



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# RANKINŮV CYKLUS S VODNÍ PÁROU V ENERGETICE

RANKINE CYCLE WITH WATER STEAM FOR POWER GENERATION

## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Uhříček

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Lubomír Klimeš, Ph.D.

BRNO 2020



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Michal Uhříček**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Lubomír Klimeš, Ph.D.**  
Akademický rok: 2019/20

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

## Rankinův cyklus s vodní párou v energetice

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vodní pára a Rankinův cyklus patří mezi základní elementy výroby elektřiny z jiných forem energie (tepelné, jaderné). Kromě základního Rankinova cyklu existuje řada jeho modifikací a úprav pro zvyšování termické účinnosti a celkové efektivity. Schopnost analýzy a provádění tepelného výpočtu těchto cyklů je zásadní pro optimální výrobu elektřiny.

### Cíle bakalářské práce:

Cílem práce je provést rešerši používaných termodynamických cyklů s vodní párou, které jsou založeny na Rankinově cyklu. Součástí práce je i vytvoření výpočtového nástroje ve vhodném výpočtovém/programovacím prostředí (např. MATLAB, Python, C#), který umožní základní tepelnou analýzu prostého Rankinova cyklu s vodní párou.

### Seznam doporučené literatury:

CENGL, Yunus A. a Michael A. BOLES. Thermodynamics: An engineering approach. Osmé vydání. New York: McGraw-Hill, 2015. ISBN 978-007-3398-174.

GRANET, Irving a Maurice BLUESTEIN. Thermodynamics and heat power. Osmé vydání. Boca Raton: CRC Press. ISBN 9781482238556.

INVERNIZZI, Costante Mario. Closed power cycles: Thermodynamic fundamentals and applications. New York: Springer, 2013. ISBN 1447160576.

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

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Rankinův cyklus s vodní párou je základní tepelný cyklus využívaný v energetice jako prostředek pro produkci elektrické energie. Pomocí tohoto cyklu je tepelná energie (z jakéhokoli typu zdroje) převedena na technickou práci na hřídeli, která následně generuje elektrickou energii. Je proto snahou dosáhnout co největší účinnosti této přeměny a neztratit při ní využitelnou energii. Tato bakalářská práce se zabývá popisem obecného termodynamického cyklu, základního Rankinova cyklu a Rankinových cyklů s modifikacemi, které zvyšují jeho termickou účinnost. Součástí práce je i praktická část věnovaná naprogramování skriptu v programovacím prostředí MATLAB pro snadnou tepelnou analýzu základního ideálního Rankinova cyklu.

### **Klíčová slova**

Rankinův cyklus, vodní pára, energie, termická účinnost, tepelná analýza, MATLAB

## **ABSTRACT**

The Rankine cycle with water steam is the basic thermal cycle used in power generation for producing electricity. Through this cycle thermal energy (of any source) is transformed into shaft work, which then generates electricity. Therefore, the aim is to achieve the highest efficiency of this transformation with losing as little of the usable energy as possible. This bachelor thesis is focused on describing the general thermodynamics cycle, the basic Rankine cycle and Rankine cycles with modifications, which help to increase the thermal efficiency. The practical part of this thesis is dedicated to programming the script in the MATLAB programming environment for easy thermodynamic analysis of the basic ideal Rankine cycle.

### **Key words**

Rankine cycle, steam, energy, thermal efficiency, thermal analysis, MATLAB

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

UHŘÍČEK, Michal. Rankinův cyklus s vodní párou v energetice. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124466>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Lubomír Klimeš.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Rankinův cyklus s vodní párou v energetice** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---

Datum

Michal Uhříček

.....  
*Jméno a příjmení*

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto doc. Ing. Lubomíru Klimešovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.



## OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Teoretická část.....	12
1.1 Termodynamické děje.....	12
1.1.1 Izochorický děj.....	13
1.1.2 Izobarický děj.....	13
1.1.3 Izotermický děj.....	14
1.1.4 Polytropický děj.....	14
1.1.5 Adiabatický děj.....	15
1.2 Obecný termodynamický cyklus.....	15
1.3 Vodní pára.....	19
1.3.1 Stavové veličiny páry.....	19
1.3.2 Diagramy vody a vodní páry.....	20
1.4 Rankinův cyklus.....	20
1.4.1 Rankinův cyklus s přehřevem.....	24
1.4.2 Nadkritický Rankinův cyklus.....	25
1.4.3 Rankinův cyklus se reohřevem.....	25
1.4.4 Regenerační Rankinův cyklus.....	27
1.4.5 Kogenerace.....	30
1.5 Kombinované cykly.....	32
2 Praktická část.....	34
2.1 Výpočtové prostředí MATLAB.....	34
2.2 Tvorba skriptu.....	34
2.3 Tvorba grafického výstupu.....	35
2.4 Praktický výstup.....	36
ZÁVĚR.....	38
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	39
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	41
SEZNAM PŘÍLOH.....	42



## ÚVOD

Současný svět se neobejde bez elektrické energie. Svůj mobilní telefon má většina lidí neustále u sebe a pravidelně jej musí nabíjet. Většinu dne pracujeme se zařízeními, které jsou nutné napájet (například s počítači), v noci funguje osvětlení. Spousta výrobních podniků je zautomatizována a vyžaduje velké elektrické příkony. Nepřetržitě pracují zabezpečovací systémy, systémy v nemocnicích a spousta dalších. S vysokou spotřebou energie se vážou i požadavky na její výrobu. Proto je důležité zajistit dostatečné výkony elektráren s ohledem na určitým způsobem omezené zdroje. Nejlepší variantou je proto zvyšování účinnosti přeměny energie získané ze zdroje na energii elektrickou. Nejčastější způsob získávání energie je uvolnění chemických vazeb ve zdroji za zisku tepelné energie a její následná transformace na energii elektrickou. Tato transformace je provedena pomocí transportního média a jeho expanzí na turbíně s hřídelí spojenou s elektrogenerátorem. Účinnost každého jednotlivého kroku má vliv na celkovou účinnost získávání energie.

Jelikož mne zajímají děje s plyny a zároveň jsem vyrostl v prostředí, které dbalo na ekologickou zodpovědnost, rozhodl jsem se věnovat tématu, které se zabývá oběma problematikami. Přeměna tepla na elektřinu je nejčastěji provedena pomocí Rankinova cyklu, který je základním cyklem pro vodní páru. Zvyšováním jeho účinnosti se zvyšuje celková účinnost elektrárny a tím pádem se zmenšuje i ekologická stopa, jelikož se stejným množstvím zdroje dokážeme vytvořit větší množství energie. Tato práce proto popisuje Rankinův cyklus a jeho možné modifikace pro zlepšení jeho účinnosti. Je rozdělena na dvě části.

V první části práce jsou popsána teoretická východiska pro analýzu cyklů a Carnotův cyklus jako nejúčinnější cyklus pro ideální plyn. Následují vlastnosti vodní páry a jádro práce, tedy popis Rankinova základního cyklu a jeho možných modifikací.

Druhá část práce se zabývá vývojem skriptu pro tepelnou analýzu základního Rankinova cyklu. Je v ní uveden postup programování a jsou uvedeny příklady ze skriptu. Na závěr je tento skript ověřen na vzorovém příkladu.

## 1 Teoretická část

V teoretické části této práce jsou popsána teoretická východiska pro analýzu cyklů, tedy dva termodynamické zákony a termická účinnost. Je zde obecně popsán termodynamický cyklus a podrobně ideální termodynamický cyklus pro páru, tedy Rankinův. U Rankinova cyklu a jeho modifikací jsou energeticky a matematicky popsány jeho jednotlivé části, tedy termodynamické děje. Cykly jsou zobrazeny v T-s diagramu, jsou zobrazena schémata zařízení, uvedeny příklady aplikací a případně výhody a nevýhody modifikací. Dále je popsána kogenerace a zmíněna je také možnost kombinace cyklů s párou a plyny.

Podkapitoly jsou řazeny systematicky od základního termodynamického cyklu přes cyklus Rankinův, na jehož bázi pracují cykly modifikované. Modifikované cykly jsou postupně uvedeny se zvyšující se složitostí provedení. Na úvod jsou v této bakalářské práci vloženy kapitoly o termodynamických diagramech, základních dějích, termodynamickém cyklu a vodní páře jakožto pracovním médiu v Rankinově cyklu.

### 1.1 Termodynamické děje

Každý cyklus se skládá z několika dějů. Pro analýzu cyklu je tedy nutné znát a umět popsat jednotlivé děje. Dějem se myslí proces, při kterém se mění některá stavová veličina soustavy. Tyto procesy jsou dle [1] buď vratné, nebo nevratné. Děj vratný je modelový proces, při kterém soustava prochází pouze rovnovážnými stavy a při opačném ději se vrátí do původního stavu. Děje, které tyto podmínky nesplňují, jsou nevratné. „Je třeba zdůraznit, že systém může být po ději navrácen do původního stavu bez ohledu na to, zda je děj vratný nebo nevratný. U vratných dějů se však tato obnova provádí bez odvedení jakéhokoli tepla do okolí, zatímco u nevratných dějů okolí obvykle vykonává nějakou práci na systému, a ten se proto nevrací do svého původního stavu.“ [2, str. 300, překlad autora] Vratné termodynamické děje se používají pro teoretický rozbor činnosti tepelných strojů. Pro každý stav vratného děje platí stavová rovnice:

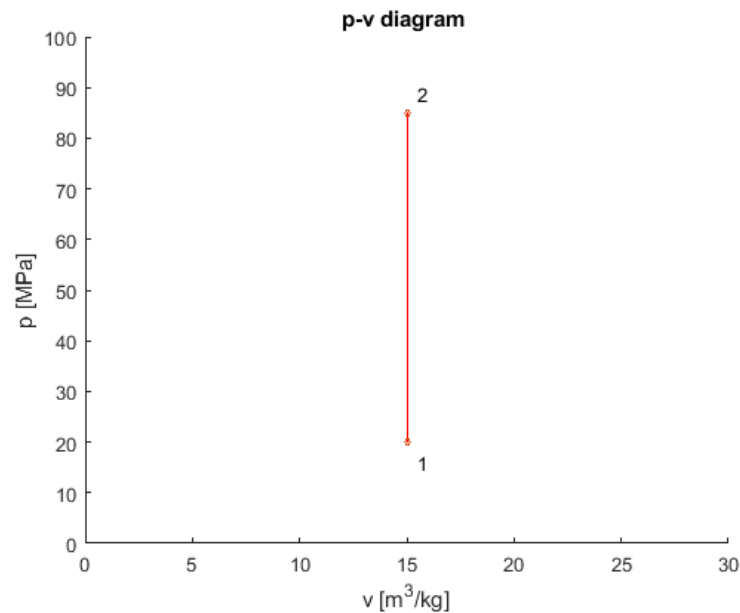
$$p \cdot v = r \cdot T, \quad (1.1)$$

kde  $r$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je měrná plynová konstanta,  $v$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ] je měrný objem,  $p$  [Pa] je tlak a  $T$  [K] je absolutní teplota. Ze stavové rovnice pro ideální plyn vychází matematický popis charakteristických dějů s ideálními plyny.

### 1.1.1 Izochorický děj

Pro izochorický děj je charakteristická nulová změna objemu. Dle [1] je popsán zákonem Charlesovým:

$$\frac{p}{T} = konst. \quad (1.2)$$

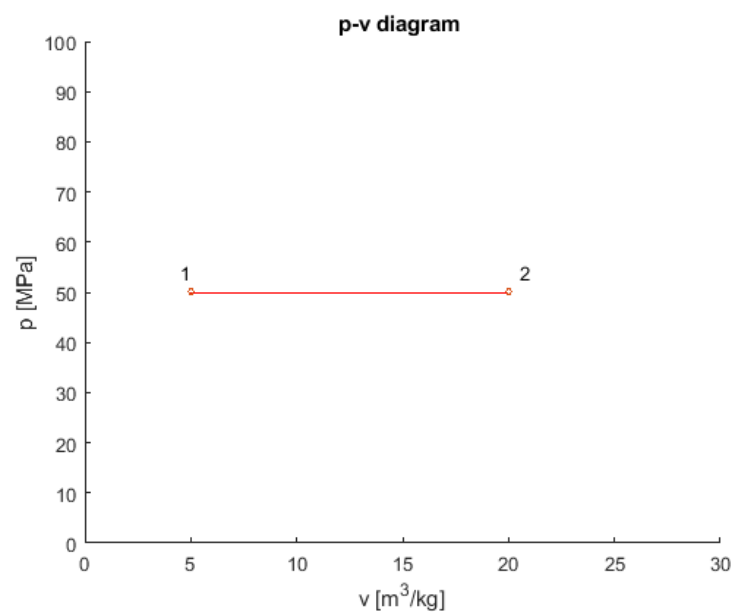


Obrázek 1.1: Izochorický děj [vlastní tvorba].

### 1.1.2 Izobarický děj

Izobarický děj je proces při neměnném tlaku. Je popsán dle [1] zákonem Gay-Lussacovým:

$$\frac{v}{T} = konst. \quad (1.3)$$

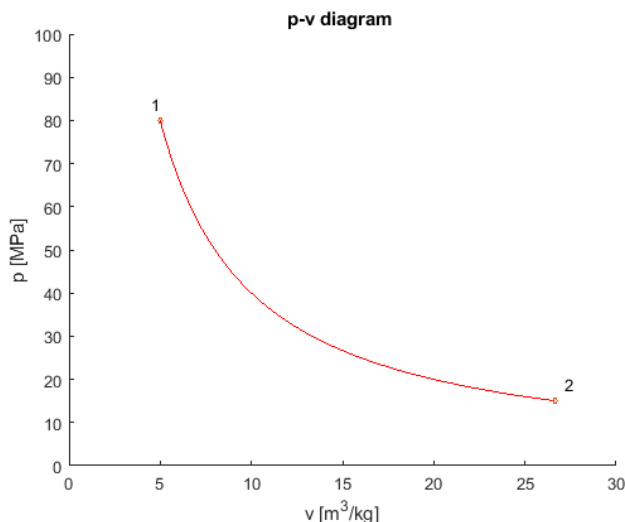


Obrázek 1.2: Izobarický děj [vlastní tvorba].

### 1.1.3 Izotermický děj

Název tohoto děje vychází z předpony izo = stejný a řeckého thermé = teplo, teplé. Je to tedy děj za konstantní teploty. Popisuje se dle [1] Boyle-Mariotteovým zákonem:

$$p \cdot v = konst. \quad (1.4)$$



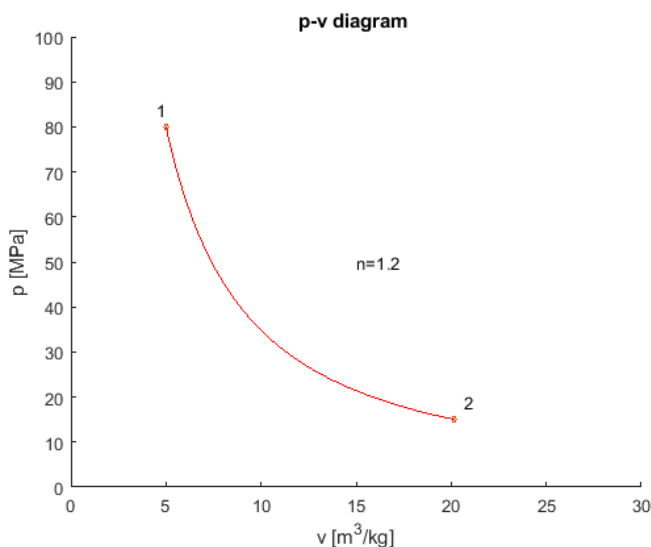
Obrázek 1.3: Izotermický děj [vlastní tvorba].

### 1.1.4 Polytropický děj

Ve skutečnosti nelze zcela dosáhnout izotermického děje a v průběhu kompresí a expanzí plynů se tlak a objem řídí dle rovnice (1.5). Takovému ději se říká polytropický.

$$p \cdot v^n = konst. \quad (1.5)$$

Exponent  $n$  je označován jako polytropický exponent. Křivky s  $n$  v intervalu  $(1; \kappa)$  se dle [1] označují jako technické polytropy. Interval je neuzavřený, neboť v okamžiku, kdy by jeho hodnota dosáhla  $n = 1$ , jednalo by se o děj izobarický a v okamžiku, kdy by se  $n = \kappa$ , šlo by o extrémní případ označovaný jako adiabatický děj.

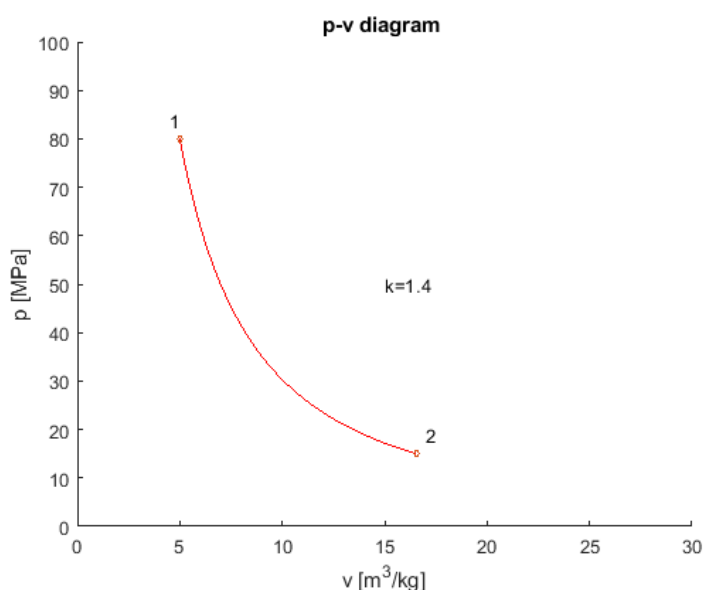


Obrázek 1.4: Polytropický děj [vlastní tvorba].

### 1.1.5 Adiabatický děj

Adiabatický děj je specifický z hlediska tepla. V řečtině znamená adiabatos neprostupný. Tuto neprostupnost lze dle [2] uskutečnit dvěma způsoby – dokonalou izolací (hranicí kontrolního objemu projde pouze zanedbatelné množství tepla) anebo stejnou teplotou pracovního média a okolí (neexistuje zde žádná teplotní diference, která by sloužila jako hnací motor pro přenos tepla). Křivka adiabaty je popsána rovnicí získanou z prvního termodynamického zákona vyjadřující zákon zachování energie (bude zmíněn v podkapitole 1.3 o obecném termodynamickém cyklu).

$$p \cdot v^{\kappa} = \text{konst.} \quad (1.6)$$



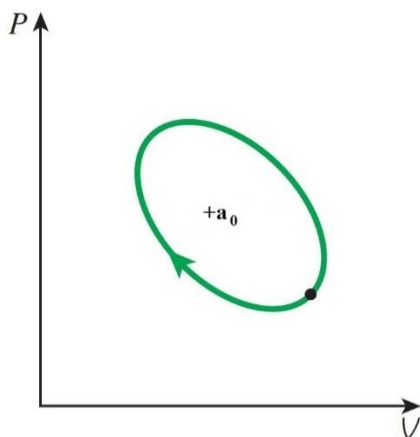
Obrázek 1.5: Adiabatický děj [vlastní tvorba].

Jde o speciální případ polytropického děje, při kterém je polytropický exponent roven Poissonově konstantě  $\kappa$  [-]. Je to poměr měrných tepelných kapacit za stálého tlaku  $c_p$  a za stálého objemu  $c_v$ . Měrná tepelná kapacita je dle [2] definována jako „energie potřebná ke zvýšení teploty jednotky hmotnosti o jeden stupeň“.

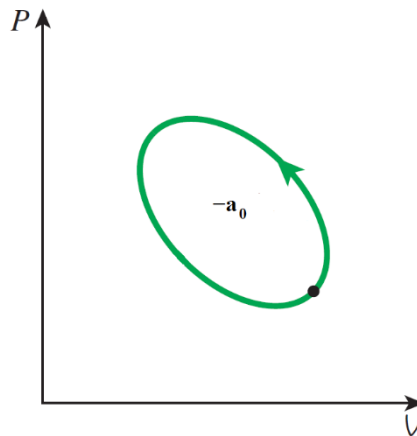
$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (1.7)$$

### 1.2 Obecný termodynamický cyklus

Termodynamický cyklus, či tepelný cyklus nebo tepelný oběh, je souhrn několika po sobě následujících termodynamických dějů, po jejichž průběhu se pracovní látka nachází ve stejném termodynamickém stavu jako ve výchozím bodě. „Pokud cyklus slouží pro získávání práce, nazývá se přímý. Nepřímý cyklus oproti tomu práci spotřebovává. Rozlišují se také cykly vratné a nevratné. Cykly jsou vratné, pokud se skládají výhradně z dějů vratných a je-li jeden z dějů nevratný, je nevratný také celý cyklus.“ [3]



Obrázek 1.6: Prímý cyklus [2],  
upraveno.



Obrázek 1.7: Nepřímý cyklus [2],  
upraveno.

První termodynamický zákon pro tepelné cykly vychází z prvního zákona termodynamiky, konkrétně jeho první formy:

$$\oint dQ = \oint dU + \oint dA, \quad (1.8)$$

kde  $Q$  [J] je teplo,  $U$  [J] je vnitřní energie a  $A$  [J] značí práci. Pokud je celá rovnice vydělena hmotností dané pracovní látky v systému, lze první formu prvního zákona termodynamiky vyjádřit pomocí měrných veličin  $q$  [J·kg],  $u$  [J·kg],  $a$  [J·kg] vztažené na jednotku hmotnosti:

$$\oint dq = \oint du + \oint da \quad (1.9)$$

Jednotlivé členy lze pro jednotlivé děje dále rozepsat. Pro obecný popis termodynamických cyklů je tato odbočka nepodstatná, avšak bude využita pro odvození potřebných vztahů v oblasti termické účinnosti.

Hodnotu vnitřní energie nelze dle [1] stanovit absolutně, ale její změnu lze vyjádřit z uvedené rovnice (1.8) první formy 1. TDZ. Při aplikaci 1. TDZ na izochorický děj platí, že hodnota změny vnitřní energie je rovna teplu  $Q_v$ , které je přeneseno mezi soustavou a okolím za konstantního objemu:

$$dU = m \cdot c_v \cdot dT = dQ_v \quad (1.10)$$

Elementární objemovou práci  $dA$  lze vyjádřit pomocí práce pístu  $F$  [N] po elementární délce  $dl$  [m]. Sílu pístu je možno zapsat pomocí tlaku na píst a plochy pístu:

$$dA = F \cdot dl = p \cdot S \cdot dl \quad (1.11)$$

Součin plochy a elementární délky je roven elementárnímu objemu, díky čemuž je elementární práce definována jako součin tlaku a elementárního objemu:

$$dA = p \cdot dV \quad (1.12)$$

S použitím rovnic (1.10) pro elementární vnitřní energii  $dU$  a (1.12) pro elementární práci  $dA$  se dá rozepsat první forma 1. TDZ pro ideální plyny následovně:

$$dQ = m \cdot c_v \cdot dT + p \cdot dV \quad (1.13)$$

Pro reálné plyny a páry nelze využít definice elementární vnitřní energie pomocí měrné tepelné kapacity za konstantního objemu, neboť se v průběhu děje tato veličina mění. Pro reálné plyny



a páry je tedy nutné elementární přírůstek vnitřní energie při ději stanovit jiným způsobem. Dodané či odevzdané teplo pak lze vyjádřit pouze s nerozepsaným elementárním přírůstkem vnitřní energie:

$$dQ = dU + p \cdot dV \quad (1.14)$$

Rovnice (1.8), (1.9) a (1.13), (1.14) vyjadřují stejný zákon zachování energie pro potřeby termodynamiky. Jeho slovní formulace zní následovně: „Teplo lze měnit v práci, a naopak a tyto přeměny se dějí podle určitého kvantitativního vztahu.“ [1, str. 26] Říká tedy, že pokud je soustavě přivedeno, nebo odebráno teplo, soustava je schopna konat, nebo spotřebovávat práci. Vnitřní energie je stavová veličina a z pohledu integrálního se jedná o potenciálové pole, tudíž dle [1] její křivkový integrál po uzavřené křivce je nulový. Křivkový integrál tepla je při vykonávání cyklu dán součtem odevzdaných či přijatých tepel při jednotlivých dějích a křivkový integrál práce je součet prací konaných či spotřebovávaných při jednotlivých dějích cyklu. Aplikací výsledků daných integrálů lze definovat rovnicí první zákon termodynamiky pro přímé cykly, který říká, že rozdíl tepla přivedeného  $Q_H$  a odvedeného  $Q_C$  se přemění na práci cyklu  $A_O$ :

$$A_O = Q_H - |Q_C| \quad (1.15)$$

Důležitou informaci o jakémkoliv termodynamickém cyklu podává takzvaná termická účinnost  $\eta_t$  [-]. Je jednou z forem fyzikální účinnosti, jež definuje poměr energie dodané a energie získané. Termická neboli termodynamická účinnost je bezrozměrné číslo (někdy udávané v procentech), které říká, jak velký poměr dodané energie dokáže cyklus přeměnit na práci.

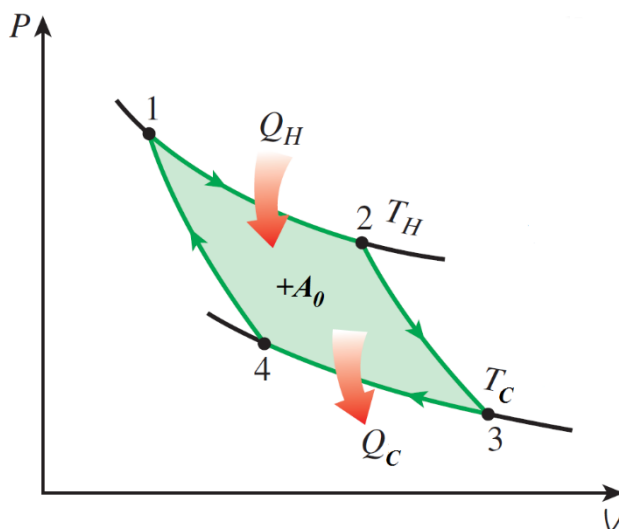
$$\text{Termická účinnost} = \frac{\text{Čistý pracovní výkon}}{\text{Celkové dodané teplo}} \quad (1.16)$$

S výhodou lze využít výše odvozené práce cyklu. Termická účinnost v matematickém zápise vypadá následovně:

$$\eta_t = \frac{A_O}{Q_H} = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} \quad (1.17)$$

Velikost termické účinnosti tedy závisí na velikosti přivedeného tepla do cyklu a získaného tepla z cyklu. Nabývá hodnot neuzavřeného intervalu od nuly do jedné, neboť nelze z cyklu získat více tepla, než mu bylo dodáno.

Nejvyšší termické účinnosti dosahuje takzvaný Carnotův cyklus. Ten dle [2] poprvé v roce 1824 popsal francouzský inženýr Sadi Carnot. Skládá se ze čtyř vratných dějů – dvou isotermických a dvou adiabatických.



Obrázek 1.8: Carnotův cyklus [2], upraveno.

Proces 1–2 je isotermickou expanzí. Pracovní medium expanduje za konstantní teploty  $T_H$  a zároveň snižuje svůj tlak. Aby si medium mohlo tuto teplotu udržet, muselo mu v průběhu děje dodáno teplo  $Q_H$ . Medium se dostalo do stavu 2 a dále pokračuje expanze. Expanze 2–3 již je adiabatická. Žádné teplo se tedy mezi okolím a mediem nepřenáší a medium si při své expanzi nemůže udržet stejnou teplotu. Dostává se tak do bodu 3, ve kterém má teplotu  $T_C$ . Do stavu 4 se stejnou teplotou se dostane pomocí isotermické komprese, při které odevzdá do okolí teplo  $Q_C$ . Následující děj 4–1 je adiabatickou kompresí. Znamená to, že medium zmenší svůj objem bez výměny tepla s okolím a dostane se do stavu počátečního.

„Jako reverzibilní (vratný) cyklus je Carnotův cyklus nejúčinnějším cyklem, který pracuje mezi dvěma stanovenými teplotními limity. I když Carnotova cyklu nelze ve skutečnosti dosáhnout, účinnost skutečných cyklů lze zlepšit snahou o bližší přiblížení Carnotovu cyklu.“ [1X, str. 305, překlad autora] Jeho účinnost lze zapsat pouze pomocí nejvyšší a nejnižší teploty, neboť přivedené a odvedené teplo závisí pouze na těchto teplotních limitech (objemový poměr  $v_3/v_4$  je roven objemovému poměru  $v_3/v_4$ ):

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_c|}{q_H} = 1 - \frac{r \cdot T_C \cdot \ln\left(\frac{v_3}{v_4}\right)}{r \cdot T_H \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (1.18)$$

První zákon termodynamiky popisuje děje z hlediska kvantity – například u styku dvou různě teplých těles první zákon pouze řekne, že se součet jejich energií nemění. Nedokáže již popsat, které těleso se ochlazuje a které otepluje. Druhý zákon termodynamiky jej proto doplňuje a mluví o možném směru, tedy samovolné změně, probíhajícího děje. Má mnoho slovních formulací. Některými z nich jsou:

- 1) „Nelze získávat ze soustavy neživých látek práci tím, že ji ochlazujeme pod teplotu nejjchladnější látky v okolí. (Kelvin)
- 2) Teplo nemůže samovolně přecházet z tělesa o teplotě nižší na těleso o teplotě vyšší. (Clausius)

- 3) *Nelze sestrojít periodicky pracující stroj, který by odebíral teplo ze zásobníku a konal tomu ekvivalentní práci – jsou nutné dva zásobníky tepla. (Kelvin – Planck)*“ [1, str. 46]

Matematický zápis II. zákona termodynamiky vychází z porovnání účinnosti obecného cyklu s cyklem Carnotovým. Tento vztah se označuje jako Clausiův integrál. Pro vratné cykly platí znaménko rovnosti, pro cykly nevratné platí znaménko nerovnosti:

$$\oint \frac{dq}{T} \leq 0 \quad (1.19)$$

### 1.3 Vodní pára

Tématem této práce jsou Rankinovy cykly s vodní párou v energetice. Pracovním médiem je tedy u těchto cyklů vodní pára. Z toho důvodu následuje kapitola popisující vodu, vodní páru a její vlastnosti. Voda je chemická sloučenina typická pro Zemi, jejíž větší část pokrývá. Při tlaku jedné atmosféry (101 250 Pa) a 0 °C voda mění své skupenství na pevné = led a při 100 °C voda vře a mění své skupenství na plynné = pára. Skupenství však mění postupně, proto se rozlišuje mokrá pára a přehřátá pára. Mokrá pára obsahuje určité množství syté kapaliny (tedy kapaliny o teplotě bodu varu) a určité množství syté páry (tedy páry o teplotě varu). Tento poměr vyjadřuje dle [1] tzv. poměrná suchost  $x$  [-]:

$$x = \frac{m''}{m} = \frac{m''}{m' + m''} \quad (1.20)$$

kde  $m$  [kg] je celková hmotnost páry,  $m'$  [kg] je hmotnost podílu syté kapaliny ve směsi a  $m''$  [kg] je hmotnost podílu syté páry ve směsi.

#### 1.3.1 Stavové veličiny páry

Uvedené zákony a vztahy v kapitole 1.3 byly odvozeny pro ideální plyn, tedy myšlený konstrukt plynu, který se chová přesně dle stavové rovnice (1.1). V případě vodní páry je však situace složitější. Dle [2] může být při tlacích pod 10 kPa vodní pára bez ohledu na její teplotu považována za ideální plyn (se zanedbatelnou chybou). Při vyšších tlacích je však chyba příliš velká a vodní páru již za ideální plyn nelze považovat. Proto se zavádí tzv. kompresibilní faktor  $z$ , pomocí kterého lze stavovou rovnici přepsat pro reálný plyn:

$$z = \frac{p \cdot v}{r \cdot T} \quad (1.21)$$

nebo

$$p \cdot v = z \cdot r \cdot T \quad (1.22)$$

Pro popis stavu páry se využívají tzv. energetické veličiny: měrná entalpie  $h$  [J·kg], měrná vnitřní energie  $u$  [J·kg] a měrná entropie  $s$  [J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>]. Autoři v [2] říkají, že pokusy ukázaly, že jsou tyto veličiny závislé na teplotě i tlaku. Měrná entalpie vyjadřuje tepelnou energii uloženou v jednotkovém množství látky, její velikost určuje definiční vztah v souvislosti s vnitřní energií:

$$h = u + p \cdot v \quad (1.23)$$

Měrná entropie vyjadřuje míru neuspořádanosti soustavy a je definována následovně:

$$ds = \frac{dq}{T} \quad (1.24)$$

Veličina pro daný stav páry se vyjadřuje počtem apostrofů – dva apostrofy za veličinou značí stav syté páry;  $v'$ ,  $u'$ ,  $h'$ ,  $s'$  jsou veličiny syté kapaliny; značky bez apostrofů se spodním indexem  $x$  popisují stav mokré páry; značky pouze bez apostrofů jsou pro označení kapaliny a přehřáté páry. Pro výpočtové potřeby se pro určení energetických a stavových veličin mokré i přehřáté páry používají tabulky, jak bude vysvětleno v praktické části.

### 1.3.2 Diagramy vody a vodní páry

Diagramy vodní páry slouží pro určení energetických a stavových veličin vody, mokré páry a přehřáté páry. Specifikem těchto diagramů jsou takzvané mezní křivky, které ohraničují oblast mokré páry. Horní mezní křivka odděluje oblast syté páry s mokrou párou a její suchost je maximální  $x = 1$ . Spodní mezní křivka je definována suchostí minimální  $x = 0$  a na této křivce se začíná sytá kapalina vypařovat. Obě tyto křivky se protínají v kritickém bodě, který je pro vodu definován následovně:  $T_{kr} = 373.946 \text{ °C}$ ;  $p_{kr} = 22.064 \text{ MPa}$ ;  $v_{kr} = 0.003106 \text{ m}^3/\text{kg}$ . Nejpoužívanějším diagramem pro znázorňování Rankinova cyklu je T-s diagram, avšak využívají se i p-T, p-v a h-s diagramy. V každém z diagramů bývají kromě křivek suchosti zobrazeny i křivky konstantního tlaku, konstantní entropie či entalpie, nebo konstantního měrného objemu. Slouží k jednoduchému získání hodnoty zbývajících stavových veličin bez nutnosti výpočtu, nebo hledání v tabulkách.

## 1.4 Rankinův cyklus

Rankinův cyklus s vodní párou je nejčastějším využívaným cyklem pro přeměnu tepelné energie na energii elektrickou. Je nejvyužívanější i přesto, že neúčinnějším cyklem pracujícím mezi dvěma teplotami je již uvedený Carnotův. Carnotův cyklus ve spojení s parní tepelnou elektrárnou má totiž několik nepraktičností. V okamžiku, kdy je uskutečněn pod křivkou nasycení, vyvstávají následující problémy:

1. Omezení maximální teploty – maximální teplota je omezena polohou kritického bodu (pro vodu  $T_{kr} = 373.946 \text{ °C}$ ;  $p_{kr} = 22.064 \text{ MPa}$ ), jelikož po jeho překročení se z mokré páry stává jediná fáze, do které téměř nelze isotermicky dodávat teplo (musela by být splněna podmínka vratného děje = teplo by muselo být dodáváno po velmi malých přírůstcích a po velmi dlouhou dobu). Omezení maximální teploty zároveň omezuje i maximální termickou účinnost (viz rovnice (1.18) termické účinnosti pro Carnotův cyklus).
2. Proměnná kvalita páry – při izentropické expanzi na turbíně dochází ke snížení kvality páry, tedy ke snížení její suchosti. To způsobuje tvorbu kapiček, které nárazem do turbíny ničí její povrch, zhoršují tak provozní vlastnosti a jsou hlavním zdrojem opotřebení. Dle [2] nelze v provozu tepelných elektráren tolerovat páru o nižší kvalitě, než je 90 procent ( $x \geq 0.9$ ). Použitím pracovní látky se strmou mezní křivkou by se tento problém dal odstranit, ale nešlo by již o cyklus s vodní párou.
3. Dvojfázová komprese – dle [2] je velmi složité a nepraktické navrhovat kompresor pracující se dvěma fázemi, a navíc nelze izentropickou kompresi dostatečně dobře řídit.

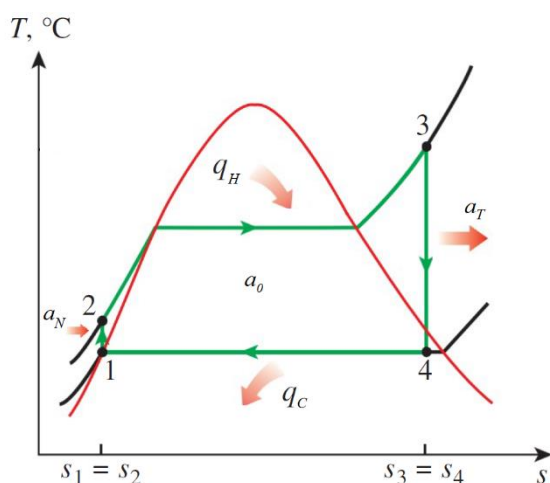
Všechny tři problémy by mohly být odstraněny posunutím Carnotova cyklu do vyšších teplot, kdy by expanze v turbíně končila na horní mezní křivce a kondenzace by proběhla až do stavu syté kapaliny, aby při následné kompresi nebyl problém s dvoufázovou pracovní látkou. S tímto provedením se však vážou jiné problémy – například izentropická komprese do extrémně

vysokých teplot a izotermický přenos tepla při proměnných tlacích. Proto není podle [2] vhodné používat pro energetické děje s vodní párou v reálných zařízeních Carnotova cyklu.

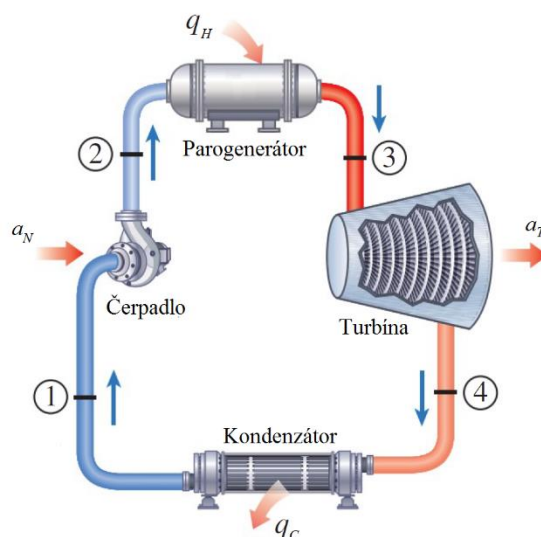
Cyklus odstraňující nevýhody Carnotova cyklu byl dle [4] vyvinut v roce 1859 skotským inženýrem Williamem J. M. Rankinem. Jeho výhoda spočívá v přehřátí páry v kotli po expanzi na turbíně a v následné úplné kondenzaci v kondenzátoru. Je porovnávacím = ideálním teoretickým cyklem pro parostrojní zařízení. Parostrojní zařízení se používají v tepelných a jaderných elektrárnách (jejich rozdíl spočívá v teplotě páry na vstupu do turbíny – u jaderných elektráren je tato teplota nižší, neboť jde o bezpečnostní opatření). Parostrojní zařízení je sestava parní turbíny (jejíž hřídel následně převádí točivý moment na generátor produkující elektrickou energii) a zařízení, které upravují vodní páru na požadované vlastnosti a umožňují opakovaný průběh cyklu – čerpadlo, parogenerátor a kondenzátor. Turbíny v tepelných elektrárnách slouží dle [5] pro velké výkony a jakékoliv zvýšení účinnosti je u nich velmi významné.

Ideální Rankinův cyklus je zobrazen na schématu a v T-s diagramu níže. Sestává ze čtyř vratných dějů:

1. Izoentropická komprese (v čerpadle),
2. Izobarický ohřev (= přivedení tepla, v parogenerátoru),
3. Izentropická expanze (na turbíně),
4. Izobarická kondenzace (= odvod tepla, v kondenzátoru).



Obrázek 1.9: T-s diagram Rankinova základního ideálního cyklu [2], upraveno.



Obrázek 1.10: Schéma základního Rankinova cyklu [2], upraveno.

Ve stavu 1 vstupuje voda do čerpadla se suchostí  $x = 0$ . Čerpadlo, kterému je nutné dodat energii, následně vodu izoentropicky stlačí na tlak potřebný v parogenerátoru (stav 2). V parogenerátoru je kapalině přiváděno teplo izobaricky až do stavu nasycené kapaliny. Následně je teplo přiváděno dále, zvětšuje se suchost mokré páry až na jedničku a pára je dále přehřívána až na teplotu, při které je takto přehřátá pára vháněna do turbíny (stav 3). Předávání tepla v parogenerátoru funguje na principu tepelného výměníku – teplo je za stálého tlaku přiváděno ze zdroje tepla, kterým může být libovolné spalování či jaderný reaktor. V turbíně pára beze změny entropie expanduje a roztáčí turbínu, která koná práci na hřídeli. Hřídel je spojena s elektrogenerátorem a produkuje elektrickou energii. Pára expanduje až na tlak  $p_4$ , za kterého vstupuje do kondenzátoru. V kondenzátoru je pracovnímu médiu (opět principem

izobarické tepelné výměny) odebráno teplo a pára tedy kondenzuje = snižuje se její suchost až na křivku nasycení. Tím se dostává do původního stavu 1, za kterého opět vstupuje do čerpadla a cyklus se opakuje. Teplo je v kondenzátoru odváděno chladicímu médiu, vodě, v podobě řek, nebo jezer. „V oblastech, kde je voda nedostupná, jsou tepelné elektrárny chlazeny vzduchem namísto vody. Tato metoda chlazení, již je využíváno i u automobilových motorů, se nazývá dry cooling = suché chlazení. Některé elektrárny světa, včetně některých v USA, používá suché chlazení pro šetření s vodou.“ [2, str. 568, překlad autora]

Oblast uzavřená křivkou cyklu vyjadřuje čistou práci  $a_0$ , která byla cyklem vykonána.

Tepelná analýza cyklu základního Rankinova cyklu vychází z prvního a druhého termodynamického zákona. Pro každé zařízení pracující v Rankinově cyklu lze zapsat obecnou energetickou rovnici platnou pro ustálené proudění (žádná z veličin se v daném kontrolním objemu nemění s časem). Změny kinetické a potenciální energie jsou v této rovnici vzhledem k velikostem prací a tepel zanedbány.

$$(q_{vstup} - q_{výstup}) + (a_{vstup} - a_{výstup}) = h_{výstup} - h_{vstup} \quad (1.25)$$

Z této bilance lze vyjít pro jednotlivé členy v cyklu. Při kompresi v čerpadle se teplo nemění ( $q = 0$ ) a práce je pouze dodávána:

$$a_N = h_2 - h_1 = v \cdot (p_2 - p_1) \quad (1.26)$$

V parogenerátoru není žádná práce dodávána, ani konána ( $a = 0$ ). Přenáší se pouze teplo do pracovního média za konstantního tlaku. Energetická relace lze dle druhé formy 1. TDZ pro parogenerátor vyjádřit jako:

$$q_H = h_3 - h_2 \quad (1.27)$$

Na turbíně děj probíhá opět isoentropicky a tedy i adiabaticky ( $q = 0$ ). Jediná práce na turbíně je technická tvořená rotací lopatek na hřídeli:

$$a_T = h_3 - h_4 \quad (1.28)$$

V kondenzátoru není konána žádná práce a teplo se nepřivádí. Odvádí se pouze teplo, které je předáno chladicímu médiu:

$$q_C = h_4 - h_1 \quad (1.29)$$

Termická účinnost základního Rankinova cyklu vychází z definice termické účinnosti (1.16) a (1.17):

$$\eta_t = \frac{a_0}{q_H} = \frac{a_T - a_N}{q_H} \quad (1.30)$$

Kde je čistá měrná práce cyklu rovna rozdílu dodaného a odebraného tepla (pro ideální cyklus) a poté je účinnost následující:

$$\eta_t = \frac{q_H - q_C}{q_H} = 1 - \frac{q_C}{q_H} \quad (1.31)$$

Účinnost základního ideálního Rankinova cyklu lze zapsat také pomocí měrných entalpií:

$$\eta_t = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (1.32)$$

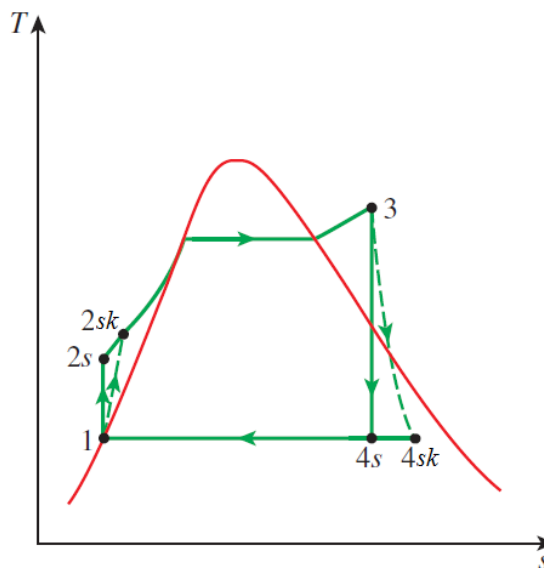
Ve skutečnosti je však Rankinův cyklus v některých částech nevratný – vlivem tření a tepelných ztrát do okolí. Tření pracovní látky se projevuje ztrátou tlaku jak po délce, tak místně. Pro kompenzaci těchto ztrát musí být voda čerpána na vyšší tlak než v případě ideálního cyklu, aby turbína vyprodukovala stejné množství práce. Vstupní práce čerpadla proto musí být větší. I přes dostatečnou izolaci se tepelné ztráty projeví ve všech součástech cyklu. Proto je třeba pro zachování výkonu dodávat v parogenerátoru více tepla. Se zvýšeným požadavkem na vstup za konstantního výstupu logicky klesá účinnost. Tuto odchylku v kompresoru lze spočítat pomocí izoentropické účinnosti:

$$\eta_{(k)K} = \frac{a_{Ns}}{a_{Nsk}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2sk} - h_1} \quad (1.33)$$

A skutečnou účinnost expanze v turbíně obdobně:

$$\eta_{(e)T} = \frac{a_{Tsk}}{a_{Ts}} = \frac{h_3 - h_{4sk}}{h_3 - h_{4s}} \quad (1.34)$$

kde index *sk* značí skutečnou práci, respektive měrnou entalpii, a index *s* značí práci, respektive entalpii, v případě izoentropického děje. V diagramu 1.11 odpovídají skutečnému stavu stavy 2sk a 4sk.



Obrázek 1.11: Vliv nevratných dějů na základní RC [2], upraveno.

Při analýze reálných případů by mělo být dle [2] zohledněno více faktorů, jako je účinnost generátoru elektrické energie, nebezpečí kavitace při příliš rychlé kondenzaci na nízkotlaké straně turbíny, únik vzduchu při kompresi do kondenzátoru, nebo například energie spotřebovaná pro dodání vzduchu při spalování v kotli dodávající teplo parogenerátoru. V této práci je však pozornost zaměřena pouze na možnosti navýšení účinnosti samotného Rankinova cyklu.

Jak již bylo zmíněno, u velkých stacionárních turbín stačí malé zvýšení účinnosti, aby se výrazným způsobem zvýšil výkon elektrárny. Proto je snahou dosáhnout i co největších účinností Rankinova cyklu, který zajišťuje přenos energie ze zdroje tepla na turbínu. Využívají se k tomu takzvané modifikace. „Základní myšlenka všech modifikací pro zvýšení tepelné účinnosti energetického cyklu je stejná: zvýšení průměrné teploty, při které je v parogenerátoru dodáváno teplo pracovní látky, nebo snížení průměrné teploty, při které je teplo z pracovní látky v kondenzátoru odváděno. To znamená, že průměrná teplota kapaliny při dodávání tepla by měla být co největší a při odvádění tepla co nejmenší.“ [2, str. 574, překlad autora]  
Účinnost základního Rankinova cyklu lze zvýšit třemi způsoby:

- Snížením tlaku kondenzace – v okamžiku kondenzace tlak a teplota korespondují, takže snížení tlaku kondenzace vede ke snížení teploty kondenzace. Díky tomu vzroste účinnost cyklu. Tento způsob s sebou však nese několik nevýhod. Teplota, na kterou lze při kondenzaci jít je omezena chladivem, tedy například teplotou řeky, nebo okolního vzduchu. Větším problémem je však dle [2] vznik mokré páry o nižší suchosti. Přítomnost vlhkosti v turbíně způsobuje erozi na lopatkách a zhoršení provozních vlastností včetně snížení účinnosti.
- Přehřátím páry do vysokých teplot – tímto způsobem lze dosáhnout vyšší účinnosti, jelikož vzroste průměrná teplota, při které je teplo v parogenerátoru dodáváno. Zvýšením vstupní teploty do turbíny lze zároveň eliminovat vyšší obsah kapalné fáze v mokré páře za turbínou a zlepšit tak její provozní charakteristiky. Maximální teplota je však také omezena, a to z hlediska materiálu lopatek turbíny. Dle [2] je nejvyšší možná vstupní teplota okolo 620 °C.
- Zvýšením tlaku v parogenerátoru – další možností, jak zvýšit účinnost Rankinova cyklu, je dle [2] zvýšit tlak, při kterém je pracovnímu mediu dodáváno teplo. Tím vzroste i průměrná teplota tohoto izobarického ohřevu. Při zachování vstupní teploty na turbínu však bude mít po expanzi pára daleko menší kvalitu (menší suchost).

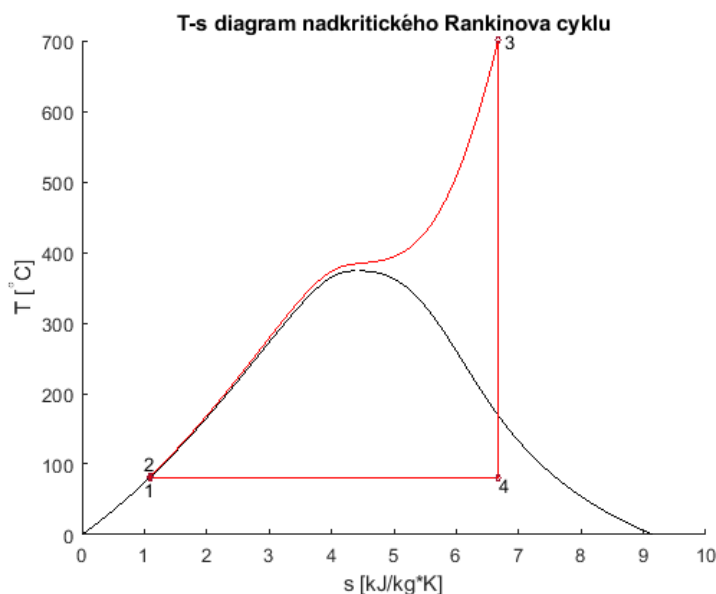
#### 1.4.1 Rankinův cyklus s přehřevem

Profesor Pavelek s kolektivem uvádí v učebních textech pro VUT [1] jako základní Rankin-Clausiiův cyklus takový cyklus, u něž ohřev v kotli dosáhne maximálně mezní křivky sytosti. Jak již bylo uvedeno v odůvodnění, proč nelze pro vodu a vodní páru použít Carnotův cyklus – maximální teplota pracovní kapaliny a s ní i účinnost je v tomto případě dle [2] omezena kritickým bodem (pro vodu teplota 374 °C), mokrá pára na turbíně způsobuje kavitaci a není lehké řídit kondenzaci tak přesně, aby skončila s požadovanými vlastnostmi v koncovém bodě. Sám prof. Pavelek v [1] píše: „Jedná se vlastně o úpravu Carnotova cyklu tak, aby izotermicko-izobarická kondenzace proběhla až na dolní mezní křivku (suchost = 0).“ [1, str. 138] Uvádí jej jako základní cyklus s párou především proto, že se ve starších parostrojních zařízeních, ale i novějších jaderných elektrárnách, v roce 2011 využíval jako teoretický model. Çengel a Boles [2] s kolektivem však uvádí jako základní ideální Rankinův cyklus právě ten s přehřevem páry, aby se všem třem zmíněným neduhům Carnotova cyklu s vodní párou vyhnuli. Zřejmě největším přínosem přehřevu páry nad mezní křivku sytosti je eliminace kavitačního jevu na lopatkách turbíny, což zvyšuje její účinnost i životnost. Modifikace přehřevem tedy již byla uvedena v základní kapitole o obecném Rankinově cyklu.



### 1.4.2 Nadkritický Rankinův cyklus

Nadkritického Rankinova cyklu je dosaženo jednou z cest pro zvyšování účinnosti, konkrétně zvyšováním tlaku v parogenerátoru, díky čemuž vzroste průměrná teplota při dodávání tepla do cyklu. Při tomto druhu cyklu – tedy pro provozní tlak v kotli  $p > 22.06$  MPa – je při ohřevu vynechána oblast mokré kapaliny a nasycená kapalina přechází přímo na přehřátou páru. Schéma elektrárny s nadkritickým Rankinovým cyklem je stejné jako pro základní ideální Rankinův cyklus – parogenerátoru je pouze kapalině přivedeno větší množství tepla.



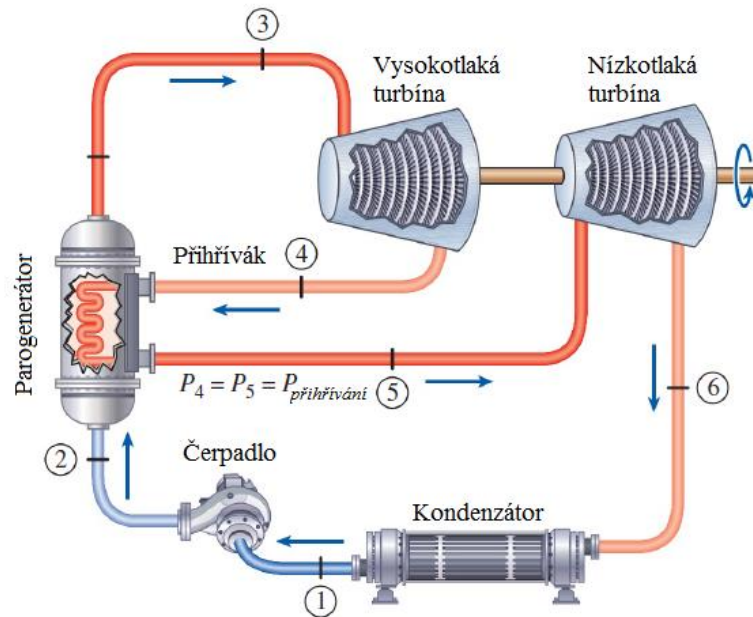
Obrázek 1.12: T-s diagram nadkritického RC [vlastní tvorba].

Velké množství moderních elektráren pracuje v nadkritické oblasti při tlacích  $p > 22.06$  MPa. Zvyšuje se tím účinnost, ale dle [5] také cena, jelikož se musí nad  $560$  °C užívat austenitické oceli, nebo superslitiny.

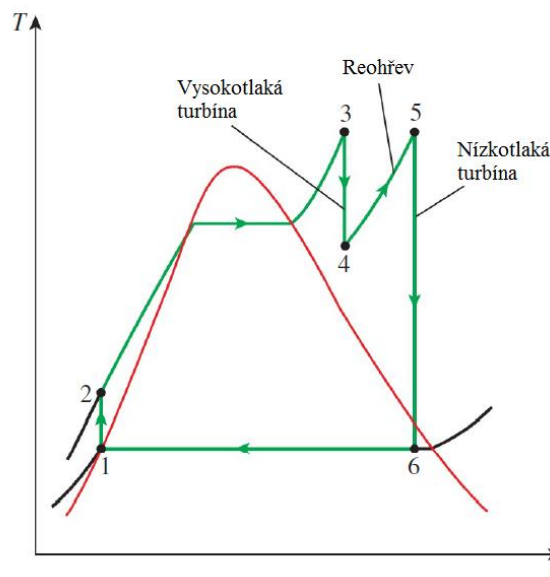
Nadkritický Rankinův cyklus je dle [6] využit například v elektrárně Eemshaven v Nizozemí s výkonem  $1\ 600$  MW a účinností  $46.2\ %$ .

### 1.4.3 Rankinův cyklus se reohřevem

Opakovaný ohřev páry je ideální způsob, jak využít vyššího tlaku při dodávání tepla a zároveň eliminovat vyšší obsah vlhkosti v mokré páře po expanzi. Modifikace základního Rankinova cyklu spočívá v rozdělení expanze páry na dvě, nebo více částí, mezi kterými je pára přehřívána, aby nezačala kondenzovat a poškozovat tak lopatky turbín. V případě dvoufázového přehřevu je expanze rozdělena na vysokotlakou turbínu a nízkotlakou turbínu.



Obrázek 1.13: Schéma RC s reohřevem [2], upraveno.



Obrázek 1.14: T-s diagram RC s reohřevem [2], upraveno.

Ve vysokotlaké turbíně pára isentropicky expanduje a poté je přivedena zpět do jedné části parogenerátoru. Ten v případě znovupřehřevu slouží jako přihřívák a dodá páře teplo izobaricky obvykle až na původní teplotu, při které pára vstupovala do vysokotlaké turbíny. V nízkotlaké turbíně pára dokončí expanzi až na tlak v kondenzátoru. Teplo dodané páře je proto součtem primárně dodaného tepla a tepla dodaného při přihřívání:

$$q_C = q_{\text{primární}} + q_{\text{znovupřehřev}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (1.35)$$

Celková technická práce dodaná pro výrobu elektrické energie je rovna součtu prací obou turbín:

$$a_T = a_{T,I} + a_{T,II} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (1.36)$$

Konečná teplota přehřívání bývá velmi blízká nebo stejná jako vstupní teplota na turbíně. Využití jednoho reohřevu zvyšuje dle [2] účinnost cyklu o 4 nebo 5 procent zvýšením průměrné teploty, při které je teplo páře přiváděno. Průměrná teplota může být dále zvýšena přidáním počtu stupňů expanze s opětovným přehříváním. Jak se zvyšuje počet reohřevů, proces expanze se pomalu přibližuje k izotermickému ději při maximální teplotě cyklu. Použití více než dvou ohřívacích stupňů však dle [2] není praktické. Teoretické zlepšení účinnosti přidáním druhého ohřevu je asi poloviční než u jediného ohřevu. V případě, že není tlak při vstupu na turbínu dostatečně vysoký, vede druhý reohřev k přehřátí odpadních plynů. Zvyšuje tak průměrnou teplotu při odvádění tepla a tím snižuje účinnost. Proto se dvojitý reohřev používá pouze u elektráren s nadkritickým tlakem ( $p > 22.06$  MPa). Další stupně reohřevu již dle [2] mají příliš malý účinek na účinnost, než aby se vyplatilo složitější provedení.

Çengel a Boles [2] však uvádí, že kdyby byly vyvinuty dostatečně odolné materiály, které by vydržely nadkritické stavy, nebylo by přehřívání potřeba. Tento proces slouží pouze k snížení obsahu vlhkosti páry v konečných fázích procesu expanze.

V České republice je dle [7] reohřev využit například v jaderných elektrárnách Temelín a Dukovany, nebo uhelné elektrárně Dětmarovice poblíž Ostravy, ve které je dle [8] pára přehřívána na původní teplotu 535 °C.

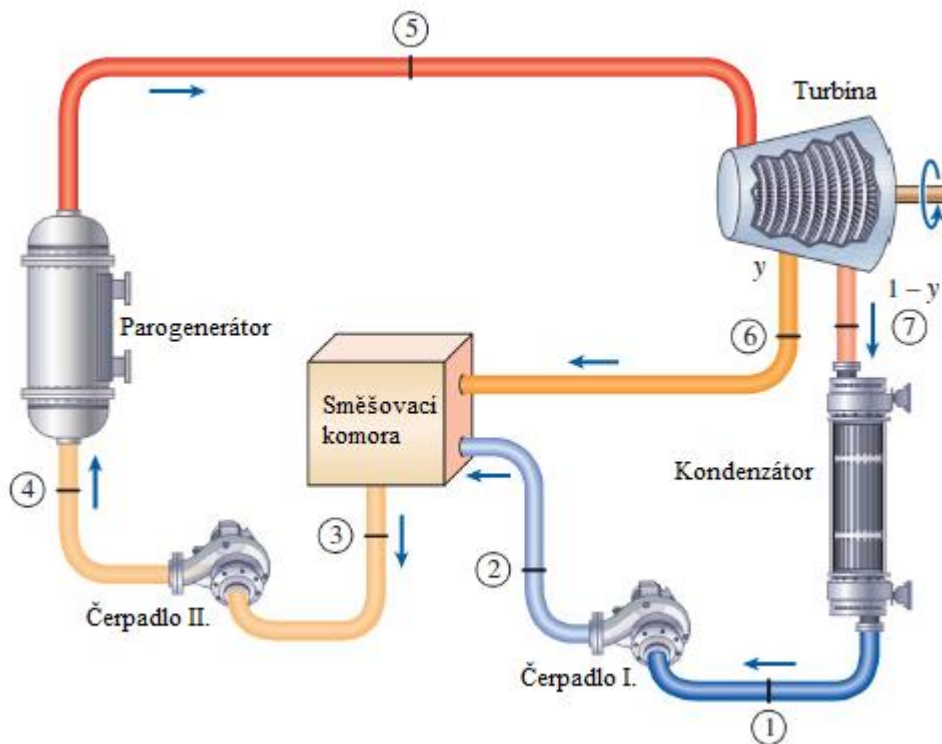
#### 1.4.4 Regenerační Rankinův cyklus

Nízká střední teplota při dodávání tepla kapalině snižuje účinnost cyklu. Snahou je tedy kapalinu přehřát. Jednou z variant je odebrat z turbíny přehřátou páru, která je následně použita k přehřevu kapaliny. Tento proces je označován jako regenerace. Slouží jednak ke zvýšení teploty napájecí vody, ale také pomáhá s odstraněním vzduchu z napájecí vody, který uniká do kondenzátoru. Zabraňuje se tím korozi v kotli. Další výhodou regenerace je regulace velkých objemových průtoků v posledních fázích expanze – při nízkých tlacích má pára velký měrný objem. Díky všem těmto výhodám byla dle [2] regenerace používána ve všech moderních parních elektrárnách od jejího zavedení na počátku dvacátých let.

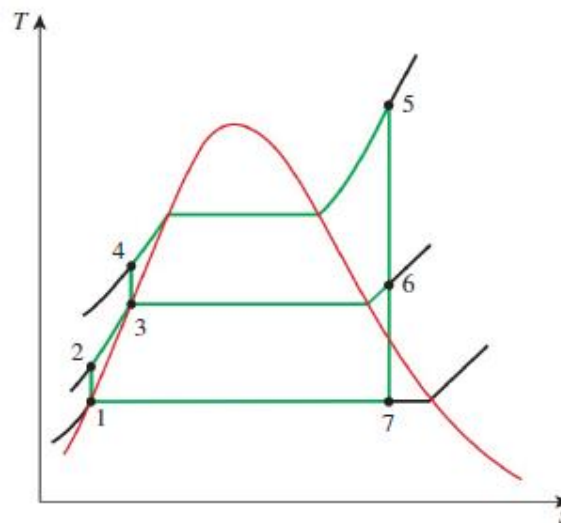
Kapalina, která je zahřívána, se nazývá jako „napájecí voda“ a je ohřívána v tzv. „regenerátoru“ nebo „ohříváči napájecí vody“ (v anglické literatuře „feedwater heater“). Regenerátor funguje na principu tepelného výměníku. Dle způsobu předávání tepla jsou rozlišovány dva druhy regenerátorů: s otevřeným oběhem napájecí vody a s uzavřeným oběhem napájecí vody.

##### **Regenerační cyklus se otevřeným oběhem napájecí vody**

Otevřený oběh napájecí vody je založen na směšovací komoře, ve které se mísí pára extrahovaná z turbíny s napájecí vodou z čerpadla. V ideálním případě z ohříváku odchází směs ve stavu nasycené kapaliny s tlakem ohříváku. Schéma elektrárny pracující s jednou směšovací komorou a její T-s diagram je zobrazen na obr. 1.15 a 1.16.



Obrázek 1.15: Schéma regeneračního RC s otevřeným oběhem napájecí vody [2], upraveno.



Obrázek 1.16: Diagram regeneračního RC s otevřeným oběhem [2], upraveno.

Přivedené teplo do cyklu je jasně dáno rozdílem měrných entalpií před a za parogenerátorem:

$$q_H = h_5 - h_4 \quad (1.37)$$

Pro určení odvedeného tepla v kondenzátoru a prací turbíny a čerpadel je nutné definovat, jak velké množství páry je z turbíny odvedeno to ohříváku. Poměr  $y$  [-] je roven hmotnostnímu toku vstupujícího do přehříváku ku hmotnostnímu toku vstupujícímu do parogenerátoru:

$$y = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} \quad (1.38)$$

Člen  $(1 - y)$  poté říká, jak velké množství páry z jednoho kilogramu odešlo do kondenzátoru. Po cyklus s jedním ohřívákem lze odvedené teplo a práce vyjádřit dle následujících vztahů:

$$q_C = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad (1.39)$$

$$a_T = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \quad (1.40)$$

$$a_N = (1 - y)a_{N,I} + a_{N,II} \quad (1.41)$$

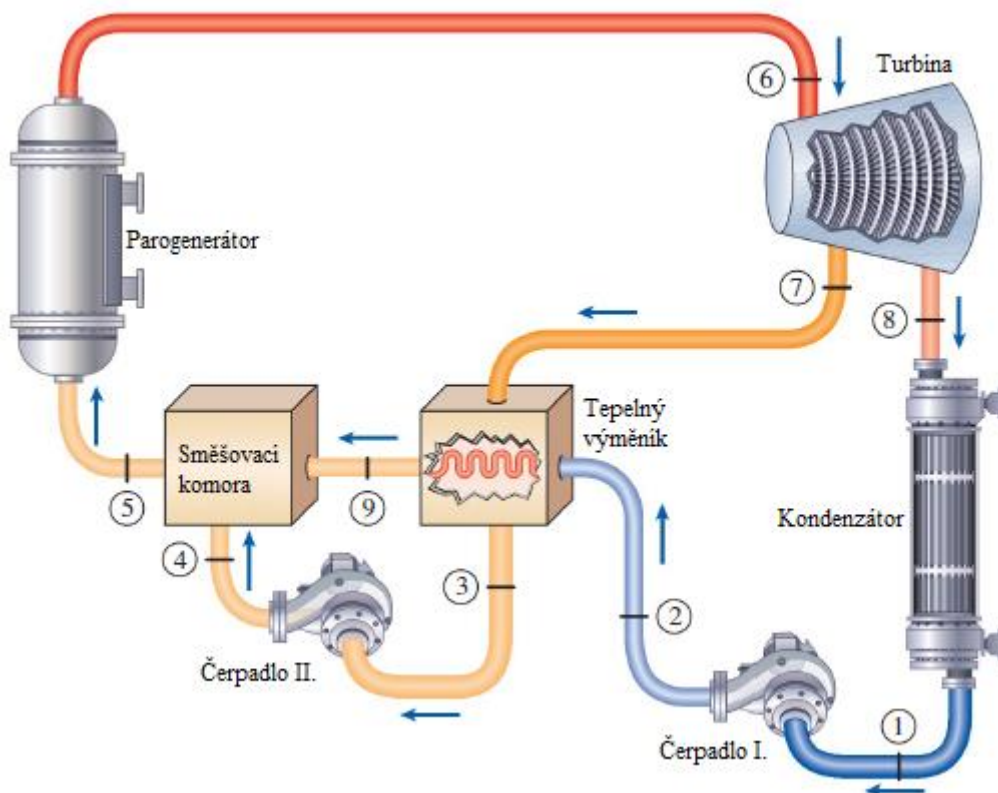
Měrné práce obou čerpadel závisí na rozdílu charakteristických tlaků (za a před čerpadly) a měrném objemu poháněné části pracovní látky:

$$a_{N,I} = v_1(p_2 - p_1) \quad (1.42)$$

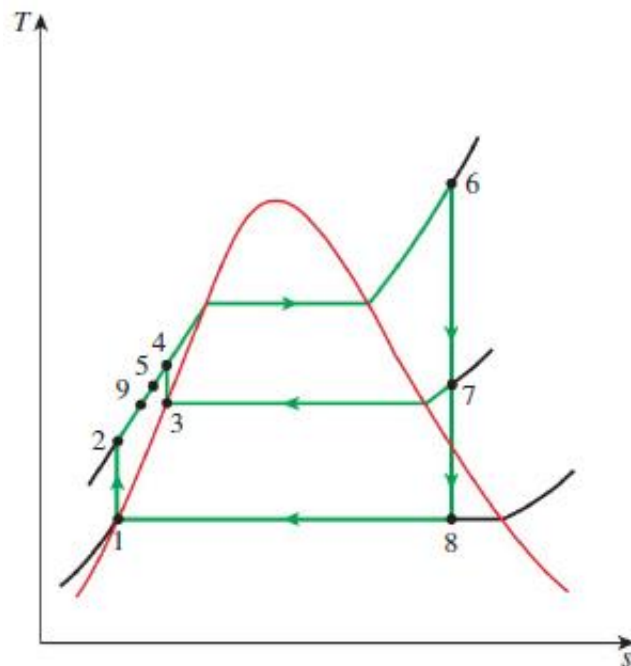
$$a_{N,II} = v_3(p_4 - p_3) \quad (1.43)$$

#### Regenerační cyklus s uzavřeným oběhem napájecí vody.

V této modifikaci se teplo mezi parou a kapalinou přenáší pouze přes teplosměnné plochy. Jeho výhodou je, že mohou být oba oběhy pod různými tlaky, jelikož se nemíchají. V anglické literatuře [2] této modifikaci odpovídá označení ‚closed feedwater heaters‘. Schéma ideální elektrárny pracující s povrchovým ohřívákem a jeho T-s diagram je znázorněn níže (obrázky 1.17 a 1.18).



Obrázek 1.17: Schéma regeneračního RC s uzavřeným oběhem napájecí vody [2], upraveno.



Obrázek 1.18: Diagram regneračního RC s uzavřeným oběhem napájecí vody [2], upraveno.

V ideálním případě, jak je uvedeno na schématu, je napájecí voda v regenerátoru ohřívána až na teplotu páry extrahované z turbíny. Tato pára v ideálním případě opouští ohřívák jako nasycená kapalina při původním extrakčním tlaku. Tyto dvě kapaliny se následně mísí a jdou opět do kotle. V reálných elektrárnách však dle [2] napájecí voda opouští ohřívák pod výstupní teplotou extrahované páry, protože pro jakýkoli účinný přenos tepla je nutný teplotní rozdíl alespoň několika stupňů. Kondenzovaná pára je pak buď čerpána do přívodního vodovodu, nebo je vedena do jiného ohříváče nebo do kondenzátoru pomocí zařízení nazývaného lapač neboli ‚trap‘. Lapač, nebo past umožňuje, aby byla kapalina škrcena do oblasti s nižším tlakem, ale zachycuje páru. Tento proces škrcení probíhá izoentalpicky.

Jak již bylo řečeno, termická účinnost se vlivem regenerace zvyšuje díky zvýšené průměrné teplotě, při které je kapalina dodávána v kotli teplo. S každým dalším ohřívákem roste termická účinnost a jejich počet je dán pouze ekonomickým hlediskem – v případě, že nákupní cena a implementace ohříváku bude vyšší než snížené náklady na palivo, není použití dalšího ohříváku ekonomické. Çengel s Bolesem v [2] uvádí, že velké množství elektráren používá až osm stupňů regenerace.

Kterou variantu tedy vybrat a aplikovat? Rozhoduje cena a složitost zapojení. Směšovací ohříváky jsou jednoduché a levné. Je však nutné využít čerpadla pro pohon napájecí vody. Povrchové ohříváky jsou provedením složitější a tedy dražší, ale nevyžadují čerpadlo pro každý ohřívák zvlášť. Nejčastěji parní tepelné elektrárny dle [2] využívají kombinace obou ohříváků. Směšovacího zejména pro odvod vzduchu z napájecí vody.

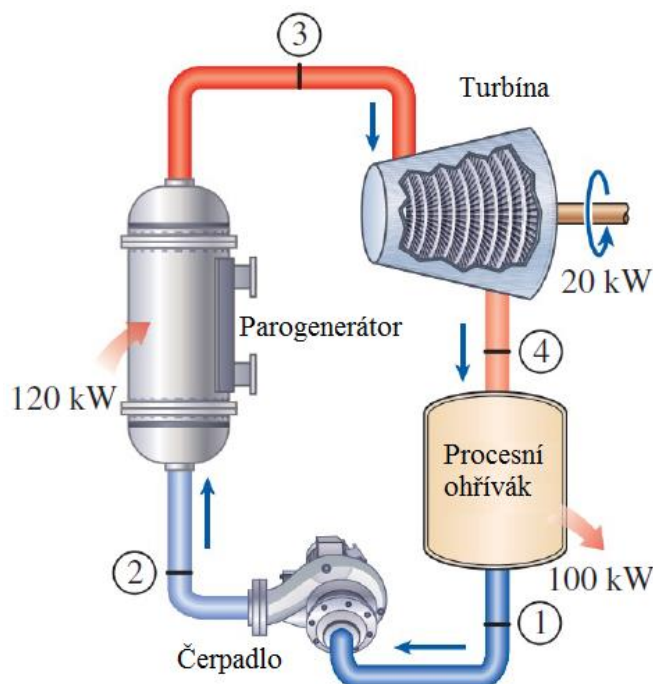
### 1.4.5 Kogenerace

Poslední variantou modifikace Rankinova cyklu je využití přebytečného. Předchozí modifikace využívaly ke zlepšení vlastností páry před turbínou teplo, které braly páře na turbíně. Tím docházelo ke zvýšení účinnosti, tedy využití vstupní energie k tvorbě elektrické energie prostřednictvím technické práce na turbíně. Zbývající přebytečné teplo bylo odvedeno chladícím médiem do okolí. Toto ztrátové teplo však jde využít v oblastech, které vyžadují tzv. procesní teplo. Jsou jimi například chemický průmysl, výroba celulózy a papíru, výroba



a rafinace ropy, výroba oceli a jiné. Procesní teplo bývá dle [2] dodáváno párou při tlaku 0.5–0.7 MPa s teplotou 150–200 °C.

Kdyby bylo využito veškerého tepla, které je dodáno v kotli kapalině a následně páře pro procesní využití, mohlo by se zdát, že jde o cyklus zcela ideální, neboť je využito veškerého tepla (vyjma ztrát na potrubí). To však není pravda, neboť při dodávání tepla médiu s velkým teplotním rozdílem dochází dle 2. termodynamického zákona k nevratnému ději, roste entropie a ztrácí se tak energie využitelná k přeměně na práci. „Není jednoduše moudré používat vysoce kvalitní energii k provedení úkolu, který by mohl být proveden s nízkou kvalitou energie.“ [2, str. 592, překlad autora]



Obrázek 1.19: Schéma kogeneračního RC [2], upraveno.

Na schématu 1.19 jde vidět teplo odváděné z kondenzátoru neboli procesního ohřívače. To je využito jako procesní teplo. Vstupní energie je tedy rozdělena na mechanickou energii a na procesní teplo. Zařízení pracující tímto způsobem je výhodné pro provozy, ve kterých je potřeba jak přívod elektrické energie, tak právě procesní teplo. Označuje se jako kogenerační jednotka, nebo kogenerační elektrárna. Teplo z procesního ohřívače může být využito pro potřebné procesy, nebo může být odvedeno ve formě ztrátového tepla. Pro praktické využití se hodí možnost regulace využívání energie. Kogenerační jednotka se tak lépe přizpůsobí změnám v zátěži. Lze toho dosáhnout využitím turbíny, kondenzátoru, procesního ohřívače a expanzního ventilu. Expanzní ventil je předřazen turbíně a v případě nedostatku procesního tepla část páry přímo z kotle pouští do procesního ohřívače. V okamžiku nulové spotřeby procesního tepla se ventil zavře a veškerá pára prochází přes turbínu.

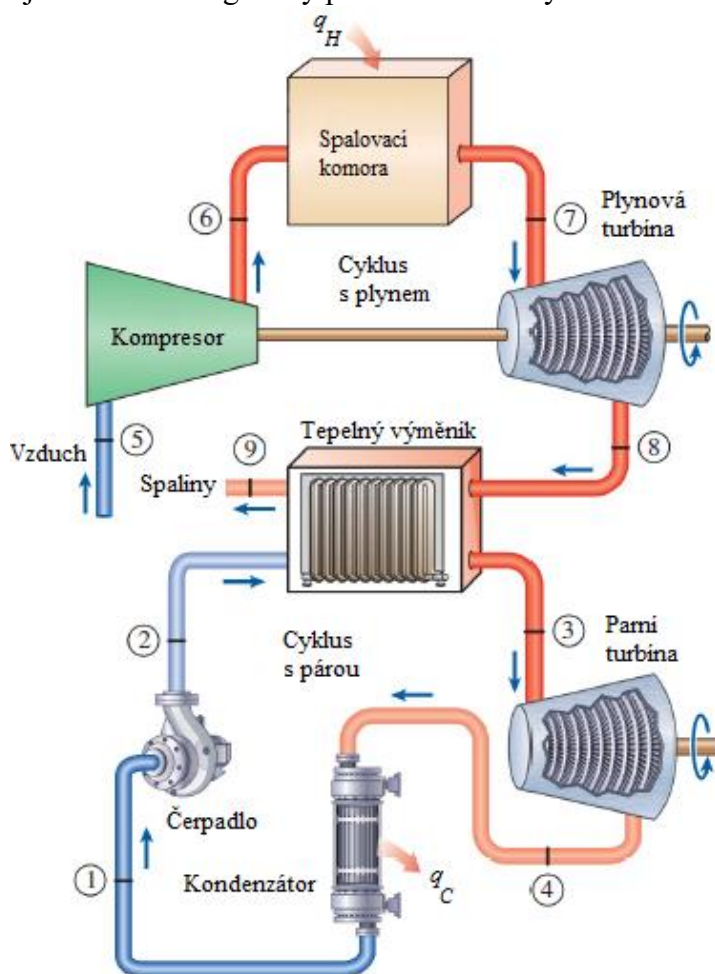
„Využití kombinované výroby tepla a elektřiny se datuje na začátek tohoto století, kdy byly elektrárny integrovány do komunity, aby zajistily dálkové vytápění prostor, horkou vodu a vytápění pro obytné a komerční budovy. Systém dálkového vytápění ztratil ve 40. letech 20. století svou popularitu v důsledku nízkých cen pohonných hmot. Rychlý růst cen plynu v 70. letech však o dálkové vytápění obnovil zájem. Kogenerační elektrárny se ukázaly být

ekonomicky velmi atraktivní. V důsledku toho bylo v posledních letech instalováno stále více takových zařízení a stále více se jich instaluje i v přítomnosti.“ [2, str. 594–595, překlad autora]

Významným využitím kogenerace je dle [9] například velká teplárna v dánském městě Avedore s elektrickým výkonem 570MW a tepelným 570MJ/s. Kogenerační jednotky se také využívají v lokálním pojetí. V České republice dle [10] ČEZ ENERGO nabízí kogenerační jednotky a ty na velkém počtu míst doplňují zásobování teplem – například v České Třebové, Luhačovicích, Jihlavě a dalších.

### 1.5 Kombinované cykly

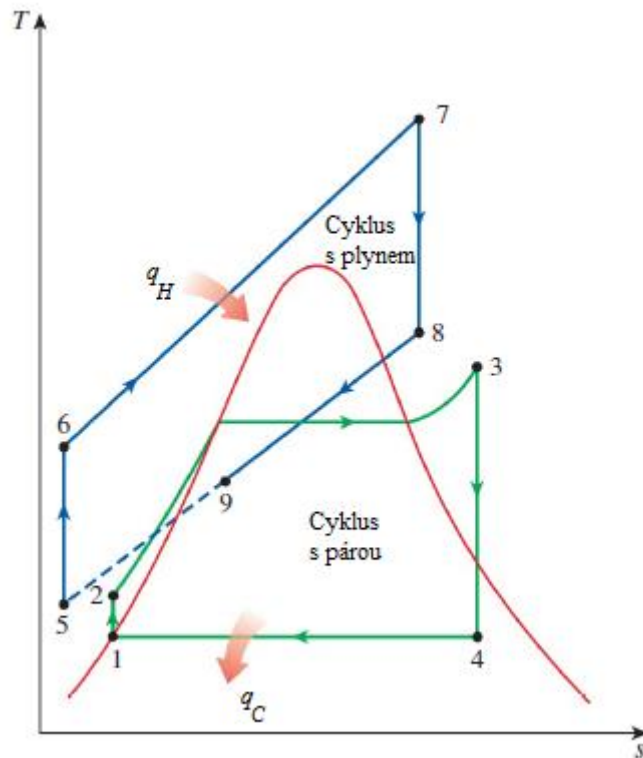
Kombinovaný cyklus je označení pro cyklus kombinující dvě pracovní média. Nejobvyklejší kombinací je Rankinův cyklus s vodní párou a Braytonův cyklus (složený ze dvou izobar a dvou adiabat) s plynem. Každý cyklus probíhá samostatně – jediným společným bodem je tepelný výměník (jak lze vidět na schématu 1.20), kterému slouží za zdroj tepla spaliny vystupující z turbíny cyklu s plynem. Výsledná kombinace se označuje jako paroplynový cyklus a má vyšší účinnost, než kdyby byl každý cyklus proveden samostatně. Vyšší účinnosti dosahuje z tohoto důvodu – Braytonův cyklus s plynem probíhá při velmi vysokých teplotách (díky vnitřně chlazeným lopatkám lze pracovat s plynem o teplotě 1450 °C na vstupu do turbíny), ale z turbíny plyn odchází taky stále s vysokou teplotou (přibližně kolem 500 °C). Není tak využita veškerá tepelná energie spalin. Pro Rankinův cyklus je však teplota kolem 500 °C vyhovující a tento energetický potenciál může využít.



Obrázek 1.20: Schéma paroplynového cyklu [2], upraveno.



Paroplynový cyklus je z ekonomického hlediska velmi výhodný. Je totiž využito energie spalin bez výrazného nárůstu počátečních nákladů. Rankinův cyklus nepotřebuje dodávat teplo zvlášť a kotel je společným prvkem pro oba cykly. Tímto způsobem je dle [2] dosahováno účinnosti přes 40 %.



Obrázek 1.21: T-s diagram paroplynového cyklu [2], upraveno.

V České republice existuje například paroplynový cyklus Počerady o výkonu 838 MWe dle [11] s hrubou účinností 58.4 %. Specifický je tím, že šlo o první projekt svého druhu v České republice. Je umístěn v areálu uhelné elektrárny Počerady a na dodání projektu spolupracovali SIEMENS (2 plynové turbíny), SES Tlmače (parní generátor) a ŠKODA POWER (1 parní turbína). Ve světě byl první paroplynový cyklus dle [12] instalován v roce 1984 v Japonsku – projekt Tohoku v Niigatě. Šlo o kombinaci s výkonem 1090 MW o účinnosti 44 %. V současnosti má tato elektrárna 4 plynové turbíny a 2 parní jednotky s kapacitou 4 600 MW a účinností kolem 50 %. Plynové turbíny jsou od firmy MITSUBISHI a pracují s plynem o teplotě 1 450 °C na vstupu.

## 2 Praktická část

Vodní pára je v technických aplikacích využívána jako transportní médium pro teplo, akumulární médium, nebo jako pracovní látka. V Rankinových cyklech se vodní pára využívá jako médium transportní i pracovní. Jelikož se však vodní pára chová jako reálný plyn, nelze její jednotlivé stavy popsat jednoduchou stavovou rovnicí a je nutné při výpočtech stavových veličin využívat tabulek, nebo diagramů. Z toho důvodu je ruční počítání Rankinových cyklů časově náročné a velmi často nepřesné vlivem špatného odečtu z diagramu. Proto je zde uveden postup naprogramování skriptu pro analýzu Rankinova cyklu.

Jako zdroj informací o stavech páry bude využito volně dostupných tabulek XSteam z [13] od Magnuse Holmgrena. Jde o implementaci formulace IAPWS IF97 do souboru .m pro MATLAB. IAPWS = The International Association for the Properties of Water and Steam je dle [14] mezinárodní neziskové sdružení organizací zabývající se vlastnostmi vody a vodní páry (jejím prezidentem je dle [15] od roku 2006 Dr. Jan Hrubý z Akademie věd České republiky). Formulace IF97 je dle [16] souhrnem několika rovnic pro určité oblasti vody a vodní páry sloužící k výpočtu jejich termodynamických vlastností. XSteam poskytuje přesné údaje o vodě a páře (a jejich směsích) v rozsahu 0–2000 °C a 0.00611–1000 bar (tedy 100 MPa).

Využití skriptu může urychlit výpočty tepelných analýz Rankinových cyklů, avšak nemůže nahradit studentovu osobní cestu za pochopením fungování cyklu. Skript by měl sloužit především pro rychlou tepelnou analýzu a pro názorné zobrazení Rankinova děje v T-s diagramu. Také může sloužit jako základ k modifikacím pro tepelnou analýzu složitějších cyklů uvedených v teoretické části.

V této části bude krátce popsáno výpočtové prostředí programu MATLAB, včetně jeho využitelnosti, bude uveden postup tvorby skriptu, problémové okamžiky tvorby, jejich řešení a výstup praktické části – tedy skript ve formě přílohy.

### 2.1 Výpočtové prostředí MATLAB

MATLAB je spojení slov MATrix LABoratory a jde o programovací jazyk pracující s maticemi. Má velmi příjemné uživatelské prostředí a dle [17] může být využit pro technické výpočty a simulace napříč obory – statistika, matematika, zpracování signálu, komunikace, řízení systémů, modelování a další. Díky svému hojnému rozšíření pro něj bylo vytvořeno množství knihoven funkcí v jednotlivých oborech. MATLAB umožňuje tvořit skripty a funkce, které lze zpětně vyvolávat. Zároveň umožňuje pracovat s datovými soubory, takže může být použit například pro analýzu měření.

### 2.2 Tvorba skriptu

Skript byl tvořen na základě potřebného výstupu, postupováno tedy bylo odzadu. Z potřebného výstupu byly vyvozeny rovnice, které byly naprogramovány do MATLABu. Na jejich základě byly zjištěny potřebné mezivýsledky. Mezivýsledky bylo nutné získat z tabulek XSteam a proto byly z návodu [13] zjištěny potřebné vstupní parametry do vyvolávacího příkazu. Pro jejich získání bylo třeba postupovat od jednoho stavu ke druhému pomocí rovnic charakterizující ideální Rankinův cyklus. Vstupní parametry potřebné do těchto rovnic byly zvoleny. Dopředu byl v ruce vyřešen vzorový příklad, jež byl vyřešen i v literatuře [2], aby byla možná kontrola správnosti fungování skriptu.

Jelikož je pro praxi důležité znát potřebné dodané teplo dodané v kotli, teplo odebrané chladičem v kondenzátoru (voda, nebo vzduch), vstupní práci čerpadla a práci vykonanou turbínou, zapsány byly rovnice (1.26) – (1.29) a (1.32). Účinnost byla vynásobena stem, aby byla znázorněna v procentech. Bylo jasné, že je třeba určit entalpie ve všech důležitých stavech cyklu, jelikož to byla jediná veličina vystupující v zapsaných rovnicích. Pro vyvolání hodnoty entalpií v jednotlivých stavech z XSteam je dle [13] nutné znát dvě různé stavové veličiny

(kromě stavů na mezních křivkách, jejichž druhým vstupním parametrem je defaultně hodnota mezní křivky  $x = 0$ , nebo  $x = 1$ ).

Rankinův základní cyklus je popsán několika rovnicemi vycházejícími z 1. a 2. termodynamického zákona. Základem jeho analýzy je určení energetických veličin v jednotlivých stavech cyklu:

1. Nasycená kapalina po výstupu z kondenzátoru,
2. Kapalina při vstupu do parogenerátoru,
3. Přehřátá pára při vstupu do turbíny,
4. Mokrá pára při výstupu z turbíny vstupující do kondenzátoru.

Bylo tedy nutné vybrat stavy, které budou zcela určené, a na základě kterých budou rovnicemi definující Rankinův základní cyklus určeny i zbylé stavy. Volit entropie nebo entalpie by bylo nepraktické, neboť tyto veličiny dopředu nebývají známé. Je třeba se k nim dostat až výpočtem. Proto byly zvoleny veličiny, které jsou určené provozními vlastnostmi jednotlivých prvků cyklu. Jelikož jde o analýzu ideálního cyklu, stačí znát zcela určené dva protilehlé stavy cyklu – tedy 1. a 3., nebo 2. a 4. Zvoleny byly hodnoty následující:

- tlak parního kotle  $p_2$ , jelikož jde o provozní tlak kotle, který je předem daný a určuje polohu izobary 2–3, tedy i tlak  $p_3$  při vstupu přehřáté páry na turbínu;
- teplotu páry  $T_3$  vstupující do turbíny, která musí být dána provozními vlastnostmi turbíny, a která s tlakem  $p_3$  zcela určuje stav 3;
- provozní tlak v kondenzátoru  $p_4$ , který s entropií stavu 3 určuje zcela stav 4, a pomocí kterého je zcela určen i stav 1, jelikož jeho suchost známe ( $x = 0$ ) a to pro vyvolání hodnoty entalpie stačí.

Poté byl zcela určen stav 1. Na základě vstupní hodnoty tlaku byly určeny zbylé energetické veličiny daného stavu. Funkce vyvolání byla definována dle návodu [13]:

```
Výstup=XSteam('název funkce',Vstup1,Vstup2)
```

Za název funkce byla dosazována funkce pro určitou veličinu definována v návodu [13].

Následně bylo využito rovnice isoentropického děje pro určení stavu 2 na základě vstupních hodnot entropie a tlaku. Tímto postupem byly zcela určeny všechny čtyři stavy.

```
13 % využití XSteam pro určení potřebných energetických veličin
14 p(1)=p(4); % izobarická kondenzace
15 s(1)=XSteam('sL_p',p(1));
16 T(1)=XSteam('Tsat_p',p(1));
17 h(1)=XSteam('hL_p',p(1));
18
19 s(2)=s(1); % isoentropická komprese
20 T(2)=XSteam('T_ps',p(2),s(2));
21 h(2)=XSteam('h_ps',p(2),s(2));
22
23 p(3)=p(2); % izobarický ohřev
24 s(3)=XSteam('s_pT',p(3),T(3));
25 h(3)=XSteam('h_pT',p(3),T(3));
26
27 s(4)=s(3); % isothermická expanze
28 T(4)=XSteam('T_ps',p(4),s(4));
29 h(4)=XSteam('h_ps',p(4),s(4));
```

Obrázek 2.1: Ukázka výpočtu stavových veličin

### 2.3 Tvorba grafického výstupu

Vypočítané hodnoty byly zobrazeny pomocí příkazu *fprintf*. Dále bylo třeba zobrazit cyklus v T-s diagramu. Diagram byl pojmenován a osy popsány. Mezní křivky musely být

zobrazeny každá samostatně, neboť XSteam nemá funkci pro vyvolání teploty odpovídající mezní křivce na základě entropie. Proto byl vytvořen vektor teplot v intervalu  $<0\text{ }^{\circ}\text{C}, 400\text{ }^{\circ}\text{C}>$ , neboť kritickému bodu odpovídá teplota  $T_{kr} = 373.946\text{ }^{\circ}\text{C}$  a pro vyšší teploty je nesmyslné hledat mezní hodnoty. Následně byly definovány dva stejně velké vektory definující entropie dolní a horní části mezní křivky. Toho bylo dosaženo pomocí příkazu *arrayfun*, který každému prvku vektoru teploty přiřadil dle vyvolávací funkce XSteam odpovídající hodnotu na mezní křivce. Obě mezní křivky byly zobrazeny pomocí příkazu *plot*. V okolí kritického bodu nebyla křivka spojitá, a proto byl vektor teplot rozdělen na 400 hodnot, aby byla mezní křivka definována přesněji.

```
54 % vykreslení mezních křivek
55 Tmz = linspace(0,400,400);
56 shorni = arrayfun(@(x) XSteam('sV_T',x),Tmz);
57 sdolni = arrayfun(@(x) XSteam('sL_T',x),Tmz);
58 plot(shorni,Tmz,'k-')
59 plot(sdolni,Tmz,'k-')
60
```

Obrázek 2.2: Ukázka skriptu – vykreslení mezních křivek

Jednotlivé děje byly vykresleny dle svých vlastností. Děje izoentropické byly vykresleny spojením počátečního a koncového stavu. Děje izobarické byly definovány pomocí vytvořeného vektoru teplot mezi počátečním a koncovým stavem a následného přiřazení odpovídající entropie vyvolávacím příkazem z tabulek XSteam. Entropie byla vyvolána pomocí vstupních hodnot – tlaku izobary a vektoru teplot mezi odpovídajícími stavy. Při zobrazení se křivka izobarického děje 2-3 nelámala na horní mezní křivce a proto byl vektor teplot pro děj 2-3 rozdělován na více bodů (nakonec na 600) pro zpřesnění zobrazení.

Pro názornější zobrazení byly jednotlivým stavům přiřazena čísla a viditelnější symboly. Při zobrazení diagramu překrývala čísla stavů zobrazené značky, proto musela být čísla stavů posunuta změněním hodnoty bodu, ve kterém měla být vykreslena.

## 2.4 Praktický výstup

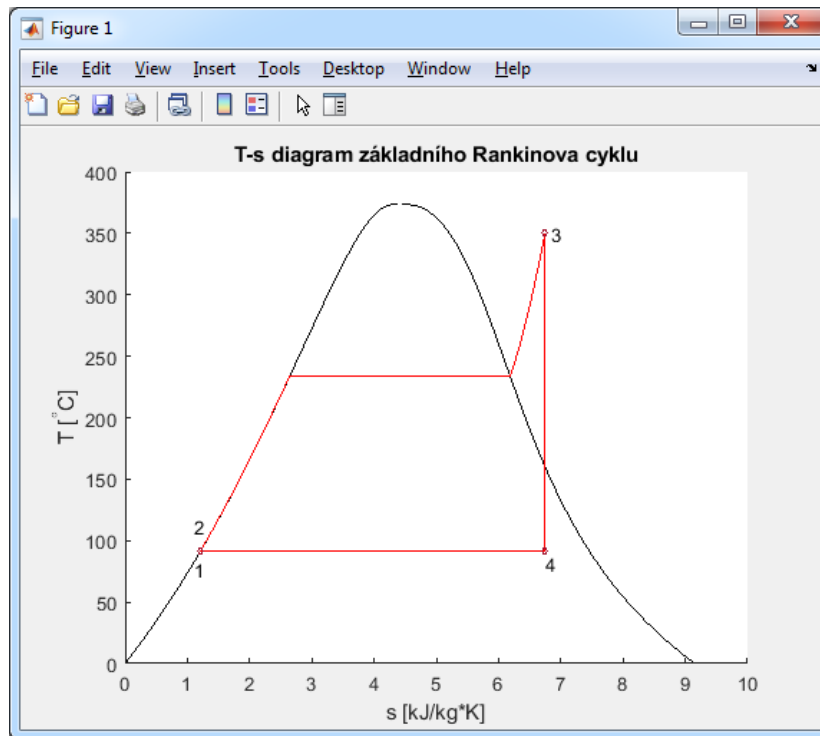
Pro ověření funkčnosti byl skriptem vyřešen příklad z [2] se zadáním:

„Uvažujte parní elektrárnu pracující podle ideálního základního Rankinova cyklu. Pára vstupuje do turbíny o 3 MPa a 350 °C a kondenzuje v kondenzátoru při tlaku 75 kPa. Stanovte termickou účinnost tohoto cyklu.“ [2, str. 569, překlad autora]

Vstupní hodnoty z příkladu byly zadané do skriptu a výstup byl následující:

```
Command Window
Tlak v parogenerátoru (Pressure in a steam generator) [MPa]:3
Teplota přehřáté páry na vstupu do turbíny (Temperature at enter in the turbine) [°C]:350
Tlak v kondenzátoru (Pressure in a condenser) [kPa]:75
Termická účinnost cyklu: 26.02 %
Měrná práce čerpadla: 3.04 kJ/kg
Měrné přivedené teplo: 2728.66 kJ/kg
Měrná práce turbíny: 713.03 kJ/kg
Měrné odvedené teplo: 2018.66 kJ/kg
fx >>
```

Obrázek 2.3: Výstupní data ze skriptu



Obrázek 2.4: Výstupní diagram ze skriptu

Dle [2] je účinnost cyklu 26.0 %. Mezivýsledky následující: dodané teplo 2 728.6 kJ/kg, odevzdané teplo 2 018.6 kJ/kg, práce čerpadla 3.03 kJ/kg a práce turbíny 713.1 kJ/kg. Jak lze z obrázku (2.3) vidět, výstupní data se s výsledkem vzorového příkladu z literatury [2] shodují. Byla tedy ověřena funkčnost skriptu. Zároveň je z obrázku (2.4) vidět, že jde o Rankinův cyklus s přehřevem.

## ZÁVĚR

Rankinův cyklus je významným prvkem při výrobě elektrické energie. S vodní párou jako pracovním médiem je používán ve velké spoustě elektráren a každé zlepšení jeho účinnosti se projeví na výkonu elektrárny. Základní Rankinův cyklus se téměř nevyužívá, neboť se zlepšením účinnosti roste i ekonomický přínos. Používají se proto Rankinovy cykly s modifikacemi, které jeho termickou účinnost zvyšují.

Nejpoužívanější modifikací je přehřev vodní páry před vstupem do turbíny, díky čemuž je z velké míry omezena kavitace na lopatkách turbíny, která snižuje účinnost cyklu. Zároveň není účinnost omezena kritickou teplotou vodní páry. Jde o běžnou modifikaci, pročež je tento cyklus označován jako základní.

Nadkritický Rankinův cyklus je modifikace podmíněna kvalitním provedením turbíny z hlediska materiálů. Roste tedy cena provedení, ale zároveň s ní i účinnost.

Sofistikovanější modifikací je reohřev páry, díky kterému roste střední teplota, při které je páře dodáváno teplo a zároveň je eliminována nižší suchost páry za turbínou, která může způsobovat kavitaci. Provedení je složitější, neboť se turbína dělí na vysokotlakou a nízkotlakou. Nejčastější je využití jednoho stupně reohřevu, se kterým vzroste účinnost přibližně o 5 %. Ekonomický přínos dalším zvyšováním účinnosti bývá devalvován vysokými náklady na složitost provedení.

Zvýšení účinnosti lze dosáhnout také takzvanou regenerací. Z turbíny je odebrána část páry, kterou je přehřívána kapalina vstupující do kotle. Zvyšuje se tím tak střední teplota, při které je teplo kapalině dodáváno. Provedení může být s otevřeným oběhem napájecí vody, nebo s uzavřeným oběhem napájecí vody. Otevřený oběh je jednodušší na provedení a levnější, ale potřebuje ke každé větvi čerpadlo – o jejich využití rozhoduje ekonomické hledisko. Elektrárny využívají nejčastěji kombinace obou přístupů.

Kogenerace je poslední variantou modifikace Rankinova cyklu zmíněnou v této práci. Zvýšení účinnosti je při ní dosaženo využitím přebytečného tepla na procesní úkony v průmyslu nebo na topení. Při využití expanzního ventilu lze řídit poměr energie výstupní energie ve formě elektrina, nebo ve formě procesního tepla.

Kombinací cyklu s vodní párou a cyklu s plynem lze dosáhnout větší účinnosti, jelikož cyklus s plynem není schopen využít celého energetického potenciálu zahřátého plynu a ten může být zdrojem tepla pro vodní páru, která pracuje při nižších teplotách. Nejde o přímou modifikaci Rankinova cyklu, ale lze touto kombinací dosáhnout účinnosti přes 50 %.

V druhé části práce byl vytvořen skript pro snadnou tepelnou analýzu cyklu. Výstupem ze skriptu je hodnota termické účinnosti cyklu, hodnota práce dodané a generované, hodnota tepla dodaného a odebraného chladivem a grafickým výstupem je T-s diagram cyklu se znázorněnými stavy. Jeho funkčnost se podařilo s úspěchem ověřit na ukázkovém příkladu.

Jsem rád, že jsem si toto téma vybral. Blíže jsem se seznámil s problematikou, kterou jsme již v rámci předmětu 6TT nakousli a potvrdil si, že je to oblast, která mne zajímá. Bylo pro mne také přínosné zopakovat si programování v MATLABu a budu jej při studiu určitě využívat častěji, abych nevyšel ze cviku.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [2] ÇENGEL, Yunus A. a Michael A. BOLES. *Thermodynamics: An engineering approach*. Osmé vydání. New York: McGraw-Hill, 2015. ISBN 978-007-3398-174
- [3] ŠTĚTINA, Josef. *Tepelné cykly* [přednášky]. Brno: FSI, Energetický ústav. 2017.
- [4] L. Albright, L. Angenent, F. Vanek. (May 6, 2015). "Stationary Combustion Systems" in *Energy Systems Engineering*, 2nd Edition. McGraw Hill. 2012. ch.6, pp.161-167
- [5] ŠTĚTINA, Josef. *Oběhy parních zařízení* [přednášky]. Brno: FSI, Energetický ústav. 2017.
- [6] Eemshaven Power Station, Groningen. *Power Technology: Energy News and Market Analysis* [online]. London: Verdict Media, c2020 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://www.power-technology.com/projects/eemshaven-power-station-groningen/>
- [7] Jaderná elektrárna Dukovany: Technologie a zabezpečení. *Skupina ČEZ* [online]. Praha: ČEZ, c2020 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobnizdroje/jaderna-energetika/jaderna-energetika-v-ceske-republice/edu/technologie-a-zabezpeceni>
- [8] Elektrárna Dětmarovice. *Skupina ČEZ* [online]. Praha: ČEZ, c2020 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobnizdroje/uhelne-elektrarny-a-teplarny/uhelne-elektrarny-a-teplarny-cez-v-cr/elektrarna-detmarovice-58185>
- [9] Avedore. *Power Technology: Energy News and Market Analysis* [online]. London: Verdict Media, c2020 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://www.power-technology.com/projects/avedore/>
- [10] Reference: CZT města a obce. *ČEZ ENERGO: Jednička na trhu v malé kogeneraci* [online]. Praha: ČEZ, c2020 [cit. 2020-06-27]. Dostupné z: <http://www.cezenergo.cz/cs/reference?filter2=0>
- [11] Paroplynový cyklus Počerady. *Svět energie: Vzdělávací portál ČEZ* [online]. Praha: ČEZ, c2016 [cit. 2020-06-27]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/elektrarny/plynove-a-paroplynove-elektrarny/plynove-elektrarny-cez/paroplynovy-cyklus-pocerady>
- [12] Higashi Niigata Combined Cycle Gas Turbine Project. *Power Technology: Energy News and Market Analysis* [online]. London: Verdict Media, c2020 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://www.power-technology.com/projects/higashi/higashi1>
- [13] HOLMGREN, Magnus. X Steam: Thermodynamic properties of water and steam. *MathWorks* [online]. Natick: MathWorks, c1994-2020, Updated 01 Aug 2007 [cit. 2020-06-20]. Dostupné z: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817-x-steam-thermodynamic-properties-of-water-and-steam>
- [14] IAPWS: The International Association for the Properties of Water and Steam. *IAPWS* [online]. Updated April 6, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <http://www.iapws.org/index.html>
- [15] Ing. Jan Hrubý, CSc. *ÚSTAV TERMOMECHANIKY AV ČR* [online]. Praha: Ústav termomechaniky AV ČR, c2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.it.cas.cz/cs/hruby/>
- [16] IAPWS R7-97(2012). *IAPWS: The International Association for the Properties of Water and Steam* [online]. c2020, Updated May 29, 2018 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.html>

- [17] MATLAB®: Jazyk pro technické výpočty. *HUMUSOFT* [online]. Praha: HUMUSOFT, c1991-2020 [cit. 2020-06-19]. Dostupné z: <https://www.humusoft.cz/matlab/details/>



## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$p$	Tlak	Pa
$V$	Objem	$\text{m}^3$
$v$	Měrný objem	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
$H$	Entalpie	J
$h$	Měrná entalpie	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
$S$	Entropie	$\text{J} \cdot \text{K}^{-1}$
$s$	Měrná entropie	$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
$Q$	Teplo	J
$q$	Měrné teplo	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
$T$	Termodynamická teplota	K
$t$	Čas	s
$r$	Měrná plynová konstanta	$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
$n$	Polytropický exponent	-
$\kappa$	Poissonova konstanta	-
$c_p$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
$c_v$	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu	$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
$U$	Vnitřní energie	J
$u$	Měrná vnitřní energie	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
$A$	Práce	J
$a$	Měrná práce	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
$m$	Hmotnost	kg
$F$	Síla	N
$l$	Délka	m
$\eta$	Účinnost	-
$x$	Suchost	-
$z$	Kompresibilní faktor	-

## **SEZNAM PŘÍLOH**

- 1 Skript programu MATLAB pro tepelnou analýzu základního Rankinova cyklu

## PŘÍLOHA 1: Skript pro tepelnou analýzu základního Rankinova cyklu

```
clc, clear all
```

Vstupní hodnoty

```
p=[0,0,0,0];  
s=[0,0,0,0];  
T=[0,0,0,0];  
h=[0,0,0,0];  
p(2)=input('Tlak v parogenerátoru (Pressure in a steam generator) [MPa]:');  
T(3)=input('Teplota přehřáté páry na vstupu do turbíny (Temperature at enter  
in the turbine) [°C]:');  
p(4)=input('Tlak v kondenzátoru (Pressure in a condenser) [kPa]:');
```

Výpočet stavových veličin

```
p(4)=p(4)/1000; % převod do stejných jednotek (kPa -> MPa)  
p=10*p; % korekce jednotek do XSteam (MPa -> bar)  
  
% využití XSteam pro určení potřebných energetických veličin  
p(1)=p(4); % izobarická kondenzace  
s(1)=XSteam('sL_p',p(1));  
T(1)=XSteam('Tsat_p',p(1));  
h(1)=XSteam('hL_p',p(1));  
  
s(2)=s(1); % isoentropická komprese  
T(2)=XSteam('T_ps',p(2),s(2));  
h(2)=XSteam('h_ps',p(2),s(2));  
  
p(3)=p(2); % izobarický ohřev  
s(3)=XSteam('s_pT',p(3),T(3));  
h(3)=XSteam('h_pT',p(3),T(3));  
  
s(4)=s(3); % isothermická expanze  
T(4)=XSteam('T_ps',p(4),s(4));  
h(4)=XSteam('h_ps',p(4),s(4));
```

Termodynamická analýza

```
% měrná práce čerpadla  
aN=(h(2)-h(1));  
% dodané teplo v parogenerátoru  
qH=h(3)-h(2);  
% měrná práce turbíny  
aT=h(3)-h(4);  
% odvedené teplo v kondenzátoru  
qC=h(4)-h(1);  
  
% termická účinnost cyklu  
nt=(1-((h(4)-h(1))/(h(3)-h(2))))*100;
```

Výstupní hodnoty

```
fprintf('Termická účinnost cyklu: %.2f %%\n',nt);
```

```
fprintf('Měrná práce čerpadla: %.2f kJ/kg\n',aN);  
fprintf('Měrné přivedené teplo: %.2f kJ/kg\n',qH);  
fprintf('Měrná práce turbíny: %.2f kJ/kg\n',aT);  
fprintf('Měrné odvedené teplo: %.2f kJ/kg\n',qC);
```

Vykreslení cyklu v T-s diagramu

```
% vytvoření okna grafu, název a popisy os  
figure; hold on;  
title('T-s diagram základního Rankinova cyklu')  
xlabel('s [kJ/kg*K]')  
ylabel('T [^\circC]')  
  
% vykreslení mezních křivek  
Tmz = linspace(0,400,400);  
shorni = arrayfun(@(x) XSteam('sV_T',x),Tmz);  
sdolni = arrayfun(@(x) XSteam('sL_T',x),Tmz);  
plot(shorni,Tmz,'k-')  
plot(sdolni,Tmz,'k-')  
  
% vykreslení jednotlivých dějů  
% děj 1-2 izoentropický  
plot([s(1) s(2)],[T(1) T(2)],'r-')  
% děj 2-3 izobarický  
T23=linspace(T(2),T(3),600);  
s23 = arrayfun(@(x) XSteam('s_PT',p(2),x),T23);  
plot(s23,T23,'r-')  
% děj 3-4 izoentropický  
plot([s(3) s(4)],[T(3) T(4)],'r-')  
% děj 4-1 izobarický  
s41 = linspace(s(4),s(1));  
t41 = arrayfun(@(x) XSteam('T_ps',p(1),x),s41);  
plot(s41,t41,'r-')  
  
% popis stavů  
plot(s,T,'o','MarkerSize',3);  
text(s(1)-0.1,T(1)-15,'1');  
text(s(2)-0.1,T(2)+20,'2');  
text(s(3)+0.1,T(3),'3');  
text(s(4),T(4)-10,'4');
```