601,2 [\text{kW}] \quad (106)$$

Výpočet elektrického výkonu na svorkách měniče

$$P_e = (P_t - P_{\text{pkom}} - z_m) \cdot \left(\frac{\eta_{\text{gen}}}{100} \cdot \frac{\eta_{\text{měn}}}{100} \right) = (334 - 190,2 - 2) \cdot (0,95 \cdot 0,95) = 128,1 [\text{kW}] \quad (107)$$

4.3.16 Výpočet příkonu spalínového ventilátoru

$$p_a = 101325 \text{ Pa}$$

Hustoty jednotlivých složek spalin [7]:

$$\rho_{\text{CO}_2} = 1,29 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 0,6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$\rho_{\text{SO}_2} = 1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$\rho_{\text{N}_2} = 1,25 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Hustota spalín při teplotě 0°C

$$\rho_{spalin-0^{\circ}C} = 1,104 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Hustota spalín při teplotě t_{12}

$$\rho_{spalin} = \frac{(\rho_{spalin-0^{\circ}C} \cdot (0 + 273,15))}{t_{12}} \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (108)$$

Výpočet příkonu spalínového ventilátoru (vycházíme z Eulerovy rovnice)

$$P_{p_vent} = \frac{m_{spalin} \cdot \left(\frac{p_a - p_{12}}{\rho_{spalin}} \right)}{\eta_{vent}} \quad (109)$$

Pro vodu

$$P_{p_vent} = \frac{m_{spalin} \cdot \left(\frac{p_a - p_{12}}{\rho_{spalin}} \right)}{\frac{\eta_{vent}}{100}} = \frac{\cdot \left(\frac{101325 - 97232,7}{0,606} \right)}{0,7} = 11,33 [kW] \quad (110)$$

Pro vodní páru

$$P_{p_vent} = \frac{m_{spalin} \cdot \left(\frac{p_a - p_{12}}{\rho_{spalin}} \right)}{\frac{\eta_{vent}}{100}} = \frac{1,172 \cdot \left(\frac{101325 - 95366,3}{0,629} \right)}{0,7} = 15,8 [kW] \quad (111)$$

4.3.17 Výpočet příkonu napájecího čerpadla

Hustota vody

$$\rho_{vody} = 998,3 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Tlak napájecí vody

$$p_{nv} = 500000 [Pa]$$

Výpočet příkonu napájecího čerpadla

Voda i vodní pára:

$$P_{pnč} = m_{vst} \cdot \left(\frac{p_{nv} - p_a}{\rho_{vody}} \right) = 0,0567 \cdot \left(\frac{500000 - 101325}{998,3} \right) = 22,7 [W] \quad (112)$$

4.3.18 Výpočet účinnosti oběhuPro vodu:

$$P_o = (P_e - P_{pnč} - P_{p_{vent}}) = 128,1 - 0,0227 - 11,33 = 116,7 \text{ [kW]} \quad (113)$$

Pro vodní páru:

$$P_o = (P_e - P_{pnč} - P_{p_{vent}}) = 128,1 - 0,0227 - 15,8 = 112,19 \text{ [kW]} \quad (114)$$

4.3.19 Výpočet účinnosti oběhuPro vodu:

$$\eta_o = \left(\frac{P_o}{Q_{dodané}} \right) = \left(\frac{500000}{998,3} \right) = 18,32 \text{ [%]} \quad (115)$$

Pro vodní páru:

$$\eta_o = \left(\frac{P_o}{Q_{dodané}} \right) = \left(\frac{112,19}{601,19} \right) \cdot 100 = 18,66 \text{ [%]} \quad (116)$$

4.4 Grafické znázornění výsledků

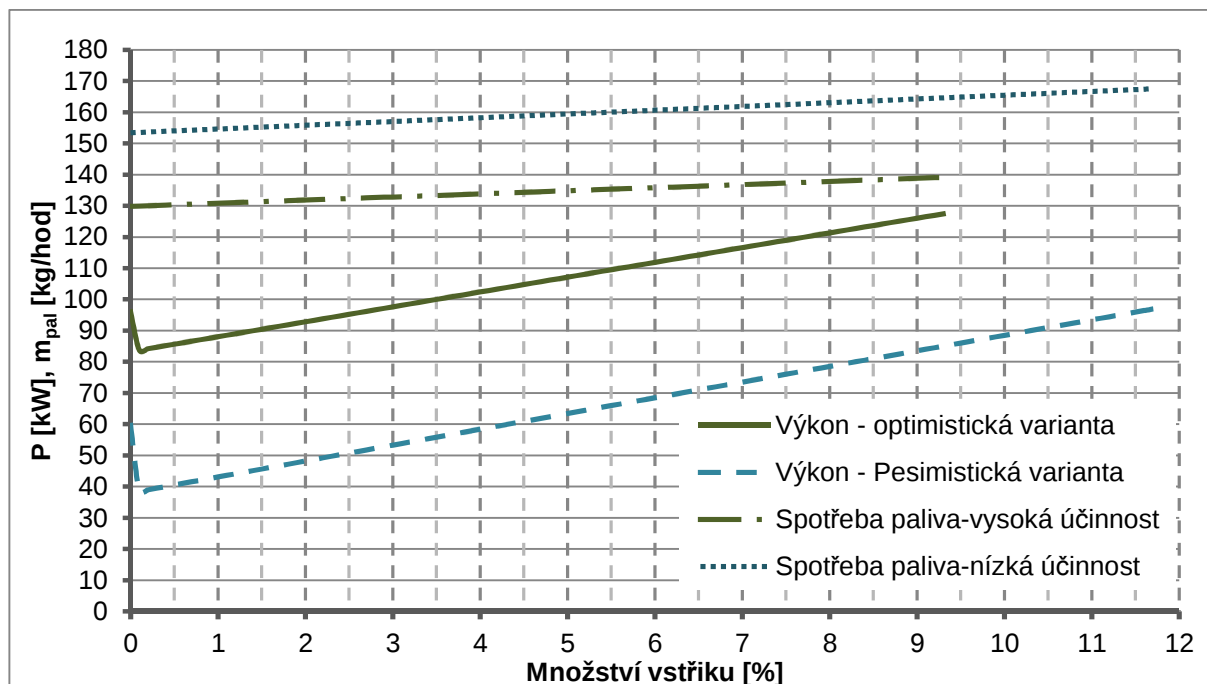
Výstupem matematických modelů je především grafické znázornění průběhu výkonů a účinnosti v závislosti na změně množství vstřikované páry nebo vody. Výpočet byl proveden pro optimistické a pesimistické hodnoty jednotlivých komponent (str. 28 – 30).

Přidáním výměníků do spalínovodu se značně zvýší tlaková ztráta a dochází k výraznému zvýšení příkonu spalínového ventilátoru a tím i k nárůstu vlastní spotřeby oběhu. Proto dochází při malém množství vstřikovaného média k značnému propadu výkonu a účinnosti oběhu se vstřikováním vůči původnímu oběhu.

Z tohoto důvodu jsou vytvořeny grafy poměrné změny účinnosti a výkonu vůči oběhu bez vstřikování. Z těchto grafů se dá jednoznačně určit množství vstřiku, při kterém jsou překročeny hodnoty výkonu a účinnosti původního (jmenovitého) oběhu bez vstřiku. Provoz do těchto hodnot nemá reálně smysl a nepřináší žádné zvýšení parametrů vůči původnímu oběhu. Došlo by pouze k zvýšení nákladů, jejichž návratnost by byla mizivá.

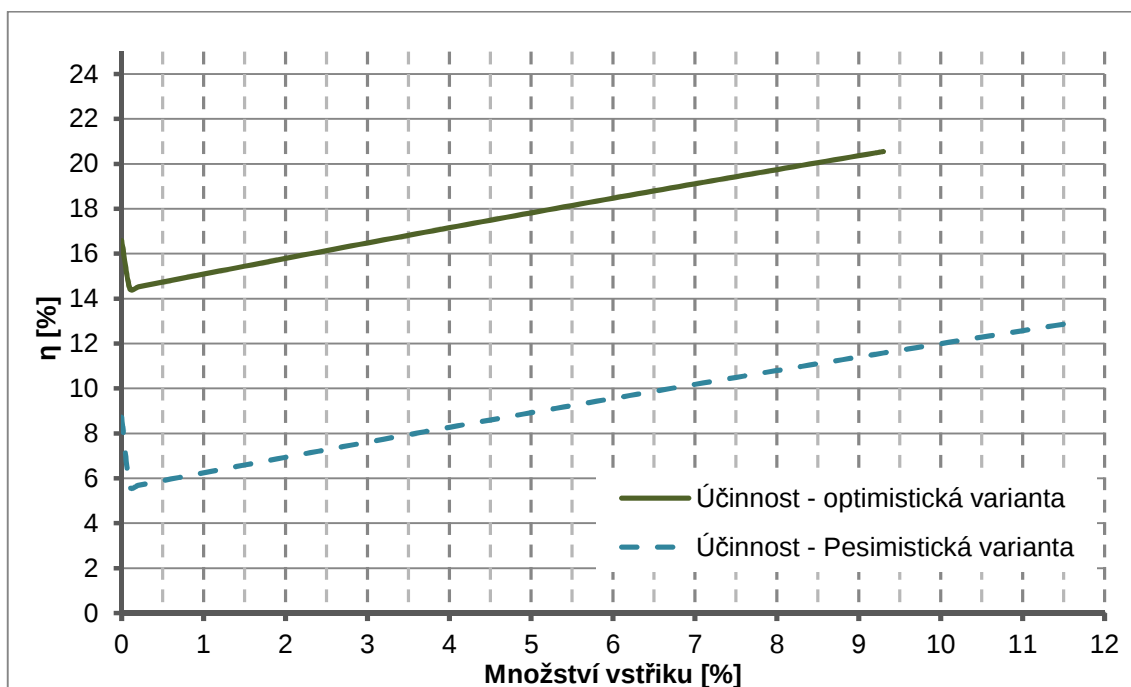
4.4.1 Vstřik páry

Graf č. 2 znázorňuje možný rozsah dosažitelných výkonů v závislosti na účinnosti komponent a množství vstřikovaného média a také skutečné vypočítané množství spotřebovaného paliva pro obě varianty.



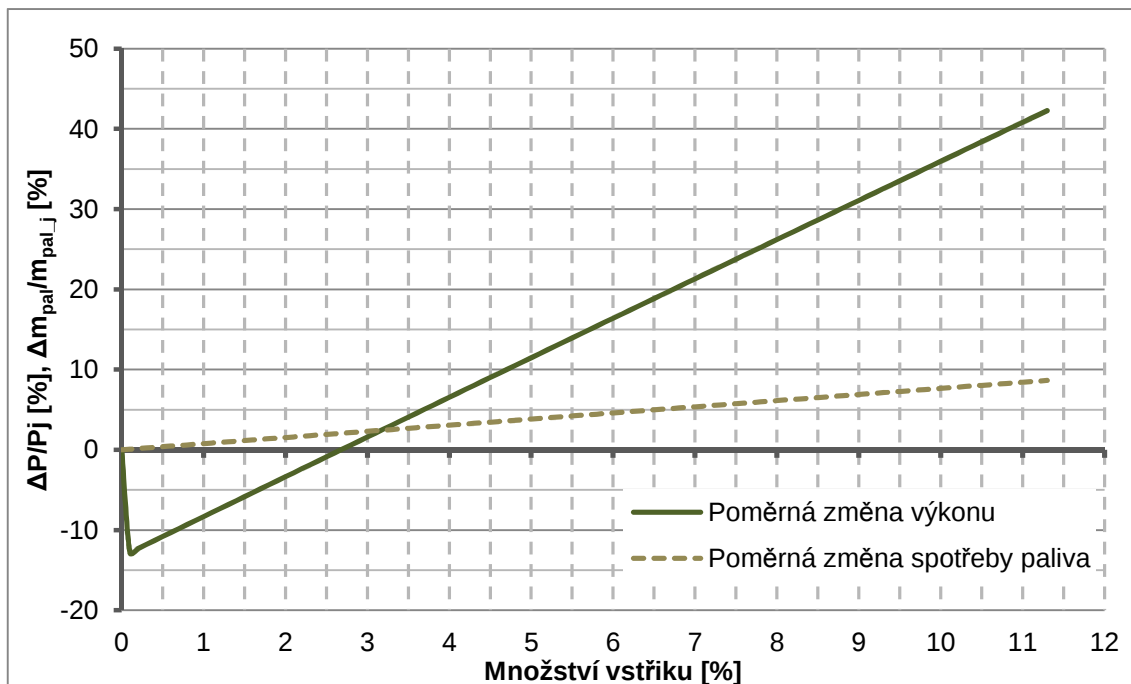
Graf č. 2 Výkon – optimistická varianta x pesimistická

Graf č. 3 znázorňuje možný rozsah dosažitelných účinností v závislosti na množství vstřikovaného média opět pro optimistickou a pesimistickou variantu.



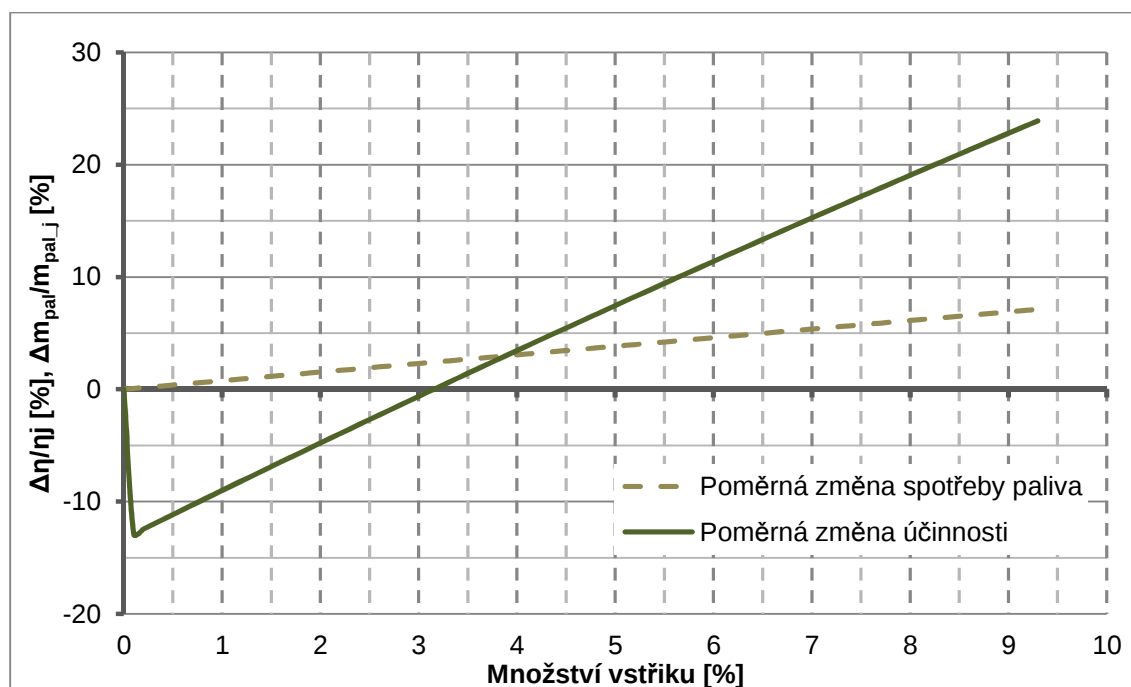
Graf č. 3 Účinnost – optimistická varianta x pesimistická

Graf č. 4 znázorňuje procentuální změnu výkonu P vůči jmenovitému P_j pro optimistickou variantu a také poměrnou změnu spotřeby paliva m_{pal} vůči jmenovité spotřebě paliva m_{pal_j} v závislosti na změně množství vstřiku



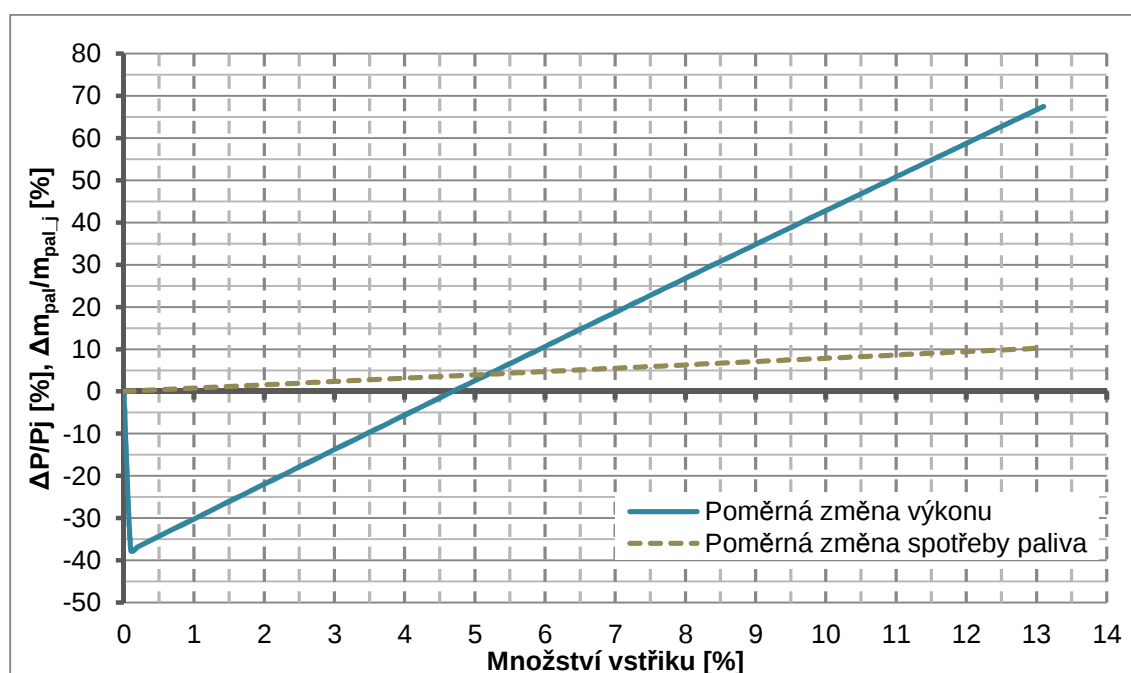
Graf č. 4 Poměrná změna výkonu – optimistická varianta

Graf č. 5 znázorňuje procentuální změnu účinnosti η vůči jmenovité účinnosti η_j pro optimistickou variantu a také poměrnou změnu spotřeby paliva m_{pal} vůči jmenovité spotřebě paliva m_{pal_j} v závislosti na změně množství vstřiku.



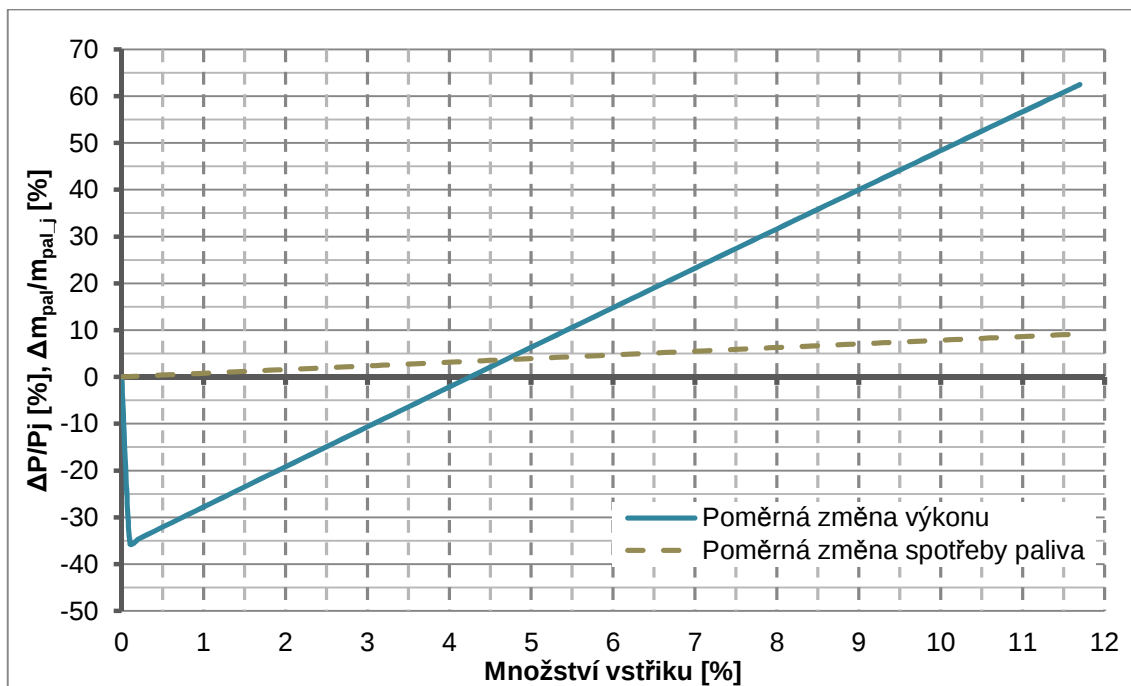
Graf č. 5 Poměrná změna účinnosti – optimistická varianta

Graf č. 6 znázorňuje procentuální změnu výkonu P vůči jmenovitému P_j pro pesimistickou variantu a také poměrnou změnu spotřeby paliva m_{pal} vůči jmenovité spotřebě paliva m_{pal_j} v závislosti na změně množství vstřiku



Graf č. 6 Poměrná změna výkonu – pesimistická varianta

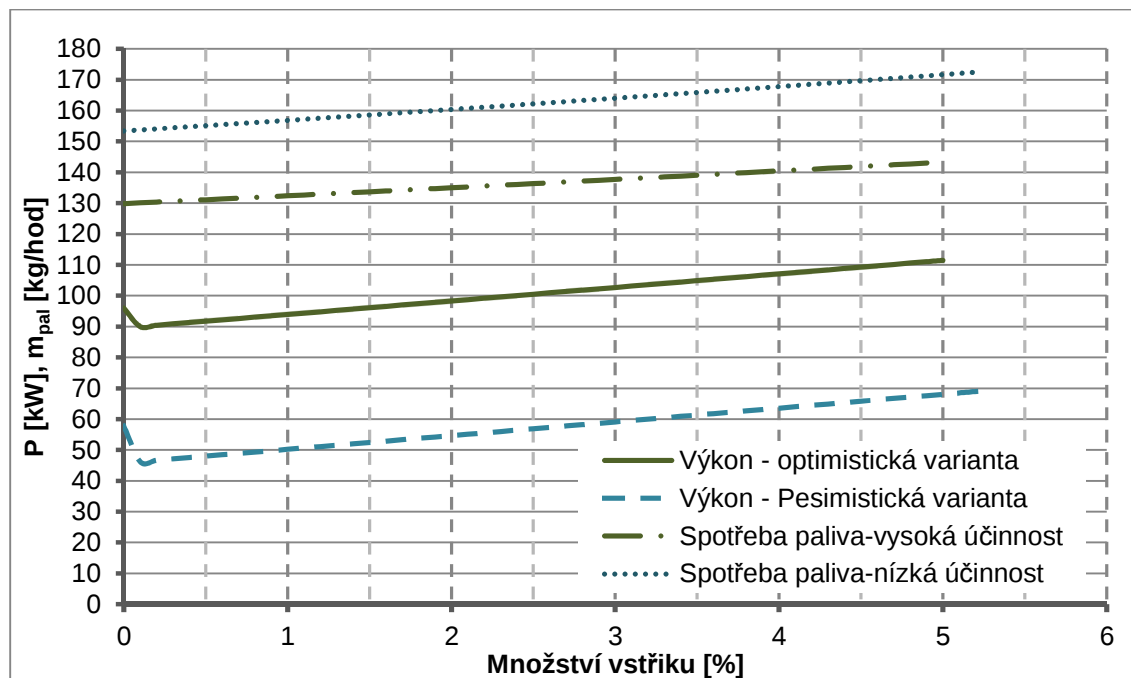
Graf č. 7 znázorňuje procentuální změnu účinnosti η vůči jmenovité účinnosti η_j pro pesimistickou variantu a také poměrnou změnu spotřeby paliva m_{pal} vůči jmenovité spotřebě paliva m_{pal_j} v závislosti na změně množství vstřiku.



Graf č. 7 Poměrná změna účinnosti – pesimistická varianta

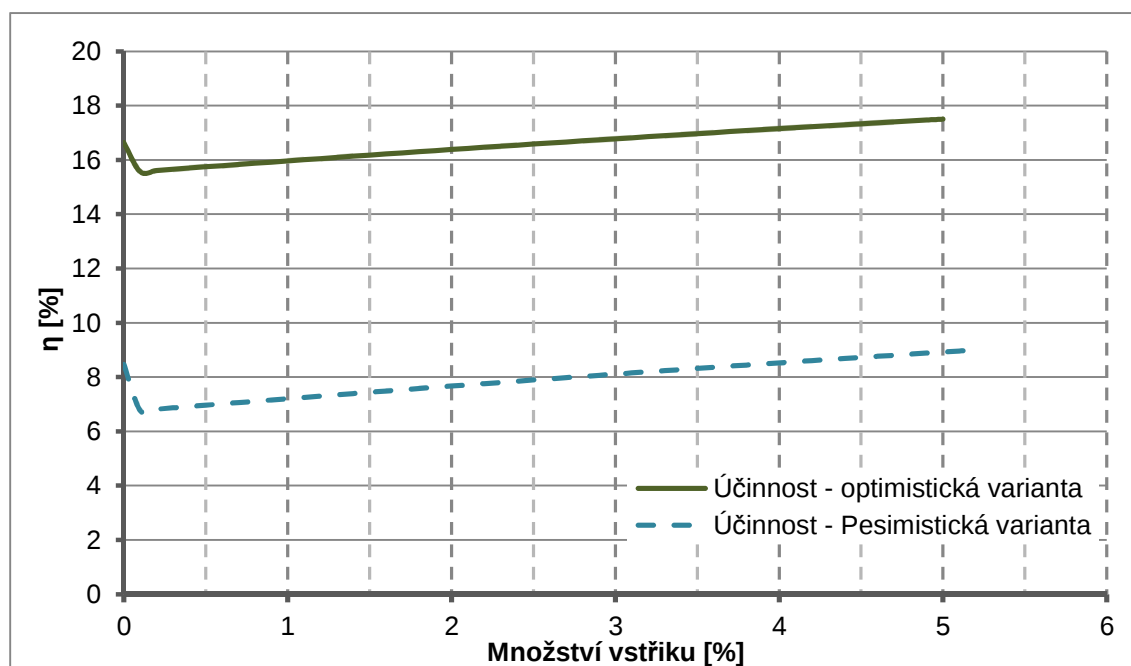
4.4.2 Vstřík vody

Graf č. 8 znázorňuje možný rozsah dosažitelných výkonů v závislosti na množství vstříkovaného média a skutečné vypočítané množství spotřebovaného paliva pro obě varianty.



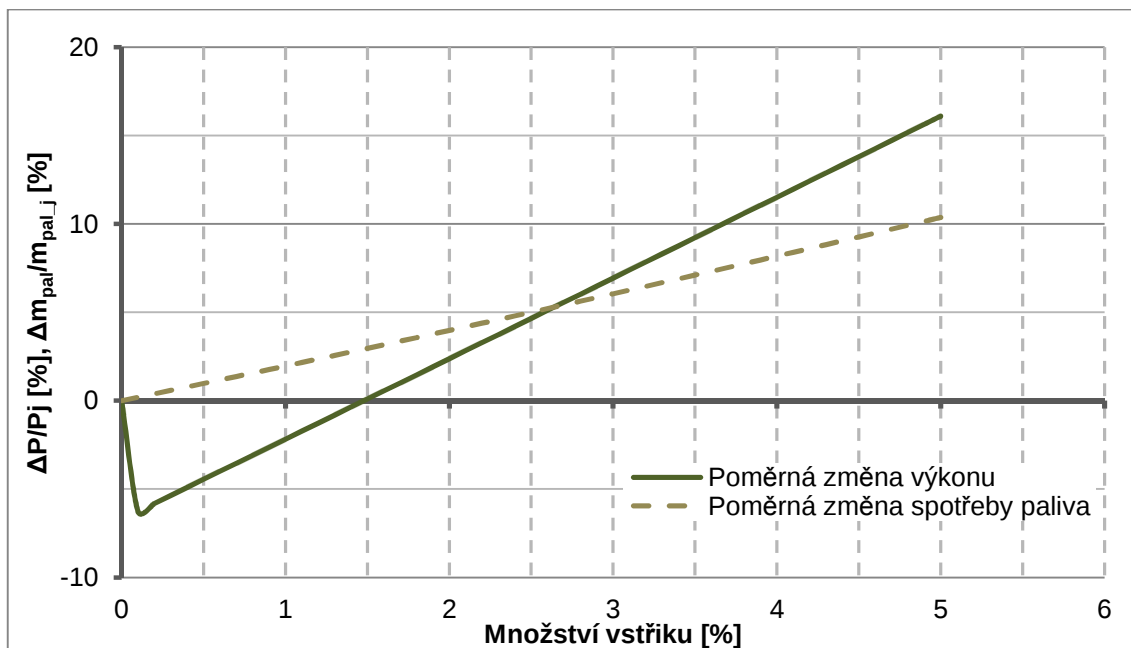
Graf č. 8 Výkon – optimistická varianta x pesimistická

Graf č. 9 znázorňuje možný rozsah dosažitelných účinností v závislosti na množství vstříkovaného média opět pro optimistickou a pesimistickou variantu.



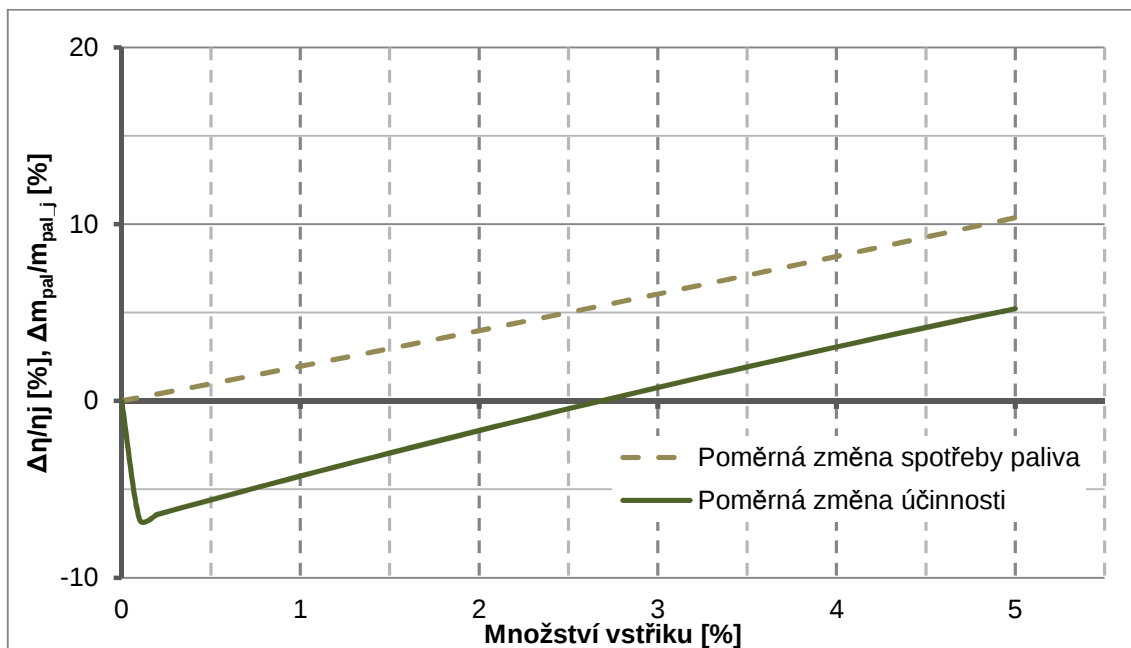
Graf č. 9 Účinnost – optimistická varianta x pesimistická

Graf č. 10 znázorňuje procentuální změnu výkonu P vůči jmenovitému výkonu P_j pro optimistickou variantu a také poměrnou změnu spotřeby paliva m_{pal} vůči jmenovité spotřebě paliva m_{pal_j} v závislosti na změně množství vstřiku.



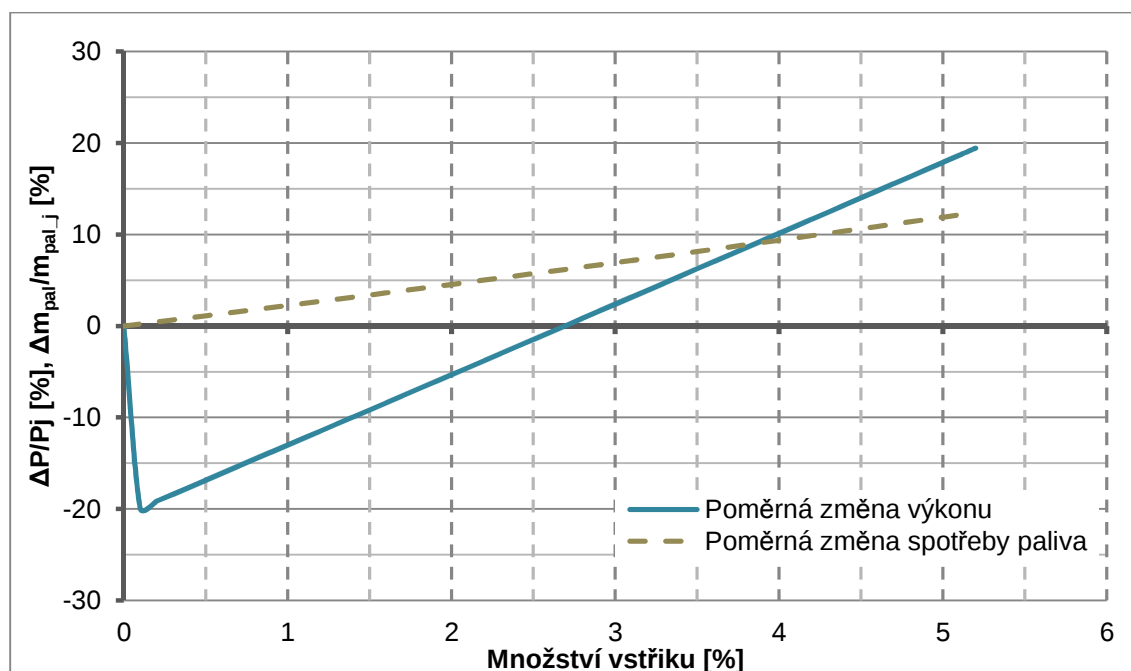
Graf č. 10 Poměrná změna výkonu – optimistická varianta

Graf č. 11 znázorňuje procentuální změnu účinnosti η vůči jmenovité účinnosti η_j pro optimistickou variantu a také poměrnou změnu spotřeby paliva m_{pal} vůči jmenovité spotřebě paliva m_{pal_j} v závislosti na změně množství vstřiku.



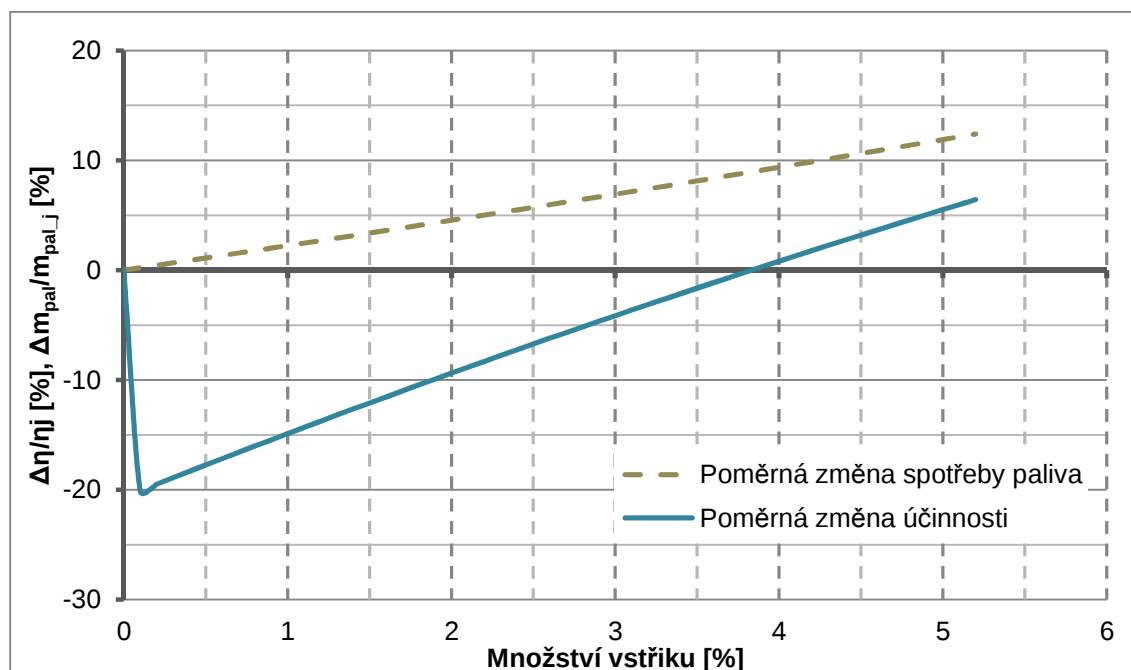
Graf č. 11 Poměrná změna účinnosti – optimistická varianta

Graf č. 12. Znázorňuje procentuální změnu výkonu P vůči jmenovitému P_j pro pesimistickou variantu a také poměrnou změnu spotřeby paliva m_{pal} vůči jmenovité spotřebě paliva m_{pal_j} v závislosti na změně množství vstřiku.



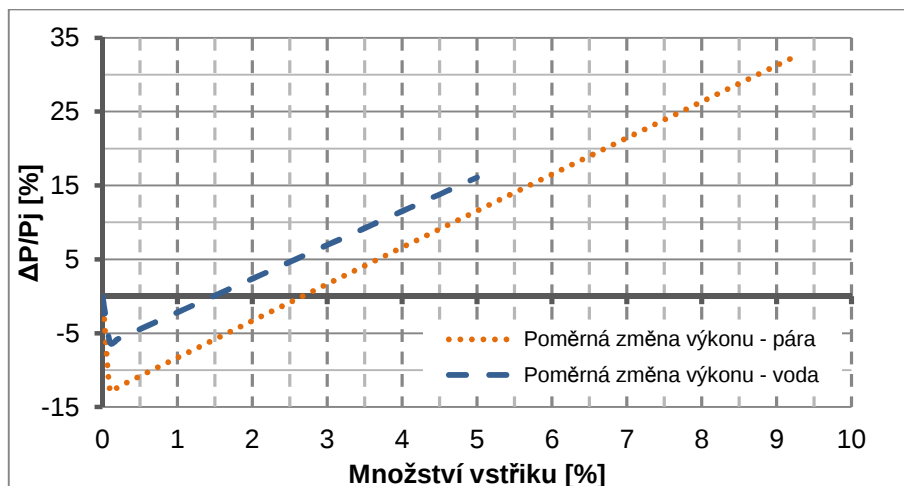
Graf č. 12 Poměrná změna výkonu – pesimistická varianta

Graf č. 13. Znázorňuje procentuální změnu účinnosti η vůči jmenovité účinnosti η_j pro pesimistickou variantu a také poměrnou změnu spotřeby paliva m_{pal} vůči jmenovité spotřebě paliva m_{pal_j} v závislosti na změně množství vstřiku.

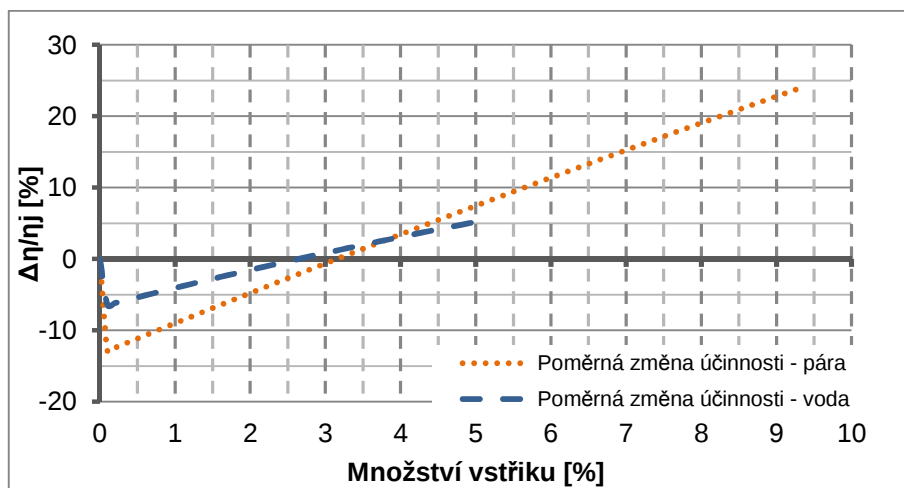


Graf č. 13 Poměrná změna účinnosti – pesimistická varianta

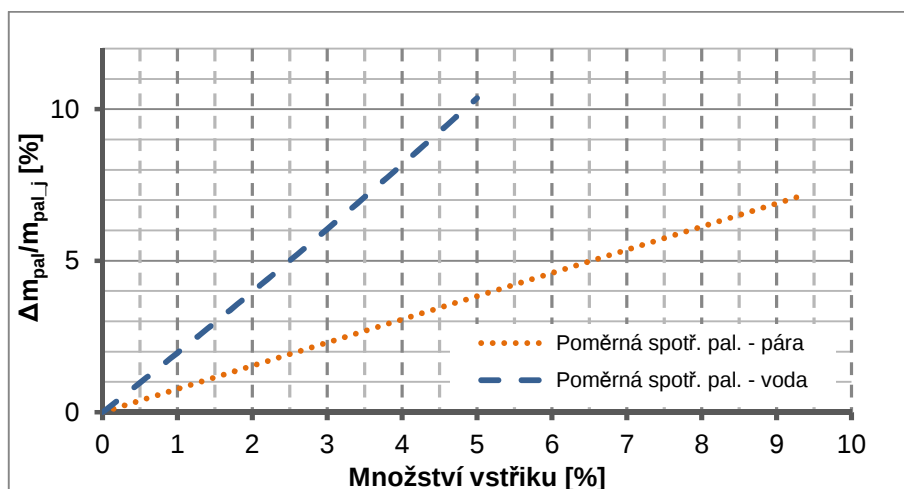
4.5 Výběr varianty řešení.



Graf č. 14 Poměrná změna výkonu – porovnání voda x pára



Graf č. 15 Poměrná změna účinnosti – porovnání voda x pára



Graf č. 16 Poměrná změna spotřeby paliva – porovnání voda x pára

Jak je vidět z grafů, výběr varianty je jednoznačný. Při vstřikování vody do oběhu je možné při koncepci jednoho neděleného výměníku přivádět pouze 5% vody. Páry je možné do oběhu přivádět téměř až dvakrát tolik. Nárůst výkonu je v podstatě shodný pro obě varianty. Liší se však velice výrazně spotřeba paliva. Nárůst účinnosti je u vstřikování páry strmější než pro vstřikování vody.

Zvýšení spotřeby paliva a menší nárůst účinnosti oběhu je pro vstřik vody dán tím, že nevyužíváme zbylé nízkopotenciální teplo obsažené ve spalínách. Teplota spalin opouštějící oběh je přibližně 220°C. Možným řešením by bylo rozdělit hlavní výměník a část vody přivádět za kompresorem a zbylou část přivádět před druhou část výměníku. Museli bychom však použít dva výměníky, a to by pravděpodobně výrazně zvýšilo investiční náklady.

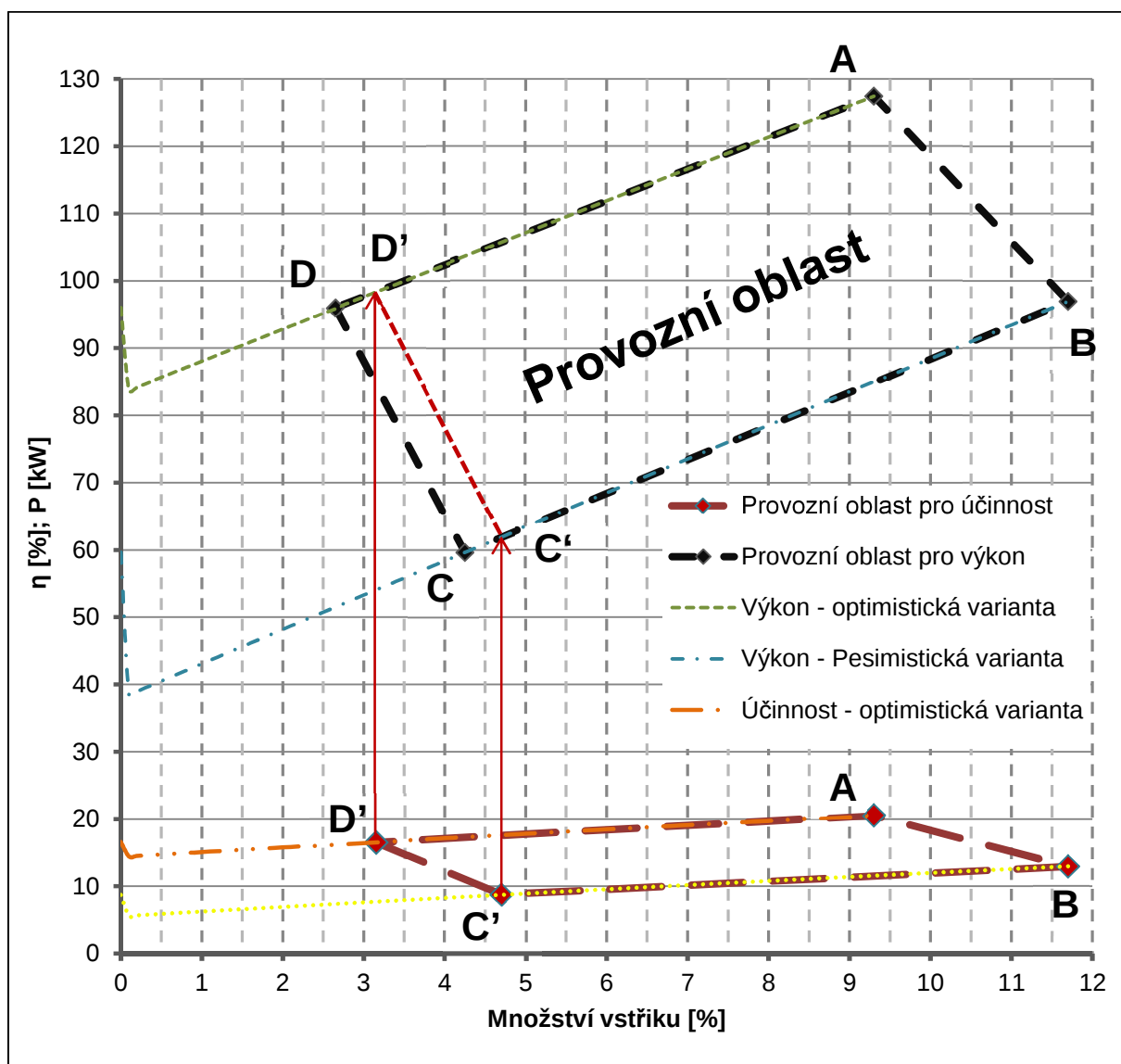
U parního oběhu ochlazujeme spaliny až ke 100°C, využíváme tak většinu nízkopotencionálního tepla a tím se výrazně snižuje spotřeba paliva a také stoupá účinnost celého oběhu. Přitom vůči oběhu se vstřikováním vody musíme přidat do oběhu pouze dvě výhřevné plochy (výparník a přehřívák) pro průtok vody 7kg/hod. Investice do přídavných výhřevných ploch pro tyto průtoky nebude příliš vysoká a díky dosaženým výkonům se dá předpokládat její návratnost.

Jako konečný návrh zvýšení výkonu a účinnosti celku, ve kterém pracuje mikroturbína TGU 100B, byla vybrána varianta vstřikování páry za kompresor.

4.6 Optimalizace vybrané varianty

Výpočet byl proveden pro nízkou a vysokou účinnost a parametry komponent. Pro tento rozsah byly stanoveny provozní oblasti pro účinnost η a výkon P . Obě tyto oblasti jsou zleva omezeny množstvím vstřikovaného média, při kterém je překročena hodnota původních jmenovitých hodnot výkonu P_j a účinnosti η_j oběhu bez vstřiku. Tyto hodnoty jsou různé pro výkon a účinnost, proto je nutné posunout výkonovou provozní charakteristiku z bodů C a D do bodu C' a D'. Oblast vymezená body A, B, C' a D' je pak provozní oblast, ve které se budou nacházet pracovní body pro různá množství vstřikované páry, účinnosti a parametry komponent.

Nejvyššího výkonu a účinnosti oběhu dosáhneme při maximálním množství vstřikované páry. Hodnoty P a η se budou nacházet na úsečkách AB dle účinností a parametrů komponent použitých v oběhu.



Graf č. 17 Provozní oblasti výkonu a účinnosti pro různé hodnoty komponent

5 Ekonomické zhodnocení vybrané varianty.

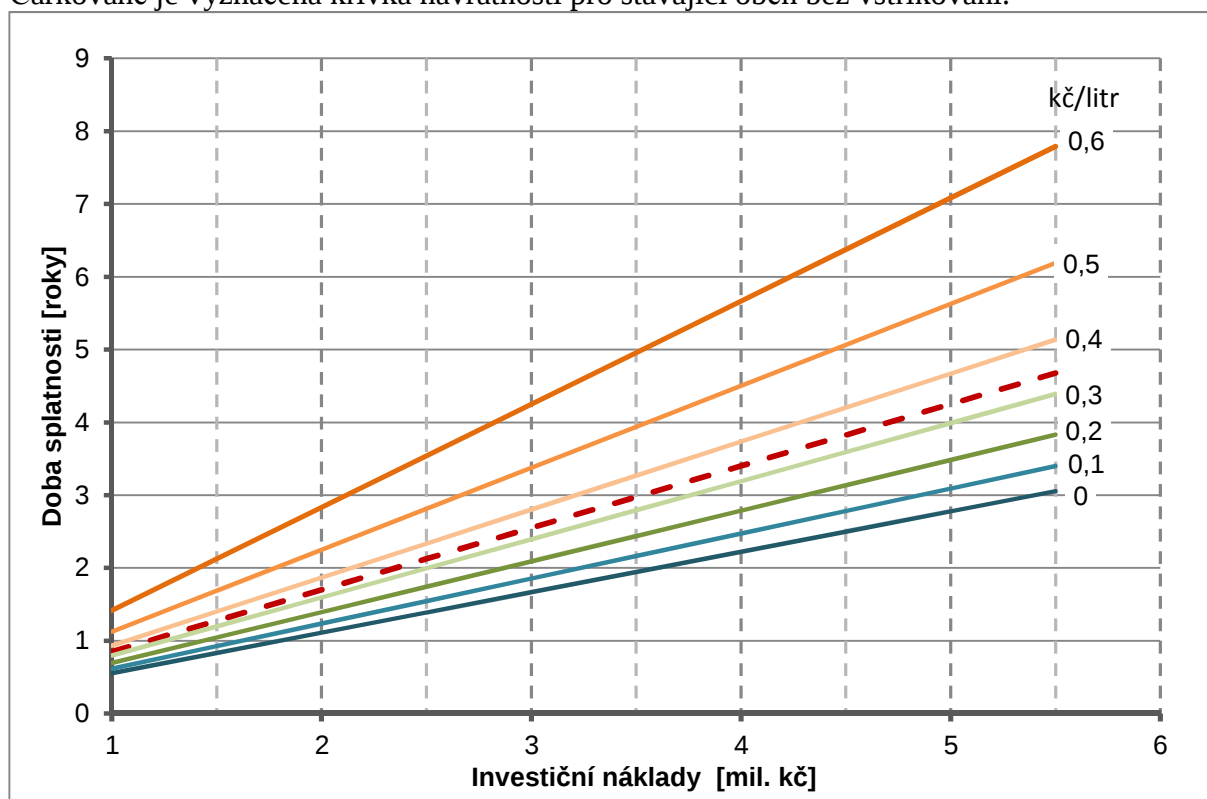
5.1 Předpoklady

- Cena nakupovaného paliva: 1,5 Kč/kg
- Cena za kWh dodanou do sítě: 4,58 Kč
- Cena demi vody: 0-0,7 Kč/kg
- Předpokládaný roční provoz: 200 dní

5.2 Návratnost

Z výše uvedených grafů průběhu výkonu a účinnosti je patrné, že oběh bez vstřikování přídatného média je schopen v optimálním případě dodávat do sítě cca 97 kW. Oběh se vstřikováním páry je při maximálním množství vstřiku a optimálním případě schopen dodávat až 147 kW. Dle předpokladu však výslednou ekonomickou bilanci ovlivňuje nejvíce cena demi vody.

Z důvodu problémového stanovení cen projektů, ve kterých je aplikována mikroturbína TGU 100B (prototypové a ověřovací projekty a aplikace) bylo ekonomické zhodnocení vstřikování páry provedeno na době návratnosti pro různé ceny projektů v závislosti na ceně demi vody. Čárkovaně je vyznačena křivka návratnosti pro stávající oběh bez vstřikování.



Graf č. 18 Doba návratnosti při různé ceně projektu a demi vody

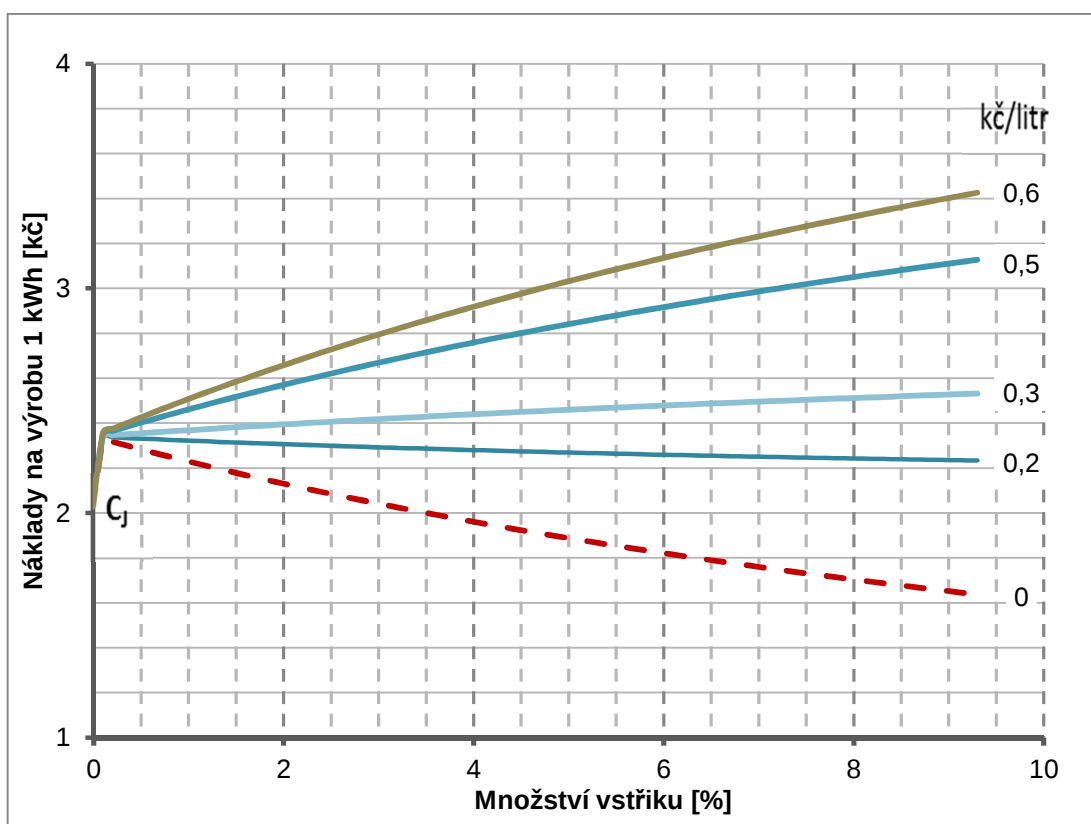
5.3 Vliv ceny demi vody

Z grafu doby návratnosti je jasně patrná výrazná závislost na cenách demi vody. Z tohoto důvodu byly vytvořeny porovnávací grafy pro cenu vyráběné kWh v oběhu se vstřikem vůči ceně kWh v původním oběhu bez vstřiku C_j .

Cena kWh je pak stanovena dle vzorce:

$$Cena_{kWh} = \frac{(m_{vody} \cdot Cena_{vody}) + (m_{paliva} \cdot Cena_{paliva})}{\text{Elektrický výkon}} \Rightarrow \quad (116)$$

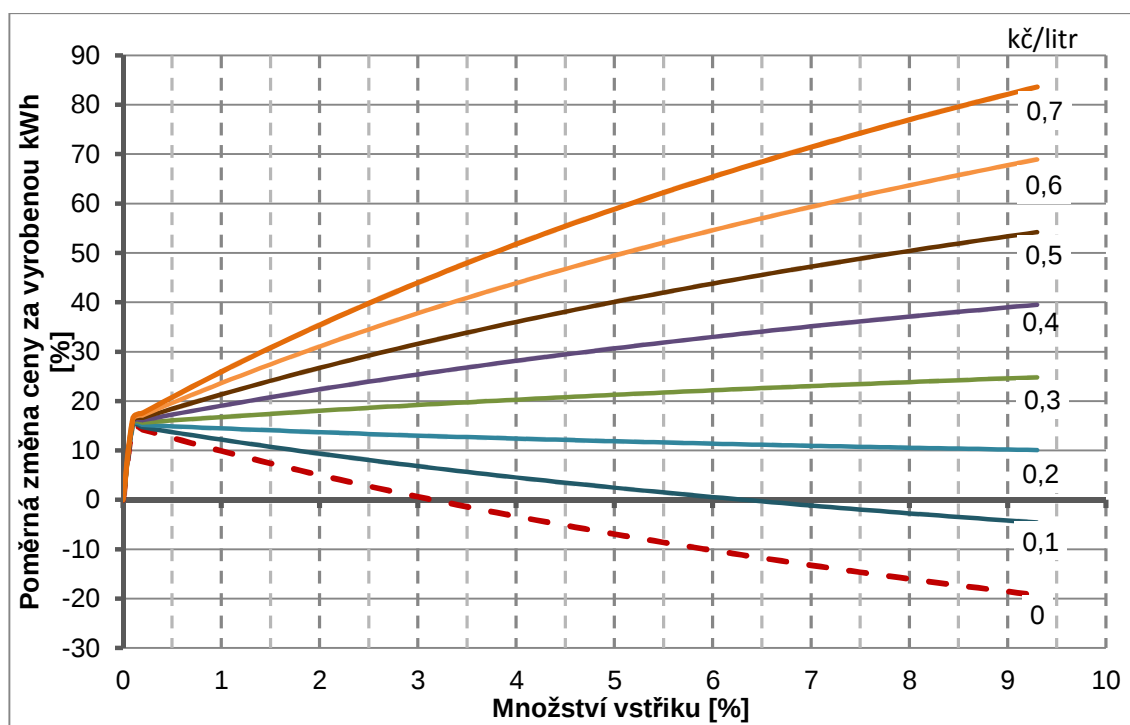
$$\frac{kč}{kWh} = \frac{\left(\frac{kg}{hod} \cdot \frac{kč}{kg}\right) + \left(\frac{kg}{hod} \cdot \frac{kč}{kg}\right)}{kW} = \frac{\left(\frac{kč}{hod}\right)}{kW} = \frac{kč}{kW \cdot hod} = \frac{kč}{kWh}$$



Graf č. 19 Náklady na výrobu 1kWh pro vybrané ceny demi vody

Jak je vidět náklady na výrobu 1 kWh v oběhu bez vstřiku jsou přibližně 2 Kč. V případě, že do oběhu přidáme vstřikovací trať, začnou nám vzrůstat náklady na výrobu 1kWh v závislosti na ceně demi vody. Z rovnice (116) je však patrné, že se do výpočtu promítá i elektrický výkon dodávaný do sítě. S rostoucím množstvím vstřikované páry tento výkon roste. Při ceně demi vody cca 0,2 Kč/kg ještě náklady na výrobu 1 kWh s rostoucím množstvím mírně klesají. Pro cenu 0,3 Kč/kg tyto náklady již rostou.

Dle dostupných informací se výrobní cena demi vody ve velkých teplárenských komplexech (např. Špitálka Brno) pohybuje okolo 0,6 Kč/kg. Z grafu je patrné, že náklady na výrobu kWh jsou při maximálním vstřiku téměř 1,5 x větší než v oběhu bez vstřiku.



Graf č. 20 Poměrná změna nákladů na výrobu 1 kWh vůči oběhu bez vstřiku v závislosti na ceně demi vody

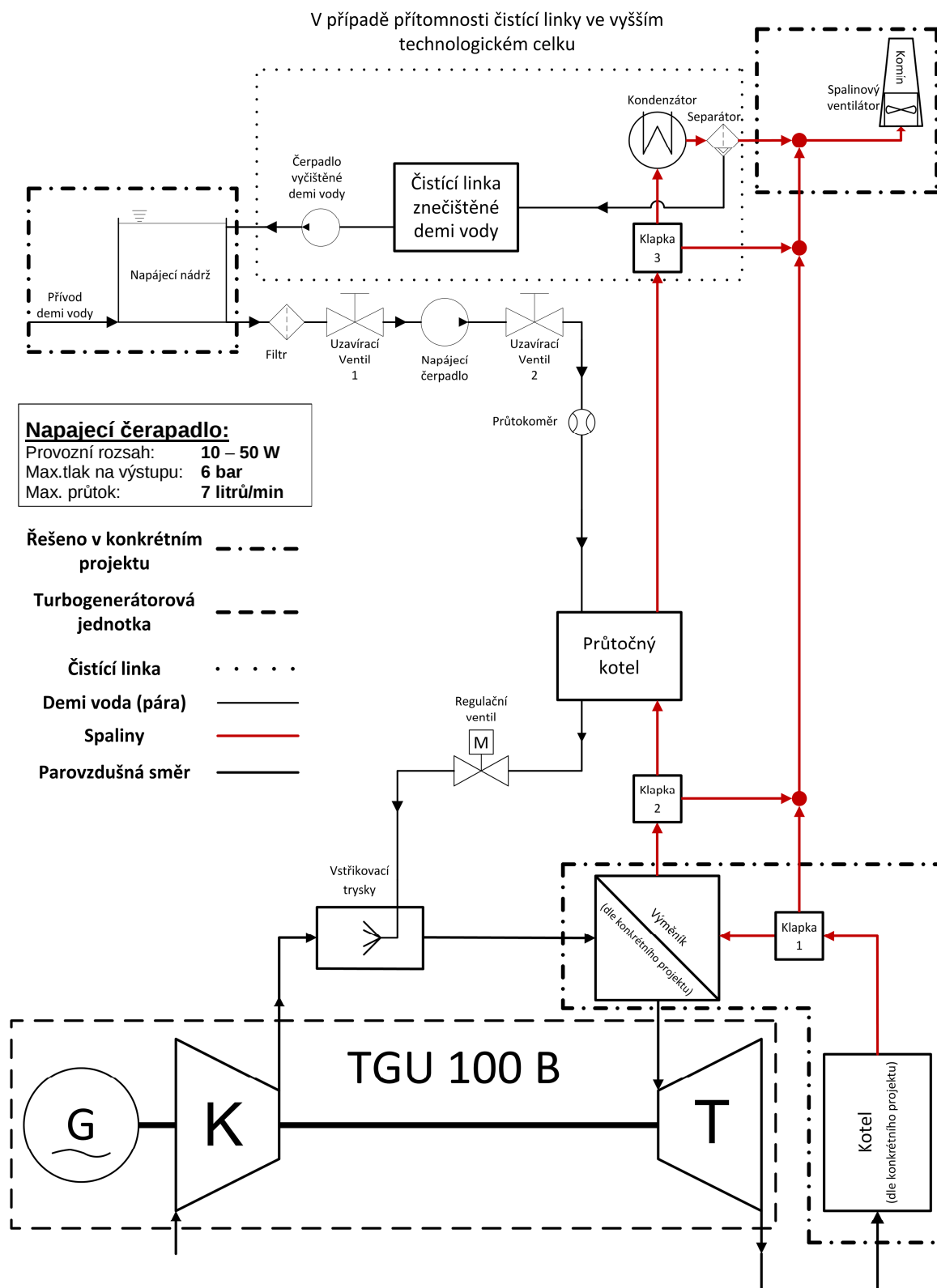
Mohlo by se zdát, že taková aplikace nemá smysl a přináší jen zvýšení investičních nákladů. Do cenové bilance však vstupuje mnoho aspektů, které je třeba brát v potaz pro případnou cenovou kalkulaci.

- Potřeba výroby vyššího výkonu i za cenu nižších zisků a delší doby návratnosti
- Vyšší účinnost celku → hospodárnost
- Možnost snížení ceny vody (kondenzace a čištění → vlastní úprava vody)
- Levné palivo
- Čerpání zelených bonusů (dotační politika, vlastní spotřeba)

Ze srovnání grafu doby návratnosti a grafu nákladů na výrobu kWh, konkrétně pro cenu demi vody 0,3 kč/kg, vyplývá, že sice stoupá cena za vyrobenou kWh, ale výkupní cena je stále vyšší. Projekt je tak ziskový. A tím že vyrábíme podstatně více energie (až 127 kW) než v původním oběhu bez vstřiku (96 kW) dosahujeme i vyšších zisků.

S rostoucí cenou demi vody však zisky rapidně klesají a prodlužuje se návratnost investic navýšených o cenu vstřikovací trati.

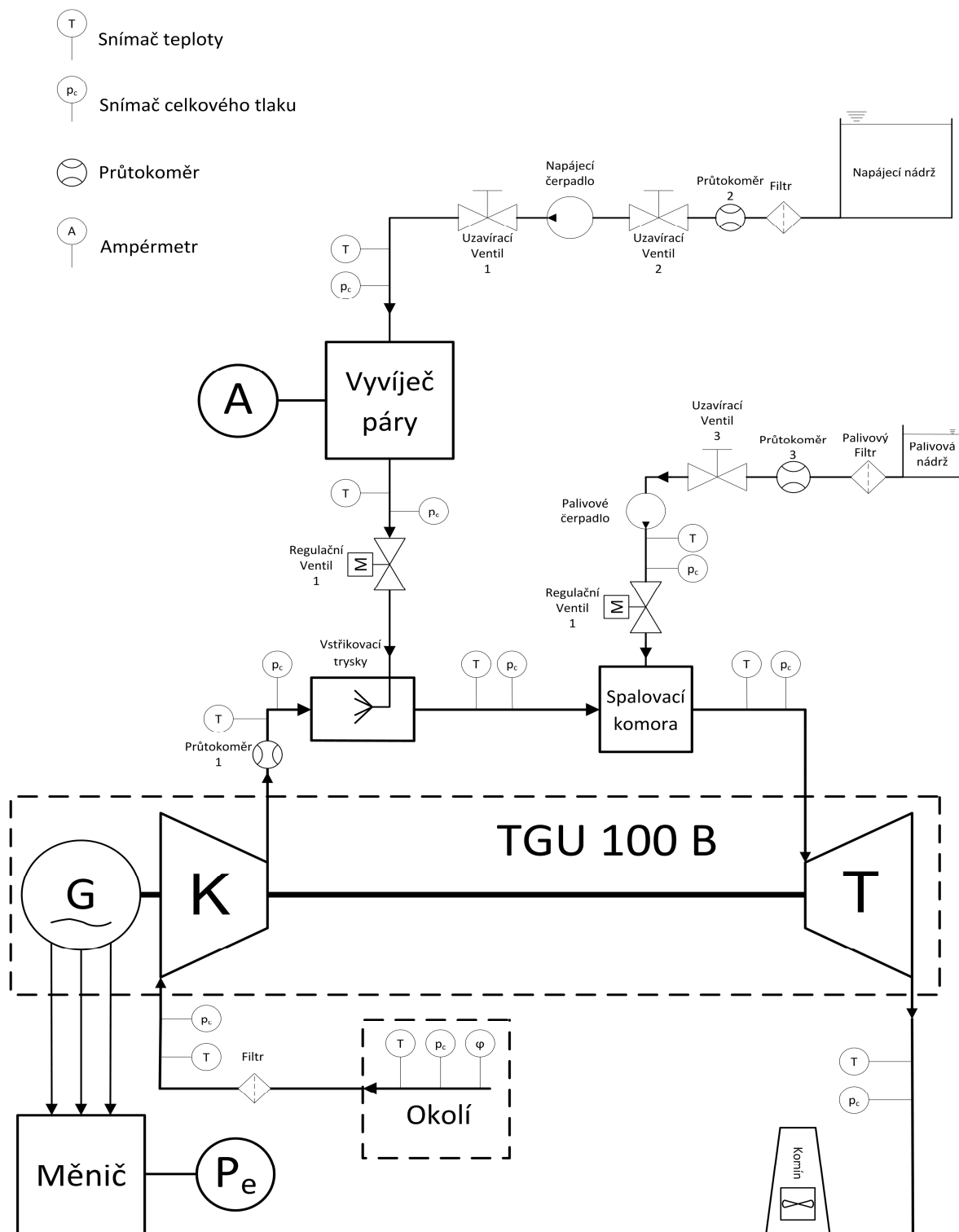
6 Technologické schéma – možné projekční řešení



Obr. č. 14 Technologické schéma vstříkování páry [1]

7 Ověření navrhnuté varianty – vstřikování páry

Z důvodů zdržení projektu doposud nedošlo k vlastní realizaci ověření návrhu. Pro případ ověřovacích zkoušek bylo sestaveno předběžné schéma, z kterého je patrné celkové zapojení a odběrná místa pro měření tlaků, teplot, průtoků, elektrického výkonu a odebíraného proudu.



Obr. č. 15 Zkušební schéma vstřikování páry [1]

7.1 Postup zkoušek

7.1.1 Stanovení celkové dodané energie do oběhu

- V páře

Jak je patrné ze schématu pro výrobu páry, bude použit průtočný elektrický vyvíječ páry, u kterého budeme měřit odebíraný elektrický proud, z něhož následně vypočítáme elektrický příkon. Skutečné dodané teplo předané páře bude menší o ztráty tohoto zařízení. Za vyvíječem páry budeme měřit teplotu a tlak. Z těchto hodnot následně vypočítáme entalpii páry vstupující do vstřikovací komory.

- V palivu

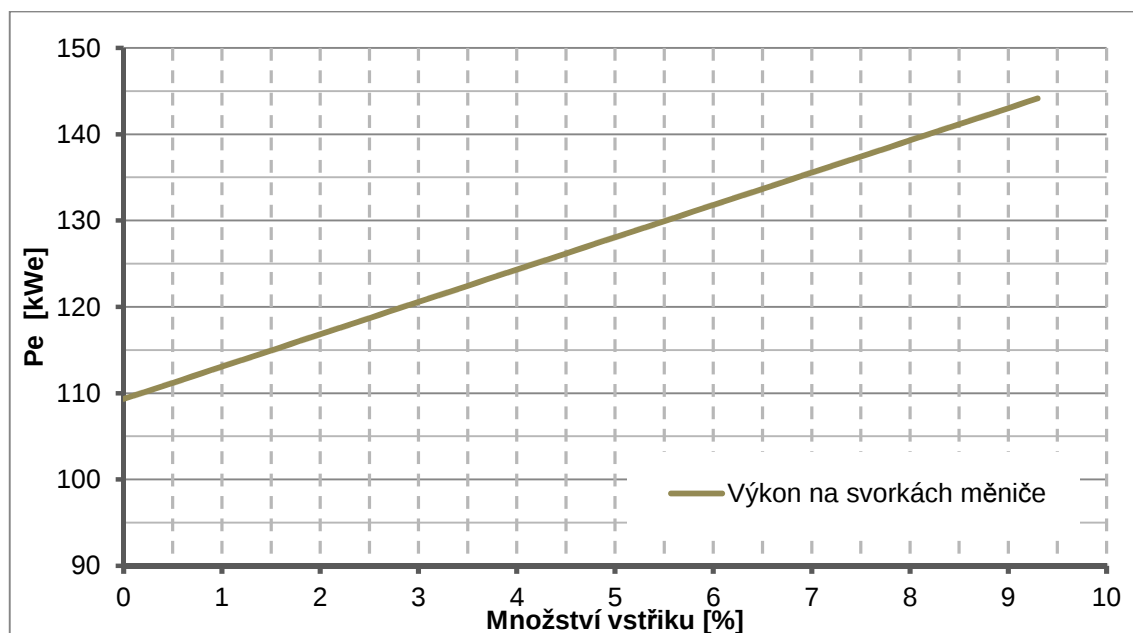
Ze schématu je patrné, že pro počáteční zkoušky bude výměník nahrazen spalovací komorou. Budeme měřit průtok spotřebovaného paliva o známé výhřevnosti. Z těchto parametrů určíme dodávané teplo do oběhu. Regulace průtoku paliva bude probíhat na základě měření teploty před turbínou. Kterou budeme udržovat okolo 750 °C.

Po sečtení dodané energie v páře s dodanou energií v palivu máme výslednou hodnotu dodávaného tepla.

7.1.2 Ověření výpočtu

V případě že budeme přesně znát dodávané teplo do oběhu a výkon na svorkách měniče. Jsme schopni naměřené hodnoty porovnat s vypočítanými např. pomocí účinnosti.

Směrnice křivek vypočítaného a naměřeného výkonu by měly být stejné. Stejně tak pro křivky účinností.



Graf č. 21 Vypočítaný průběh výkonu jen turbosoustrojí

8 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navržení opatření na zvýšení výkonu případně účinnosti turbogenerátorové jednotky TGU 100B. Při posuzování jednotlivých možností se hodnotila proveditelnost, investiční náklady a reálně dosažitelné zvýšení výkonu a účinnosti a tím i finančních zisků z provozu. Protože TGU 100B je již funkční sériově vyráběná a otestovaná jednotka, bylo hned na začátku upuštěno od různých konstrukčních zásahů a optimalizačních procesů na jádře jednotky. Tyto procesy a úpravy probíhaly již při vývoji a ověřování. Jedinou další variantou dosažení vytyčených cílů byla modifikace stávajícího pracovního oběhu mikroturbíny. Byly prozkoumány možnosti různých variant úpravy stávajícího otevřeného nepřímého oběhu. Většinu standartně používaných prostředků na zvýšení výkonů a účinností je možné úspěšně použít u spalovacích turbín velkých výkonů, v řádu MW. U této mikroturbíny s výkonovou hladinou 100 kW však takové prostředky nepřinášejí výrazné zlepšení parametru oběhu a mohou tyto parametry dokonce zhoršovat. Například při zvýšení teploty před turbínou bychom museli chladit lopatky. Tato úprava by si vyžádala výrazný konstrukční zásah do jádra jednotky a zároveň při malých stlačeních (okolo $\pi = 4$) by výrazně klesl hmotnostní průtok stlačeného vzduchu dodávaného kompresorem a tím i výkon jednotky. Tento pokles by však byl velice pravděpodobně vyšší jak nárůst zvýšením teploty před turbínou. Tato varianta však přináší další obtíž v podobě výměníku spaliny – vzduch. Hodnota teploty je také silně limitována materiály používanými pro výrobu výměníků. Většinou to jsou austenitické nerezové oceli, které odolávají teplotám maximálně do 1000°C. V okolí těchto teplot se však také stávají méně odolnými korozi a podléhají tečení materiálu při stálém působení zvýšené teploty a tlaku.

Nevýhodou stávajícího oběhu jsou spaliny s teplotou cca 350°C, které opouštějí oběh. S těmito spaliny se z oběhu odvádí i nízkopotencionální teplo. Hledání řešení proto dále směřovalo k účelnému využití tohoto tepla. Byla zvolena varianta přídavného teplonosného média, které by odebralo teplo spalinám a předalo je zpět do oběhu. Z minulosti jsou známy takové aplikace v podobě paroplynových směšovacích cyklů, kdy tímto médiem byla voda nebo pára. Z důvodů otevřeného oběhu muselo být vybráno médium přijatelných vlastností pro danou aplikaci. Jako nevhodnější byla vybrána voda. Nebylo však zcela patrné, jestli bude výhodnější vstřikování vody za kompresor nebo přidání výparníku a přehříváku do spalínovodu a vstřikovat za kompresor mírně přehřátou páru. Proto byly sestaveny dva matematické modely, z kterých vyplynulo, že pro stávající koncepci je výhodnější vstřikování páry. Dochází tak k nárůstu výkonu cca o 30 kW a účinnosti oběhu téměř o 4%.

V ekonomickém zhodnocení došlo k porovnání doby splatnosti při různých investovaných sumách. Tento model nepočítá s úrokovou sazbou ani s mírou inflace. Je to jen čisté porovnání zisků a investičních nákladů. Stejný model je vytvořen i pro původní oběh. Závěrem ekonomické analýzy je tak porovnání oběhu se vstřikováním páry a původním oběhem. Bilance vstřikování páry je výrazně závislá na ceně demi vody. Proto je v každém projektu, který by uvažoval vstřikování páry, důležité tuto cenu zvážit.

V celkovém zhodnocení návrhu lze říci, že je řešením zvýšení výkonu a účinnosti jednotky TGU 100B. Musí na něj však být nahlíženo v delším časovém horizontu. Protože například cena vyráběné kWh je až 1,5 x vyšší než v oběhu bez vstřiku. V dlouhodobé bilanci však toto řešení může být ziskové, protože zvyšuje výrobu el. energie až o 30 kW.

Za zvážení stojí i instalace úpravny vody, do které by se navracela zkondenzovaná a znečištěná voda ze spalin. Cena demi vody by tak mohla výrazně klesnout. A cenová bilance po splacení investičních nákladů by byla výrazně optimističtější.

9 Seznam použitých zdrojů a literatury

- [1] Vlastní zdroj
- [2] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny stacionární: teorie a výpočty*. Vyd. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965, 531 s., [6] l. obr. příl.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav a Zdeněk SKÁLA. *Paroplynové elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL, 1981, 254 s.
- [4] *Základní problémy ve stavbě spalovacích turbin /*. 1. vyd. Praha: ČAV, 1962, 627 s.
- [5] BOYCE, Meherwan P. *Gas turbine engineering handbook*. Houston: Gulf Publishing Company, c1982, ix, 603 s. ISBN 08-720-1878-4.
- [6] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Projektování tepelných centrál*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1980, 378 s.
- [7] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1990, 213 s.
- [8] KRBEK, Jaroslav. *Strojní zařízení tepelných centrál: Návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: VUT v Brně, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [9] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [10] Stationary gas turbine. [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://www.ustudy.in/sites/default/files/images/gas%20turbine.jpg>
- [11] Interní zdroj PBS
- [12] KMOCH, Petr. *Teorie leteckých motorů: část III*. Univerzita obrany, Brno, 2011. 149 s.
- [13] *Strojírenství*. 1983, roč. 33, č.9.