

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav energetiky



Možnosti integrace točivé redukce v RC oběhu

Bakalářská práce

Vypracoval: Martin Zvěřina

Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Funda Ph.D.

2021

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Zvěřina** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **476121**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Energetika a procesní technika**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Možnosti integrace parní redukce v RC oběhu

Název bakalářské práce anglicky:

Possibility of implementation of a steam reduction

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte rešerši na téma točivé parní redukce a navrhnete její vhodné zapojení do zadaného teplotního zdroje na bázi RC oběhu s cílem snížení vlastní elektrické spotřeby zdroje a využití dostupné nadbytečné páry kotle, nejlépe jako pohon některého ze stávajících elektrických spotřebičů. Na základě předložených provozních údajů konkrétního zdroje proveďte analýzu předmětných částí oběhu zdroje, zvolte a komentujte vhodné zjednodušující předpoklady a sestavte tepelnou bilanci potřebných uzlů oběhu pro stávající uspořádání a uspořádání s umístěním parní redukce. Stanovte množství potřebné páry na výstupu z kotle a proveďte diskuzi výsledků.

Práce bude obsahovat:

1. Rešerši na téma parní točivá redukce.
2. Analýzu předmětných částí tepelného oběhu teplotního zdroje a jejich tepelnou bilanci.
3. Návrh zapojení parní redukce s tepelnou bilancí nového oběhu a novým potřebným množstvím páry na výstupu z kotle.
4. Závěr a doporučení.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Zdeněk Funda, Ph.D., BFS Energo a.s.

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **07.04.2021** Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2022**

Ing. Zdeněk Funda, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem na dané téma vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne

.....

Martin Zvěřina

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu za odborné vedení, vstřícný přístup a veškeré vynaložené úsilí. Mé poděkování dále patří inženýrovi Petrovi Lolovi ze společnosti G-Team za poskytnutí velice cenných informací, trpělivost a ochotu k spolupráci. Dále děkuji inženýrovi Radkovi Hornáčkovi se společnosti Envigen za poskytnuté informace.

Anotační list.

<i>Název práce:</i>	Možnosti integrace točivé redukce v RC oběhu
<i>Název práce v angličtině</i>	Possibility of implementation of a steam reduction
<i>Autor:</i>	Martin Zvěřina
<i>Studijní program:</i>	Strojírenství
<i>Akademický rok:</i>	2020 / 2021
<i>Ústav:</i>	Ústav energetiky 12115
<i>Druh práce:</i>	Bakalářská práce
<i>Vedoucí práce:</i>	Ing. Zděnek Funda, PhD.

Klíčová slova:

Parní točivé redukce, Točivá redukce, Redukce parametrů páry, RC cyklus, Výpočet RC oběhu, Pohonné turbíny, Protitlaké turbíny, Jednostupňové turbíny, Turbo-
napaječka, parní turbína jako pohon čerpadla

Keywords:

Steam micro turbines, Single stage turbines, backpressure turbines, Pressure reduction turbines, Reduction of steam parameters, RC cycle, Calculation of RC cycle, Pump drive steam turbine

Anotace:

Bakalářská práce „Možnosti Integrace točivé redukce v RC oběhu“ se zabývá návrhem parní točivé redukce do oběhu biomasové elektrárny. V teoretické části práce je popsán pojem „Parní točivá redukce“ společně s popsáním specifických konstrukčních prvků a opodstatněním jejího použití pro redukci parametrů páry. Součástí teoretické části je zároveň seznámení s technologií biomasové elektrárny a uvedení možných variant pro doplnění točivé redukce. Dále jsou představena dostupná technická řešení. Praktická část představuje samotný návrh doplnění točivé redukce jako pohon napájecího čerpadla do tepelného oběhu, který je definován provozními daty. Nejdříve je proveden výpočet všech potřebných hodnot v jednotlivých uzlech oběhu a následně je oběh upraven a v potřebných uzlech přepočítán pro stav s doplněním točivé redukce. Výpočtová část je uzavřena jednoduchým ekonomickým posouzením. V samotném závěru je provedena diskuze výsledků a uvedení několika doporučení, která plynou z analýzy výsledků.

Annotation:

The bachelor's thesis " Possibility of implementation of a steam reduction " deals with the design of steam rotary reduction in the technology of a biomass power plant. The theoretical part of the thesis describes the term "steam reduction" together with a description of specific structural elements and justification of its use for the reduction of steam parameters. The theoretical part contains also description of the technology of biomass power plants and the introduction to possible variants of steam reduction implementations. The available technical solutions are also presented. The practical part presents the process of adding of a steam reduction as a feed pump drive to the technology, which is defined by operating data. First, the calculation of all required values in individual points of the thermodynamic cycle is performed, and then the cycle is adjusted and recalculated for adding of the steam reduction. The ending part of calculation is a simple economic analysis. In the end, there is a discussion of results and several recommendations.

Obsah

1.	Úvod	11
2.	Cíle	12
3.	Legislativní okolnosti a předpoklady	12
3.1.	Ustanovení o vlastní technologické spotřebě	12
3.2.	Licence a omezení elektrického výkonu zdroje	13
4.	Parní točivá redukce	13
4.1.	Opodstatnění použití točivé redukce namísto redukční stanice	15
5.	Základní popis a předpoklady projektu	17
5.1.	Typ paliva	18
5.2.	Identifikace umístění parní točivé redukce	18
5.3.	Navrhované řešení	19
6.	Princip funkce a popis parní točivé redukce	19
6.1.	Princip funkce	19
6.2.	Konstrukční provedení lopatek	20
6.2.1	Rovnotlaké lopatkování	21
6.2.2	Přetlakové lopatkování	22
6.2.3	Porovnání přetlakového a rovnotlakého lopatkování	22
6.3.	Curtisovo kolo	24
6.3.1	Parciální ostřík	26
7.	Současně nabízené modely	27
7.1.	TR 320	29
7.2.	TR 100	30
7.3.	TRm	31
7.4.	TR HI 150	32
7.5.	PS 10	33
8.	Analýza předmětných částí tepelného oběhu	34
8.1.	Předpoklady výpočtu	34
8.2.	Vstupní data	36
8.3.	Popis a bilance předmětných částí	37
8.3.1	NTO	37
8.3.2	Redukční stanice a napájecí nádrž	38
8.3.3	Kotel a napájecí čerpadlo	40
8.3.4	Turbína	41
8.3.5	Souhrn	43
9.	Tepelný oběh s doplněním TR	44
9.1.	Točivá redukce	45
9.2.	Úprava provozu NTO	46
9.3.	Úprava provozu redukční stanice	47
9.4.	Přepočet oběhu	47
9.5.	Porovnání stavu před a po umístění točivé redukce	48
9.6.	Ekonomické hodnocení	49
10.	Diskuze	51
10.1.	Udržitelnost zisku	51

10.2.	Volba poháněného zařízení.....	51
10.3.	Vliv zachování výkonu redukční stanice.....	53
11.	Závěr a doporučení.....	54
	Seznam použitých zdrojů	55
	Seznam obrázků.....	57
	Seznam tabulek	57

Seznam symbolů

Symbol	Jednotka	Popis
C	$K\check{c}/rok$ $K\check{c}/MWh$ $K\check{c}/GJ$ $K\check{c}$	Cena
c	m/s	rychlost
C_1	kJ/kg	Konstanta
CF	$K\check{c}/rok$	Roční obrat
h	kJ/kg	Měrná entalpie
k	—	Součinitel poměrného zachování výkonu redukční stanice
M	kW	Konstanta
\dot{m}	t/h	Hmotnostní tok
N	$k\check{c}/rok$	Náklady
P	kW	Výkon
P_p	kW	Příkon
p	bar	Tlak
Q	kW	Tepelný výkon (kotle)
Q_p	kW	Tepelný příkon (kotle)
s	kJ/kgK	Měrná entropie
T	h	Čas
T_N	rok	Doba návratnosti
t	$^{\circ}C$	Teplota
α	—	Poměrné odběrové množství neregulovaného odběru
η	—	Účinnost
μ	—	Součinitel nevykonaného entalpického spádu

Seznam indexů

Index	Popis
1; 1'; 1''; 2; 3; 4; 4'; 5 $RS1; RS2; RS3; NO; TR1; TR2$	Uzly tepelného oběhu
$I; II; III; IV..$	Mezivýsledky iteračního výpočtu
I	Investiční
*	Před doplněním točivé redukce
**	Po doplnění točivé redukce
ad	Adiabatický

<i>el</i>	Elektrický
<i>iz</i>	izoentropický
<i>k</i>	Kotle
<i>m</i>	Mechanický
<i>NČ</i>	Napájecí čerpadlo
<i>O1; O2</i>	Typ paliva O1;O2
<i>p</i>	Provozní
<i>pal</i>	palivo
<i>RC</i>	(Celého) oběhu
<i>TG</i>	Turbogenerátor
<i>TR</i>	Točivá redukce
<i>ZB</i>	Zelený bonus

Seznam zkratek

Zkratka	Popis
ERÚ	Energetický regulační úřad
KUP	Kondenzátor ucpávkové páry
NČ	Napájecí čerpadlo
NN	Napájecí nádrž
NTO	Nízkotlaký ohřívák
OZE	Obnovitelné zdroje energie
RC	Rankin-Clausiův
RCHS	Redukční chladicí stanice
TG	Turbogenerátor
TR	Točivá redukce

Použité výpočty

Pro určení stavu vody a vodní páry je v této závěrečné práci použit software *MS Excel* s doplňkem *X steam*. V případech jeho použití je výpočet zapsán způsobem zadání funkce jako v programu *MS Excel*.

Příklad:

Určení entalpie vody (vodní páry) pro teplotu $t_1 = 400 \text{ °C}$ a tlak $p_1 = 37 \text{ bar}$ (a):

$$h_1 = h_{pt}(p_1; t_1) = h_{pt}(37; 400) = 3219,59 \text{ kJ/kg}$$

Všechny vypočtené a zadávané tlaky jsou vyjádřeny jako absolutní.

1. Úvod

Točivé parní redukce jsou malé turbíny určené pro přeměnu energie obsažené v páře na mechanickou energii a případně její další přeměnu na elektřinu v generátoru. Celý proces je založen na transformaci tepelné energie pracovní látky, v energetickém průmyslu nejčastěji vodní páry. K této přeměně energie dochází interakcí pracovní látky s lopatkami turbíny. Dochází tak k rotaci oběžného kola, které pak může svojí mechanickou energii předat pro pohon jiného zařízení nebo transformovat v turbogenerátoru na elektřinu. Takto popsany děj se ničím neliší od „klasické“ parní turbíny, základní odlišnost točivé redukce se ovšem ukrývá ve způsobu využití a umístění z pohledu technologie jako celku. Používají se pro redukcí parametrů páry, která může sloužit pro jiné technologické účely – s takovou potřebou se můžeme setkat všude tam, kde je požadavek na dodávku páry na různých tlakových a teplotních úrovních. Velice častým řešením bývá škrcení páry v redukčním ventilu a případné zchlazení vstřikem studené vody – tímto způsobem se ovšem maří procesnost pracovní látky a je to proces neekonomický. Expanzí pracovní látky v točivé redukci lze dosáhnout požadovaného snížení tlaku a zároveň užitečně transformovat část tepelné energie.

Proces škrcení páry je z termodynamického hlediska oproti točivé redukci proces neekonomický, i přesto se ovšem může jednat o ekonomicky efektivnější řešení. Výhodou jednoduchého škrcení páry může být především vysoká provozní spolehlivost, a to i při kolísavých odběrech. Obecně pak menší provozní náročnost – při provozu točivé redukce, která slouží pro pohon jiného zařízení nebo k výrobě elektřiny, musí být efektivně využíváno odpadní teplo. Dalším důvodem pro upřednostňování redukční stanice může být i vyhledávání uspokojivých a jednoduchých investičních řešení. Nicméně lze dokázat, že z pohledu provozních nákladů je škrcení páry proces nejen neekonomický, ale za určitých podmínek i neekonomický.

Cílem této práce je předložit a opodstatnit možnost integrace točivé redukce na praktickém příkladu jejího doplnění do tepelného oběhu biomasové elektrárny, kde je možné využít její odpadní teplo pro vytápění napájecí nádrže a tím vyřadit provoz redukční stanice. Jak ukážou některé závěry, doplněním točivé redukce lze skutečně dosáhnout vyšší ekonomické efektivity. Bude ovšem i ukázáno, že pokud by návrh byl proveden bez pečlivé tepelné bilance a následné ekonomické analýzy, může vést k značným finančním ztrátám nebo technickým komplikacím.

2. Cíle

Cílem této bakalářské práce je navrhnout doplnění malé pohonné turbíny (točivě parní redukce – dále TR) do technologie biomasové elektrárny za účelem zvýšení ekonomické efektivity zdroje. Budou navrženy konkrétní provozní úpravy technologie, založené na analýze předmětných částí oběhu, tak aby bylo navrženo optimální řešení. Dalším cílem je zároveň nalézt takové řešení, které bude vyhovovat ekonomickým požadavkům projektu. Tyto požadavky jsou společně s přístupem k celému projektu a jeho motivací zakotveny v legislativních okolnostech a omezeních.

Celé zadání bakalářské práce je podepřeno reálným požadavkem a provozními daty skutečného zdroje.

3. Legislativní okolnosti a předpoklady

3.1. Ustanovení o vlastní technologické spotřebě

Uvažovaný zdroj vyrábí elektrickou energii spalováním biomasy, spadá tedy do kategorie podporovaných zdrojů a má nárok na podporu formou výkupní ceny nebo zeleného bonusu. Výši této podpory stanovuje ERÚ dle ustanovení zákona 165/2012 Sb. Podpora zavedená tímto zákonem se až do konce r. 2015 vztahovala na veškerou vyrobenou elektřinu zdroje (měřenou na svorkách generátoru), která mohla sloužit k lokální spotřebě, nebo být prodána distributorovi. Zásadní změnu v přístupu k určení množství podporované energie zavedl zákon 131/2015 Sb., kterým se mimo jiné změnil zákon 165/2012 Sb. a zavedl tak nutnost odečítat vlastní technologickou spotřebu elektřiny od množství podporovaného vyrobeného množství. Znění zákona § 4 odst. 1 zákona 131/2015 Sb.:

„Pro účely stanovení podpory elektřiny z obnovitelných zdrojů podle tohoto zákona se za elektřinu z obnovitelných zdrojů považuje elektřina vyrobená využitím obnovitelných zdrojů naměřená v předávacím místě výroby elektřiny a distribuční soustavy nebo přenosové soustavy, nebo naměřená na svorkách generátoru a snižená o technologickou vlastní spotřebu elektřiny, anebo poměrná část elektřiny pocházející z obnovitelného zdroje v případě společného spalování obnovitelného zdroje a druhotného zdroje nebo neobnovitelného zdroje. Odebírá-li výrobce ke krytí technologické vlastní spotřeby elektřinu z přenosové nebo distribuční soustavy nebo z jiné výroby elektřiny, je předmětem podpory elektřina v množství naměřeném v předávacím místě výroby elektřiny a sníženém o množství elektřiny odebrané pro technologickou vlastní spotřebu“

Stejný zákon definuje technologickou vlastní spotřebu slovy:

„Pro účely tohoto zákona se rozumí technologickou vlastní spotřebou elektřiny spotřeba elektrické energie na výrobu elektřiny v hlavním výrobním zařízení i pomocných provozech, které s výrobou elektřiny přímo souvisejí, včetně výroby, přeměny nebo úpravy paliva, ztrát v rozvodu vlastní spotřeby i ztrát na zvyšovacích transformátorech výroby elektřiny pro dodávku do distribuční soustavy nebo přenosové soustavy“

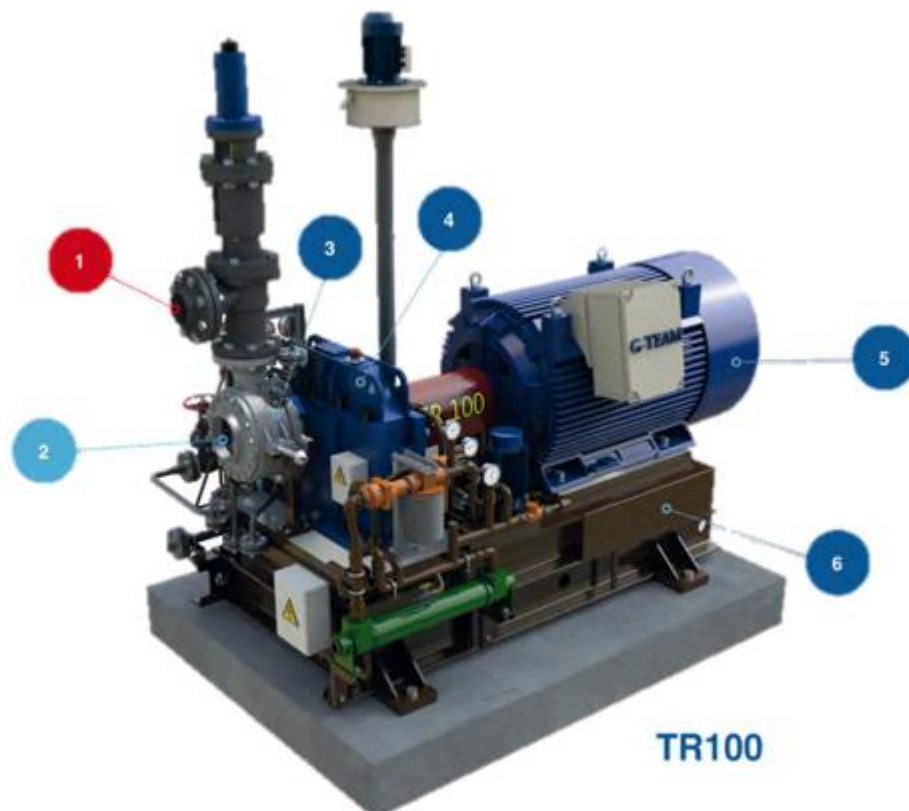
Z citace zákona vyplývá, že elektrická spotřeba všech spotřebičů, které souvisejí s výrobou elektrické energie zdroje, se odečítá od podporovaného množství vyrobené elektřiny. Tato skutečnost je zcela zásadní motivací pro snížení vlastní technologické spotřeby zdroje, které lze obecně dosáhnout optimalizací všech provozních částí technologie, nebo nahrazením některého elektrického pohonu pohonem parní točivou redukcí. V technologii biomasové elektrárny, založené na RC cyklu, se jedná především o napájecí a oběhová čerpadla a ventilátory. Důležitým předpokladem pro umístění TR je možnost navýšení výkonu kotle zvýšením průtoku výstupní páry. [1] [2]

3.2. Licence a omezení elektrického výkonu zdroje

V předchozím odstavci bylo uvedeno, že zásadním předpokladem pro umístění TR je možnost navýšení hmotnostního průtoku páry z kotle. Pokud by ovšem bylo možné tento předpoklad přijmout, jevílo by se jako mnohem hospodárnější navýšit tímto dostupným průtokem výkon turbogenerátoru (dále TG), neboť zde dochází k vyšší účinnosti transformace energie než v uvažované TR. To je ovšem často zamezeno maximálním využitím výkonu turbogenerátoru, kterého je snaha ve všech provezech dosáhnout. Dalším důvodem, proč v častých případech není možné dosáhnout navýšení výkonu TG technickými úpravami je omezení dané vydanou licencí konkrétního zdroje – tento licencovaný výkon nesmí být překročen. Předpoklad možného navýšení průtoku páry kotlem je tedy nutné doplnit předpokladem, že tuto páru již nelze zužitkovat v hlavním generátoru.

4. Parní točivá redukce

Parní točivá redukce je zařízení transformující tepelnou energii plynu, nejčastěji vodní páru, na mechanickou energii, která může být dále v generátoru převedena na energii elektrickou, či být přímo přivedena jako příkon na hnaný prvek jiného zařízení – v průmyslu běžně jako pohon kompresorů, ventilátorů, drtičů, mlýnů, čerpadel a jiných doprovodných spotřebičů. Jedná se o lopatkový stroj, který zpracovává tepelnou energii média stejným způsobem jako konvenční parní turbína pro výrobu elektřiny, a to expanzí a následně převedením kinetické energie plynu na mechanickou energii na oběžných lopatkách. Vzhledem k tomu, že s kondenzačními točivými redukcemi se setkáváme ojediněle, je jejich důležitou vlastností i větší množství odpadního tepla v páře, které lze využít pro vytápění anebo pro technologické účely. Koncepčně se od klasických vícestupňových turbín ovšem neliší a název „parní točivá redukce“ je pouze obchodním názvem pro produkty společnosti G-Team, jedná se o zařízení s výkonem od 50 do 5000 kW. Narozdíl od „větších“ parních turbín je TR řešena jako jednostupňová, a to zásadně ovlivňuje celkový rozměr zařízení, velikost zpracovatelného entalpického spádu a účinnost přeměny. Menší rozměr a konstrukční jednoduchost pak výrazně ovlivňují cenu turbíny. Větší zpracovávaný entalpický spád na jednom stupni většinou vyžaduje vyšší otáčky oběžného kola, proto je její důležitou částí i převodovka (reduktor). Další části, které obvykle tvoří soustrojí TR jsou řídicí a regulační systém, olejové hospodářství, základový rám, rychlouzavírací ventil na vstupu páry, spojka a generátor – celé soustrojí turbíny TR100 od společnosti G-TEAM na (obrázek 1).



- 1) Vstup páry
- 2) Výstup páry
- 3) Turbinová skříň
- 4) Převodovka
- 5) Asynchronní generátor
- 6) Základový rám

Výkon - max. 150 kW
 Otáčky - 3000 ot/min
 Vstupní tlak páry - max. 4,0 Mpa (a)
 Výstupní tlak páry - max. 0,6 Mpa (a)
 Vstupní teplota páry - max. 420 °C
 Dělený ostřík oběžného kola

Obrázek 1: Točivá redukce TR100 [3]

TR nalézají uplatnění jako pohon napájecích čerpadel, ventilátorů a jiných zařízení v provozech chemického, zpracovatelského průmyslu a v oblasti energetiky. Značnou výhodou TR oproti elektrickým pohonům je jejich nezávislost na přísunu elektrické energie, a to je zásadním předpokladem pro jejich použití jako záložního pohonu, který je podstatný zejména tam, kde při výpadku dodávky elektřiny hrozí havarijní situace – např. provoz napájecího čerpadla. Dnešní modely TR jsou ovšem často vybaveny řídicími systémy, které jsou na elektřině závislé, proto musí být pro případný záložní provoz specificky řešeny. Perspektivní je pak zejména jejich využití jako alternativa k ventilovým redukčním stanicím páry, kde dochází k maření průceschopnosti pracovní látky. TR umožňuje snížení tlaku a teploty páry se současným využitím části energie pracovní látky.

4.1. Opodstatnění použití točivé redukce namísto redukční stanice

Redukce tlaku páry se velmi často provádí škrcením páry v redukčních ventilech. Pro snížení její teploty se pak dále chladí proudem vstřikované vody, např. kondenzátu. Děje se tak například ve středotlakých kotelnách, kde se tlak páry z 1,25 Mpa snižuje na hodnoty 0,2 až 0,8 Mpa. Stejně tak se děje v teplárnách v okamžicích špičkového odběru, kdy množství topné páry z TG je nedostačující, nebo naopak, pokud odběr páry klesá pod minimální hodnotu. Škrzení páry, popsané v předchozích větách, je z pohledu investičních nákladů snadno dostupné, provozně spolehlivé a nenáročné, je tak ale ve velké míře mařena pracovní schopnost páry. Z pohledu energetického tedy nelze škrcení nazvat jako ztrátové, ale při posuzování termodynamických procesů je nutno přihlížet na to, jakou část přivedeného tepla pracovní látce můžeme využít vykonání užitečné práce – tuto část energie nazýváme exergií. Škrzení páry je v tomto ohledu vhodnější nazvat jako nevhodnější spíše než jako ztrátové.

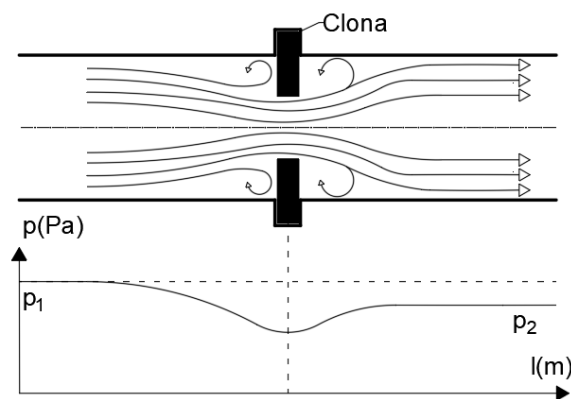
Exergie – Ta část energie, která se vlivem okolí může libovolně měnit na jiné druhy energie a lze jí využít k získání užitečné práce. Z pohledu exergie je ušlechtilým druhem energie například elektrická energie – tu lze neomezeně transformovat na jiný druh energie. Zároveň ovšem platí, že výroba elektrické energie je technologicky velice náročná.

Anergie – Zbývající část energie, která již vlivem okolí nemůže být přeměněna na užitečnou práci.

Celková energie je pak součtem exergie a anergie.

Škrzení plynu v redukční stanici

Škrzení je jev, který vzniká průchodem proudem plynu přes clonu (zúžení, přivřený ventil). V místě zúžení pak vlivem stejného průtoku před a za clonou musí docházet náhle změně rychlosti. Tato změna má za následek vznik vírů, ve kterých se částice plynu pohybují vyšší rychlostí a plyn má v těchto místech jinou teplotu. Tento rozdíl teplot umožňuje sdílení tepla s hlavním proudem pracovní látky. Pokud nebudeme uvažovat výměnu tepla s okolím, entalpie plynu po škrcení zůstává stejná. Sdílením tepla však dochází k nárůstu měrné entropie a tím je tedy škrcení dějem nevratným. V případě ideálního plynu by se po škrcení nemohla měnit ani teplota, ale u reálných plynů se vlivem závislosti tepelné kapacity na tlaku teplota mění. Celý proces škrcení je naznačen na obrázku 2.

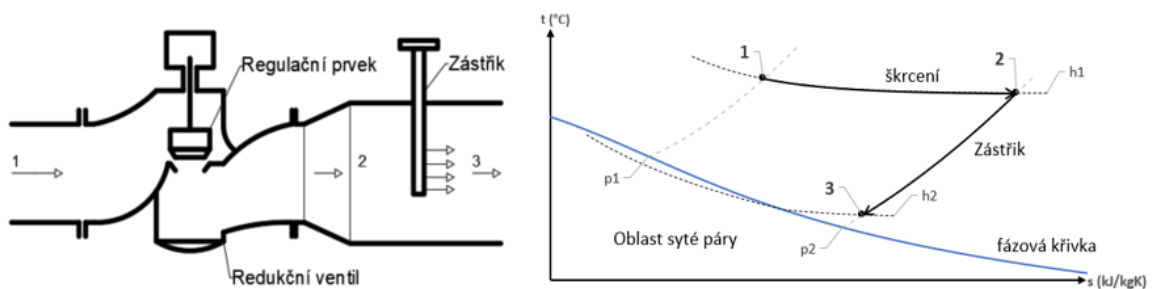


Obrázek 2: Škrzení plynu

Ke škrcení, a tedy snižování tlaku pracovních látek se v praxi nejčastěji používá redukčního ventilu, který zdvihem regulačního prvku (např. kuželky), zvětšuje, či naopak zmenšuje průtočný průřez proudu plynu. Pokud je za redukční ventil přiveden i zástřik chladné vody, nazýváme tuto sestavu redukční chladicí stanicí (RCHS).

Celý tento proces je naznačen v levé části obrázku 3, v pravé části pak v ts diagramu vody a vodní páry. Mezi body 1 a 2 dochází ke škrcení (izoentalpickému procesu) za růstu měrné entropie. Mezi body 2 a 3 je za konstantního tlaku přiváděno chladící medium, tím se měrná entropie naopak snižuje, původní hodnoty však již nedosáhne. Celkové množství energie uložené v celém objemu pracovní látky se ovšem z kvantitativního hlediska nemění, celý proces škrcení a chlazení páry má však za následek snížení pracovní schopnosti páry a tím ji tedy značně znehodnocuje a z pohledu nakládání s energiemi je takovýto proces značně nehopodárný.

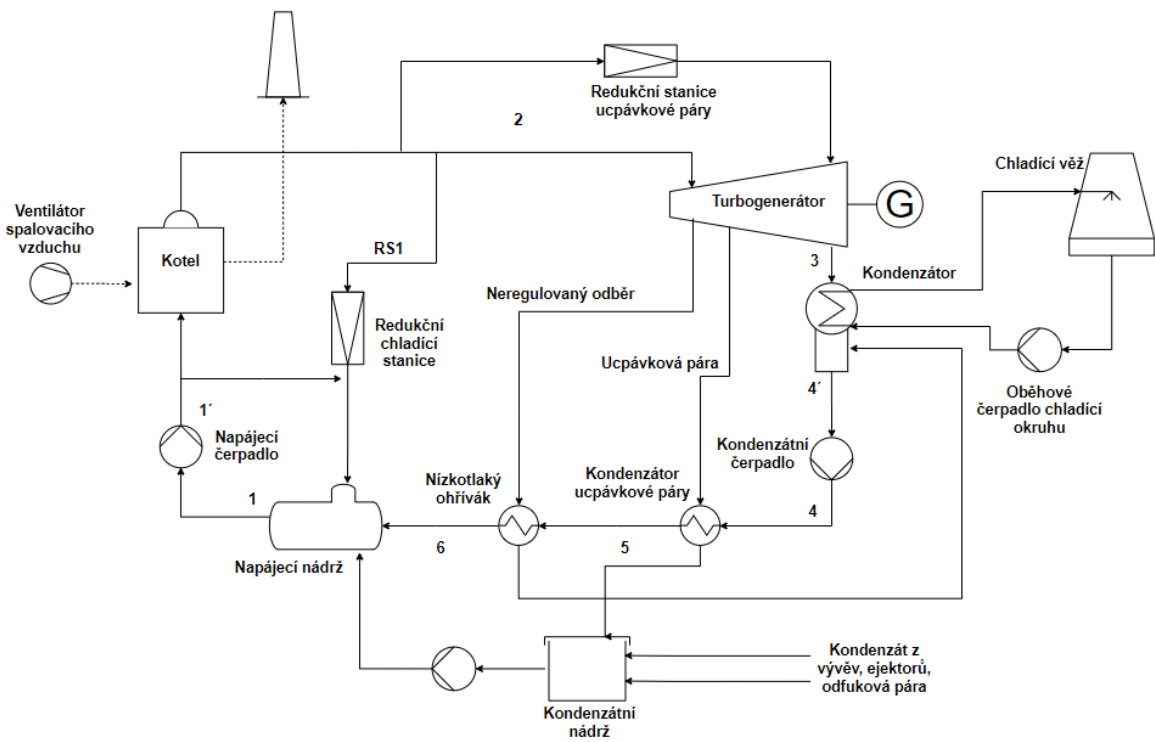
Snížení tlaku páry na požadované parametry lze dosáhnout expanzí pracovní látky v malé parní turbíně, kterou může být TR. Tímto způsobem lze efektivně využít práce schopnosti pracovní látky a tím obecně dosáhnout efektivnějšího nakládání se zdroji energií. [4] [5] [6] [7]



Obrázek 3: Škrcení plynu v redukčním ventilu a schéma v ts diagramu

5. Základní popis a předpoklady projektu

Technologie elektrárny je založena na teplem oběhu vody a vodní páry s kondenzační odběrovou turbínou o výkonu 7,5 MW. Přísun páry zajišťuje biomasový kotel – z něho vystupuje přehřátá pára do TG, kde expanduje a dochází k transformaci tepelné energie na mechanickou, která je v generátoru přeměněna na elektřinu – finální produkt. Pára expanduje do kondenzátoru, kde je jí odebíráno skupenské teplo. Z nádrže pod kondenzátorem je kondenzát čerpán do napájecí nádrže (NN). Před NN je zařazen kondenzátor ucpávkové páry (KUP) a nízkotlaký ohřívák (NTO), do kterého je zavedena pára z neregulovaného odběru TG. Průchodem těmito dvěma výměníky dochází k přehřevu kondenzátu, který je dále dohříván na požadovanou teplotu pro termické odplynění v NN zavedením páry z RCHS. Do RCHS je pára odebírána přímo z rozdělovače ostré páry za kotlem – ta je následně seškrvena v redukčním ventilu a zchlazena vstřikem vody z NN. Z NN je ohřátý kondenzát (nyní již napájecí voda) čerpán napájecím čerpadlem (NČ) do kotle, kde je mu opět dodáváno teplo pro přeměnu na přehřátou páru – takto je celý oběh uzavřen. Kondenzát z KUP společně s kondenzátem vývěv kondenzátoru a NTO je vyveden do kondenzační nádrže, z které je takto nashromážděný kondenzát periodicky, regulací podle hladiny, čerpán do NN. Při snížení teploty a tlaku v NN se automaticky zvyšuje průtok páry z RCHS a tak se teplota v NN udržuje na požadované teplotě. Podtlak v kondenzátoru za turbínou je udržován změnou měrného objemu – kondenzací páry na vodu podchlazením chladicí vodou. Z chladicího okruhu se získané kondenzační teplo odvádí do okolního prostředí v chladicí věži, pak je opět oběhovým čerpadlem dopravována do kondenzátoru.



Obrázek 4: Technologické schéma elektrárny

Pozn: TG je vybavena regulovaným odběrem pracujícím do stejné tlakové sběrně jako RCHS. V plně kondenzačním režimu však není možno regulovaný odběr

používat z důvodu příliš nízkého požadovaného průtoku páry. Odběrová pára má při takových nízkých požadavcích na průtok vysokou teplotu a dochází k odstavení TG. Vysoká teplota je podle informací od provozovatele TG dána převahou páry z vyrovnávacího pístu zavedené do regulovaného odběru. Proto je pro ohřev NN používána pára z RCHS.

5.1. Typ paliva

Jako palivo se v elektrárně používá biomasa. Výše podpory výkupní ceny a zelený bonus jsou dány druhem spalovaného paliva a způsobem jeho využití. Přesnou kategorizaci paliva se všemi náležitostmi definuje vyhláška č.477/2012 Sb. *o stanovení druhů a parametrů podporovaných obnovitelných zdrojů pro výrobu elektřiny, tepla nebo biometanu a o stanovení a uchování dokumentů*. Energetický regulační úřad pak v každém kalendářním roce určuje výši podpory pro zdroje využívající jednotlivé druhy obnovitelných paliv v závislosti na době jejich uvedení do provozu. Zmíněná podpora se pak přičítá k tržní ceně silové elektřiny.

Pro uvažovaný zdroj se jedná o typ paliva O1 a O2 s podporou formou zeleného bonusu – výše náležející podpory pro r. 2021 je v tabulce 1. [8]

Tabulka 1: Palivo elektrárny

Typ paliva	Kategorie podle z. 477/2012 Sb.	Zelený bonus pro O1 (Kč/MWh)	Zelený bonus pro O2 (Kč/MWh)
Biomasa	01,02	2921	2221

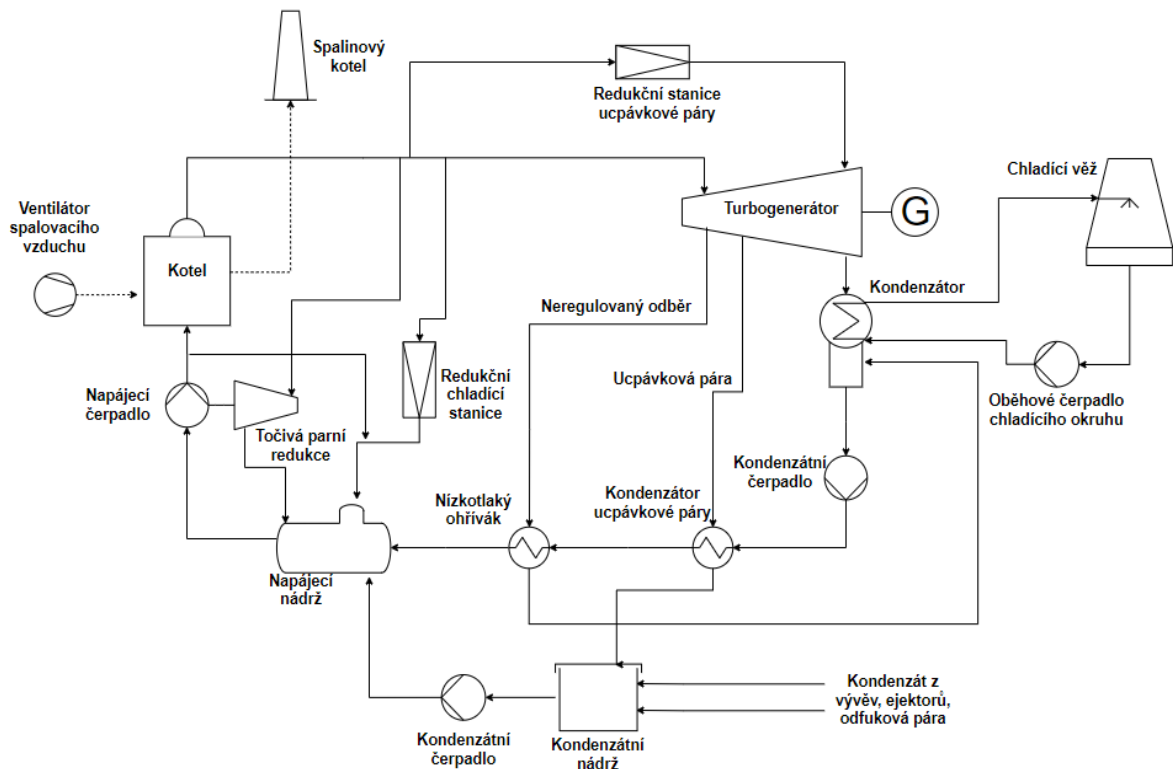
5.2. Identifikace umístění parní točivé redukce

TR bude v oběhu umístěna jako náhrada elektromotoru některého ze stávajících zařízení. K dispozici jsou následující varianty:

- **Náhrada oběhového čerpadla chladicí vody:** Čerpadla jsou provozována na nominální výkon po omezený čas v roce. Pro ekonomické umístění TR je ovšem důležité zajistit stabilní příkon a co nejefektivnější využití.
- **Náhrada kondenzátního čerpadla:** Čerpadlo nepracuje v kontinuálním režimu a sepíná se pouze v případě naplnění kondenzátní nádrže – takový pracovní režim je pro TR málo vhodný.
- **Náhrada kondenzátního čerpadla hlavního kondenzátu z TG**
- **Spalinový ventilátor:** Vzhledem k tomu, že se jedná o podtlakový kotel, tak je tento ventilátor umístěn u spalinového komína – taková vzdálenost by komplikovala přivedení páry do TR. Spalinový ventilátor je zároveň zařízením s vysokým příkonem, to by zkomplikovalo využití velkého množství výstupní páry z TR. Takové řešení mimo to vyžaduje větší rezervu výkonu kotle.
- **Náhrada napájecího čerpadla:** Čerpadlo pracuje po většinu doby provozu při nominálních hodnotách.

5.3. Navrhované řešení

Pro účely této práce bude TR umístěna jako pohon napájecího čerpadla. Vstupní pára bude vyvedena odbočkou z parního rozdělovače do TR, kde bude expandovat do NN a tím odevzdá své teplo pro ohřev napájecí vody. Tlak a regulace teploty v NN bude zajišťovat RCHS, avšak s minimálním možným výkonem. Koncepce řešení je naznačena na obrázku 5.



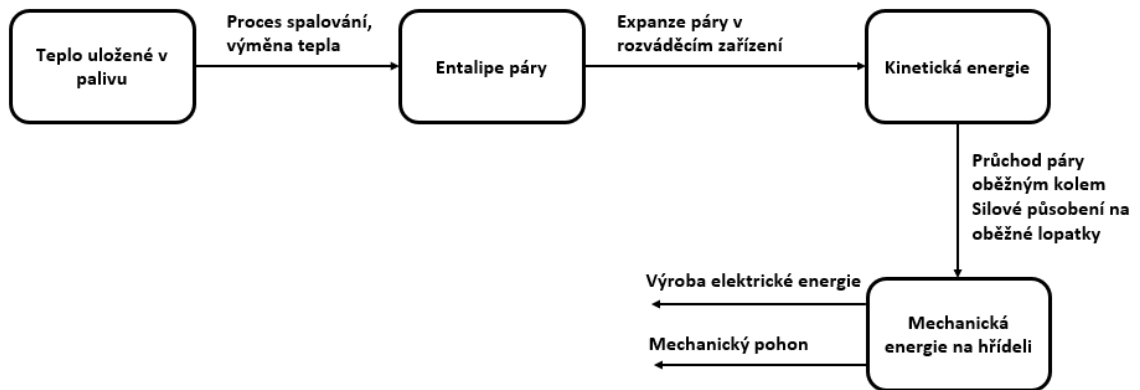
Obrázek 5: Technologické schéma s doplněním TR

6. Princip funkce a popis parní točivé redukce

6.1. Princip funkce

Parní turbína, a to i v provedení parní točivé redukce je parní stroj – motor, který má za úkol převést tepelnou energii páry na energii mechanickou. V převážně většině případů je médiem turbín vodní pára, existují však i alternativní pracovní látky, zmiňované především v souvislosti s ORC cykly anebo expanzními plynovými turbínami [6]. Pro účely této práce budeme ovšem jako médium uvažovat výhradně vodní páru. Samotná transformace tepla na mechanickou práci se děje prostřednictvím kinetické energie expandující páry a teplo do cyklu je dodáváno ve většině případů spalováním paliv. V případě parní turbíny mluvíme o motoru s vnějším spalováním. Jinými slovy lze říci, že látky proudící tělesem turbíny nepřichází do styku s látkami, které se zúčastňují spalovacího procesu jako jsou spaliny či palivo samotné [8]. V opačném případě bychom mluvili o motoru s vnitřním spalováním, tedy o situaci, kdy ke spalování dochází přímo při vlastním oběhu média. K něčemu takovému dochází

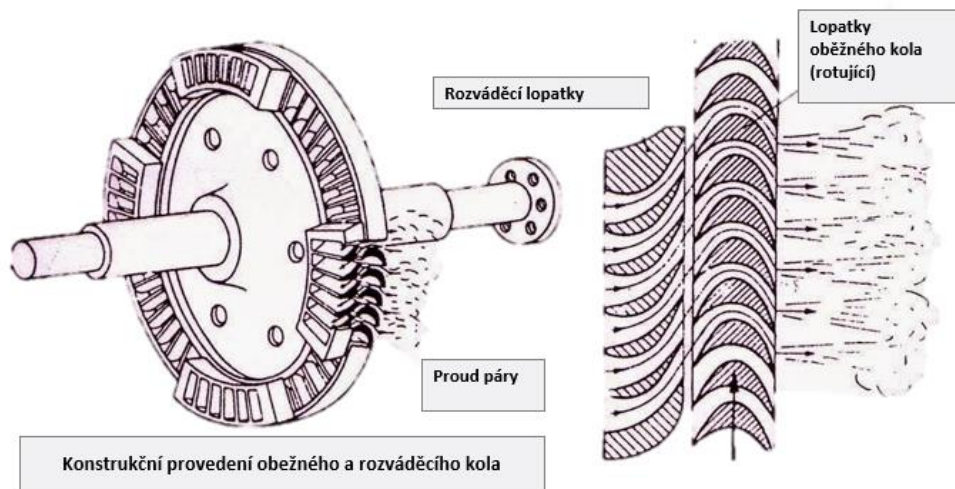
např. ve spalovací komoře plynové turbíny, o které pojednává např. [6]. Celý proces transformace energie paliva lze schematicky naznačit na obrázku 6.



Obrázek 6: Proces transformace energie paliva

K transformaci tepelné a tlakové energie páry na mechanickou energii je zapotřebí rozváděcího zařízení – kanálu tvaru lopatek, kde se nejprve tepelná energie v důsledku expanze mění na kinetickou a dále vstupuje na vhodně zakřivené rotující lopatky oběžného zařízení. Zde proud páry za vyvozování tlaku, úměrnému odstředivé síle proudící hmoty, mění směr a vystupuje pod určitým úhlem do dalšího rozváděcího kanálu nebo vystupuje z turbíny. Tento princip je naznačen v pravé části obrázku 7 vpravo.

Pokud si oběžné lopatky představíme jako jednotlivé segmenty připevněné na kolo upevněné na hřídeli a rozváděcí lopatky pevně spojené se statorovou částí tělesa, získáváme skutečnou konstrukci rozváděcího a oběžného kola. Sestavu těchto dvou kol obvykle nazýváme jedním stupněm. [9] [8]



Obrázek 7: Kolo parní turbíny [11]

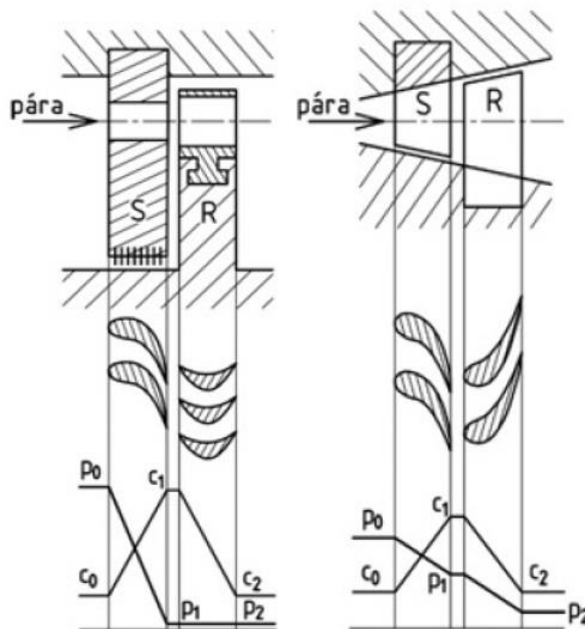
6.2. Konstrukční provedení lopatek

Podle toho, dochází-li k přeměně tepelné energie na energii kinetickou pouze mezi lopatkami rozváděcího kola, nebo děje-li se to částečně i v kanálech oběžného kola, dělíme lopatkování na rovnotlaké (akční), přetlakové (reakční) nebo jejich kombinaci.

Dalším důležitým rozdělením z pohledu uspořádání lopatek je počet jejich stupňů (řad). Pokud je potřeba zpracovat větší entalpický spád s příznivou účinností je celý tento spád rozdělen mezi několik za sebou řazených stupňů – takovou turbínu nazýváme vícestupňovou. Každý takový stupeň lze konstruovat s nejhodnějším poměrem obvodové rychlosti a rychlosti páry. Na druhou stranou tím velice narůstá axiální rozměr celé turbíny a tím rostou celkové požadavky na pevnost konstrukce a počet komponent. Toto vše samozřejmě zásadně zvyšuje cenu turbíny a takové provedení má význam pouze v případě, že je určeno pro vysoký výkon, zpravidla nad 1MW, a trvalý provoz. S ohledem na to, že tato rešerše je zaměřena především na parní točivé redukce – menší protitlaké turbíny s výkonem v jednotkách stovek kW, nebude zde provedení s více stupni detailněji popisováno. [11] [12] [8]

6.2.1 Rovnotlaké lopatkování

U tohoto typu provedení lopatek dochází expanzi plynu pouze v rozváděcím zařízení. V kanálech oběžného kola, které se v tomto případě také nazývá jako A-kolo, pára jen mění svoji rychlost, ale tlak zůstává stejný – tak jak je to naznačeno na obrázku 8 vlevo. Stejný tlak před a za oběžným kolem je velice podstatný z hlediska konstrukce lopatek a to tak, že snižuje nároky na tlakové oddělení prostoru před a za oběžným kolem. Rotorové lopatky tak mohou být kratší. Tato výhoda hraje svou roli především v situaci, kdy turbína pracuje s vysokými tlaky a teplotami páry, a to z důvodu, že velké silové namáhání lopatek ve spolupůsobení s teplotním namáháním obzvlášť komplikují návrh lopatek s dostatečným těsnícím efektem. Obvodová účinnost ideálního rovnotlakého stupně nabývá nejvyšších hodnot, pokud je obvodová rychlost lopatek rovna polovině absolutní rychlosti plynu vystupujícího z rozváděcích lopatek do oběhových. [8]



Obrázek 8: Přetlakové a rovnotlaké lopatkování – průběh tlaku a rychlosti

6.2.2 Přetlakové lopatkování

Narozdíl od rovnotlakých lopatek, pára při průchodu přetlakovým stupněm mění svůj tlak (expanduje) jak v rozváděcích, tak v oběhových lopatkách. Tato skutečnost vyžaduje zužující se profil lopatek oběžného kola (viz porovnání na obrázku 8) Pára po expanzi v rozváděcím ústrojí vstupuje mezi oběhové lopatky a vlivem průchodu zužujícím se průřezem lopatek mění svůj tlak a expanduje do prostoru za oběhovými lopatkami a působí na ně reakční silou spolu s tlakovou silou při změně směru proudění jako je tomu i u rovnotlakého lopatkování. Stejným způsobem například funguje i pohon letadla proudovým motorem, kde je letadlo tlačeno vpřed právě reakční silou. [12]

6.2.3 Porovnání přetlakového a rovnotlakého lopatkování

- a) **Rovnotlaký stupeň má před a za oběžným kolem přibližně stejný tlak:** Při průchodu pracovní látky mezerou mezi rozváděcím a rovnotlakým oběhovým kolem se proud nerozptyluje do mezer mezi rotujícími lopatkami a statorem, tím pádem může být tato mezera dost velká. V případě přetlakových lopatek musí být tato radiální mezera co nejmenší, protože rozdíl tlaku před a za oběžným kolem by způsobil příliš vysokou ztrátu obtokem (průtokem páry radiální mezerou). Problematika návrhu dostatečně malé mezery pro snížení ztrát obtokem s ohledem na teplotní dilatace a deformace se jeví jako velice obtížná až neřešitelná především při průchodu látky s vysokou teplotou a tlakem. Z toho důvodu pracuje přetlakový stupeň lépe v oblastech nízkého tlaku. Přetlak v mezeře mezi oběžným a rozváděcím kolem mimo to znemožňuje uspořádat částečný vtok a musí být rozveden po celém obvodu kola.
- b) **Rovnotlaký stupeň při stejných otáčkách zpracuje dvakrát větší tepelný spád než stupeň přetlakový:** Zejména na prvním stupni turbíny je vyžadováno zpracování většího entalpického spádu. Výhodou je pak okamžité snížení tlaku a teploty páry a tím menší nároky na pevnost skříně turbíny.
- c) **Rozváděcí a oběhové lopatky přetlakového stupně jsou geometricky stejné:** Přetlakový stupeň ve většině případů pracuje s rovnoměrným rozdělením entalpického spádu na oběžném a rozváděcím kole. Z toho důvodu lze tyto lopatky konstruovat tak, že mají stejný tvar, a to vede k úspoře výrobních nákladů, ačkoliv řad lopatek musí být více.

[8]

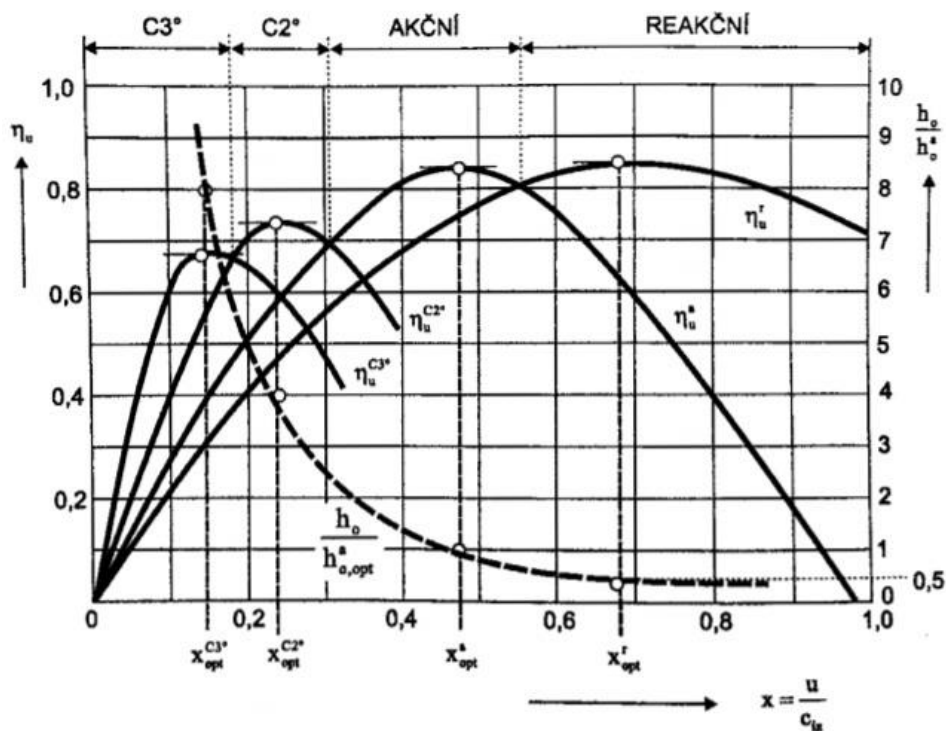
Rovnotlaké lopatkování má výhodné použití při vysokých tlacích a teplotách. Rovněž je vhodnější pro menší výkony a průtoky (viz C-kolo), kdežto vzhledem k nižším ztrátám třením je v oblasti nižšího tlaku vhodnější využít přetlakového stupně. Další výhodou přetlakového stupně pak může být, že závislost jeho obvodové účinnosti na rychlostní poměrech je plošší (obrázek 9) – má opodstatnění např. při pokrývání proměnlivého zatížení.

Obecně lze říci, že správná volba provedení lopatkování musí být předmětem pečlivé technicko-ekonomické optimalizace, to platí především pro návrh větších turbín s několika stupni. Pro konstrukci malých parních turbín se však zpravidla volí rovnotlaké uspořádání, neboť bývají navrženy jako jednostupňové a kolo turbíny je vystaveno vyšší teplotě a tlaku a zpracovává tak vyšší entalpický spád, pro který je vhodné rovnotlaké lopatkování. Pro menší výkony turbíny je zároveň typický menší

objemový průtok, který vyžaduje částečný ostřík, aby konstrukce nevedla k návrhu příliš krátkých rotorových lopatek – takové opatření se používá výhradně u rovnotlakého lopatkování. V případě přetlakových lopatek by vlivem rozdílu tlaku před a za oběhovými lopatkami v místě částečného ostříku docházelo k značným přetokům a výrazně by se tak snížila účinnost stupně. [8] [9]

Dobrou představu o vhodnosti použití reakčního nebo akčního stupně může přinést graf na obrázku 13. Na levé svislé ose je celková účinnost stupně a na pravé ose poměrný zpracovaný entalpický spád. Na vodorovné ose poměr obvodové rychlosti (kola) a absolutní rychlosti pracovní látky – ta je závislá na entalpii před rozváděcím kolem. Pro lepší představu uvažujme absolutní rychlost c_{iz} jako neměnnou. Dále si uvědomme vztah mezi velikostí kola a poměrem x (poměr obvodové a absolutní rychlosti) – čím větší je tento poměr, tím větší musí být průměr kola, při zachování stejné absolutní rychlosti a otáček. Je evidentní, že pokud bychom chtěli zpracovat stejný entalpický spád na reakčním a akčním stupni, teoreticky by reakční stupeň musel mít dvakrát větší průměr nebo dvakrát vyšší otáčky. Speciálním provedením akčního stupně je Curtisovo kolo, to umožňuje zpracovat několikanásobně vyšší entalpický spád, to však za cenu nižší účinnosti.

Důležité je ovšem zmínit, že vlivem pokroků v metodách návrhu průtočného kanálu lze dnes navrhovat prostorově zkrucované lopatky s proměnnou reakcí. Nelze tedy často jednoznačně určit typ lopatkování a tím jsou tedy rozdíly mezi těmito dvěma typy v některých případech potlačeny. Takovýto způsob optimalizace má však uplatnění u turbín vyšších výkonu, zpravidla víceúhňových, u menších konstrukcí jako jsou TR se s uvedeným opatřením nesetkáváme. [11]



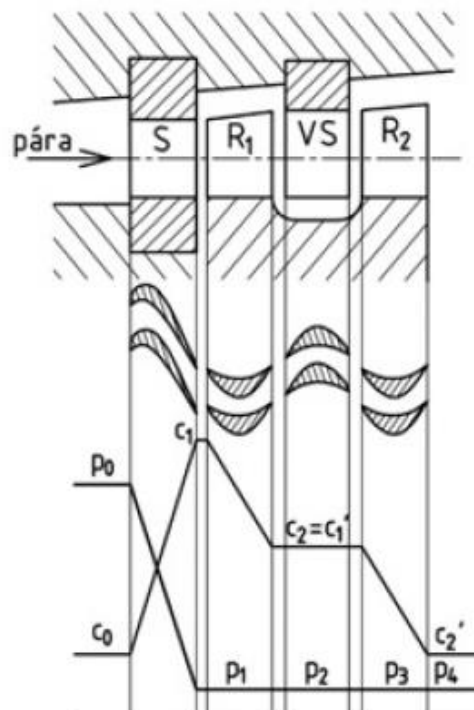
Obrázek 9 - Srovnání průběhu obvodové účinnosti a poměrného zpracovaného entalpického spádu pro jednotlivé typy lopatkování [14]

6.3. Curtisovo kolo

Speciálním provedením rovnotlakého stupně určeným pro větší entalpické spády je Curtisovo kolo, také označované jako C-kolo. Expanze zde probíhá pouze v rozváděcí lopatkové řadě (S) a kinetická energie je transformována na mechanickou práci ve dvou či třech řadách rovnotlakých rotorových lopatek (R1, R2), mezi kterými je vložena jedna statorová řada vratných lopatek (VS), které pouze obrazejí proud páry do patřičného směru. Tímto způsobem lze zpracovat mnohem více kinetické energie než v jednom akčním nebo reakčním stupni. V případě C-kola označujeme jedním stupněm celý rotorový věnec, který může obsahovat dva až tři rychlostní stupně – ve všech rychlostních stupních je stejný tlak, proto jej nazýváme jedním stupněm, ačkoli rotorových řad (věnců) může být více.

Na obrázku 10 je naznačen dvouvěncový Curtisův stupeň společně s průběhem tlaku při průchodu celým stupněm. Ještě větší entalpický spád lze zpracovat v třívěncovém Curtisově stupni, pro svojí menší účinnost je ovšem méně používán.

Dobrou představu o využitelnosti Curtisovova stupně opět popisuje graf na obrázku 9. Pokud bychom použili reakční stupeň pro zpracování většího entalpického spádu, výstupní rychlost z rozváděcích lopatek C_{iz} by dosáhla vysokých hodnot, návrh se zachováním přiměřené účinnosti by vedl na příliš veliký průměr nebo k příliš vysokým otáčkám rotoru, což by mohlo způsobit konstrukční potíže.



Obrázek 10: Průběh rychlosti a tlaku na Curtisově stupni [21]

Využití Curtisova stupně:

1) Regulační stupeň: Curtisův stupeň se historicky i dnes velice často používal jako první regulační stupeň s částečným ostřikem vícestupňových turbín. Využívá se především jeho zpracování vysokého entalpického spádu a tím tedy okamžitého snížení tlaku a teploty – to se stává z konstrukčního hlediska výhodou, protože jsou sníženy nároky na materiál a pevnost skříňe turbíny. Novodobější zdroje ovšem uvádějí, že za cílem dosažení co nejvyšší možné účinnosti, se u nových turbín jako první stupeň používá výhradně akční stupeň (A-kolo). Ve shrnutí přináší použití C-kola jako regulačního stupně tyto výhody:

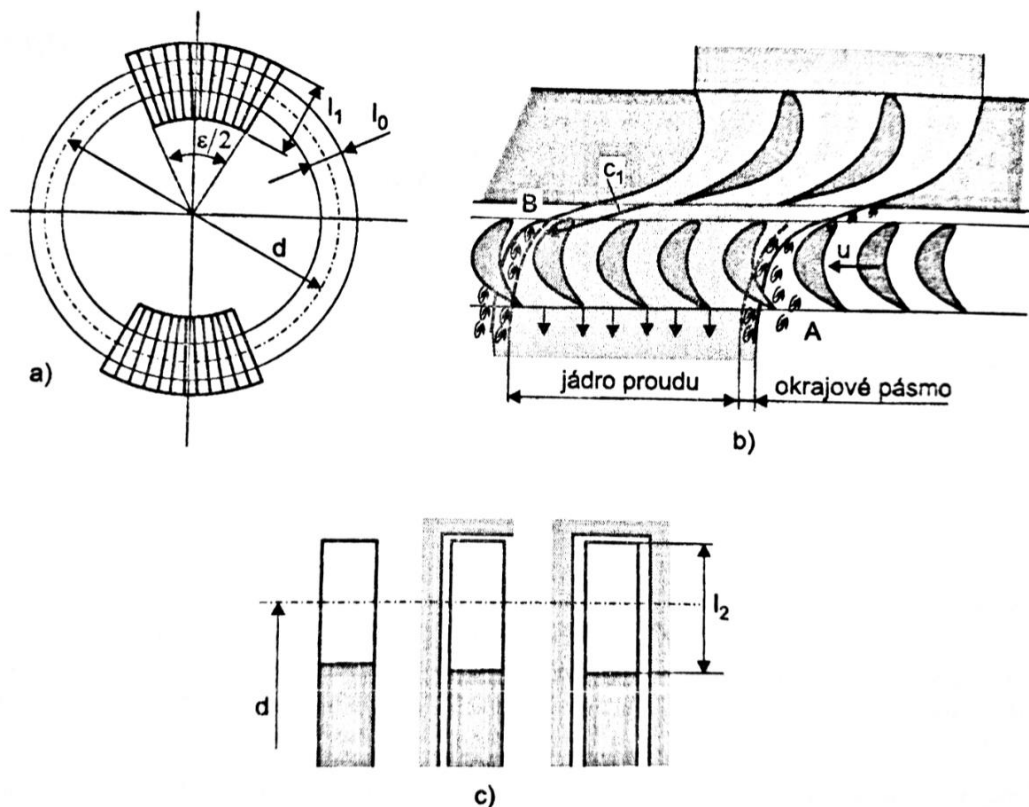
- a. Rychlý pokles tlaku a teploty pracovní látky snižuje pevnostní požadavky na skříň turbíny.
- b. Zpracování většího spádu na jednom stupni umožňuje snížení počtu ostatních stupňů – zmenšuje se tedy ložisková vzdálenost a cena stroje.
- c. Po expanzi na prvním stupni se zvyšuje měrný objem pracovní látky a na dalších stupních nevznikají potíže s objemovým průtokem a příliš krátkými lopatkami.

2) Parní turbína pro menší výkony: Pro zpracování většího entalpického spádu s menším průtokem a výstupním výkonem do 1MW, kterými jsou i točivé redukce, se poměrně často setkáváme s koncepcí jednostupňové turbíny s C-kolem. Takové provedení přináší výhodu jednoduchosti celého zařízení a v důsledku pak nižší cenu.

Zásadní nevýhodou C-kola je především jeho nižší účinnost, a to i při dosažení optimálních rychlostních poměrů. Z toho důvodu jsou jak pro regulační stupeň, tak i pro jednostupňové turbíny nahrazovány A-kolem (akčním stupněm). Své uplatnění by však C-kolo mohlo nalézt při návrhu turbíny pro záložní provoz, kde není preferována účinnost, ale spíše investiční náklady a rychlý nájezd stroje. [9] [12] [11] [13] [8]

6.3.1 Parciální ostřík

Pro menší výkony, s jakými se setkáváme u točivých redukcí, jsou typické menší objemové průtoky páry turbínou. Tím často vycházejí velmi krátké rotorové lopatky, protože průtočný průřez musí odpovídat danému průtoku páry a výpočtové obvodové rychlosti (průměru kola). Příliš krátké lopatky mají za následek zvýšení ztrát, způsobené prouděním média mezi lopatkami a statorem. Aby zmenším průměru nebylo dosaženo příliš vysokých výpočtových otáček, často se přívod pracovní látky uspořádává jen po části obvodu a tím vzniká parciální (částečný) ostřík, čímž lopatky mohou být navrženy jako delší. Princip funkce parciálního ostříku je pak uveden na obrázku 11. V části a) pohled na stupeň ve směru osy hřídele, kde je vidět rozdělení parciálního ostříku do dvou částí.



Obrázek 11: a) Znárodnění částečného ostříku, b) průchod média oblastí částečného ostříku, c) Opatření proti ventilaci pracovní látky [14]

V části b) je naznačen průchod pracovní látky místem částečného ostříku, zároveň je zde naznačen průběh ztráty na okraji pásma ostříku. Ta je způsobená především nespojitostí proudění při vstupu oběžných lopatek do proudu pracovní látky. V části c) je pak znázorněno opatření proti ventilaci pracovní látky skrze neostříkované lopatky pomocí krycího kotouče. Jak ztráta na okraji pásma ostříku tak i ventilací pracovní látky se negativně projevují na celkové účinnosti stupně. [13]

Vzhledem k tomu, že je pracovní látka přiváděna pouze na část obvodu oběžného kola, využívá se tohoto opatření pouze u rovnotlakého lopatkování a to velice často s tzv. skupinovou regulací, kdy je částečný ostřík rozmístěn do více segmentů, které jsou jednotlivě ovládány regulačními ventily. Postupným otevíráním nebo zavíráním ventilů se zvyšuje průtok páry a výkon celé turbíny.

7. Současně nabízené modely

V ČR i v zahraničí se setkáváme s několika výrobci točivých redukcí – u nás např. G-Team, PBS nebo Ekol. V zahraničí např. Siemens, Elliot, Triveni Turbines, Chola Turbo Machinery (české zastoupení Envigen). Pod obchodním názvem „točivé parní redukce“ své produkty nabízí jen společnost G-Team, ostatní výrobci pod názvem „pohonové turbíny“ nebo „jednostupňové protitlaké turbíny“, v zahraniční literatuře často jako „micro turbines“ nebo „micro turbines for steam reduction“. Ačkoli se u výrobců objevují jisté odlišnosti, svým uplatněním se neliší. Všechny uvedené firmy dodávají točivé redukce v sestavě se všemi potřebnými komponenty kompaktně sestavenými na jednom společném rámu.

Dle portfolia dodavatelů lze točivé redukce rozdělit do následujících kategorií:

- **Sletmo uloženým oběžným kolem:** Tento typ konstrukce svým zákazníkům nabízí především společnost G-Team u většiny svých variant. Jedná se jednoduchou a modulární konstrukci s malými zástavbovými rozměry. Nicméně menší dosažitelná tuhost celého uložení neumožňuje použít více stupňů řad lopatek. Vícestupňové provedení je však pro pohonné turbíny méně časté.
- **S oběžným kolem mezi ložisky:** Jedná se o velmi častou konstrukci, která je oproti předešlému provedení specifická vyšší tuhostí a i vyšší životností. Především větší tuhost uložení umožňuje použití více řad lopatek. Tyto typy se běžně vyskytují u výrobců PBS, Envigen, v zahraničí pak Siemens nebo Triveni Turbines. Společnost G-Team ve svém portfoliu nabízí v takovémto uspořádání pouze řadu TRm.
- **S generátorem elektrické energie:** Hřídel rotoru turbíny je skrze pružnou spojku spojen s generátorem. Otáčky jsou většinou redukovány převodovkou, která je přímo spojena s tělesem turbíny. Nabízené jsou varianty jak s asynchronním tak synchronním generátorem. existují i varianty bez převodovky, ta je nahrazena vysokofrekvenčním generátorem. Výhodou tohoto provedení je zmenšení celkové velikosti soustrojí.
- **S mechanickým pohonem:** Toto řešení nahrazuje generátor poháněným zařízením – např. kompresorem, čerpadlem, drtičem, aj. Provoz pak může být trvalý, sezónní nebo i záložní. Pro záložní provoz musí být TR navržena tak, aby bylo zcela nezávislá na dodávce elektrické energie a často je vyžadován rychlý nájezd turbíny. Speciální konstrukcí je tzv. duální pohon, kdy je hřídel hnaného zařízení průchozí a může být poháněn buďto elektrickým pohonem nebo turbínou. Mechanického pohonu parní turbínou se historicky používalo také z důvodu snadné regulace otáček. Dnes je ovšem vlivem dostupnosti frekvenčních měničů tato výhoda zcela potlačena.
- **Jednostupňové:** Ve většině případů jsou točivé redukce navrženy jako jednostupňové buď s použitím C-kola nebo se stále častěji se vyskytujícím klasickým rovnotlakým stupněm (A-kolem) s jednou řadou oběhových lopatek. Častým opatřením pro regulaci pak bývá parciální ostřík, který může být doplněn řízením skupinové regulace. Použití A-kola ovšem vyžaduje vyšší požadavky na tuhost uložení, neboť z důvodu optimalizace a dosažení dobré účinnosti pracuje s vyššími otáčkami. Samostatné A-kolo pracuje s adiabatickou účinností až do 40 %, při entalpickém spádu nad 250 kJ/kg ovšem účinnost klesá.

- **Víceступňové:** Vícestupňové točivé redukce jsou méně časté. Vyskytují se např. u modelů TRM3 a TRm výrobce G-Team. Zde však nejsou všechny stupně umístěny ve stejném tělese. Jedná se tedy spíše o vícetělesovou jednostupňovou turbínu. Nicméně toto uspořádání umožňuje snadný provoz regulované odběru, který se standardně u menších výkonových řad nepoužívá. Mimo to je možné zpracovat vyšší entalpický spád a to především při kondenzačním provozu.
- **Protitlaké:** Při použití točivé redukce se velice často počítá s technologickým využitím výstupní páry, proto jsou obvykle provozovány jako protitlaké – např. všechny nabízené modely dodavatele Envigen.
- **Kondenzační:** Téměř všechny vyšší výkonové řady výrobce G-Team nabízejí možnost provozu v kondenzačním režimu (TR 560, TR 320 TANDEM, TRM 3) a krom modelu TR560 i s možností regulovaného odběru.
- **S Curtisovým kolem:** Samostatné využití C-kola se často využívalo v minulosti. Bylo tak možné zpracovat vyšší entalpický spád za nižších otáček. Běžné bylo i použití C-kola s třemi věnci, které ovšem výrazně snižovalo účinnost transformace. Takové uspořádání nalézalo uplatnění u mnoha typů jednostupňových protitlakých turbín pro menší výkony, viz např. starší modely výrobce PBS – Md400, Md550, Md700 [12].
[14] [15] [16] [17] [18]

7.1. TR 320

Typická konstrukce točivé redukce je znázorněna na obrázku 12 – model TR320 od firmy G-Team.

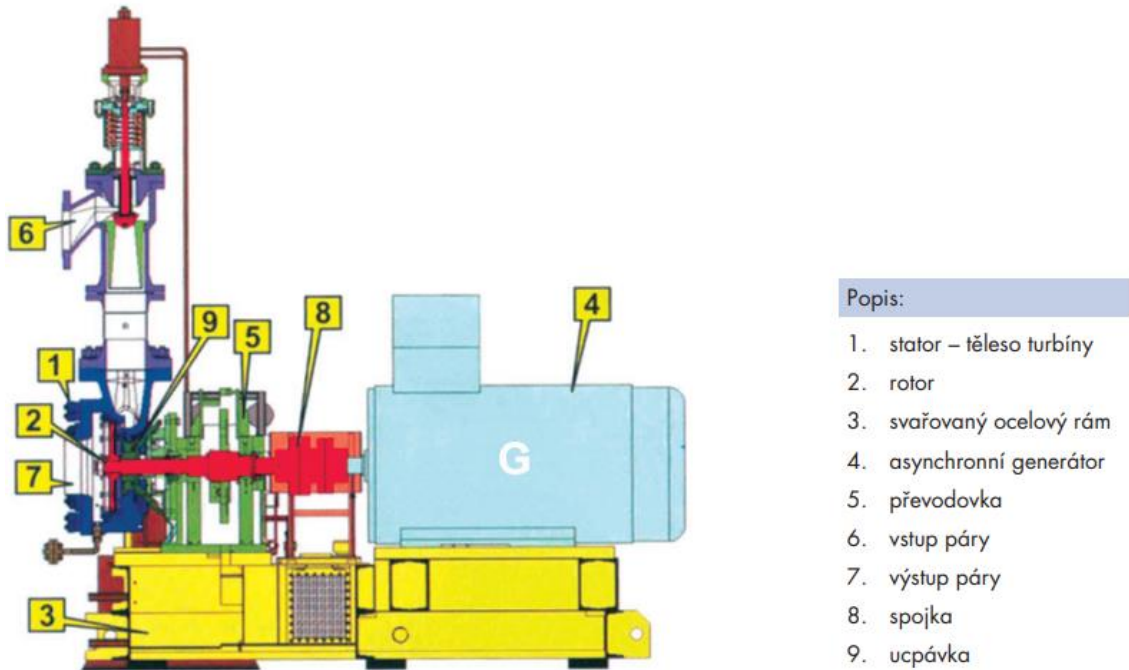


Obrázek 12: Točivá redukce TR 320 [3]

Hlavní část soustrojí se skládá z tělesa turbíny, horizontální převodovky a generátoru nebo hnaného zařízení. Spojení hřídele turbíny s poháněným strojem je skrze pružnou spojku, která obvykle umožňuje kompenzovat mírnou montážní i provozní nesouosost. Celá tato sestava je umístěna na základovém ocelovém rámu, pevně spojeném s betonovým základem. Zařízení je navrženo především pro pohon generátoru elektrické energie, možné je však i provedení s přímým pohonem jiného zařízení. K regulaci pak slouží regulační ventil, umístěný přímo na vstupu páry do zařízení. Před regulačním prvkem bývá často zařazeno parní síto pro odloučení nečistot a parních kapiček. Nezbytnou součástí celého soustrojí je kompletní olejové hospodářství, zahrnující olejové čerpadlo, filtr oleje, rozváděcí potrubí a olejová nádrž.

Na zobrazení v řezu na obrázku 13 je viditelné letmé uložení oběžného kola, typické především pro tohoto výrobce. Vstup páry je přiveden přes regulační ventil pouze do horní části, kde může být dále dělen na dva parciální ostříky – pro tento typ s možností skupinově řízeného parciálního ostříku. Vstup i výstup páry je axiální. Dalšími prvky jsou uzavírací armatury na vstupu a výstupu páry, pojistný ventil

s odfukem do atmosféry a odvodňovací armatury. Regulační ventil je ve většině případů navržen s rychlouzavírací funkcí s ochranou proti překročení povolených otáček. Těsnost rotoru, zabraňující úniku páry, zajišťují speciální mechanické ucpávky. Tento typ turbíny pracuje s maximálním výkonem 700 kW a zpracovává entalpický spád vyšší než 120 kJ/kg. [3] [19]



Obrázek 13: Točivá redukce TR 320 [20]

7.2. TR 100

Jedná se o menší výkonovou řadu verze TR 320. Konstrukce turbíny a celého soustrojí je velice podobná, liší se však například tím, že TR 100 nedisponuje možností skupinové řízení parciálního ostřiku – lze tedy očekávat menší účinnost při proměnlivém zatížení. I zde je uložení oběžného kola letmo na hřídeli. Turbína pracuje s následujícími parametry:

1) Vstup páry	Výkon - max. 150 kW
2) Výstup páry	Otáčky - 3000 ot/min
3) Turbinová skříň	Vstupní tlak páry - max. 4,0 Mpa (a)
4) Převodovka	Výstupní tlak páry - max. 0,6 Mpa (a)
5) Asynchronní generátor	Vstupní teplota páry - max. 420 °C
6) Základový rám	Dělený ostřík oběžného kola

Značný rozdíl oproti TR 320 je v maximálním možném vstupním tlaku a teploty páry. [3] [19]

7.3. TRm

Turbína vyšší výkonové řady firmy G-team TRm se od předchozí řady TR liší především ve způsobu uložení oběžného kola – zde je uloženo mezi dvěma kluznými ložisky a to umožňuje použití více řad lopatkování a tím i účinnějšího dosažení vyššího výkonu. Celé soustrojí je na obrázku 14. Jak je vidět, hřídel je v tomto případě spojen s axiálním čerpadlem. Spojení je opět provedeno pružnou spojku, v tomto případě však bez převodovky k snížení otáček. Způsob vyvedení výkonu vždy záleží na požadavcích zákazníka.

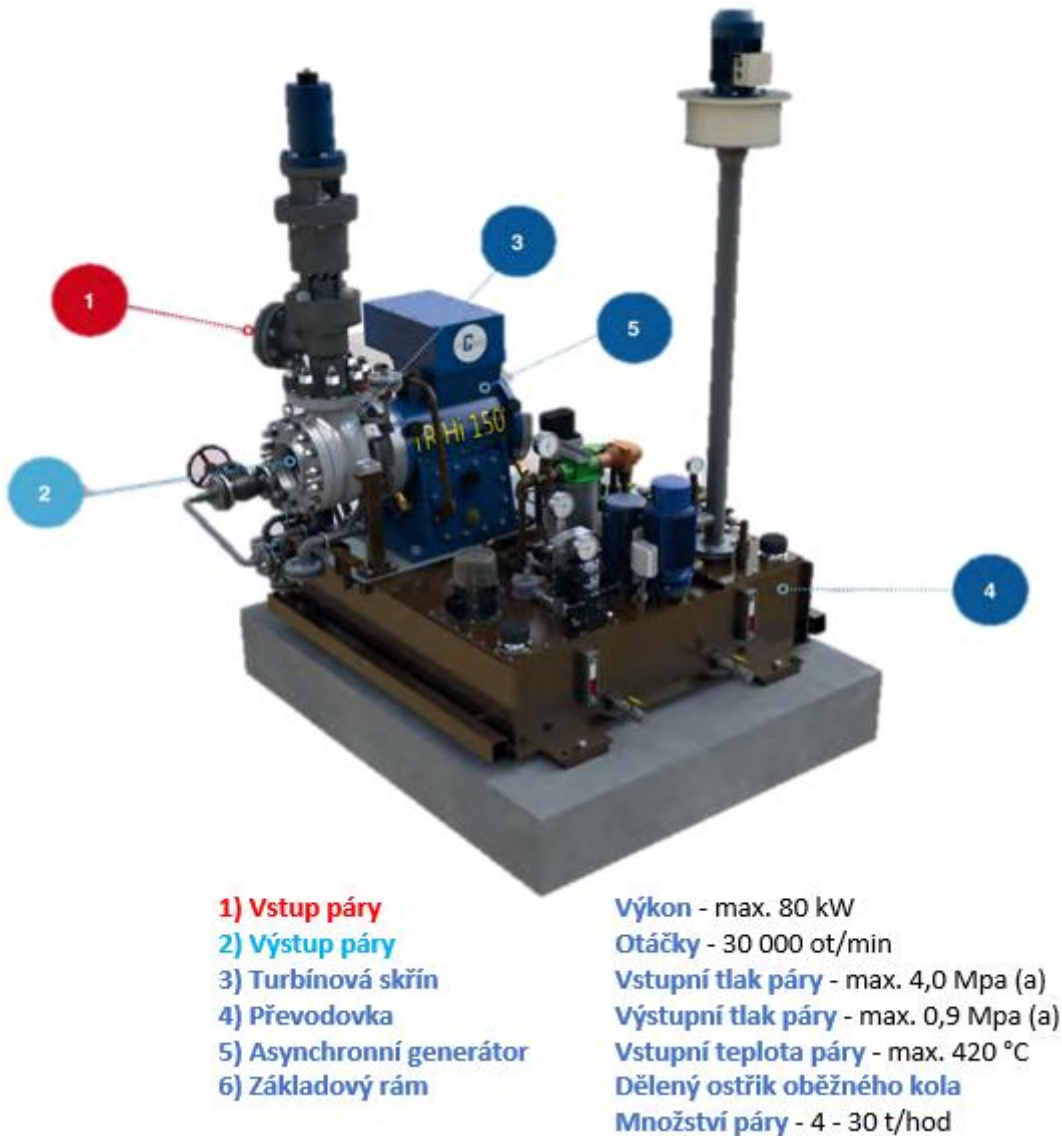


Obrázek 14: Točivá redukce TRm [3]

Těsnění bývá zajištěno dvěma labyrintovými ucpávkami s vývodem komínkové páry. Dostupné jsou dále možnosti mechanické i elektronické regulace. Rozměry betonového základu jsou 900 x 2 300 mm. [3] [19]

7.4. TR HI 150

Jedná se o nejmenší modelovou řadou, dodávanou skupinou G-Team. Maximální výkon je 80 kW, maximální parametry vstupní páry však zůstávají stejné jako u TR 100. Zejména extrémně nízké průtoky vyžadují malý průměr oběžného kola a tím i poměrně vysoké otáčky. Vysokofrekvenční generátor je upevněn přímo na tělese turbíny a těsnění rotoru je provedené kontaktní ucpávkou. Stejně jako u TR 100,320,560 je i zde jednostupňové oběžné kolo umístěno letmo na hřídeli. [3]



Obrázek 15: Točivá redukce TR HI 150 [3]

7.5. PS 10

Označení PS 10 je určeno pro nejnižší výkonovou řadu dodavatele Envigen. Jde o jednostupňovou protitlakou turbínu s jednou řadou oběhových lopatek, která je zde uložena mezi dvojicí ložisek. Radiální ložiska mohou být hydrodynamicky mazaná, axiální ložiska nejčastěji jako valivá. Ložiskové stojany jsou provedeny s vlastní náplní oleje a jeho integrovaným chlazením. Turbíny jsou standartně vybaveny mechanickým regulátorem otáček, který zároveň funguje jako pojistný regulátor při vysokých otáčkách. Celé soustrojí je uloženo na společném rámu. Těsnění rotoru je zde zajištěno sadou uhlíkových ucpávkových kroužků.

Jako součást volitelného rozšíření výrobce nabízí možnost doplnění předřadného regulačního ventilu s pneumatickým pohonem či elektronicky řídicím systémem regulace. Pro nízkootáčkové aplikace dále nabízí možnost umístění převodovky se společným olejovým systémem na jednom rámu.

Provozní parametry turbíny:

Rozsah výkonu	20 - 200k W
Maximální tlak vstupní páry	45 bar (a)
Maximální teplota vstupní páry	450 °C
Maximální výstupní tlak	10 bar (a)
Rozsah pracovních otáček	1000 - 5000
ot/min	



Obrázek 16: Točivá redukce PS 10

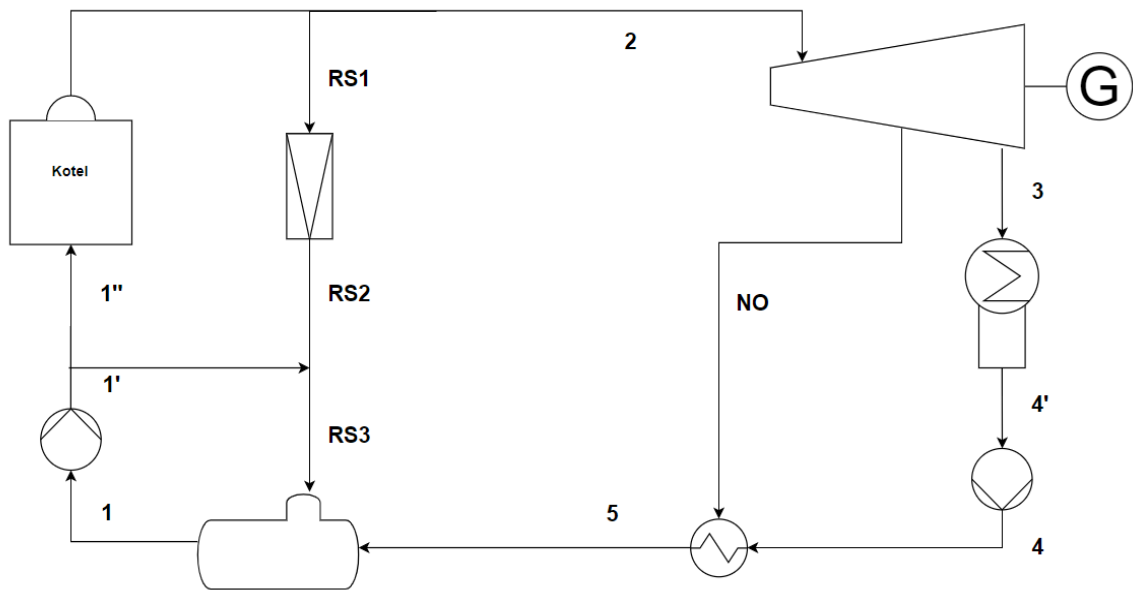
8. Analýza předmětných částí tepelného oběhu

8.1. Předpoklady výpočtu

Technologie a koncepce elektrárny byly popsány v kapitole 5. Pro sestavení tepelné bilance oběhu lze ovšem přijmout některé předpoklady, které výrazně zjednoduší celý výpočet:

- 1) **Neuvažují se žádné ztráty páry a kondenzátu:** Část páry se ztrácí z oběhu například vývěvami v kondenzátoru, v NTO a KUP – řádově se ovšem jedná o průtoky v jednotkách procent v porovnání s hlavním průtokem pracovním látky. Stejně tak se zanedbává ztráta pracovní látky (tedy i tepla) odluhem nebo odkalem.
- 2) **Výkon KUP se přiřazuje k NTO a dále se uvažovat nebude:** Tepelný výkon KUP je vzhledem k NTO a příkonu kotle zanedbatelný – přibližně o 300% menší než výkon NTO. Jeho výkon je pro zjednodušení možné přiřadit k tepelnému výkonu NTO.
- 3) **Kondenzátní čerpadlo stlačuje kondenzát na tlak napájecí nádrže:** Tlak za kondenzátním čerpadlem se předpokládá rovný tlaku v NN. Jinými slovy se zanedbávají veškeré tlakové ztráty v úseku mezi čerpadlem a NN. Změna entalpie vody v kapalném stavu je velice málo závislá na tlaku, proto lze takový předpoklad přijmout.
- 4) **Tlak v NTO je stále stejný:** Předpokládá se stále stejný tlak neregulovaného odběru páry, který ohřívá NTO a regulace jeho výkonu je dána pouze průtokem odběrové páry, který je dán zaplavením parního prostoru NTO kondenzátem a jeho odtokem.
- 5) **Parní kondenzát z NTO se mísí z hlavním kondenzátem za tímto výměníkem:** Ve skutečnosti (viz obrázek 4) je kondenzát neregulovaného odběru odváděn z NTO do nádoby pod kondenzátorem, tzv. hotwellu. Jeho teplota je podle provozních dat přibližně o 8-12°C vyšší než teplota kondenzace na výstupu z TG. Tím je kondenzát v nádrži lehce ohřát a vystupuje z kondenzátoru již lehce přehřátý. Vzhledem k tomu, že pro účely této práce není předmětné určit přesné teplotní poměry na výměníku NTO, nýbrž jen výstupní teplotu za tímto výměníkem, lze přijmout zjednodušující předpoklad, že kondenzát z NTO se mísí s turbínovým kondenzátem až za tímto výměníkem. V opačném případě by bilanční výpočet vedl k zbytečně zdlouhavému postupu, který by přinesl neužitečné informace. Z energetického hlediska nemá toto zjednodušení žádný vliv na správnost výsledku, protože výstupní teplota není ovlivněna tím, jestli se kondenzát neregulovaného odběru z NTO mísí s proudem hlavního kondenzátu před nebo za výměníkem. Z pohledu energetické bilance jde pouze o entalpický spád, který je dán rozdílem entalpií páry z neregulovaného odběru a turbínového kondenzátu.
- 6) **Účinnost NČ a TG se změnou jejich průtoku nemění.**
- 7) **Výkon čerpadla hlavního kondenzátu zůstává stejný**

Po přijetí uvedených předpokladů je oběh následující: Z NN (bod 1) je kondenzát čerpán a stlačován na požadovaný tlak (o něco vyšší než admisní). Prochází výměníky kotle, kde je za konstantního tlaku ohříván a vypařován na přehřátou páru (bod 2). Přehřátá pára expanduje v parní turbíně do podtlaku kondenzátoru (bod 3), kde odevzdává kondenzační teplo chladicímu mediu. Ve stavu syté kapaliny je kondenzát čerpán kondenzátním čerpadlem skrze NTO (bod 5-6) do napájecí nádrže (bod 1). V NN je kondenzát dohříván na mez sytosti zavedením zredukované admisní páry. Admisní pára prochází přes redukční ventil a je chlazená proudem kondenzátu z výtlačku NČ – tím jsou sníženy její tlak a teplota. Takto popsané schéma je na obrázku 17.



Obrázek 17: Zjednodušené technologické schéma elektrárny

8.2. Vstupní data

Vstupními daty tepelné bilance jsou skutečná provozní data, odečtena v nominálním stavu elektrárny. Přehled v tabulce 2.

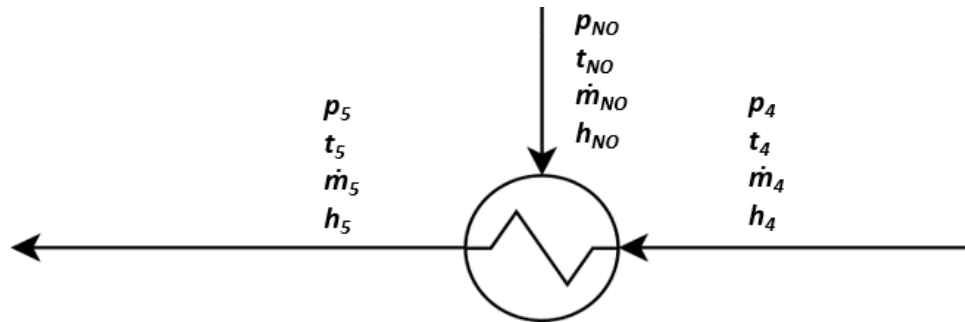
Tabulka 2: Provozní data

Popis	Označení	Hodnota
NTO		
Teplota kondenzátu za NTO (°C)	t_5	88,50
Teplota v napájecí nádrži (°C)	t_1	105,00
Tlak odběrové páry před NTO (bara)	p_{NO}	0,87
RCHS		
Teplota páry za RCHS (°C)	t_{RS3}	129,00
Kotel		
Účinnost kotle (-)	h_k	0,89
Napájecí čerpadlo		
Výstupní tlak (bar)	p_1'	55
Celková účinnost (-)	$h_{NČ}$	0,65
Adiabatická účinnost (-)	$h_{NČ,ad}$	0,7
TG		
Svorkový výkon (MW)	P_{TG}	7,27
Adiabatická účinnost (-)	$h_{TG,ad}$	0,75
Průtok páry to turbíny (t/h)	\dot{m}_2	35,00
Teplota admisní páry (°C)	t_2	400,00
Tlak admisní páry (bara)	p_2	37,00
Tlak emisní páry (bara)	p_3	0,10

8.3. Popis a bilance předmětných částí

8.3.1 NTO

Entalpii neregulovaného odběru lze určit podle tlaku a adiabatické účinnosti TG:



Obrázek 18: Bilanční schéma NTO

$$h_2 = h_{pt}(p_2; t_2) = h_{pt}(37; 400) = 3219,59 \text{ kJ/kg} \quad (8.3.1.1)$$

$$s_2 = s_{pt}(p_2; t_2) = s_{pt}(37; 400) = 6,813 \text{ kJ/kgK} \quad (8.3.1.2)$$

$$h_{NO,ad} = h_{ps}(p_2; s_2) = h_{ps}(0,87; 6,813) = 2450,22 \text{ kJ/kg} \quad (8.3.1.3)$$

$$h_{NO} = h_2 - (h_2 - h_{NO,ad}) \cdot \eta_{TG,ad} \quad (8.3.1.4)$$

$$\begin{aligned} h_{NO} &= h_2 - (h_2 - h_{NO,ad}) \cdot \eta_{TG,ad} = \\ &= 3219,59 - (3219,59 - 2450,22) \cdot 0,75 = 2642,56 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (8.3.1.5)$$

Entalpie kondenzátu před NTO lze vyjádřit ze stavu kondenzátu a izoentropickým stlačením na tlak v NN:

$$p_1 = psat_t(t_1) = psat_t(105) = 1,21 \text{ bara} \quad (8.3.1.6)$$

$$h'_4 = hl_p(p_3) = hl_p(0,1) = 191,81 \text{ kJ/kg} \quad (8.3.1.7)$$

$$s'_4 = sl_p(p_3) = sl_p(0,1) = 0,649 \text{ kJ/kgK} \quad (8.3.1.8)$$

$$h_4 = h_{ps}(p_1; s'_4) = h_{ps}(1,21; 0,649) = 191,91 \text{ kJ/kg} \quad (8.3.1.9)$$

Entalpie za NTO podle zadané teploty:

$$h_5 = h_{pt}(p_1; t_5) = h_{pt}(1,21; 88,5) = 370,70 \text{ kJ/kg} \quad (8.3.1.10)$$

Bilance NTO:

$$h_{NO} \cdot \dot{m}_{NO} + h_4 \cdot \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (8.3.1.11)$$

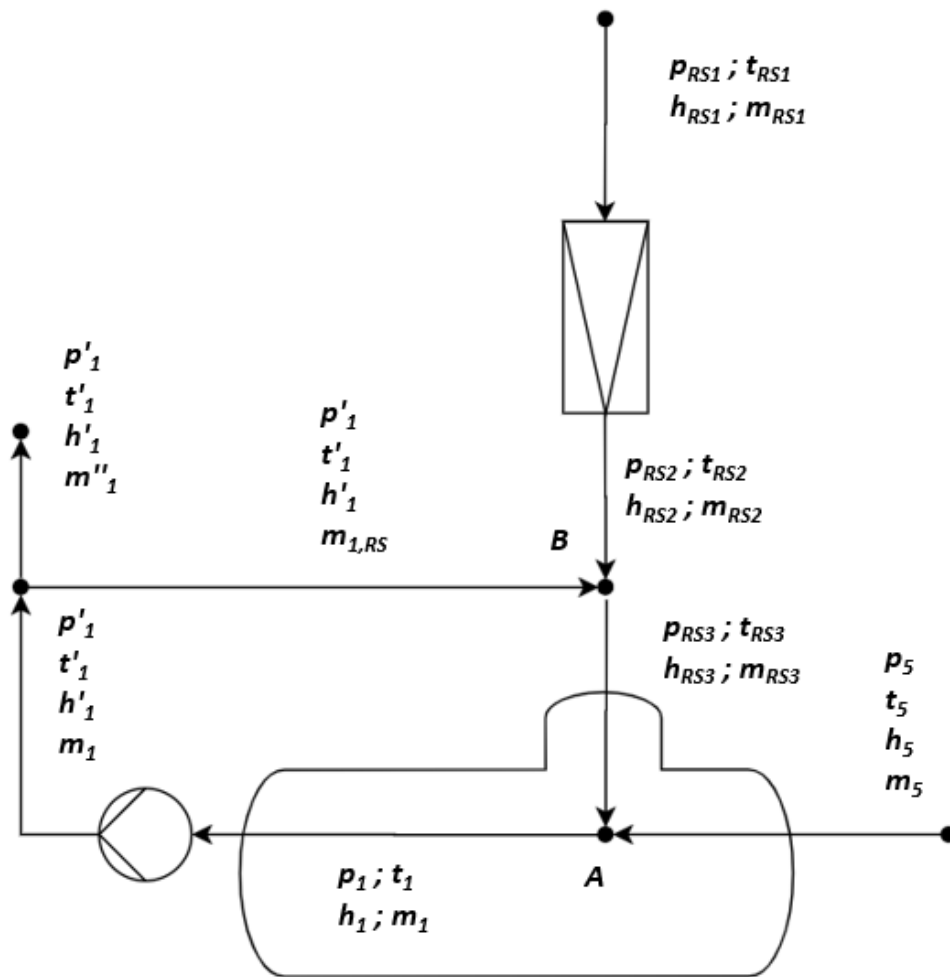
$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{NO} = \dot{m}_5 \quad (8.3.1.12)$$

$$h_{NO} \cdot \dot{m}_{NO} + h_4 \cdot \dot{m}_4 = (\dot{m}_4 + \dot{m}_{NO}) \cdot h_5 \quad (8.3.1.13)$$

$$(h_{NO} - h_5) \cdot \dot{m}_{NO} = (h_5 - h_4) \cdot (\dot{m}_5 - \dot{m}_{NO}) \quad (8.3.1.15)$$

$$\dot{m}_{NO} = \dot{m}_4 \cdot \frac{(h_5 - h_4)}{(h_{NO} - h_4)} = 35 \cdot \frac{370,7 - 191,91}{2642,56 - 191,91} = 2,554 \text{ t/h} \quad (8.3.1.16)$$

8.3.2 Redukční stanice a napájecí nádrž



Obrázek 19: Bilanční schéma NN

Voda v NN dosahuje meze sytosti, vnitřní tlak tedy lze určit jako:

$$p_1 = psat_t(t_1) = psat_t(105) = 1,21 \text{ bara} \quad (8.3.2.1)$$

$$h_1 = h_pt(t_1) = h_pt(1,21; 105) = 440,21 \text{ kJ/kg} \quad (8.3.2.2)$$

Uzel A:

$$h_{RS3} = h_pt(p_{RS3}; t_{RS3}) = h_pt(1,21; 129) = 2\,732,77 \text{ kJ/kg} \quad (8.3.2.3)$$

Pára z RCHS se směšuje s proudem přitékajícího kondenzátu – hmotnostní tok můžeme určit z bilance:

$$h_1 \cdot (\dot{m}_{RS3} + \dot{m}_5) = h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_{RS3} \cdot \dot{m}_{RS3} \quad (8.3.2.4)$$

$$h_1 \cdot \dot{m}_{RS3} - h_{RS3} \cdot \dot{m}_{RS3} = h_5 \cdot \dot{m}_5 - h_1 \cdot \dot{m}_5 \quad (8.3.2.5)$$

$$\dot{m}_{RS3} = \dot{m}_5 \cdot \frac{h_5 - h_1}{h_1 - h_{RS3}} = 22,1 \cdot \frac{370,70 - 440,21}{440,21 - 2\,732,77} = 1,061 \text{ t/h} \quad (8.3.2.6)$$

Uzel B:

Pro snížení teploty páry vstupující do NN je do jejího proudu zástřikem přiveden kondenzát z NN. Před tímto zástřikem je pára škrcena na požadovaný tlak (tlak v NN) – tento děj uvažujeme jako izoentalpický, musí tedy platit:

$$h_{RS2} = h_{RS1} = h_2 = h_{pt}(p_2; t_2) = h_{pt}(37; 400) = 3219,59 \text{ kJ/kg} \quad (8.3.2.7)$$

Pro bilanci:

$$\dot{m}_{RS3} = \dot{m}_{RS2} + \dot{m}_{1,RS} \quad (8.3.2.8)$$

$$\dot{m}_{RS3} \cdot h_{RS3} = \dot{m}_{RS2} \cdot h_{RS2} + \dot{m}_{1,RS} \cdot h_1' \quad (8.3.2.9)$$

Po dosazení:

$$\dot{m}_{RS3} \cdot h_{RS3} = \dot{m}_{RS2} \cdot h_{RS2} + (\dot{m}_{RS3} - \dot{m}_{RS2}) \cdot h_1' \quad (8.3.2.10)$$

$$\dot{m}_{RS3} \cdot (h_{RS3} - h_1') = \dot{m}_{RS2} \cdot (h_{RS2} - h_1') \quad (8.3.2.11)$$

$$\dot{m}_{RS2} = \dot{m}_{RS3} \cdot \frac{h_{RS3} - h_1'}{h_{RS2} - h_1'} = 1,06 \cdot \frac{2\,732,77 - 448,29}{3\,219,59 - 448,29} = 0,875 \text{ t/h} \quad (8.3.2.12)$$

$$\dot{m}_{1,RS} = \dot{m}_{RS3} - \dot{m}_{RS2} = 1,061 - 0,875 = 0,186 \text{ t/h} \quad (8.3.2.13)$$

Průtok z NN jako:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{RS3} + \dot{m}_5 = 1,061 + 35 = 36,061 \text{ t/h} \quad (8.3.2.14)$$

¹ Vypočteno na str. 40.

8.3.3 Kotel a napájecí čerpadlo

Před vstupem do kotle je NV stlačena na tlak vyšší, než je tlak admisní páry. Při uvažování ideálního děje bude entropie za i před čerpadlem stejná:

$$s_1 = sl_p(p_1) = sl_p(1,21) = 1,363 \text{ kJ/kgK} \quad (8.3.3.1)$$

$$h_{1,ad'} = h_{ps}(p_1'; s_1) = h_{ps}(55; 1,363) = 445,87 \text{ kJ/Kg} \quad (8.3.3.2)$$

Skutečná výstupní entalpie je dána adiabatickou účinností:

$$\begin{aligned} h_1' &= h_1 + \frac{h_{1,ad'} - h_1}{\eta_{ad}} = \\ &= 440,21 + \frac{445,87 - 440,21}{0,7} = 448,29 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (8.3.3.3)$$

Na základě celkové účinnosti čerpadla lze určit jeho příkon jako:

$$\begin{aligned} P_{N\check{c}} &= (h_{1,ad'} - h_1) \cdot \frac{\dot{m}_1}{\eta_{N\check{c}}} = \\ &= (445,87 - 440,21) \cdot \frac{36,061}{0,65 \cdot 3,6} = 87,11 \text{ kW} \end{aligned} \quad (8.3.3.4)$$

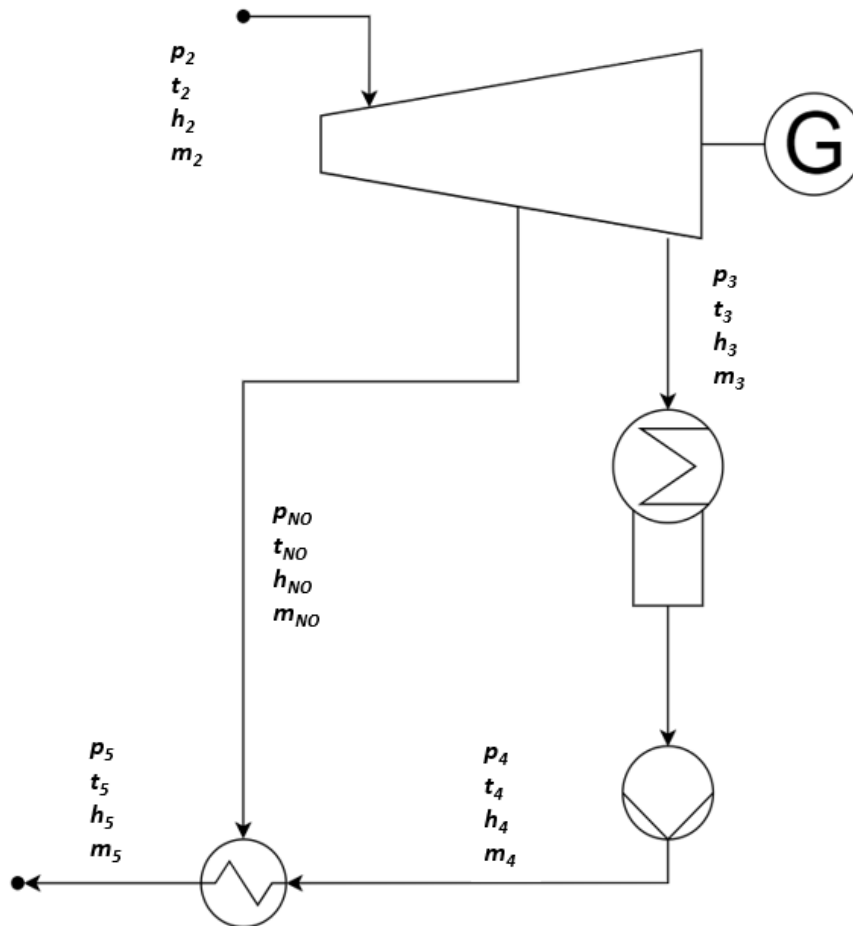
Průtok napájecí vody do kotle je snížen o množství chladící vody do RCHS:

$$\dot{m}_1'' = \dot{m}_1' - \dot{m}_{1,RS} = 36,061 - 0,186 = 35,875 \text{ t/h} \quad (8.3.3.5)$$

Průtokem výměníky kotle dochází k ohřívání a vypařování NV a následně k přehřátí páry na požadovanou teplotu za konstantního tlaku. Tepelný příkon kotle:

$$\begin{aligned} Q_k &= (h_2 - h_1') \cdot \frac{\dot{m}_1''}{\eta_k} = \\ &= (3\,214,91 - 448,29) \cdot \frac{35,875}{3,6 \cdot 0,89} = 31\,029,96 \text{ kW} \end{aligned} \quad (8.3.3.6)$$

8.3.4 Turbína



Obrázek 20: Bilanční schéma TG a NTO

Pára z kotle vstupuje do turbíny, kde expanduje na tlak určený chlazením kondenzátoru. Z turbíny je vyveden jeden neregulovaný odběr pro ohřev NTO.

Entropie admissní páry:

$$s_2 = s_{pt}(p_2, t_2) = s_{pt}(37,400) = 6,813 \text{ kJ/kgK} \quad (8.3.4.1)$$

Emisní entalpie turbíny:

$$h_{3,ad} = h_{ps}(p_3; s_2) = h_{ps}(0,1; 6,813) = 2\,157,81 \text{ kJ/kg} \quad (8.3.4.2)$$

$$h_3 = h_2 - (h_2 - h_{3,ad}) \cdot \eta_{ad,TG} = \\ = 3\,219,59 - (3\,219,59 - 2\,157,81) \cdot 0,704 = 2\,423,25 \text{ kJ/kg} \quad (8.3.4.3)$$

Výkon TG je definován provozními daty. Jediné, co zbývá určit je mechanická účinnost. Pro její určení je potřeba znát koeficient nevyužitého entalpického spádu a poměrné odběrové množství neregulovaného odběru:

$$\mu = \frac{h_2 - h_{NO}}{h_2 - h_3} = \frac{3\,219,59 - 2\,642,56}{3\,219,59 - 2\,423,25} = 0,2754 \quad (8.3.4.4)$$

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{NO}}{\dot{m}_2} = \frac{2,554}{35} = 0,073 \quad (8.3.4.5)$$

Pro výkon TG platí:

$$P_{TG} = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_3) \cdot (1 - \mu \cdot \alpha) \cdot \eta_{m,TG} \quad (8.3.4.6)$$

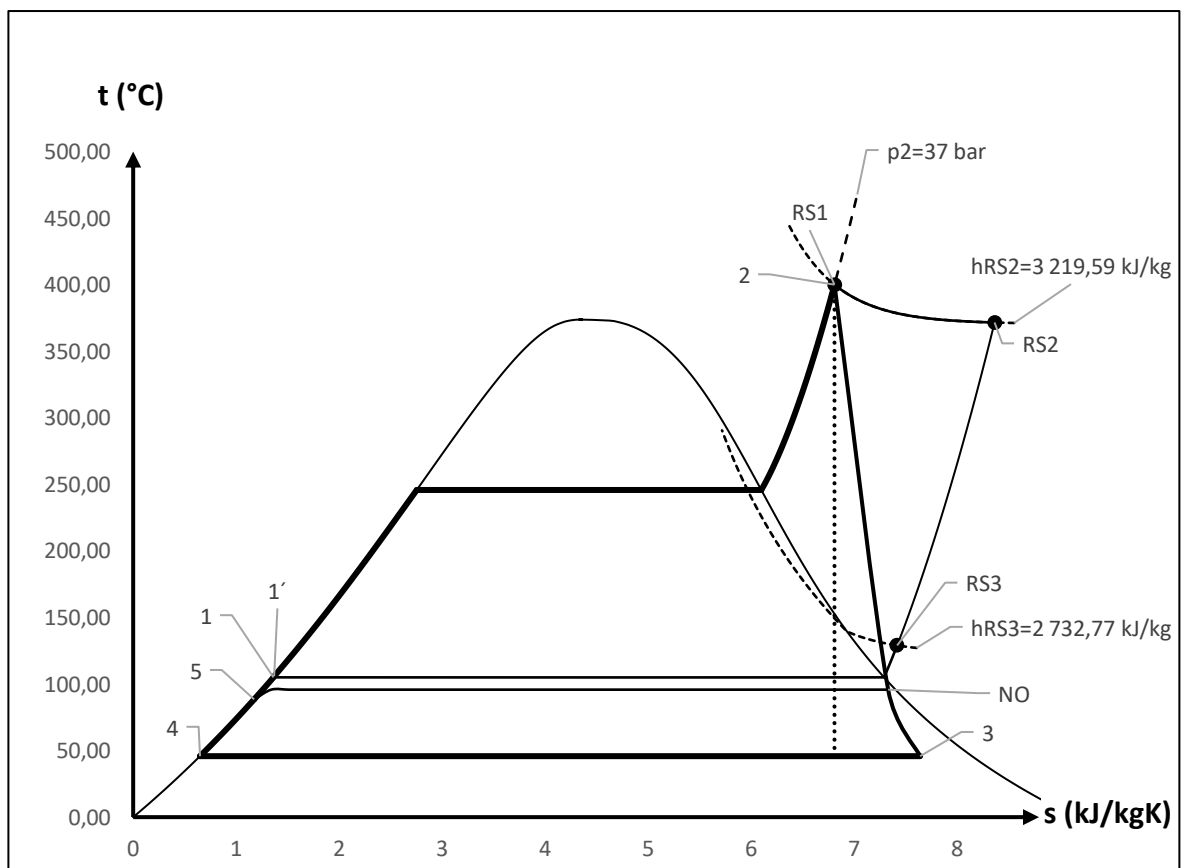
$$\eta_{m,TG} = \frac{P_{TG}}{\dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_3) \cdot (1 - \mu \cdot \alpha)} \quad (8.3.4.7)$$
$$= \frac{7,27}{35 \cdot (3\,219,59 - 2\,423,25) \cdot (1 - 0,073 \cdot 0,2754)} = 0,958$$

8.3.5 Souhrn

Celý oběh je popsán v jednotlivých bodech v tabulce 3 a v Ts diagramu vody a vodní páry (obrázku 21).

Tabulka 3: Parametry páry v jednotlivých uzlech oběhu

Uzel	\dot{m} (t/h)	p (bara)	t (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	x (-)
1	35,875	1,209	105,000	440,213	1,363	0,000
1'	35,875	55,000	105,970	448,288	1,370	0,000
2	35,000	37,000	400,000	3 219,592	6,813	1,000
3	32,446	0,100	45,808	2 423,254	7,645	0,930
4	32,446	1,209	45,808	191,909	0,649	0,000
5	35,000	1,209	88,500	370,701	1,175	0,000
RS1	0,875	37,000	400,000	3 219,592	6,813	1,000
RS2	0,875	1,209	371,576	3 219,592	8,368	1,000
RS3	1,061	1,209	129,000	2 732,767	7,422	1,000
NO	2,554	0,870	95,759	2 642,559	7,334	0,990
Tepelný příkon kotle				Q_t (kW)	31 029,96	
Výkon TG				P_{TG} (MW)	7,270	
Tepelná účinnost oběhu				h_{RC}	0,23429	



Obrázek 21: Oběh elektrárny v ts diagramu

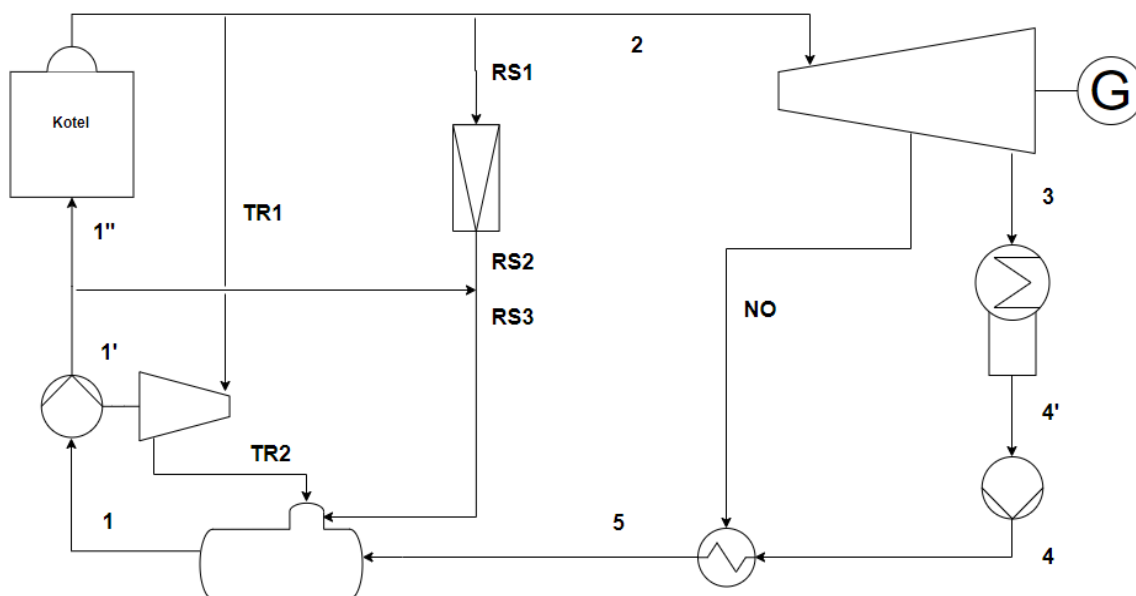
9. Tepelný oběh s doplněním TR

Parní redukce bude umístěna jako pohon napájecí čerpadla dle koncepce popsané v kapitole 5.3. Vstupující pára do TR má stejné parametry jako admisní pára TG.

Přepočet tepelného oběhu bude proveden v těchto krocích:

- 1) **Úprava provozu NTO a RCHS:** Emisní pára z TR vstupuje do NN, kde se zredukovaná parou z RCHS dohřívá kondenzát na požadovanou teplotu. Aby nedošlo k přehřívání NN musí být snížen výkon NTO tak, aby byla zachována teplota v NN. Regulaci tlaku a tedy i teploty NN zajišťuje pára z RCHS, proto se i po umístění TR bude uvažovat provoz RCHS, avšak s co nejnižším průtokem. Nepřerušování provozu RCHS je mimoto důležité i pro dotápění NN, pokud náhle vzroste průtok kondenzátu – např. při sepnutí čerpadel čerpajících kondenzát z kondenzátní nádrže. Snížením průtoku RCHS lze samozřejmě dosáhnout opačného efektu. Nadále se uvažuje i zástržik RCHS s původním poměrem, neboť z pevnostních důvodů nesmí pára vstupující do NN překročit 300 °C.
- 2) **Stanovení skutečného výkonu TR:** Pára z TR vstupuje do NN a tím se zvyšuje průtok napájecím čerpadlem – pro řešení takové cyklické závislosti je zapotřebí užit iterační postupu výpočtu.
- 3) **Určení změny výkonu kotle a spotřeby paliva:** Změna výkonu kotle bude sloužit pro ekonomické vyhodnocení projektu.

Upravené tepelné schéma je na obrázku 22.



Obrázek 22: Zjednodušené technologické schéma elektrárny s doplněním TR

9.1. Točivá redukce

Technické parametry TR uvažované v této práci jsou součástí zadání – přehled v tabulce 4. Vstupní hodnoty TR odpovídají hodnotám ostré páry tepelného oběhu zdroje a účinnost se v uvedeném rozsahu uvažuje jako konstantní. Nejedná se ovšem o popis konkrétní TR, ale o očekávatelné parametry v uvedeném rozsahu.

Tabulka 4: Parametry TR

Vstupní tlak	p_{TR1} (bara)	37
Vstupní teplota	t_{TR1} (°C)	400
Výstupní tlak	p_{TR2} (bara)	1,21
Výkon na spojce	P_{TR} (kW)	80-100
Adiabatická účinnost	$h_{TR,ad}$	0,31
Celková účinnost	h_{TR}	0,29

Výkon TR je určen příkonem NČ. Se známou účinností zbývá dopočítat hmotnostní průtok páry.

Jmenovité vstupní parametry:

$$s_2 = s_{pt}(p_2, t_2) = s_{pt}(37, 400) = 6,813 \text{ kJ/kgK} \quad (9.1.1)$$

$$h_{TR1} = h_{pt}(p_{TR1}; t_{TR1}) = h_{pt}(37; 400) = 3\,219,59 \text{ kJ/kg} \quad (9.1.2)$$

Výstupní entalpie:

$$h_{TR2,ad} = h_{ps}(p_{TR2}; s_{TR1}) = h_{ps}(1,21; 6,813) = 2\,501,09 \text{ kJ/kg} \quad (9.1.3)$$

$$\begin{aligned} h_{TR2} &= h_{TR1} - (h_{TR1} - h_{TR2,ad}) \cdot \eta_{TR,ad} \\ &= 3\,219,59 - (3\,219,59 - 2\,501,09) \cdot 0,3 = 2\,996,86 \text{ kJ/kgK} \end{aligned} \quad (9.1.4)$$

Průtok páry TR ze vztahu:

$$P_{TR} = \dot{m}_{TR} \cdot (h_{TR1} - h_{TR2,ad}) \cdot \eta_{TR} \quad (9.1.5)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{TR} &= \frac{P_{TR}}{(h_{TR1} - h_{TR2,ad}) \cdot \eta_{TR}} = \\ &= \frac{87,11}{(3\,219,59 - 2\,501,09) \cdot 0,29} = 1,505 \text{ t/h} \end{aligned} \quad (9.1.6)$$

Mechanická účinnost:

$$\begin{aligned} \eta_{TR,m} &= \frac{P_{TR}}{(h_{TR1} - h_{TR2,ad}) \cdot \dot{m}_{TR}} = \\ &= \frac{87,11}{(3\,219,59 - 2\,501,09) \cdot 1,505} = 0,9355 \end{aligned} \quad (9.1.7)$$

9.2. Úprava provozu NTO

Aby nedošlo k přehřívání kondenzátu v NN, musí být snížen tepelný výkon NTO a RCHS. Zároveň však musí být zachován výkon TG. Rovnici pro určení výstupní entalpie z NTO lze odvodit z rovnice tepelné bilance NTO:

$$\dot{m}_{NO} = \frac{h_5 - h_4}{h_{NO} - h_4} \cdot \dot{m}_5 \quad (9.2.1)$$

a vztahu pro výkon TG:

$$P_{TG} = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_3) \cdot \left(1 - \mu \cdot \frac{\dot{m}_{NO}}{\dot{m}_2}\right) \cdot \eta_{m,TG} \quad (9.2.2)$$

Za předpokladu neměnné účinnosti TG a entalpického spádu, lze z prvního vztahu dosadit:

$$P_{TG} = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_3) \cdot \left(1 - \mu \cdot \frac{h_5 - h_4}{h_{NO} - h_4} \cdot \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_2}\right) \cdot \eta_{m,TG} \quad (9.2.3)$$

Úpravami lze průtok do TG (do NN) vyjádřit jako:

$$\dot{m}_5 = \frac{P_{TG}}{\left(1 - \mu \cdot \frac{h_5 - h_4}{h_{NO} - h_4}\right) \cdot \eta_{m,TG} \cdot (h_2 - h_3)} \quad (9.2.4)$$

Zároveň musí být zachována teplota a tlak v NN – tuto podmínku lze vyjádřit jako:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 \cdot h_1 &= (\dot{m}_{TR} + \dot{m}_5 + k \cdot \dot{m}_{RS}) \cdot h_1 \\ &= \dot{m}_{TR} \cdot h_{TR2} + \dot{m}_5 \cdot h_5 + k \cdot \dot{m}_{RS} \cdot h_{RS} \end{aligned} \quad (9.2.5)$$

Koeficient k určuje poměrné zachování průtoku (výkonu) RCHS.

Upravením:

$$\dot{m}_5 = \frac{(\dot{m}_{TR} + k \cdot \dot{m}_{RS}) \cdot h_1 - k \cdot \dot{m}_{RS} \cdot h_{RS} - \dot{m}_{TR} \cdot h_{TR2}}{h_5 - h_1} \quad (9.2.6)$$

Po dosazení:

$$\begin{aligned} &\frac{(\dot{m}_{TR} + k \cdot \dot{m}_{RS}) \cdot h_1 - k \cdot \dot{m}_{RS} \cdot h_{RS} - \dot{m}_{TR} \cdot h_{TR2}}{h_5 - h_1} \\ &= \frac{P_{TG}}{\left(1 - \mu \cdot \frac{h_5 - h_4}{h_{NO} - h_4}\right) \cdot \eta_{m,TG} \cdot (h_2 - h_3)} \end{aligned} \quad (9.2.7)$$

Zavedením konstant:

$$M = (\dot{m}_{TR} + k \cdot \dot{m}_{RS}) \cdot h_1 - k \cdot \dot{m}_{RS} \cdot h_{RS} - \dot{m}_{TR} \cdot h_{TR2} \quad (9.2.8)$$

$$C_1 = \eta_{m, TG} \cdot (h_2 - h_3) \quad (9.2.9)$$

a provedením několika úprav lze výsledný vztah pro určení entalpie za NTO vyjádřit jako:

$$h_5 = \frac{C_1 \cdot M \cdot \left(1 + \mu \cdot \frac{h_4}{h_{NO} - h_4}\right) + P_{TG} \cdot h_1}{\frac{\mu \cdot M \cdot C_1}{h_{NO} - h_4} + P_{TG}} \quad (9.2.10)$$

9.3. Úprava provozu redukční stanice

Množství průtoku páry stanicí RCHS je definováno součinitelem k z předchozí kapitoly. Vytápění NN touto parou se po umístění TR uvažuje jako minimální možné pro udržení potřebného tlaku a případnou regulaci teploty. Po konzultaci volím jako dvě procenta nominálního stavu ($k = 0,02$). Získané hodnoty bude nutné pro korektnost řešení přepočítat (viz iterace v další kapitole). Zatím tedy budou označeny horním indexem I (první výpočet).

$$\dot{m}_{RS1}^I = k \cdot \dot{m}_{RS1} = 0,02 \cdot 0,875 = 0,0175 \text{ t/h} \quad (9.3.1)$$

Chlazení ostré páry v RCHS se uvažuje stejné, pak platí:

$$\dot{m}_{1,RS}^I = k \cdot \dot{m}_{1,RS} = 0,02 \cdot 0,186 = 0,0037 \text{ t/h} \quad (9.3.2)$$

$$\dot{m}_{RS3}^I = k \cdot \dot{m}_{RS3} = 0,02 \cdot 1,061 = 0,0212 \text{ t/h} \quad (9.3.3)$$

9.4. Přepočet oběhu

Pro stanovení finálního průtoku parní redukci a kondenzátu z NTO je potřeba použít iterační výpočet, neboť pára vystupující z TR navyšuje celkové dopravované množství NČ – tím roste jeho příkon (výkon TR). Navýšení výkonu TR vyžaduje navýšení průtoku a tím se opět zvyšuje příkon čerpadla – taková závislost by vyžadovala poměrně komplikované analytické řešení, proto je snazší přistoupit k iteračnímu výpočtu. Výpočet vychází ze vztahů pro bilanci NN z předchozí kapitoly, příkon NČ a výkon TR. Iterační krok ve tvaru:

$$M^{n+1} = (\dot{m}_{TR}^n + k \cdot \dot{m}_{RS}) \cdot h_1 - k \cdot \dot{m}_{RS} \cdot h_{RS} - \dot{m}_{TR}^n \cdot h_{TR2} \quad (9.4.1)$$

$$h_5^{n+1} = \frac{C_1 \cdot M^{n+1} \cdot \left(1 + \mu \cdot \frac{h_4}{h_{NO} - h_4}\right) + P_{TG} \cdot h_1}{\frac{\mu \cdot M^{n+1} \cdot C_1}{h_{NO} - h_4} + P_{TG}} \quad (9.4.2)$$

$$\dot{m}_5^{n+1} = \frac{P_{TG}}{\left(1 - \mu \cdot \frac{h_5^{n+1} - h_4}{h_{NO} - h_4}\right) \cdot \eta_{m, TG} \cdot (h_2 - h_3)} \quad (9.4.3)$$

$$\dot{m}_{NO}^{n+1} = \frac{h_5^{n+1} - h_4}{h_{NO} - h_4} \cdot \dot{m}_5^{n+1} \quad (9.4.4)$$

$$\dot{m}_1^{n+1} = \dot{m}_{TR}^n + k \cdot \dot{m}_{RS3} + \dot{m}_5^{n+1} \quad (9.4.5)$$

$$P_{P,N\check{C}}^{n+1} = \dot{m}_1^{n+1} \cdot \eta_{m,N\check{C}} \cdot (h'_{1,ad} - h_1) \quad (9.4.6)$$

$$\dot{m}_{TR}^{n+1} = \frac{P_{P,N\check{C}}^{n+1}}{P_{P,N\check{C}}^n} \cdot \dot{m}_{TR}^n \quad (9.4.7)$$

Výsledky iterace:

Tabulka 5: Výsledky iteračního výpočtu bilance NN

krok	M (kJ/s)	h ₅ (kJ/kg)	ṁ ₅ (t/h)	ṁ _{NO} (t/h)	ṁ ₁ (t/h)	P _{P,NČ} (kW)	ṁ _{TR} (t/h)	Max. rozdíl (%)
I	-1 082,3281	328,3472	34,8308	1,9392	36,3570	87,8220	1,5173	-
II	-1 091,0956	327,4292	34,8272	1,9260	36,3657	87,8430	1,5177	0,0239
III	-1 091,3533	327,4022	34,8271	1,9256	36,3660	87,8436	1,5177	0,0007

Tepelný příkon oběhu:

$$\begin{aligned} Q_p &= \eta_k \cdot (h_2 - h'_1) \cdot \dot{m}'_1 = \eta_k \cdot (h_2 - h'_1) \cdot (\dot{m}_1 - \dot{m}_{1,RS}) = \\ &= 0,89 \cdot (3\,219,59 - 448,29) \cdot (36,366 - 0,0037) = 31\,451,59 \text{ kW} \end{aligned} \quad (9.4.8)$$

9.5. Porovnání stavu před a po umístění točivé redukce

Tabulka 6: Porovnání tepelného oběhu v jednotlivých uzlech po doplnění TR

Uzel	ṁ (t/h)		p (bara)		t (°C)		h (kJ/kg)		s (kJ/kgK)	
	Stav 1	Stav 2	Stav 1	Stav 2	Stav 1	Stav 2	Stav 1	Stav 2	Stav 1	Stav 2
1	5,875	36,366	1,21	1,21	105,00	105,00	440,21	440,21	1,363	1,363
1'	35,875	36,366	55,00	55,00	105,97	105,97	448,29	448,29	1,370	1,370
2	35,000	34,827	37,00	37,00	400,00	400,00	3 219,59	3 219,59	6,813	6,813
3	32,446	32,901	0,10	0,10	45,81	45,81	2 423,25	2 423,25	7,645	7,645
4	32,446	32,901	1,21	1,21	45,81	45,81	191,91	191,91	0,649	0,649
5	35,000	34,827	1,21	1,21	88,50	78,19	370,70	327,40	1,175	1,054
RS1	0,875	0,017	37,00	37,00	400,00	400,00	3 219,59	3 219,59	6,813	6,813
RS2	0,875	0,017	1,21	1,21	371,58	371,58	3 219,59	3 219,59	8,368	8,368
RS3	1,061	0,021	1,21	1,21	129,00	129,00	2 732,77	2 732,77	7,422	7,422
NO	2,554	1,926	0,87	0,87	95,76	95,76	2 642,56	2 642,56	7,334	7,334
TR1		1,518		400,00		400,00		3 219,59		5,864
TR2		1,518		1,21		261,52		2 996,86		7,989
					Stav 1	Stav 2			Změna (%)	
Průtok páry kotlem			ṁ _{1'} (t/h)		35,875	36,362			1,36	
Tepelný příkon kotle			Q _p (kW)		31 029,96	31 451,59			1,36	
Výkon TG			P _{TG} (MW)		7,27	7,27			0,00	
Tepelná účinnost oběhu			h _{RC}		0,2343	0,2311			-1,34	

9.6. Ekonomické hodnocení

Ekonomický přínos je tvořen snížením vlastní technologické spotřeby. Tím se dle platné legislativy (viz kapitola 3) zvyšuje množství prodané silové elektřiny, která je navíc podpořena zeleným bonusem. Tento zisk je snížen o zvýšené náklady na palivo (pro pohon TR) a provozní náklady TR. Náklady jako například zvýšení výkonu spalínového ventilátoru a další náklady související s navýšením výroby páry se neuvažují.

Všechny vstupní údaje pro ekonomické vyhodnocení jsou shrnuty v tabulce 7. Příkon kotle a čerpadla je určen předchozím výpočtem. Výše podpory (zeleného bonusu) je uvažována pro rok 2021. Ostatní údaje jako cena paliva, investice a cena elektřiny jsou voleny na základě konzultace s vedoucím závěrečné práce.

Tabulka 7: Vstupní údaje pro ekonomické hodnocení

Příkon kotle před umístěním TR			$Q_{t,p}^*$ (kW)	31 029,96	
Příkon kotle po umístění TR			$Q_{t,p}^{**}$ (kW)	31 451,59	
Příkon NČ	$P_{p,NČ}$ (kW)	87,84	Zelený bonus 01	$C_{ZB,01}$ (kč/MWh)	2 921,000
Roční provoz	T (h)	8 200,00	Zelený bonus 01	$C_{ZB,02}$ (kč/MWh)	2 221,000
Cena paliva	C_{pal} (kč/GJ)	175,000	Poměr paliva 01/02	01/02 (-)	0,50
Cena elektřiny	C_{el} (kč/MWh)	1 500,000	Provozní náklady	N_p (kč/rok)	50 000
			Investiční náklady	N_I (kč)	4 000 000

Náklady v palivu spojené s navýšením výroby páry jsou úměrné změně tepelného příkonu:

$$\begin{aligned}
 N_{pal} &= T \cdot C_{pal} \cdot \eta_k \cdot (Q_p^{**} - Q_p^*) = \\
 &= 8\,200 \cdot 175 \cdot 0,89 \cdot (31\,451,59 - 31\,029,96) \cdot \frac{3,6}{1000} \\
 &= 2\,178\,127 \text{ kč/rok}
 \end{aligned}
 \tag{9.6.1}$$

Zisk dosažený snížením vlastní technologické spotřeby (větší množství prodané silové elektřiny) odpovídá elektrické spotřebě NČ:

$$N_{NČ,el} = T \cdot P_{p,NČ} \cdot C_{el} = 8\,200 \cdot 87,84 \cdot 1,5 = 1\,080\,476,34 \text{ kč/rok}
 \tag{9.6.2}$$

Zvýšení zisku zeleným bonusem je opět úměrné elektrické spotřebě NČ a složení paliva:

$$\begin{aligned}
 N_{ZB} &= T \cdot P_{p,NČ} \cdot \left(\frac{O_1}{O_2} \cdot C_{ZB,01} + \left(1 - \frac{O_1}{O_2} \right) \cdot C_{ZB,02} \right) = \\
 &= 8\,200 \cdot 87,84 \cdot (0,5 \cdot 2\,921 + (1 - 0,5) \cdot 2\,221) = 1\,851\,936 \text{ kč/rok}
 \end{aligned}
 \tag{9.6.3}$$

Nový obrat:

$$\begin{aligned} CF &= N_{ZB} + N_{N\check{c},el} - N_{pal} - N_p \\ &= 1\,841\,936 + 1\,080\,476,34 - 2\,178\,127 - 50\,000 \\ &= 704\,286 \text{ k\check{c}/rok} \end{aligned} \tag{9.6.4}$$

Prostou dobu návratnosti lze vyjádřit zlomkem:

$$T_N = \frac{N_I}{CF} = \frac{4\,000\,000}{704\,285} = 5,7 \text{ rok} \tag{9.6.5}$$

10. Diskuze

10.1. Udržitelnost zisku

Udržitelnost zisku je nutné sledovat především z pohledu plánované životnosti zdroje s ohledem na návratnost projektu, která výpočtem vychází na necelých 6 let. Dalším důležitým vlivem u biomasových zdrojů může být udržitelnost podpory pro OZE a cena paliva, která může být ovlivněna řadou vlivů, a to i zejména vlivů přírodních, které nelze nijak řídit či přesně předpokládat, viz cena dřevní štěpky a kůrovcová kalamita. Obecně se na ekonomie projektu podílí tyto faktory:

- **Cena a typ paliva**
- **Cena investice**
- **Cena podpory pro OZE**
- **Cena elektřiny**
- **Roční využití zdroje**

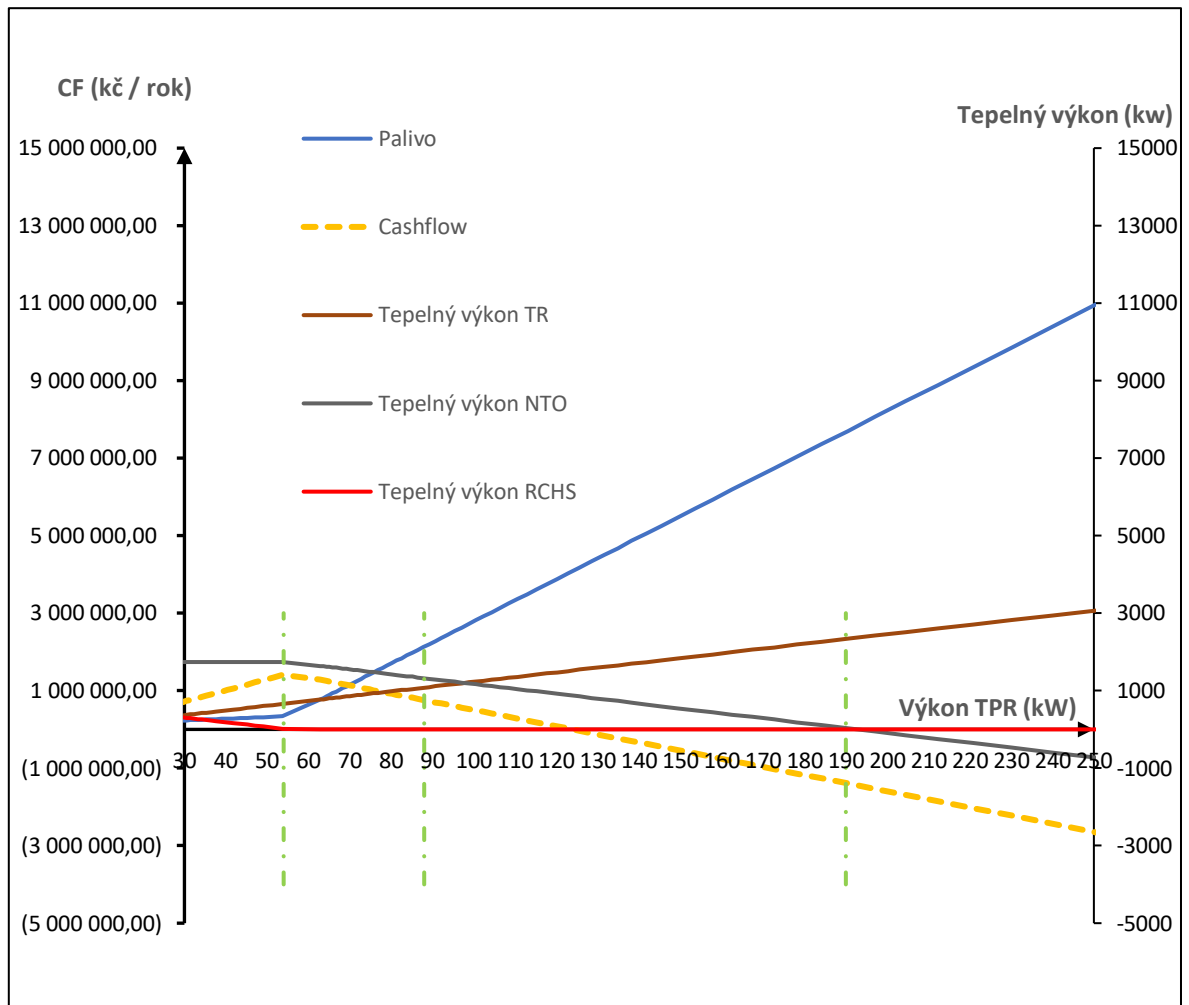
10.2. Volba poháněného zařízení

Důležitým předpokladem pro výdělečnost projektu je volba poháněného zařízení, respektive jeho příkonu (výkonu TR). Z investičního hlediska může být příjemným bonusem, pokud je pro pohon možné použít některý ze spotřebičů, který pracuje v režimu 1+1 (v záložním režimu), tím odpadá nutnost pořizování nového zařízení a zároveň zůstane záložní provoz zachovaný s elektrickým pohonem. Zásadním technickým předpokladem je pak trvalý a nekolísavý provoz zařízení. Pokud by se jednalo o zařízení pracující s proměnlivým zatížením, zkomplikovalo by se využití odpadního tepla a zároveň by bylo obtížnější takový provoz z ekonomického hlediska vyhodnotit, a kromě toho má plynulý provoz pozitivní vliv na životnost TR.

Závislost ekonomické efektivity projektu na výkonu TR je vynesena v grafu na obrázku 23, který je rozdělen na tři části. S rostoucím výkonem TR zároveň roste produkce odpadního tepla, a aby mohlo být efektivně využito a nedocházelo k přehřívání NN, musí se snižovat výkon RCHS. K útlumu RCHS dochází až do chvíle, kdy tepelný výkon TR zcela nahradí původní příspěvek z RCHS. Taková produkce odpadního tepla odpovídá TR s výkonem přibližně 54 kW a je tak dosaženo nejvyššího možného ročního výdělku. Dalším zvyšováním výkonu TR se opět z důvodu zachování teploty v NN musí snižovat výkon NTO a je patrné, že takové opatření má již na výdělečnost negativní vliv a pro výkon TR přes 125 kW je již celý provoz prodělečný. Dalším bodem je dosažení výkonu 190 kW, po jehož překročení klesá výkon NTO do záporných hodnot – to znamená, že po překročení výkonu 190 kW (po úplném vyřazení NTO) již není možné efektivně využít odpadního tepla z TR a přebytek tohoto by musel zásobovat jinou technologii nebo být odveden do okolí.

Prostřední svislíce v grafu určuje výkon TR pro pohon NČ, navržený v předchozím výpočtu. Je viditelné, že tento provozní bod se již nachází v oblasti, kdy je nutné snižovat výkon NTO a není tak dosaženo optimální výdělečnosti. V tomto případě by bylo vhodné provést ekonomické hodnocení více variant, a to nejlépe i těch

s nižším výkonem TR. V úvahu by taktéž mohla přijít možnost s instalací účinnějšího NČ, to ovšem na úkor investičních nákladů.

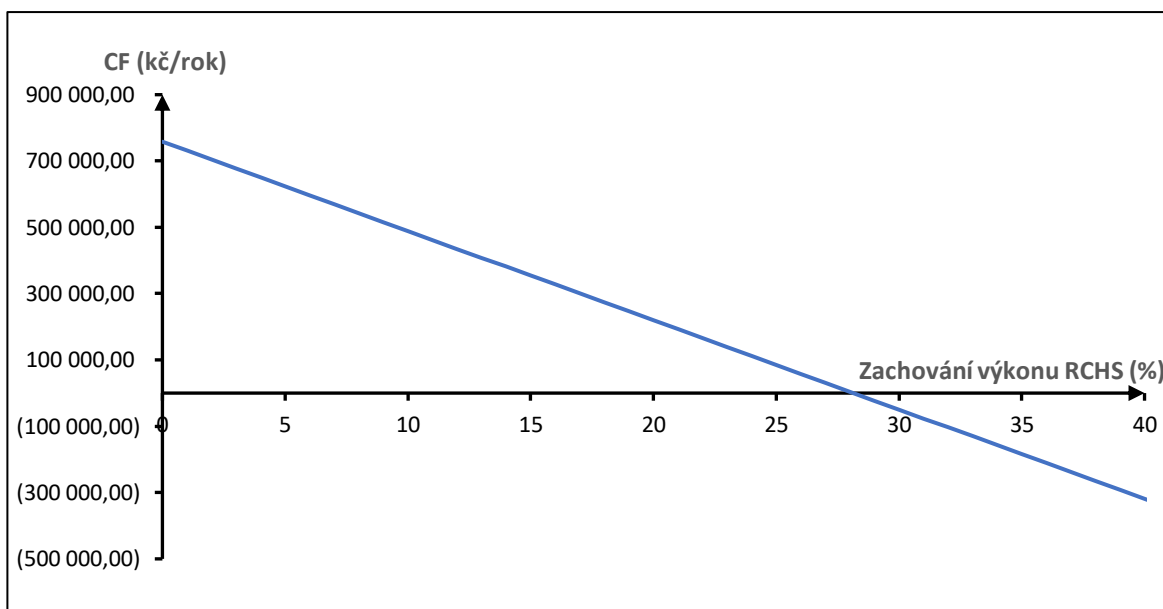


Obrázek 23: Graf závislosti CF na volbě výkonu TR

10.3. Vliv zachování výkonu redukční stanice

V kapitole 9.1.1. byl zaveden pojem „zachování výkonu RCHS“ – tento technický aspekt má podstatný vliv na ekonomičnost celého projektu. Na rozdíl od vývoje cen paliva nebo podpory pro OZE je možné tento parametr ovlivnit způsobem provozu. Vliv tohoto parametru na výdělečnost pro TR s výkonem 87,84 kW je možné pozorovat v grafu na obrázku 24.

Závislost je lineární a je očividné, že pokud i po umístění TR bude výkon RCHS zachován z více než cca 28 %, opatření již není ziskové, a to z důvodu, že RCHS pracuje na úkor snížení výkonu NTO (pro TR s jiným výkonem by tomu tak být nemuselo – viz předchozí kapitola). S každými deseti procenty zachovaného výkonu RCHS klesá obrát o necelých 270 tis. Kč. Obecně lze tvrdit, že po umístění TR je výkon RCHS vhodné snížit na co nejnižší hodnotu, nejlépe pokud by se RCHS už dále neprovozovala, to by ovšem mohlo způsobit komplikace s udržováním požadované teploty a tlaku v NN.



Obrázek 24: Graf závislosti CF na zachování výkonu RCHS

11. Závěr a doporučení

V této závěrečné práci byl proveden podrobný výpočet pro návrh integrace točivé redukce do RC oběhu existující biomasové elektrárny. Zároveň byl v několika kapitolách stručně vysvětlen princip funkce a popis konstrukčních částí TR. Tato část byla doplněna i o přehled dostupných technických řešení s uvedením některých výrobců. V úvodních kapitolách byly současně představeny některé legislativní okolnosti, jež navrhované změny opodstatňují zejména pro biomasové zdroje s nárokem na podporu výkupu elektrické energie. Pro takový zdroj, spalující dřevní štěpku, bylo navrženo nahrazení elektro napáječky turbo napáječkou s příkonem 88 kW s efektivním využitím odpadního tepla pro dohřev kondenzátu v napájecí nádrži a nahrazení tak nevhodného vytápění redukční stanicí. Výsledkem ekonomického hodnocení navrhovaného řešení je šestiletá návratnost s ročním ekonomickým přínosem sedm set tisíc korun. Podrobnější analýza výpočtu ovšem ukázala, že značně vyšší výdělečnosti by bylo možné dosáhnout umístěním točivé redukce s nižším výkonem, tak by se i výrazně zkrátila doba návratnosti projektu. V závěru práce byla provedena ekonomická analýza návrhu a výsledky lze shrnout do těchto doporučení:

Výkon točivé redukce by měl být volen tak, aby produkce odpadního tepla z co největší části nahradila výkon redukční stanice a zároveň nebyl snížen výkon NTO – Tento fakt by mohl být zřejmý již před provedením výpočtu. V praxi by ovšem mohlo být značně obtížné naleznout zařízení, jehož příkon by odpovídal optimální hodnotě. Pokud návrh vede k utlumení provozu NTO, je budoucí úpravu nezbytné ekonomicky posoudit, neboť analýza výsledků prokázala, že vliv volby zařízení, respektive jeho příkonu, značně ovlivňuje výdělečnost – pro uvažovaný zdroj se při zvýšení výkonu TR o deset kilowat sníží roční obrát o dvě stě tisíc korun. Uvedený fakt zároveň svědčí o potřebě co nejpřesnějšího určení změn tepelného oběhu a provozních podmínek. Zásadním předpokladem pak musí být možnost navýšení výroby páry na kotli (bez žádných negativních vlivů) a uvážení rostoucích investičních nákladů pro výkonnější točivé redukce. Z uvedeného doporučení dále plyne důležitý závěr, že doplnění TR má na uvedeném příkladu význam hlavně ve smyslu nahrazení RCHS. Zcela jiných výsledků by bylo dosaženo například v situaci, kdyby NN byla (v zadání) ohřívána regulovaným odběrem z TG. V takovém případě by se mohlo ukázat, že doplnění TR a odstavení regulovaného odběru by bylo neekonomické.

Po integraci točivé redukce by měl být průtok redukční stanicí snížen na minimální hodnotu – Nejvyšší výdělečnosti by bylo dosaženo, pokud by byla RCHS zcela vyřazena. Ne u každého zdroje je ovšem možné takového opatření dosáhnout, proto je více či méně nutné výkon RCHS zachovat. Nesprávně volené technické řešení by však mohlo ekonomii projektu výrazně poškodit.

Mírným nedostatkem dosažených výsledků může být fakt, že při posuzování vlivu výkonu TR na výdělečnost se neuvažuje nižší účinnost turbíny pro nižší výkony a pro výkony vyšší naopak, proto jsou v těchto krajních hodnotách výsledky lehce zkreslené. Nicméně, při skutečném návrhu by byly k dispozici podrobnější údaje o každé točivé redukci. Navržený postup by pak jistě mohl sloužit jako nástroj pro efektivní posouzení dostupných variant a případně by tak umožnil nalézt nejvhodnější řešení.

Seznam použitých zdrojů

- [1] „Zákon č. 131/2015 Sb.“ 2015. [Online]. Available: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2015-131/zneni-20200101>. [Přístup získán 8 Únor 2021].
- [2] „Zákon č. 165/2012 Sb.“ 2012. [Online]. Available: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-165>. [Přístup získán 8 Únor 2021].
- [3] „G-Team,“ 2014. [Online]. Available: http://www.g-team.cz/pdf/G-Team_2014_CZ.pdf. [Přístup získán 7 Únor 2021].
- [4] D. K. Jan Koloničný, „Využití odpadního tepla páry pro výrobu elektřiny točivou redukcí,“ [Online]. Available: <https://polar.cz/zpravy/pr/17202/vyuziti-odpadniho-tepla-pary-pro-vyrobu-elektriny-tocivou-redukci>. [Přístup získán 21 únor 2021].
- [5] Kolářčík, „Ministerstvo průmyslu a obchodu,“ Česká energetická agentura, [Online]. Available: https://www.mpo-efekt.cz/dokument/98_893.pdf. [Přístup získán 26 únor 2020].
- [6] J. Škorpík, Tepelné turbíny a turbokompresory, Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2020.
- [7] „REDUKCE TLAKU PROVOZNÍ PÁRY NA POŽADOVANÉ PARAMETRY,“ Proweb.cz, 2006. [Online]. Available: <https://www.envigen.eu/aplikace/redukce-tlaku-pary/>. [Přístup získán 20 únor 2021].
- [8] „Výše výkupních cen a zelených bonusů,“ 12 listopad 2020. [Online]. Available: <https://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energii/91-vyse-vykupnich-cen-a-zelenych-bonusu>. [Přístup získán 20 únor 2021].
- [9] J. Klág, Parní turbíny s dodatkem o plynových turbínách, Praha: Jednota československých matematiků a fyziků, 1935.
- [10] B. Korbel, Parní turbíny, Praha: Ústav pro učební pomůcky průmyslových a odborných škol, 1943.
- [11] Anonym, „Energy generation,“ 10 Září 2014. [Online]. Available: <http://process-generation.blogspot.com/2014/11/all-about-steam-turbine.html>. [Přístup získán 20 únor 2021].
- [12] J. Fiedler, PARNÍ TURBÍNY, návrh a výpočet, Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004.

- [13] F. Michele, Parní turbíny, Brno: První brněnská strojírna, závody K.Gottwalda, 1952.
- [14] J. Kadrnožka, Tepelné turbíny a turbokompresory, Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004.
- [15] „API STEAM TURBINES,“ E bassy IT solutions, 2020. [Online]. Available: <https://www.cholaturbo.com/api-turbine>. [Přístup získán 20 únor 2021].
- [16] „API STEAM TURBINES,“ Triveni TURBINES, 2021. [Online]. Available: <https://www.triveniturbines.com/api-steam-turbines.html>. [Přístup získán 26 únor 2021].
- [17] „Dresser-Rand steam turbines,“ SIEMENS energy, 2020 - 2021. [Online]. Available: <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/power-generation/steam-turbines/d-r-steam-turbines.html>. [Přístup získán 21 únor 2021].
- [18] „Parní turbíny, plynové turbíny,“ G TEAM, a.s., [Online]. Available: <http://www.g-team.cz/parni-a-plynove-turbiny.html>. [Přístup získán 21 únor 2021].
- [19] „Pohonové turbíny,“ PBS group, a.s., 2017. [Online]. Available: <https://www.pbs.cz/cz/produkty/energetika/turbiny/pohonove-turbiny>. [Přístup získán 22 únor 2021].
- [20] „Točivé redukce,“ 14 červenec 2008. [Online]. Available: http://www.g-team.cz/dokumenty/redukce_cz.pdf. [Přístup získán 20 únor 2021].
- [21] J. Krbek, Tepelné turbíny a turbokompresory. 3 vyd., Brno: VUT Brno, 1990.

Seznam obrázků

Obrázek 1: Točivá redukce TR100 [3].....	14
Obrázek 2: Škracení plynu.....	15
Obrázek 3: Škracení plynu v redukčním ventilu a schéma v ts diagramu.....	16
Obrázek 4: Technologické schéma elektrárny	17
Obrázek 5: Technologické schéma s doplněním TR	19
Obrázek 6: Proces transformace energie paliva.....	20
Obrázek 7: Kolo parní turbíny [11]	20
Obrázek 8: Přetlakové a rovnotlaké lopatkování – průběh tlaku a rychlosti.....	21
Obrázek 9 - Srovnání průběhu obvodové účinnosti a poměrného zpracovaného entalpického spádu pro jednotlivé typy lopatkování [14]	23
Obrázek 10: Průběh rychlosti a tlaku na Curtisově stupni [21]	24
Obrázek 11: a) Znázornění částečného ostříku, b) průchod média oblastní částečného ostříku, c) Opatření proti ventilaci pracovní látky [14].....	26
Obrázek 12: Točivá redukce TR 320 [3].....	29
Obrázek 13: Točivá redukce TR 320 [20].....	30
Obrázek 14: Točivá redukce TRm [3].....	31
Obrázek 15: Točivá redukce TR HI 150 [3].....	32
Obrázek 16: Točivá redukce PS 10.....	33
Obrázek 17: Zjednodušené technologické schéma elektrárny.....	35
Obrázek 18: Bilanční schéma NTO.....	37
Obrázek 19: Bilanční schéma NN.....	38
Obrázek 20: Bilanční schéma TG a NTO	41
Obrázek 21: Oběh elektrárny v ts diagramu	43
Obrázek 22: Zjednodušené technologické schéma elektrárny s doplněním TR.....	44
Obrázek 23: Graf závislosti CF na volbě výkonu TR.....	52
Obrázek 24: Graf závislosti CF na zachování výkonu RCHS.....	53

Seznam tabulek

Tabulka 1: Palivo elektrárny.....	18
Tabulka 2: Provozní data.....	36
Tabulka 3: Parametry páry v jednotlivých uzlech oběhu	43
Tabulka 4: Parametry TR.....	45
Tabulka 5: Výsledky iteračního výpočtu bilance NN.....	48
Tabulka 6: Porovnání tepelného oběhu v jednotlivých uzlech po doplnění TR.....	48
Tabulka 7: Vstupní údaje pro ekonomické hodnocení.....	49