

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Tepelné cykly teplotěnských provozů

Autor: **Michal VOLF**  
Vedoucí práce: **Ing. Pavel ŽITEK**

Akademický rok 2014/2015



## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat Ing. Pavlu Žitkovi za odborné vedení, trpělivost a ochotu, kterou mi v průběhu zpracování práce věnoval. Děkuji též Ing. Jiřímu Kučerovi, Ph.D. a Ing. Pavlu Žitkovi za zapůjčení odborné literatury.

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Volf	<b>Jméno</b> Michal	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B2301 Strojní inženýrství		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Ing. Žitek	<b>Jméno</b> Pavel	
<b>PRACOVÍŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<del>DIPLOMOVÁ</del>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Tepelné cykly teplárenských provozů		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZDÁNÍ</b>	2015
----------------	---------	----------------	-----	----------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	69	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	49	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	5
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS</b>	Bakalářská práce se zabývá tepelnými cykly v teplárnách. Zaměřuje se na jejich charakteristiku včetně výhod a nevýhod spojených s rozdílným typem použité turbíny. Pro každý cyklus je vypracován postup výpočtu. Součástí bakalářské práce je také zpracovaná problematika návrhu teplárenského cyklu i možnosti eliminace problémů vznikajících při změně odebíraného množství páry. V závěru práce je pak proveden výpočet vybraného parního cyklu.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	teplárna, Rankine-Clausiiův cyklus, parní turbína, teplo, elektřina

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Volf	<b>Name</b> Michal	
<b>FIELD OF STUDY</b>	B2301 Mechanical Engineering		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Ing. Žitek	<b>Name</b> Pavel	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>TYPE OF WORK</b>	<del>DIPLOMA</del>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Thermal cycles of cogeneration plants		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKE	<b>SUBMITTED IN</b>	2015
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	69	<b>TEXT PART</b>	49	<b>GRAPHICAL PART</b>	5
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>	This bachelor's thesis deals with thermal cycles of cogeneration plants. It focuses on their characteristics including advantages and disadvantages associated with the different type of turbines. Calculation methods for each cycle is described as well. The thesis also includes the issues associated with designing cycles and possibilities of eliminating problems arising from the change in discharged amount of steam. Finally, the selected cycle is solved.
<b>KEY WORDS</b>	cogeneration plant, Rankine cycle, steam turbine, heat, electricity

# Obsah

<b>Abecední seznam použitých zkratk</b> .....	<b>11</b>
<b>Přehled použitých symbolů</b> .....	<b>12</b>
<b>1 Úvod</b> .....	<b>14</b>
<b>2 Základy teplotářství</b> .....	<b>15</b>
2.1 Význam teplotářství.....	15
2.2 Elektrická a tepelná energie .....	15
2.3 Vývoj teplotářství .....	16
2.4 Teplotářský modul .....	17
2.5 Úspora primární energie .....	17
<b>3 Technologie pro kombinovanou výrobu</b> .....	<b>18</b>
3.1 Parní turbína .....	18
3.1.1 Kondenzační turbína.....	18
3.1.2 Protitlaká turbína.....	19
3.1.3 Odběrová turbína .....	20
<b>4 Teplotárny s parními turbínami</b> .....	<b>23</b>
4.1 Rankine – Clausiův oběh.....	23
4.1.1 Výpočet Rankine-Calusiova oběhu.....	23
4.1.2 Účinnost teplotárny .....	25
4.2 Teplotárny s kondenzačními odběrovými turbínami .....	26
4.2.1 Výpočet cyklu s kondenzační odběrovou turbínou .....	28
4.2.2 Výpočet cyklu s paralelně řazenou odběrovou a kondenzační turbínou .....	31
4.3 Teplotárny s protitlakými turbínami .....	32
4.3.1 Výpočet cyklu s protitlakou turbínou .....	33
4.3.2 Výpočet cyklu s odběrovou protitlakou turbínou .....	34
4.3.3 Výpočet cyklu s paralelně řazenými turbínami .....	34
4.3.4 Výpočet cyklu se sériově řazenými turbínami.....	34
4.4 Teplotárny s kondenzačními odběrovými a protitlakými turbínami .....	35
<b>5 Teplotárna s plynovou turbínou</b> .....	<b>36</b>
<b>6 Paroplynová teplotárna</b> .....	<b>38</b>
<b>7 Problematika návrhu cyklu</b> .....	<b>40</b>
7.1 Postup plánování CZT.....	40
7.2 Potřeba tepla .....	42
7.2.1 Potřeba tepla pro vytápění.....	42
7.2.2 Potřeba tepla pro ohřev teplé užitkové vody .....	43
7.2.3 Potřeba tepla pro technologické účely .....	44
7.2.4 Potřeba tepla pro krytí tepelných ztrát .....	44
7.3 Diagramy tepelného zatížení.....	45

<b>8</b>	<b>Možnosti odstranění problémů při změně množství odebírané páry .....</b>	<b>48</b>
8.1	Průběh tepelného zatížení.....	48
8.2	Instalace špičkových kotlů .....	48
8.2.1	Zapojení špičkových kotlů do schématu teplárny.....	49
8.3	Akumulátory tepla.....	49
8.4	Znázornění podílu dodávek tepla .....	51
8.4.1	Protitlaká parní turbína .....	51
8.4.2	Kondenzační odběrová turbína.....	52
<b>9</b>	<b>Výpočet vybraného parního cyklu.....</b>	<b>53</b>
9.1	Upřesnění výpočtu.....	53
9.2	Postup výpočtu.....	54
9.3	Hodnoty veličin.....	55
9.4	Skript výpočtu .....	56
9.4.1	Definování vstupních hodnot.....	57
9.4.2	Výpočet .....	57
9.4.3	Zpracování výsledků .....	59
9.5	Vyhodnocení výsledků.....	59
<b>10</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>63</b>
	<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>64</b>
	<b>Přílohy .....</b>	<b>66</b>



## Seznam obrázků

Obr. 1 - T-s diagramy parního a plynového cyklu .....	16
Obr. 2 - Znárodnění efektu kombinované výroby elektřiny a tepla.....	16
Obr. 3 - Závislost hmotnostního průtoku páry na tepelném výkonu protitlaké turbíny ...	19
Obr. 4 - Odběrové turbíny s regulovanými odběry páry .....	21
Obr. 5 - Zjednodušená charakteristika parní turbíny s regulovaným odběrem .....	22
Obr. 6 - R-C oběh a jeho znárodnění v T-s a h-s diagramech .....	23
Obr. 7 - Principiální zapojení kond. odběrové turbíny s jedním regulovaným odběrem...	26
Obr. 8 - Principiální zapojení kond. odběrové turbíny se dvěma regulovanými odběry ...	27
Obr. 9 - Paralelní zapojení kondenzační a odběrové kondenzační turbíny .....	27
Obr. 10 - Škrčení a expanze páry v h-s diagramu.....	27
Obr. 11 - Výpočtové schéma odběrové kond. turbíny se dvěma regulovanými odběry ....	28
Obr. 12 - $T - s - \dot{m}$ diagram .....	29
Obr. 13 - T-s a T-m diagramy cyklu s odběrovou turbínou .....	29
Obr. 14 - Výpočet odběrové turbíny superpozicí .....	30
Obr. 15 - Rozdělení toku páry při paralelním řazení kondenzačních turbín.....	31
Obr. 16 - Základní schémata tepláren s protitlakými turbínami .....	32
Obr. 17 - Paralelní a sériové zapojení protitlaké a kondenzační turbíny .....	33
Obr. 18 - Porovnání protitlaké a kondenzační turbíny v T-s diagramu .....	33
Obr. 19 - Výpočet sériově řazené protitlaké a kondenzační turbíny.....	35
Obr. 20 - Paralelní a sériové zapojení protitlaké a kondenzační odběrové turbíny.....	35
Obr. 21 - Schéma teplárny s plynovou turbínou včetně T-s diagramu .....	36
Obr. 22 - Paroplynová teplárna s kondenzační odběrovou turbínou .....	38
Obr. 23 - Paroplynový cyklus s jednohřídelovým uspořádáním .....	39
Obr. 24 - Členění potřeby tepla .....	42
Obr. 25 - Typické průběhy denních potřeb tepla pro otop u různých typů odběratelů ....	43
Obr. 26 - Denní diagram tepelného zatížení.....	45
Obr. 27 - Denní křivka seřazených zatížení .....	46
Obr. 28 - Typický roční diagram potřeb tepla.....	47
Obr. 29 - Typický roční diagram doby trvání tepelného zatížení .....	47
Obr. 30 - Principiální zapojení špičkového kotle do schématu teplárny .....	49
Obr. 31 - Příklad zapojení parního akumulátoru do schématu teplárny .....	50
Obr. 32 - Celoroční provoz protitlaké turbíny .....	51
Obr. 33 - Sezónní provoz protitlaké turbíny.....	51
Obr. 34 - Celoroční provoz kondenzační odběrové turbíny .....	52
Obr. 35 - Schéma vybraného parního cyklu .....	53
Obr. 36 - Omezující předpoklady výpočtu cyklu .....	56
Obr. 37 - Členění skriptu .....	56
Obr. 38 - Závislost hmotnostního průtoku vody výměníkem tepla na $Q_s$ .....	60

Obr. 39 – Závislost změny hmotnostních toků $m_2$ a $m_3$ na změně $Q_s$ .....	60
Obr. 40 - Závislost změny hmotnostního toku $m_k$ na změně $Q_s$ .....	60
Obr. 41 - Závislost změny hmotnostního toku $m_s$ na změně $Q_s$ .....	61
Obr. 42 - Závislost změny hmotnostního toku $m_1$ na změně $Q_s$ .....	61
Obr. 43 - Závislost výkonu turbín $P_1, P_2$ na $Q_s$ .....	61

## Seznam tabulek

Tab. 1 - Přehled technologií KVET .....	18
Tab. 2 - Přehled typických parametrů vstupní a výstupní páry protitlakých turbín .....	19
Tab. 3 - Přehled typických parametrů páry u odběrových parních turbín .....	20
Tab. 4 - Hodnoty pro výpočet cyklu převzaté z teplárny Tábor .....	55
Tab. 5 - Dodefinované hodnoty veličin pro výpočet cyklu .....	56

## Seznam příloh

- A. Zdrojový kód skriptu pro výpočet cyklu
- B. Schéma počítaného cyklu

## Abecední seznam použitých zkratk

Zkratka	Název
KVET	kombinovaná výroba elektřiny a tepla
CZT	centralizované zásobování teplem
UPE	úspora primární energie
NT	nízkotlaká část turbíny
ST	středotlaká část turbíny
VT	vysokotlaká část turbíny
R-C	Rankine-Clausiusův cyklus
NČ	napájecí čerpadlo
Kon	kondenzátor
S	spotřebitel
TP	transformátor páry
RS	redukční stanice
TUV	teplá užitková voda
ŠK	špičkový kotel

## Přehled použitých symbolů

Označení	Jednotky	Název
$\sigma$	[-]	teplárenský modul
$\dot{m}$	[kg/s]	hmotnostní průtok
T	[K]	termodynamická teplota
t	[°C]	teplota
$c_p$	[J/kgK]	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku
$h$	[kJ/kg]	měrná entalpie
$h'$	[kJ/kg]	měrná entalpie syté kapaliny
$h''$	[kJ/kg]	měrná entalpie syté páry
$s$	[kJ/kgK]	měrná entropie
$s'$	[kJ/kgK]	měrná entropie syté kapaliny
$s''$	[kJ/kgK]	měrná entropie syté páry
$v$	[m <sup>3</sup> /kg]	měrný objem
x	[-]	suchost mokré páry
$q_p$	[kJ/kg]	měrné přivedené teplo
$q_o$	[kJ/kg]	měrné odvedené teplo
$Q_p$	[kJ]	přivedené teplo
$Q_o$	[kJ]	odvedené teplo
$q_d$	[kJ/kg]	měrné odvedené teplo pro účely zásobování teplem
$\dot{Q}_p$	[kJ/s]	přivedený tepelný tok
$\dot{Q}_o$	[kJ/s]	odvedený tepelný tok
$\dot{Q}_d$	[kJ/s]	odvedený tepelný tok pro účely zásobování teplem
$a_t^T$	[kJ/kg]	měrná technická práce turbíny
$a_t^{N\check{C}}$	[kJ/kg]	měrná technická práce napájecího čerpadla
$a_c$	[kJ/kg]	měrná technická práce cyklu
$P_T$	[MW]	výkon turbíny
$P_C$	[MW]	výkon cyklu
$\beta$	[-]	podíl tepla využitého po výstupu z turbíny
$\nu_v$	[°C]	průměrná teplota uvnitř budovy
$\nu_z$	[°C]	průměrná teplota ovzduší vně budovy

$\bar{v}_d$	[°C]	střední denní teplota
$v$	[°C]	teplota studené užitkové vody v zimě
$a$	[l/osoba den]	normovaná potřeba užitkové vody
$b$	[-]	počet obyvatel
$\tau$	[hod]	doba využití maximálního tepelného výkonu

# 1 Úvod

Elektrická energie se v průběhu minulého století stala doslova fenoménem a jen stěží si dovedeme představit život bez ní. Při její výrobě v klasických elektrárnách je však odváděno značné množství tepla, které je bez užitku vypouštěno do okolí. Přirozenou snahou je toto teplo hospodárně využít a dosáhnout nejen lepšího využití primární energie paliva, ale i snížení zatížení životního prostředí, na které se klade zejména v poslední době velký důraz.

Efektivního využití odpadního tepla lze docílit kombinovanou výrobou tepla a elektřiny (KVET) v teplárnách. Tím lze uspořit i třetinu paliva oproti samostatné výrobě elektřiny v elektrárnách a tepla ve výtopnách. Zásadním problémem tepláren je však změna odebíraného množství tepla, a tedy i parametrů, pro které byl teplárenský cyklus navržen.

O tepelných cyklech v teplárnách, zejména těch s parními odběrovými turbínami, pojednává první část bakalářské práce. Je zde také popsán způsob jejich výpočtu a problematika návrhu cyklu s ohledem na změnu výstupních parametrů. Ve druhé části práce je pak proveden výpočet vybraného parního cyklu.

## 2 Základy teplárenství

### 2.1 Význam teplárenství

V dřívější době byl pojem „teplárenství“ úzce spjat se společnou výrobou elektrické a tepelné energie. Postupem času se však chápání významu teplárenství posunulo více i do obecné roviny a dnes jím označujeme celé odvětví energetiky, jehož účelem je výroba, dodávka a rozvod tepla. Zahrnuje tak i distribuční společnosti bez výroby elektrické energie zabývající se výhradně zásobování teplem. [1]

Zásobování teplem s ohledem na umístění zdroje tepla může probíhat buď lokálně, nebo centralizovaně. Pro lokální zásobování teplem je charakteristické umístění tepelného zdroje, zpravidla individuálního topidla a ohřívače, uvnitř zásobovaného objektu, zatímco u centralizovaného zásobování teplem (CZT) je zdroj, výtopna či teplárna, umístěn mimo zásobovanou oblast [2].

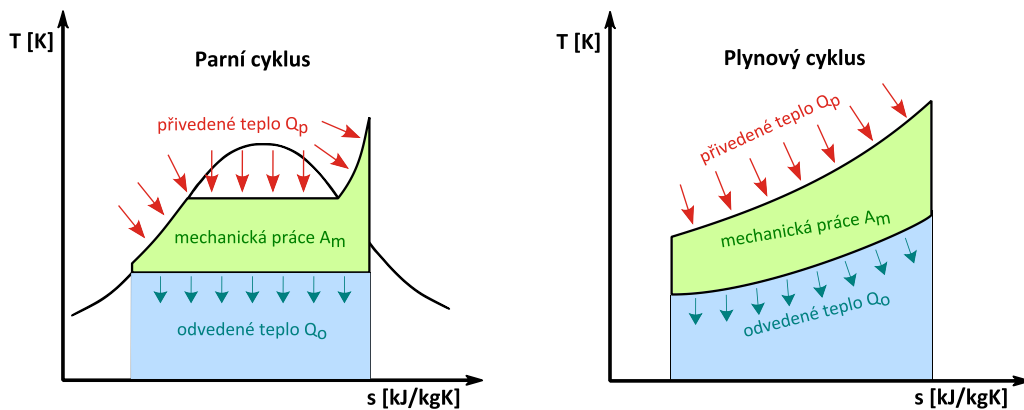
V následujícím textu budeme teplárenstvím chápat tu část energetiky zaměřenou na kombinovanou výrobu elektřiny a tepla, které je ke spotřebiteli dodáváno prostřednictvím soustav CZT.

### 2.2 Elektrická a tepelná energie

Energie je jen jedna, ale projevuje se v mnoha formách, od mechanické, elektrické, chemické až po tepelnou. Kromě kvantitativní energie je třeba zohlednit i její kvalitu, tedy schopnost transformovat se z jedné formy na druhou.

Nejvyšší poptávka je po takové formě energie, která je snadno distribuovatelná a transformovatelná. [3] Typickým představitelem je energie elektrická, jejíž podstatou je vysoce uspořádaný tok volných elektronů, nikoli však energie tepelná. Ta je dána kinetickou energií chaotického pohybu mikročástic, tj. atomů a molekul. Právě neuspořádanost zařazuje tepelnou energii na nejnižší stupeň hierarchie energií, neboť ostatní energie jsou uspořádanější. Uspořádanost se velice snadno mění na neuspořádanost, a tedy všechny energie se lehce, často samovolně, mění na energii tepelnou. Opačný proces je však obtížný a vyžaduje speciální zařízení. [4]

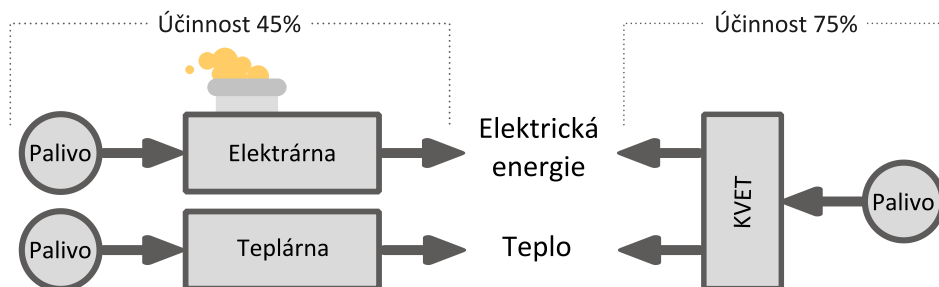
Elektrická energie se nejčastěji získává přeměnou mechanické práce. Tu lze získat, mimo jiné, prostřednictvím parních nebo plynových termodynamických cyklů. V těchto cyklech využíváme tepelné energie uvolněné spálením paliva. Dle druhého termodynamického zákona ovšem není možné veškeré teplo přivedené do cyklu přeměnit na práci, je tedy nutné jeho část odvést do okolí. To lze graficky znázornit na následujících T-s diagramech.



Obr. 1 - T-s diagramy parního a plynového cyklu

Z uvedeného obrázku je patrné, že množství získané mechanické práce je možné zvýšit zvyšováním horních nebo snižováním dolních pracovních teplot cyklů. Zvyšování teploty je však omezeno vlastnostmi použitých materiálů, snižování teploty pak teplotou venkovního vzduchu či chladicí vody u parních cyklů. [3] I přes toto snažení účinnost cyklů nepřevyšuje ~45% [5].

Úkol teplárenství spočívá v podstatném zvýšení účinnosti účelným využitím odvedeného tepla např. pro účely vytápění, byť za cenu mírného poklesu získané mechanické práce. I přes tento pokles lze dosáhnout celkové účinnosti až ~75% [5], viz Obr. 2.



Obr. 2 - Znázornění efektu kombinované výroby elektřiny a tepla [5]

## 2.3 Vývoj teplárenství

Myšlenka využití odvedeného tepla při výrobě elektrické energie není nijak nová. Již první energetické centrály budované na přelomu 19. a 20. století pracovaly v teplárenském režimu. Následný rozvoj industrializace země ve druhé polovině 20. století měl ovšem za následek neúměrně rychlé zvyšování potřeby elektrické energie vzhledem k potřebě tepla. To vedlo k rozdělení teplárenství do dvou samostatných odvětví – elektrárenství a vytopenství. Zatímco elektrárenství se řídilo principem co nejbližší k palivu, co nejdále od měst, vytopenství se řídilo principem co nejbližší ke spotřebitelům. [3]

Na konci této industriální epochy je tak velké množství elektráren produkujících ohromné množství nevyužitého tepla, které jsou postaveny v blízkosti uhelných nalezišť (v ČR se jedná zejména o oblast severních Čech). V současnosti je snahou spíše než budovat nové teplárny přestavět ty elektrárny, v jejich blízkosti je vhodné zavést CZT, na teplárenský provoz.



## 2.4 Teplárenský modul

Základní charakteristikou, ovšem ne jedinou, každé teplárny je teplárenský modul. Ten je definován jako poměr výroby elektřiny  $E_{KVET}$  k výrobě užitečného tepla  $Q_{KVET}$  za určité časové období.

$$\sigma = \frac{E_{KVET}}{Q_{KVET}} \quad (2.1)$$

Hodnoty teplárenského modulu jsou dány konstrukcí a příslušným typem KVET. Ovlivňovány jsou pak způsobem provozu (u většiny technologií se vlivem změny tepelného výkonu mění i výkon elektrický) a parametry odebíraného tepla (např. teplotou a tlakem emisní páry). [3]

Pro úplnost ještě uvedme, že označení  $\sigma$  a název „teplárenský modul“ je používán v české odborné literatuře, a proto se jej budeme držet i v této práci. Lze se však setkat i s jiným názvem a značením. Nicméně význam tak, jak jej definuje vztah (2.1), zůstává.

Například Evropská legislativa pojem „teplárenský modul“ nezná. Místo něj definuje „poměr vyráběné elektřiny a tepla v procesu KVET“ a označuje jej písmenem C. Česká legislativa definuje vlastní název „směrné číslo vyjadřující poměr výroby elektřiny v zařízení KVET“ a označení písmenem y. [3]

## 2.5 Úspora primární energie

Dalším kritériem hodnotícím provoz teplárny je úspora primární energie, tzv. ukazatel UPE. Ten je definován jako poměr úspory primární energie při teplárenském provozu k teplu přivedenému pro oddělenou výrobu tepla a elektřiny. [6]

$$UPE = \frac{\Delta Q}{Q_{odděleně}}, \quad (2.2)$$

kde  $\Delta Q$  je rozdíl tepla potřebného pro oddělenou výrobu elektřiny v elektrárně a tepla ve výtopně  $Q_{odděleně}$  a tepla pro jejich společnou výrobu v teplárně  $Q_{KVET}$ .

$$\Delta Q = Q_{odděleně} - Q_{KVET}, \quad (2.3)$$

$$Q_{odděleně} = Q_{elektrárna} + Q_{výtopna}, \quad (2.4)$$

kde  $Q_{elektrárna}$  je přivedené teplo pro samostatnou výrobu elektřiny v elektrárně a  $Q_{výtopna}$  je přivedené teplo ve výtopně.

### 3 Technologie pro kombinovanou výrobu

V případě KVET se setkáváme s řadou rozličných technologií pro výrobu elektrické energie, jejichž výkon se pohybuje od desítek kilowattů až po stovky megawattů u největších z nich, viz Tab. 1.

Technologie výroby	Obvyklý rozsah elektrických výkonů [MWe]
Odběrová kondenzační turbína	25 ÷ 200
Parní protitlaká turbína	3 ÷ 60
Paroplynové zařízení s dodávkou tepla	5 ÷ 450
Plynové turbíny	0,2 ÷ 250
Spalovací pístové motory	0,02 ÷ 4,5
Ostatní technologie KVET	< 5

Tab. 1 - Přehled technologií KVET [7]

Prvních pět jmenovaných je běžně komerčně využíváno a rozšířeno. Mezi ostatní technologie KVET patří např. Stirlingův motor, palivový článek, organický Rankinův cyklus aj. Jedná se o technologie, které mají buď na trhu zanedbatelný podíl, nebo jejich vývoj nadále probíhá. [3]

#### 3.1 Parní turbína

Parní turbína je tepelný lopatkový rotační motor, ve kterém se mechanická práce získává expanzí vodní páry v jednom, nebo postupně několika turbínových stupních přeměnou její vnitřní a kinetické energie. Jeden turbínový stupeň se skládá z lopatek rozváděcího a oběžného kola. V lopatkách rozváděcího kola pára expanduje a její tlaková energie se mění na energii kinetickou. Pára o vysoké kinetické energii pak působí silou na lopatky oběžného kola, čímž je uvede do rotačního pohybu. Jestliže má pára po expanzi ještě dostatečnou energii (tepelnou, tlakovou, kinetickou), je výhodné pokračovat v expanzi v dalším stupni. Pak hovoříme o vícestupňové parní turbíně. [8]

Dle tlaku za posledním stupněm nebo odběrů rozlišujeme parní turbíny kondenzační, protitlaké a odběrové. [9]

##### 3.1.1 Kondenzační turbína

Kondenzační turbína je charakterizována nízkou teplotou a tlakem emisní páry (tzv. vakuem v kondenzátoru – 3 až 30 kPa [10]). Tím dochází k účinné přeměně přivedeného tepla na energii mechanickou a následně elektrickou v generátoru, avšak nelze využít emisní páru, vzhledem k její nízké teplotě (kolem 20°C), pro dodávku tepla.

Tyto turbíny patří k základním prvkům parních elektráren. Jejich využití pro teplárenský provoz je podmíněno rozsáhlou rekonstrukcí. V České republice probíhá rekonstrukce výkonové řady 110 MW, u které je již vyčerpána životnost hlavních dílů, což umožňuje výměnu celých turbín [10].

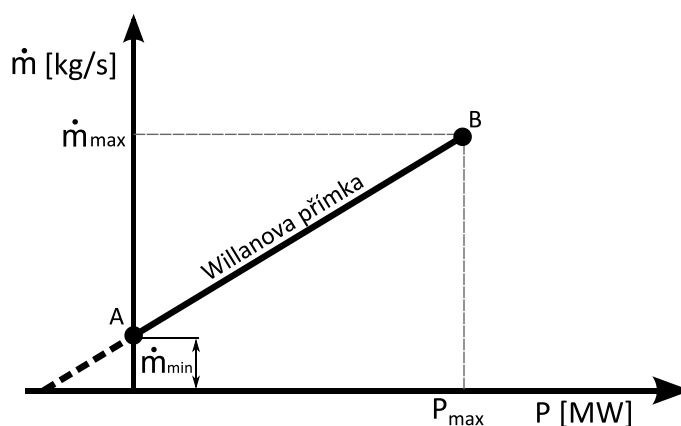
### 3.1.2 Protitlaká turbína

U protitlakých parních turbín je expanze páry na posledním stupni turbíny ukončena při tlaku vyšším než atmosférickém, a tedy i vyšší teplotě než u turbíny kondenzační. Veškerá emisní pára je proto využitelná pro účely zásobování teplem. Následující tabulka udává přehled typických parametrů vstupní a výstupní páry při různém výkonovém rozsahu protitlaké turbíny.

Výkonový rozsah turbíny [MWe]	0,01 ÷ 1,0	1,0 ÷ 6,0	6,0 ÷ 35,0	>35,0
Admisní tlak páry [MPa]	0,5 ÷ 2,0	2,3 ÷ 6,0	9,0 ÷ 13,0	13,0 ÷ 16,0
Admisní teplota páry [°C]	200 ÷ 300	360 ÷ 480	535	535
Emisní tlak páry [MPa]	0,1 ÷ 0,8	0,1 ÷ 1,3	0,1 ÷ 1,8	0,1 ÷ 1,8
Teplárenský modul [-]	0,05 ÷ 0,2	0,10 ÷ 0,35	0,15 ÷ 0,42	0,2 ÷ 0,45

Tab. 2 - Přehled typických parametrů vstupní a výstupní páry protitlakých turbín [3]

Základní charakteristikou protitlaké turbíny je jednoznačné svázání dodávky tepla s průtočným množstvím páry v turbíně a tím i s jejím mechanickým, resp. elektrickým výkonem. To znamená, že v okamžiku, kdy poklesne odběr tepla, musí být sníženo množství páry vstupující do turbíny a v důsledku toho poklesne i výkon turbíny. Zjednodušenou lineární závislost mezi hmotnostním průtokem páry turbínou a jejím výkonem udává Willanova přímka (Obr. 3).



Obr. 3 - Závislost hmotnostního průtoku páry na tepelném výkonu protitlaké turbíny [27]

Kapacitní omezení protitlaké turbíny reprezentují krajní body Willanovy přímky. Bod A odpovídá minimálnímu průtoku páry turbínou  $\dot{m}_{min}$ , který je nutný pro překonání vnitřních ztrát, např. ztrát způsobených třením kol v páře, úplavem za odtokovou hranou, únikem páry atd. [9] Při tomto průtoku nedodává turbína žádný výkon.

Bod *B* reprezentuje maximální možný průtok páry turbínou  $\dot{m}_{max}$  daný konstrukčním řešením a tomu odpovídající výkon  $P_{max}$ . Maximálního výkonu je tedy dosahováno při maximálních dodávkách tepla.

Ve srovnání s ostatními typy turbín jsou protitlaké turbíny energeticky nejefektivnější, neboť u nich nedochází ke kondenzačním ztrátám na posledních stupních turbíny. Proto je lze instalovat i za parní kotle spalující dražší paliva, např. zemní plyn. [3]

### 3.1.3 Odběrová turbína

U odběrové turbíny je určité množství páry odebráno po částečné expanzi, kdy má pára ještě dostatečné teplotní a tlakové parametry a je dále využitelná. Zbylá pára v turbíně zůstává a pokračuje v expanzi. Ta může probíhat buď do podtlaku u kondenzačních odběrových turbín, nebo může být ukončena dříve, z důvodu dalšího využití emisní páry, u protitlakých odběrových turbín. Odběr páry lze realizovat dvěma principiálně odlišnými způsoby – regulovaným a neregulovaným odběrem.

Je nutno dodat, že i u čistě kondenzačních a protitlakých turbín jsou realizovány odběry páry. Jedná se však o malé neregulované odběry, kdy odebraná pára slouží pro odplynění a předehřev napájecí vody. Jako odběrovou označíme turbínu až v okamžiku, kdy některý z odběrů je záměrně konstruován pro dodávku tepla vně stroje. [3]

Na rozdíl od protitlakých turbín se odběrové turbíny nevyrábějí v tak širokém rozsahu výkonu, ale výkonově jsou posunuty o řád výše, viz Tab. 3.

Výkonový rozsah turbíny [MWe]	6 ÷ 30	30 ÷ 60	60 ÷ 200	>200
Admisní tlak páry [MPa]	3,5 ÷ 9,0	9,0 ÷ 13,0	13,0	16,0
Admisní teplota páry [°C]	440 ÷ 535	535	535	535
Tlaky páry v odběrech [MPa]	0,1 ÷ 1,3	0,1 ÷ 1,8	0,1 ÷ 3,6	0,1 ÷ 3,6
Tlak páry do kondenzace [MPa]	0,035 ÷ 0,04	0,035 ÷ 0,04	0,035 ÷ 0,04	0,035 ÷ 0,04
Teplárenský modul [-]	0,20 ÷ 0,38	0,34 ÷ 0,46	0,38 ÷ 0,48	0,40 ÷ 0,50

Tab. 3 - Přehled typických parametrů páry u odběrových parních turbín [3]

#### Neregulovaný odběr

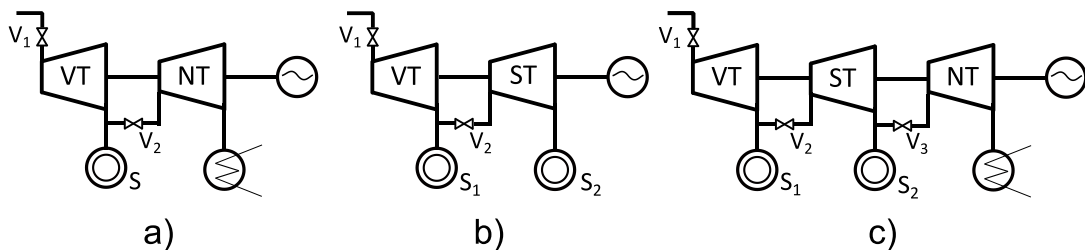
Neregulovaný odběr je snadno realizovatelný a představuje nejjednodušší způsob přestavby stávajících kondenzačních turbín na teplárenský provoz. Nevzniká u něj ztráta škrcením, ale tlak v odběru se samovolně mění v závislosti na průtoku páry odběrem a turbínou. [10]

Neregulované odběry se používají v případech, kdy poměr odebraného tepla k maximálnímu výkonu je menší než 0,7. Nicméně, převyšuje-li tento poměr hodnotu 0,4, musí být provedeny značné úpravy turbíny (zvětšení otvorů, úprava skříně). Pro poměry větší jak 0,7 se používají regulované odběry. [11]

## Regulovaný odběr

Regulovaný odběr je realizován tak, že za odběrem páry je umístěn regulační orgán (ventil, klapka aj.), který snížením (zvýšením) průtoku do další části turbíny zvyšuje (snižuje) odběrový tlak. [10] Po délce turbíny je teoreticky možné realizovat několik odběrů, prakticky se však používají nanejvýše dva [2]. To je způsobeno zejména konstrukčním omezením axiální délky turbíny (tzv. maximálně přípustné ložiskové vzdálenosti [9]), neboť regulovaný odběr zabírá poměrně značnou část prostoru turbíny.

Běžně používané typy odběrových turbín jsou znázorněny na následujícím obrázku.



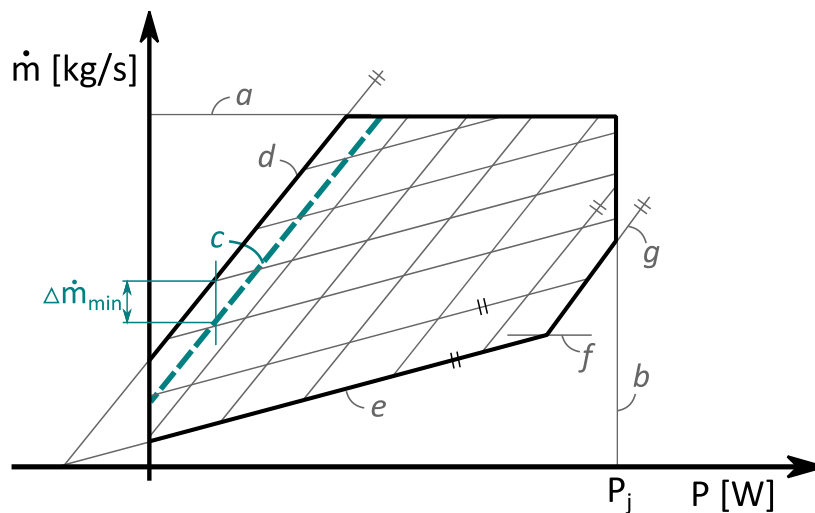
Obr. 4 - Odběrové turbíny s regulovanými odběry páry [1]

Kondenzační turbína s jedním regulovaným odběrem (Obr. 4a) je rozdělena na vysokotlakou (VT) a nízkotlakou (NT) část. Protitlaká turbína s jedním regulovaným odběrem (Obr. 4b) je rozdělena na VT a středotlakou (ST) část. Turbína se dvěma regulovanými odběry konstruovaná jako kondenzační se skládá z VT, ST a NT části (Obr. 4c).

Regulace u turbín s jedním odběrem je zajištěna ventilem na vstupu do turbíny  $V_1$  a ventilem za odběrným místem  $V_2$ . Při požadavku na zvýšení elektrického výkonu a zachování odběru tepla oba ventily otevírají a obráceně. Je-li vyžadován vyšší tepelný výkon při stálém elektrickém výkonu, ventil na vstupu  $V_1$  se otevírá a současně s tím se zavírá ventil za odběrným místem  $V_2$  a naopak.

Regulace u turbíny se dvěma odběry je podstatně komplikovanější, jelikož při změně odběru na jednom z odběrných míst se musí přenastavit zbývající ventily tak, aby byl zachován elektrický výkon i množství páry na druhém z odběrů. Tedy např. při požadavku spotřebitele  $S_1$  na zvýšení odběru je nutné otevřít ventil  $V_1$  a adekvátně přiškrtit ventily  $V_2$  a  $V_3$ .

Regulací turbíny lze dosáhnout různých kombinací provozních stavů. Rozsah regulace lze znázornit ve spotřebním diagramu, který udává závislost průtoku páry regulačním ventilem na vstupu  $\dot{m}$  na výkonu turbíny  $P$ . [10] Tento diagram s použitím zjednodušených lineárních závislostí pro turbínu s jedním regulovaným odběrem, s hltností NT části menší než VT a s omezeným instalovaným výkonem alternátoru je znázorněn na Obr. 5.



Obr. 5 - Zjednodušená charakteristika parní turbíny s regulovaným odběrem [12]

Pracovní oblast turbíny je omezena přímkami  $a - g$ , jejichž význam je následující:

- $a$  – maximální množství páry vstupující do turbíny (hlnost VT částí)
- $b$  – omezení vlivem menšího výkonu alternátoru
- $c$  – teoretická charakteristika turbíny při nulovém průtoku NT částí (jedná se o Willanovu přímkou, neboť turbína by pracovala jako protitlaká)
- $d$  – z provozních důvodů nelze zcela uzavřít NT část turbíny (za účelem odvádění tepla z ventilačních ztrát je nezbytné, aby NT částí protékalo minimální množství páry  $\Delta \dot{m}_{min}$ ; tato pára nekoná žádnou práci [12])
- $e$  – čára čistě kondenzačního provozu (bez odběru páry)
- $f$  – omezení hlností NT částí turbíny
- $g$  – čára zvyšování výkonu vlivem zvyšování průtoku VT částí turbíny a odběru (průtok NT částí se již nezvyšuje, neboť dosáhl maxima a je nutné zvyšovat odběr páry)

Přímky rovnoběžné s přímkou  $d$ , resp.  $g$  jsou přímky konstantního průtočného množství páry na výstupu z turbíny, tzn. že vyjadřují zvýšení výkonu turbíny zvýšením průtoku VT částí. Rovnoběžky s přímkou  $e$  jsou čáry konstantních odběrových množství páry. Udávají tedy zvýšení výkonu turbíny zvětšením průtočného množství při zachování odběru. [13]

Výhodou regulovaných odběrů je, že jestliže za předpokladu stejného vstupního toku páry, dojde k přepnutí z kondenzačního režimu (žádný odběr páry) do protitlakého režimu (maximální odběr páry), výkon turbíny se sníží o 20 až 30%. [11] To je značná výhoda oproti čistě protitlaké turbíně, kde se výkon pohybuje od 0 do 100% v závislosti na potřebách tepla.

Další výhodou regulovaných odběrů je prakticky okamžité zvýšení výkonu turbíny v případě nouze uzavřením odběrů páry. Tepelná soustava je schopná takovýto výpadek páry ustát relativně dlouhou dobu díky své tepelné setrvačnosti [11].

## 4 Teplárny s parními turbínami

Teplárny s parními turbínami jsou nejstarším a nejrozšířenějším typem centrály pro společnou výrobu tepla a elektřiny. Jejich základními prvky jsou parní kotel, vyrábějící vodní páru, a parní turbína, přeměňující vnitřní a kinetickou energii páry na mechanickou práci.

Cykly parních tepláren lze rozdělit dle typu parní turbíny do třech skupin:

- Teplárny s kondenzačními odběrovými turbínami
- Teplárny s protitlakými turbínami
- Teplárny s protitlakými a kondenzačními odběrovými turbínami

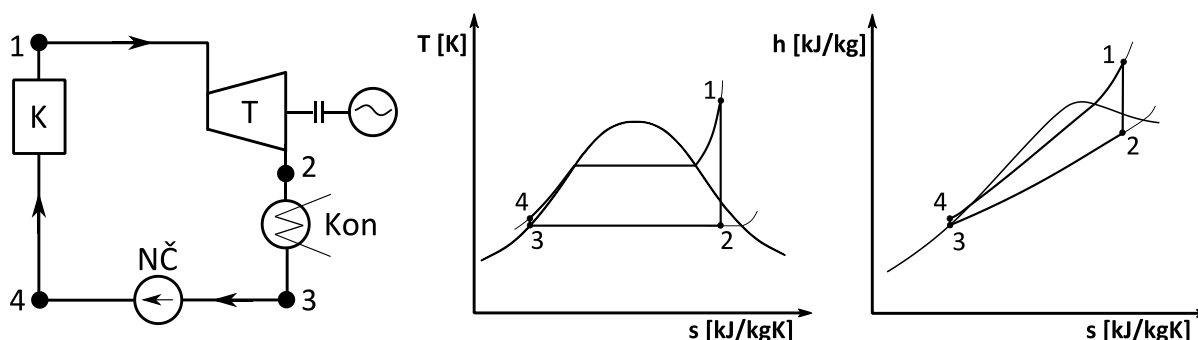
U níže uvedených principiálních teplárenských cyklů je kromě jejich popisu uveden i výpočet. Všechny výpočty jsou uváděny z hlediska návrhu schématu teplárny, nikoli z hlediska konstrukce turbín. Jejich cílem je ze známých hodnot, které budou taktéž diskutovány níže, určit výkon turbíny a teoretickou účinnost přeměny primární energie paliva na dva energetické výstupy – teplo a elektřinu. Pro úplnost ještě dodejme, že v uvedených cyklech jsou řazeny nanejvýš dvě turbíny. Ve skutečných teplárenských cyklech samozřejmě může být řazeno více turbín, jejich zapojení i výpočet je ovšem analogický k principiálnímu řazení dvou turbín.

Přestože teplárenské oběhy s parními turbínami mohou být rozličné podle typu a počtu turbín, jde vždy o modifikaci základního parního, tj. Rankine – Clausiova, oběhu.

### 4.1 Rankine – Clausiův oběh

#### 4.1.1 Výpočet Rankine-Clausiova oběhu

U ideálního R-C cyklu (Obr. 6) předpokládáme izentropické stlačení napájecí vody v napájecím čerpadle (NČ), izobarický přívod tepla, izentropickou expanzi v turbíně a kondenzaci vodní páry při konstantním tlaku, a tedy i teplotě.



Obr. 6 - R-C oběh a jeho znázornění v T-s a h-s diagramech

Pro výpočet měrné technické práce turbíny a čerpadla, přivedeného a odvedeného tepla využijeme první zákon termodynamiky pro termodynamickou soustavu:

$$dq = dh - vdp \quad (4.1)$$

Elementární měrná technická práce je rovna:

$$da_t = -vdp \quad (4.2)$$

Rovnice (4.1) přechází do tvaru:

$$dq = dh + da_t \quad (4.3)$$

Při expanzi páry v turbíně nedochází k výměně tepla s okolím, tj.  $dq = 0$ . Dle rovnice (4.3) pak platí, že

$$da_t = -dh \quad (4.4)$$

Integrací rovnice (4.4) ze stavu na vstupu do turbíny 1 do stavu na výstupu 2 získáme měrnou technickou práci turbíny  $a_t^T$ .

$$a_t^T = - \int_1^2 dh = h_1 - h_2 \quad (4.5)$$

Je zřejmé, že za předpokladu ideálního izoentropického děje je měrná technická práce turbíny rovna rozdílu měrné entalpie páry vstupující a vystupující z turbíny. Násobíme-li měrnou technickou práci turbíny průtočným množstvím páry  $\dot{m}$ , dostaneme výkon turbíny.

$$P_T = \dot{m} * a_t^T \quad (4.6)$$

Integrací rovnice (4.4) mezi stavem na vstupu do NČ (3) a výstupu z čerpadla (4), dostaneme vztah pro výpočet měrné technické práce potřebné k izoentropickému stlačení napájecí vody čerpadlem  $a_t^{NČ}$ .

$$a_t^{NČ} = - \int_3^4 dh = h_3 - h_4 \quad (4.7)$$

Z  $h$ - $s$  diagramu vidíme, že měrná entalpie vody na vstupu do čerpadla je menší než na výstupu ( $h_3 < h_4$ ). Měrná technická práce NČ je tedy záporná, neboť se nejedná o práci, kterou termodynamická soustava koná, ale kterou jí musíme dodat. Lze tedy psát, že:

$$|a_t^{NČ}| = h_4 - h_3 \quad (4.8)$$

Měrné přivedené teplo  $q_p$  za konstantního tlaku, tj.  $dp = 0$ , získáme integrací rovnice (4.1) mezi výstupem z NČ a vstupem do turbíny, tedy ze stavu 4 do stavu 1. Měrné odvedené teplo  $q_o$  emisní páry vypočteme integrací téže rovnice mezi stavy 2 a 3, tj. před a za kondenzátorem.

$$q_p = \int_4^1 dh = h_1 - h_4 \quad (4.9)$$

$$q_o = \int_2^3 dh = h_3 - h_2 \quad (4.10)$$



Při kondenzaci emisní páry dochází k poklesu její entalpie ( $h_2 > h_3$ ) a odvedené teplo je tudíž záporné. Vhodnější je pracovat s kladnou hodnotou, tj. absolutní hodnotou a znaménko zahrnout přímo do vztahu, kde se s odvedeným teplem pracuje.

$$|q_o| = h_2 - h_3 \quad (4.11)$$

Přivedený tepelný tok  $\dot{Q}_p$  a odvedený tepelný tok  $\dot{Q}_o$  se určí přenásobením vztahu (4.9), resp. (4.11) průtočným množstvím páry  $\dot{m}$ .

$$\dot{Q}_p = q_p * \dot{m} \quad (4.12)$$

$$|\dot{Q}_o| = |q_o| * \dot{m} \quad (4.13)$$

Technická práce turbíny neodpovídá práci cyklu, neboť část energie se spotřebuje na stlačení napájecí vody, měrná práce cyklu je proto dána rozdílem těchto měrných prací.

$$a_c = a_t^T - |a_t^{N\check{C}}| \quad (4.14)$$

Pro výkon cyklu pak platí:

$$P_c = \dot{m} * a_c \quad (4.15)$$

Termodynamickou účinnost cyklu definujeme jako poměr technické práce cyklu a přivedeného tepla neboli poměr plochy mezi body 1-2-3-4 k ploše pod křivkou 4-1 v T-s diagramu (Obr. 6).

$$\eta = \frac{a_c}{q_p} = 1 - \frac{|q_o|}{q_p} = \frac{P_c}{\dot{Q}_p} = 1 - \frac{|\dot{Q}_o|}{\dot{Q}_p} \quad (4.16)$$

#### 4.1.2 Účinnost teplárny

Vztah (4.16) pro výpočet termodynamické účinnosti cyklu lze použít jen v případě, kdy máme pouze jeden energetický výstup, tj. technickou práci cyklu. V případě teplárny jsou však energetické výstupy dva - technická práce a teplo.

Účinnost teplárny proto definujeme následujícím vztahem:

$$\eta = \frac{a_c + q_d}{q_p} = \frac{P_c + \dot{Q}_d}{\dot{Q}_p}, \quad (4.17)$$

kde  $q_d$  je odvedené teplo využitelné pro účely zásobování teplem a  $\dot{Q}_d$  je odvedený tepelný tok využitelný pro účely zásobování teplem.

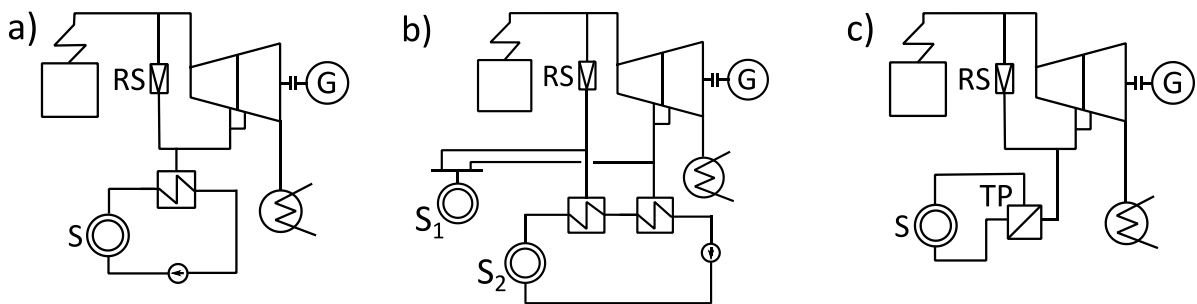
Je-li takto definovaná účinnost považována za prostředek garance kvality zařízení mezi dodavatelem a zákazníkem, pak je její definice smluvní záležitostí, jelikož tento vztah nemá fyzikální význam. Sčítají se zde dva rozdílné druhy energie (mechanická práce s teplem) a jak již bylo vysvětleno v kapitole 2.2, mezi teplem a mechanickou prací je zásadní rozdíl. Zatímco mechanickou energii lze zcela přeměnit na teplo, obrácený proces, tj. přeměnit veškerou tepelnou energii na mechanickou, není možný.

Přestože neexistuje fyzikální význam vztahu (4.17), není v rozporu s prvním termodynamickým zákonem, tj. zákonem zachování energie termodynamické soustavy a

není v rozporu ani s druhým termodynamickým zákonem, jehož aplikace zde postrádá smysl, neboť teplo  $q_d$  není určeno pro transformaci na mechanickou práci. [1]

## 4.2 Teplárny s kondenzačními odběrovými turbínami

S teplárnami, u kterých jsou použity kondenzační odběrové turbíny, se můžeme setkat při rekonstrukcích starších elektráren na teplárenský provoz. Rekonstrukce je vhodná v případech, kdy turbíny jsou na pokraji své životnosti, zatímco kotle mají ještě dostatečně dlouhou životnost a samozřejmě za podmínky, že bude zajištěn odběr tepla, tj. elektrárna se nachází v oblasti, kde je účelné zavést CZT. [2] Různé způsoby principiálního zapojení kondenzační odběrové turbíny s jedním regulovaným odběrem do schématu parní teplárny jsou znázorněny na Obr. 7.

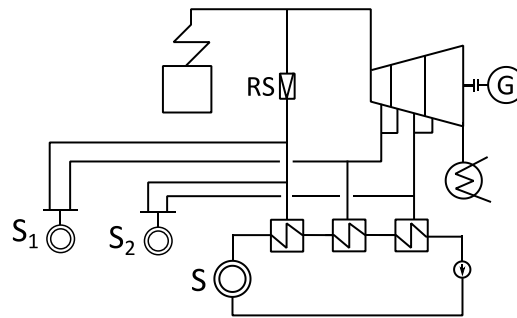


Obr. 7 - Principiální zapojení kondenzační odběrové turbíny s jedním regulovaným odběrem [1]

Zatímco na Obr. 7a je veškerá pára z odběru využita pro ohřev topné vody ve výměníku tepla, ve schématu na Obr. 7b je část páry z odběru vedena přímo ke spotřebiteli. Pára, která je vedena ke spotřebiteli, se může do cyklu vracet ve formě kondenzátu. Jeho kvalita však může být špatná a před zpětným vrácením do cyklu se musí upravit. Jakoukoli ztrátu vody v cyklu je také nutné nahradit novou demineralizovanou vodou. [14]

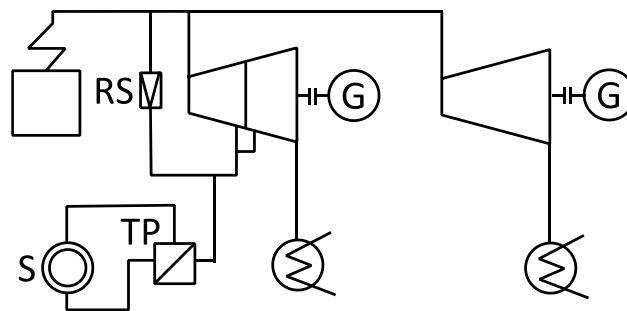
Ve schématu na Obr. 7c je všechna pára z odběru vedena do transformátoru (měniče) páry (TP). Ty se používají tam, kde je potřeba zachovat veškerý kondenzát z topné páry, nebo kde hrozí takové nebezpečí znečištění kondenzátu, které by si vyžádalo složitou a nákladnou úpravu pro napájení vysokotlakých kotlů. [1] Mezi výhody použití TP patří menší nároky na úpravu napájecí vody v sekundárním okruhu a snížení ztrát kondenzátu v primárním okruhu, kde je vyžadována demineralizovaná voda. V případech, kdy je požadována přehřátá pára, se zařazuje za transformátor páry ještě parní přehřívák.

Schématické zapojení odběrové kondenzační turbíny se dvěma regulovanými odběry je znázorněno na Obr. 8. Této technologii KVET využívá např. teplárna Planá [15].



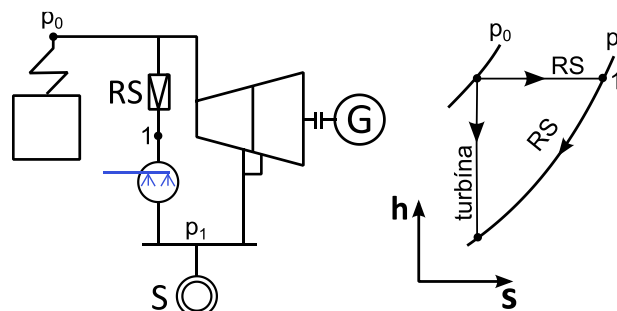
Obr. 8 - Principiální zapojení kondenzační odběrové turbíny se dvěma regulovanými odběry [1]

Odběrové kondenzační turbíny lze řadit i paralelně s čistě kondenzačními turbínami a dosáhnout tak zvýšení elektrického výkonu při stejných dodávkách tepla. Pára z kotle je zčásti vedena do čistě kondenzační turbíny, kde se veškerá její využitelná energie spotřebuje na výrobu elektřiny. Druhá část je vedena do odběrové turbíny, odkud je po částečné expanzi vedena např. do transformátoru páry. Uvedené schéma (Obr. 9) může přicházet v úvahu u tepláren budovaných postupně v časově odlehlých etapách, resp. při rekonstrukci elektrárny na teplárnu [2].



Obr. 9 - Paralelní zapojení kondenzační a odběrové kondenzační turbíny [2]

V teplárnách se využívá redukční stanice (RS) zapojená v bypassu turbíny. Ta slouží pro obtok páry mimo turbínu a snižuje tlak páry vystupující z kotle na požadovanou úroveň. Obtoku páry se využívá jen v případě odstavení turbíny a nutnosti zásobování spotřebitele teplem, protože při redukci parametrů páry v RS dochází ke ztrátám škrcením. Jelikož teplota redukované páry je podstatně vyšší než teplota páry z odběru a zpravidla také podstatně vyšší než teplota potřebná pro tepelnou síť, následuje vstříkový chladič páry a k chlazení se využívá buď kondenzát či napájecí voda. [1] Na následujícím obrázku je vedle schematického zapojení RS včetně chladiče páry, znázorněn průběh izoentalpického škrcení páry a izoentropické expanze v turbíně.



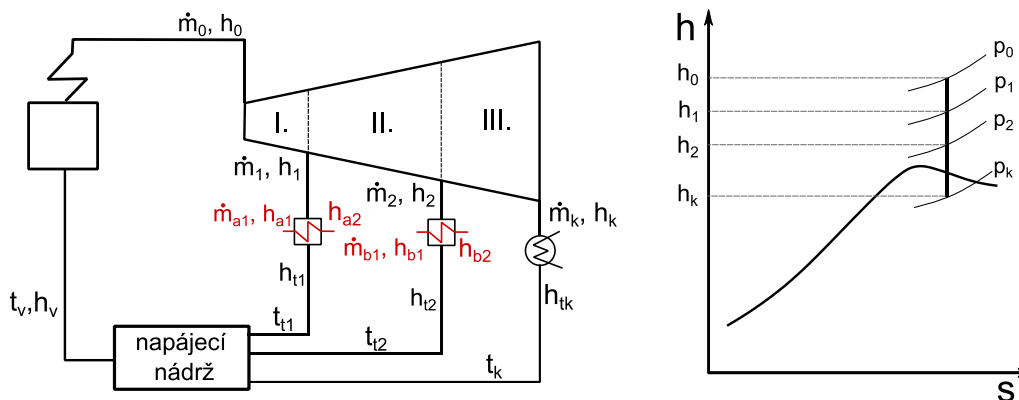
Obr. 10 - Škrcení a expanze páry v h-s diagramu [1]

Dimenzování RS se provádí vzhledem k počtu instalovaných turbín. Je-li v cyklu jedna, příp. dvě turbíny, provádí se dimenzování RS zpravidla na plnou špičkovou potřebu tepla. Pokud je v cyklu více turbín, tak lze předpokládat, že současně nebudou všechny turbíny vyřazeny z provozu a dimenzování se provádí na nižší tepelný výkon. [1]

Výhody i nevýhody uvedených teplotních cyklů odpovídají výhodám kondenzačních turbín, tj. především zajištěný minimální elektrický výkon dodávaný do sítě. Na druhou stranu mají horší účinnost a vyvolávají zvýšení investic do celé teplárny, neboť potřebují vybudovat nákladný chladicí okruh. Kondenzační odběrové turbíny jsou tedy vhodné až od větších jednotkových výkonů a při odpovídajících stavech páry, jinak by nebyla kondenzační výroba elektřiny v teplárnách ani po energetické, ani po hospodářské stránce výhodná [2].

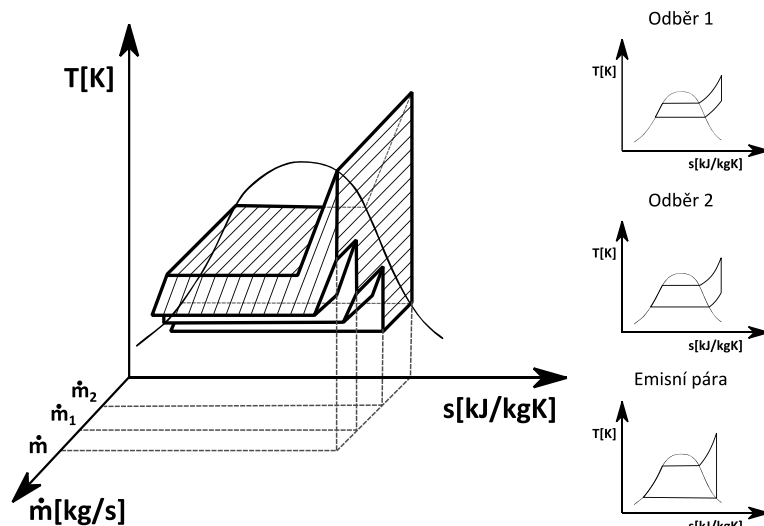
#### 4.2.1 Výpočet cyklu s kondenzační odběrovou turbínou

Výpočet provedeme na cyklu s turbínou se dvěma regulovanými odběry, kde se teplo předává ve výměnících tepla. Nebudeme při tom uvažovat práci napájecích čerpadel. Schéma včetně označení vstupních a výstupních veličin se znázorněním expanze páry v turbíně v h-s diagramu je zobrazeno na Obr. 11.



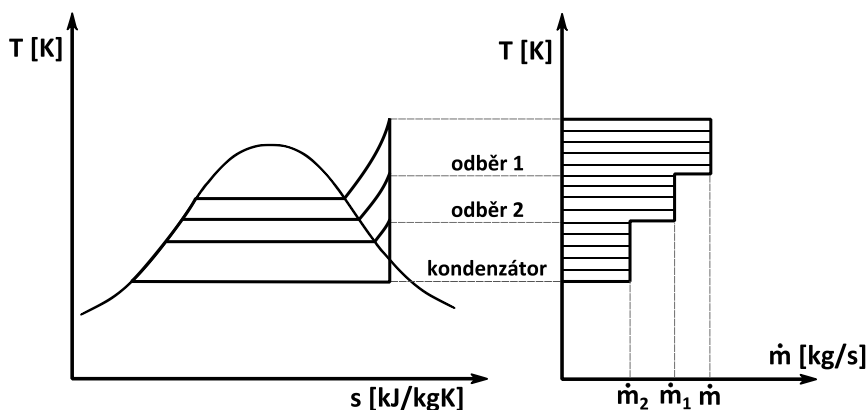
Obr. 11 - Výpočtové schéma odběrové kondenzační turbíny se dvěma regulovanými odběry [2]

Jelikož výpočet provedeme modifikací výše uvedeného výpočtu R-C cyklu, začneme znázorněním cyklu v tepelném diagramu. K tomu využijeme analogie s R-C cyklem s regeneračním ohřevem napájecí vody, neboť odlišnost tohoto cyklu od cyklu s odběrovou turbínou je způsobena v zásadě tím, že teplo odvedené z turbíny se nevrací do cyklu, ale je použito mimo něj. V ideálním případě bychom potřebovali pro znázornění takového cyklu třídídimenzionální diagram T-s-m, tj. T-s diagram s přidanou osou průtočného množství  $\dot{m}$ . [16] Tento diagram, včetně klasických T-s diagramů pro jednotlivé hmotnostní toky páry, je uveden na Obr. 12.



Obr. 12 -  $T - s - \dot{m}$  diagram

$T-s-\dot{m}$  diagramy bývají nepřehledné a jejich používání obtížné, a proto se v praxi běžně neuplatňují. Namísto třídimenzionálního diagramu se cyklus zobrazuje pomocí jeho průmětů do  $T-s$  a  $T-\dot{m}$  diagramů [16], viz Obr. 13.



Obr. 13 -  $T-s$  a  $T-\dot{m}$  diagramy cyklu s odběrovou turbínou [16]

Výkon odběrové turbíny lze vypočítat dvojím způsobem. Buď rozdělením turbíny na tři části dle průtočného množství a následným součtem výkonů pro jednotlivé části turbíny dle vztahů (4.5) a (4.6). Tento způsob je naznačen na Obr. 11.

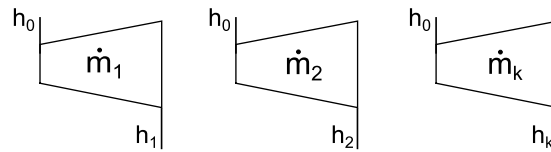
$$P_T = \dot{m}_0 (h_0 - h_1) + (\dot{m}_0 - \dot{m}_1)(h_1 - h_2) + (\dot{m}_0 - \dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_k), \quad (4.18)$$

kde

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_k \quad (4.19)$$

Druhým způsobem je využití principu superpozice, kdy odběrovou kondenzační turbínu nahradíme dvěma protitlakými turbínami, kterými protéká hmotností průtok páry  $\dot{m}_1$ , resp.  $\dot{m}_2$  a jednou kondenzační turbínou s hmotnostním průtokem páry  $\dot{m}_k$ , viz Obr. 14. Vypočítáme výkony jednotlivých turbín dle vztahů (4.5) a (4.6) a následně sečteme.

$$P_T = P_{T1} + P_{T2} + P_{T3} = \dot{m}_1 (h_0 - h_1) + \dot{m}_2 (h_0 - h_2) + \dot{m}_k (h_0 - h_k) \quad (4.20)$$



Obr. 14 - Výpočet odběrové turbíny superpozicí

Dosazením vztahu (4.19) do vztahu (4.18) a jeho následnou formální úpravou lze ukázat, že je ekvivalentní se vztahem (4.20).

Tepelný tok odvedený pro účely zásobování teplem, který se předá ve výměníku tepla topné vodě, se vypočte dle vztahu (4.21). Z důvodů nutného koncového rozdílu teplot v ohříváku vody pro tepelnou síť, nelze využít veškeré odvedené teplo. Podíl využitého tepla je do vztahu (4.21) zanesen pomocí koeficientu  $\beta$ . [2]

$$\dot{Q}_d = \dot{Q}_{d1} + \dot{Q}_{d2} = \dot{m}_1 \beta_1 (h_1 - h_{t1}) + \dot{m}_2 \beta_2 (h_2 - h_{t2}) \quad (4.21)$$

Z veličin uvedených ve vztazích (4.18), (4.20) a (4.21) jsou známy hodnoty admisní páry, tj. teplota  $t_0$  a tlak  $p_0$ , ze kterých lze z termodynamických tabulek, za předpokladu přehřáté páry, určit entalpii  $h_0$  a entropii  $s_0$ .

Entalpii mokré páry vstupující do kondenzátoru  $h_k$  určíme s využitím předpokladu izoentropické expanze v turbíně, při které platí:

$$s_0 = s_1 = s_2 = s_k \quad (4.22)$$

Teplota kondenzace  $t_k$  souvisí s teplotou okolí. Pro tuto teplotu se určí z termodynamických tabulek entropie a entalpie syté páry  $s'', h''$  a syté kapaliny  $s', h'$ , ze kterých následně vypočteme suchost mokré páry  $x$  vstupující do kondenzátoru dle vztahu (4.23). [17]

$$x = \frac{s_k - s'}{s'' - s'} \quad (4.23)$$

Známe-li suchost mokré páry, pak její entalpii určíme z následujícího vztahu. [17]

$$h_k = h' + x (h'' - h') \quad (4.24)$$

Entalpie kondenzátu  $h_{tk}$  odpovídá entalpii syté kapaliny při teplotě kondenzace  $t_k$ , tedy entalpii  $h'$ .

Entalpie  $h_1$  a  $h_2$  a průtočná množství  $\dot{m}_1, \dot{m}_2$  odebírané páry se určí výpočtem výměníků tepla, kde jsou známy potřebné tepelné toky pro účely zásobování teplem  $\dot{Q}_{d1}$  a  $\dot{Q}_{d2}$ . Potřeba tepla však není stálá, což je hlavním problémem teplárny. O této problematice pojednávají kapitoly 7 a 8.

Průtočné množství páry v kotli  $\dot{m}_0$  je buď známo, nebo jej lze vypočítat ze známého přivedeného tepelného toku  $\dot{Q}_p$ .

$$\dot{m}_0 = \frac{\dot{Q}_p}{q_p}, \quad (4.25)$$

kde

$$q_p = h_0 - h_v \quad (4.26)$$

Dle schématu na Obr. 11 se všechna zkondenzovaná pára vrací do napájecí nádrže, odkud je po smísení vedena zpět do kotle. Předpokládáme-li, že vratné kondenzáty mají různou teplotu, přičemž kondenzáty z výměníků tepla předají teplo kondenzátu z kondenzátoru, pak výslednou teplotu  $t_v$  určíme pomocí kalorimetrické rovnice.

$$\dot{m}_1(t_{t1} - t_v) + \dot{m}_2(t_{t2} - t_v) = \dot{m}_k(t_v - t_k), \quad (4.27)$$

kde teploty  $t_{t1}$  a  $t_{t2}$  se určí z termodynamických tabulek, ze kterých se též určí entalpie napájecí vody  $h_v$ .

Uvedeným postupem se lze dopracovat k výkonu turbíny a určit teoretickou účinnost cyklu úpravou vztahu (4.17). Pro účinnost cyklu tedy platí:

$$\eta = \frac{P_T + \dot{Q}_d}{\dot{Q}_P} \quad (4.28)$$

Uvedeným výpočtem lze např. při rekonstrukci elektrárny na teplárnu určit, zda plánovaný cyklus bude schopný pokrýt požadovanou poptávku tepla a elektřiny, při zachování zdroje tepla, tedy kotle.

Při výpočtu cyklu s odběrovou kondenzační turbínou s jedním regulovaným odběrem (Obr. 7) uvažujeme  $\dot{m}_2 = 0$  a postupujeme zcela analogicky.

#### 4.2.2 Výpočet cyklu s paralelně řazenou odběrovou a kondenzační turbínou

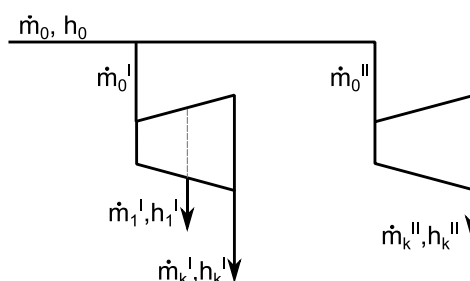
Výpočet cyklu, kde je paralelně řazena čistě kondenzační turbína a kondenzační odběrová turbína (Obr. 9), je možné rozdělit na dva cykly a řešit superpozicí. Výkon odběrové turbíny  $P_T^I$  určíme dle rovnice (4.20) dosazením za  $\dot{m}_2 = 0$ , neboť turbína v cyklu má pouze jeden regulovaný odběr. Výkon čistě kondenzační turbíny  $P_T^{II}$  vypočteme dle rovnice (4.6). Celkový výkon je dán součtem dílčích výkonů turbín, tedy:

$$P_T = P_T^I + P_T^{II} = \dot{m}_0^I (h_0 - h_1^I) + \dot{m}_k^I (h_0 - h_k^I) + \dot{m}_0^{II} (h_0 - h_k^{II}), \quad (4.29)$$

kde

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_0^I + \dot{m}_0^{II} \quad (4.30)$$

Význam jednotlivých indexů v rovnici (4.29) je zřejmý z Obr. 15.



Obr. 15 - Rozdělení toku páry při paralelním řazení kondenzačních turbín

Hmotnostní tok i entalpie odebírané páry se určí ze znalosti potřeby tepla. Entalpie admisní páry  $h_0$  i průtočné množství  $\dot{m}_0$  jsou známy. Rozdělení hmotnostního toku páry z kotle  $\dot{m}_0$  na toky  $\dot{m}_0^I$  a  $\dot{m}_0^{II}$  lze provést např., je-li dán požadovaný výkon čistě kondenzační turbíny.

Z něj lze určit průtočné množství dle vztahu (4.31), neboť jsou známy všechny hodnoty pro výpočet měrné technické práce turbíny  $a_t^{II}$  dle vztahu (4.5).

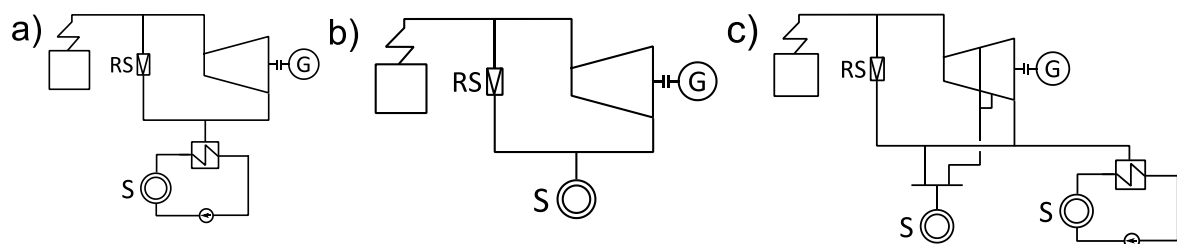
$$\dot{m}_0^{II} = \frac{P_t^{II}}{a_t^{II}} \quad (4.31)$$

Dosadíme-li např. za hmotnostní tok  $\dot{m}_0^I$  z rovnice (4.30) do rovnice (4.29), dostáváme výkon turbín jako funkci hmotnostního toku čistě kondenzační turbínou  $\dot{m}_0^{II}$ . Na to lze nahlížet jako na funkci jedné proměnné a vyšetřením jejího průběhu zjistíme, že se jedná o funkci ostře rostoucí. To znamená, že zvyšováním  $\dot{m}_0^{II}$  a při zachování  $\dot{m}_0$  se bude zvyšovat i celkový výkon turbín v cyklu. Je však třeba mít na paměti, že odběrovou turbínou musí protékat takové množství páry, které pokryje odběr páry i průtok kondenzační části turbíny.

### 4.3 Teplárny s protitlakými turbínami

Protitlaké turbíny jsou typickými teplárenskými turbínami a mohou se vyskytovat nejen u nově budovaných tepláren, ale i při přestavbě elektráren na teplárenský provoz, kdy nahrazení kondenzační turbíny s ohledem na její životnost, by bylo nevhodné. V takovém případě se může provést rekonstrukce kondenzační turbíny na protitlaký typ. Ta spočívá v odstranění několika posledních řad lopatek, místo nichž je rotor vyplněn tvarovou vložkou. Tím však dojde ke změně axiálního tlaku, kvůli čemuž je nutné nejen pozměnit systém axiálního uchycení rotoru, ale též provést kontrolu zbylých řad lopatek na mechanické namáhání (ohyb). [2]

Na následujícím obrázku je znázorněno principiální zapojení čistě protitlaké turbíny (Obr. 16a, b) či odběrové protitlaké turbíny (Obr. 16c) do schématu teplárny.

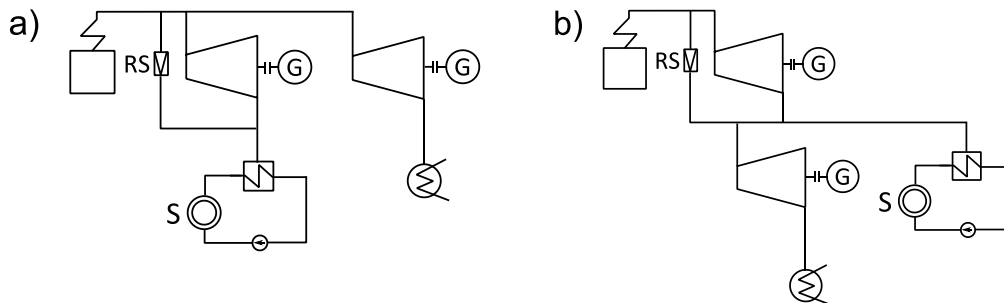


Obr. 16 - Základní schémata tepláren s protitlakými turbínami [2]

Tyto cykly mají vlastnosti spojené s protitlakými turbínami. Přestože je tedy u nich zajištěna relativně vysoká účinnost celého cyklu a nevyžadují drahý chladicí okruh, není zajištěn dodávaný elektrický výkon. To je problém v okamžiku, kdy tepelné zatížení není dostatečné a nelze tak plně využít instalovaný elektrický výkon, který se musí dublovat v jiných zařízeních. [2] Větší nezávislosti mezi elektrickým a tepelným výkonem s cílem zvýšit výrobu elektrické energie lze docílit zařazením čistě kondenzační turbíny do cyklu teplárny. Zařazení čistě kondenzační turbíny do cyklu teplárny má také význam pro udržování kotlů v chodu tím, že zaručuje určitý stálý odběr páry.



Paralelně řazená kondenzační turbína (Obr. 17a) umožňuje zvýšit výrobu elektrické energie a zajistit určitý stálý výkon teplárny tak, jako v případě paralelního řazení kondenzační odběrové a kondenzační turbíny.

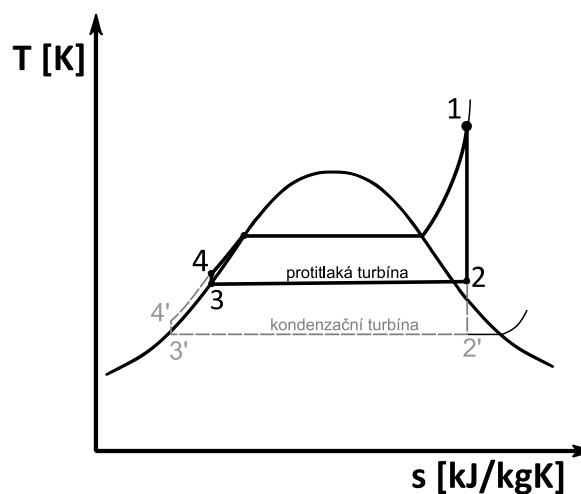


Obr. 17 - Paralelní a sériové zapojení protitlaké a kondenzační turbíny [2]

Sériové řazení turbín (Obr. 17b) se vyskytuje u starších elektráren, které byly modernizovány přístavbou předřazené vysokotlaké části. [2] Kondenzační turbína je běžného provedení, ale konstruována na nižší stavy páry a tedy i menší výkon. Obdobného sériového řazení turbín využívá např. teplárna České Budějovice [18]. V současné době již předřazování nového vysokotlakého dílu ztratilo na významu, protože elektrárny, které dnes přicházejí v úvahu pro rekonstrukci na teplárny, pracují s tlakem podstatně vyšším, než tomu bylo v dřívějších případech. Dělicí tlak by tedy ležel příliš vysoko a předřazené zařízení by muselo být konstruováno na nadkritické parametry páry. [2] Investice do takovéto rekonstrukce by se dala účelněji využít pro výstavbu nového zdroje, kde by volba schématu nebyla vázána hledisky na staré zařízení.

### 4.3.1 Výpočet cyklu s protitlakou turbínou

Výpočet cyklů s protitlakou turbínou (Obr. 16a, b) je v zásadě shodný s výpočtem R-C cyklu, neboť z hlediska T-s diagramu na Obr. 6 se odlišují v poloze bodu 2, který v případě protitlaké turbíny leží výše než u turbíny kondenzační, jak je znázorněno v následujícím T-s diagramu.



Obr. 18 - Porovnání protitlaké a kondenzační turbíny v T-s diagramu

Jsou-li známy parametry vstupní páry a dle požadavků na topné účely určena entalpie emisní páry, lze dle vztahu (4.5) spočítat měrnou práci turbíny. Druhým energetickým výstupem je teplo, které se ve výměníku tepla předá topné vodě. Z důvodu nutného rozdílu koncových teplot ve výměníku tepla nelze využít veškeré teplo, ale pouze jeho část. Podíl tepla využitého po výstupu z turbíny je charakterizován součinitelem  $\beta$ .

$$\dot{Q}_d = \dot{m}\beta(h_2 - h_{t2}), \quad (4.32)$$

kde  $h_2$  je entalpie páry vstupující do výměníku tepla a  $h_{t2}$  je entalpie kondenzátu za výměníkem tepla.

Účinnost teplotního cyklu určíme dle vztahu (4.33):

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) + \beta(h_2 - h_{t2})}{h_1 - h_{t2}}, \quad (4.33)$$

kde  $h_1$  je entalpie páry vstupující do protitlaké turbíny.

Ze vztahu (4.33) je zřejmé, že při plném využití tepla emisní páry pro topné účely ( $\beta = 1$ ), vychází teoretická účinnost cyklu jedna. Této hodnoty však nelze prakticky dosáhnout, protože vždy platí, že  $\beta < 1$ . Dále je nutno připomenout, že byla uvažována izoentropická expanze páry v turbíně a nebyla uvažována práce NČ, což dále snižuje účinnost cyklu.

### 4.3.2 Výpočet cyklu s odběrovou protitlakou turbínou

Výpočet cyklu s odběrovou protitlakou turbínou (Obr. 16c) lze provést analogicky jako výpočet kondenzační odběrové turbíny se dvěma regulovanými odběry, odmyslíme-li si kondenzační část turbíny, tj.  $\dot{m}_k = 0$ . Zjednodušením vztahu (4.20) tak dostáváme pro výkon turbíny vztah:

$$P_T = \dot{m}_1(h_0 - h_1) + \dot{m}_2(h_0 - h_2) \quad (4.34)$$

Význam indexů v rovnici (4.34) je stejný jako v rovnici (4.20).

### 4.3.3 Výpočet cyklu s paralelně řazenými turbínami

Výpočet cyklu s paralelně řazenou protitlakou a kondenzační turbínou (Obr. 17a) je analogický k výpočtu s paralelně řazenou odběrovou a kondenzační turbínou (kapitola 4.2.2), odmyslíme-li si kondenzační část u kondenzační odběrové turbíny. Výkon turbín v cyklu tedy získáme modifikací vztahu (4.29):

$$P_T = P_T^I + P_T^{II} = \dot{m}_0^I(h_0 - h_1^I) + \dot{m}_0^{II}(h_0 - h_k^{II}), \quad (4.35)$$

Význam indexů v rovnici (4.35) je stejný jako v rovnici (4.29).

### 4.3.4 Výpočet cyklu se sériově řazenými turbínami

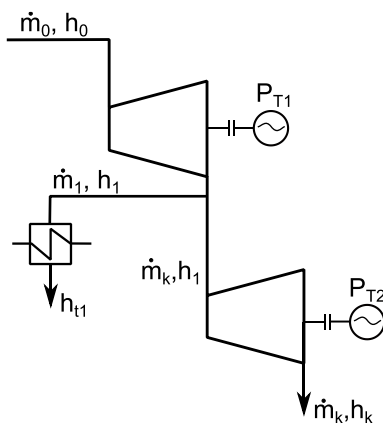
Celkový teoretický výkon sériově řazené protitlaké a kondenzační turbíny (Obr. 17b) vypočteme součtem jednotlivých výkonů turbín dle vztahů (4.5) a (4.6).

$$P_T = P_{T1} + P_{T2} = \dot{m}_0(h_0 - h_1) + (\dot{m}_0 - \dot{m}_1)(h_1 - h_k) \quad (4.36)$$

Teplo využitelné pro teplárenské účely  $\dot{Q}_d$  se vypočte obdobně jako v předchozích cyklech.

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_1 \beta (h_1 - h_{t1}) \quad (4.37)$$

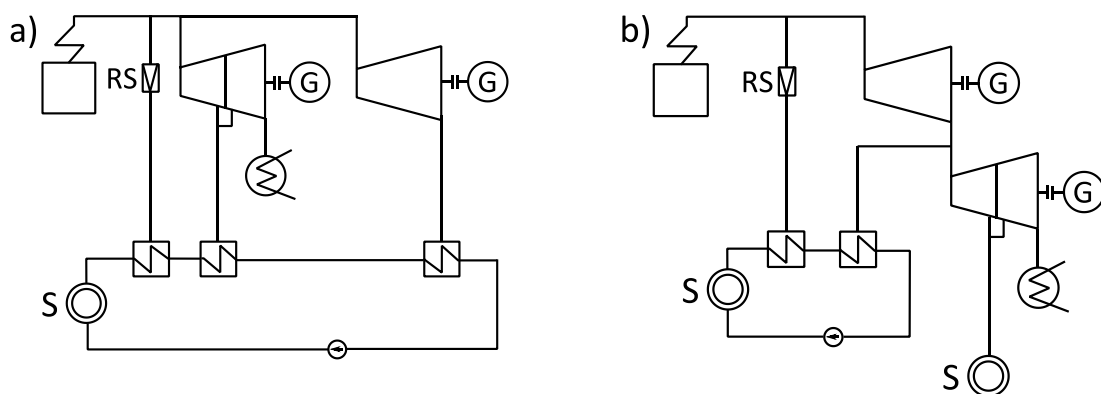
Významy symbolů ze vztahů (4.36) a (4.37) jsou zřejmé z následujícího obrázku:



Obr. 19 - Výpočet sériově řazené protitlaké a kondenzační turbíny

#### 4.4 Teplárny s kondenzačními odběrovými a protitlakými turbínami

Kombinací výše uvedených cyklů pro protitlaké a odběrové kondenzační turbíny vznikají další používané teplárenské cykly. Uveďme alespoň dva základní způsoby principiálního zapojení turbín do schématu teplárny.



Obr. 20 - Paralelní a sériové zapojení protitlaké a kondenzační odběrové turbíny [2]

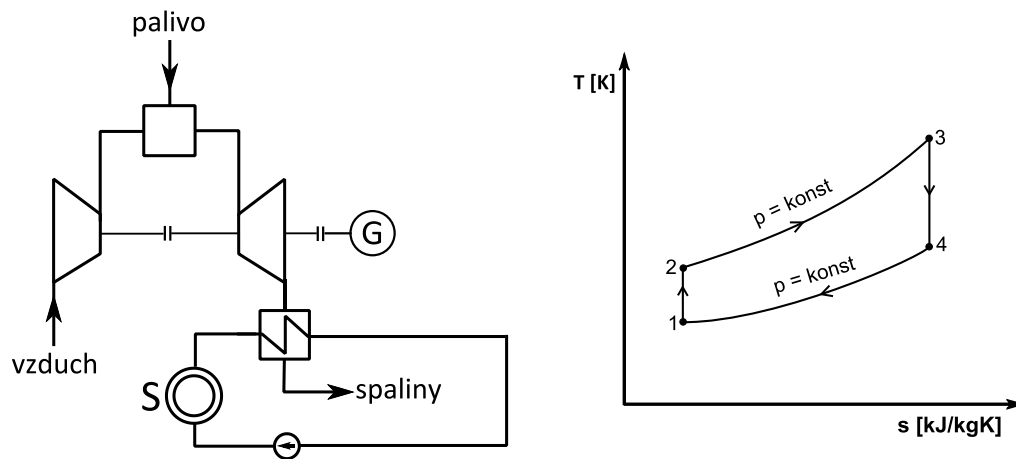
Paralelního řazení odběrové kondenzační a protitlaké turbíny (Obr. 20a) využívá např. teplárna Otrokovice [19] nebo teplárna Strakonice [20]. Sériové řazení (Obr. 20b) využívá např. teplárna Tábor [21]. Tento cyklus je pak předmětem výpočtu vybraného teplárenského cyklu v kapitole 9.

Vlastnosti i výpočet takto řazených turbín je analogický k výše uvedeným a podrobně popsaným cyklům a není jej třeba dále rozvíjet.

## 5 Teplárna s plynovou turbínou

Před popisem dalšího využití kondenzačních odběrových turbín v teplárnách se nejprve ve stručnosti podíváme na teplárenský cyklus s plynovou turbínou.

Základní teplárenský cyklus s plynovou turbínou (Obr. 21) je obdobou Ericsson-Braytonova oběhu sestávajícího z kompresoru, spalovací komory a plynové turbíny. Kompresorem je nasáván a adiabaticky stlačován atmosférický vzduch (mezi body 1 a 2), který je dále veden do spalovací komory, kde se mísí se vstříkovaným palivem. Izobarickým spálením směsi (mezi body 2 a 3) vznikají horké spaliny, které izoentropicky expandují v turbíně (mezi body 3 a 4). Přitom pracovní plyn koná práci, která se odvádí ve formě otáčející se hřídele spojené s alternátorem, přeměňujícím mechanickou energii na elektrickou.



Obr. 21 - Schéma teplárny s plynovou turbínou včetně T-s diagramu [1]

Teplo pro zásobování se získává ze spalin vystupujících z turbíny, jejichž teplota ( $450 \div 550 \text{ }^\circ\text{C}$  [3]) plně vyhovuje pro účely zásobování teplem. Ty by se jinak, v případě otevřeného oběhu, vypouštěly bez užitku do okolí.

U teplárny s plynovou turbínou se tedy využívá odpadové teplo, které je ve výměníku tepla předáváno vodě, jejímž prostřednictvím se vede ke spotřebitelům. Teoreticky by bylo možné využít i teplo odváděné z chlazení elektrického generátoru a z chlazení oleje. Těchto zdrojů se však nevyužívá, neboť při relativně malém tepelném výkonu, v porovnání s tepelným výkonem získaným vychlazením spalin, by při vyšší teplotě vratné vody od spotřebitelů došlo ke značnému poklesu intenzity chlazení. [1]

Výhodou použití plynové turbíny v teplárenském provozu je, že odběr tepla neovlivňuje množství vyráběné elektrické energie a jsou krátké časy spouštění turbíny. Obvykle se však používají jen jako špičkové nebo záložní zdroje, neboť se spalují drahá ušlechtilá paliva. [3]

Z hlediska výpočtu cyklu uveďme jen dva důležité vztahy – pro měrnou technickou práci turbíny  $a_{turb}$  a pro odvedené teplo  $q_o$ .

$$a_{turb} = c_p * (T_3 - T_4), \quad (5.1)$$

kde  $c_p$  je měrná tepelná kapacita při stálém tlaku,  $T_3$  je termodynamická teplota spalin na vstupu do turbíny a  $T_4$  je termodynamická teplota spalin vystupujících z turbíny.

$$|q_o| = c_p * (T_4 - T_1), \quad (5.2)$$

kde  $T_1$  je termodynamická teplota vzduchu nasávaného kompresorem.

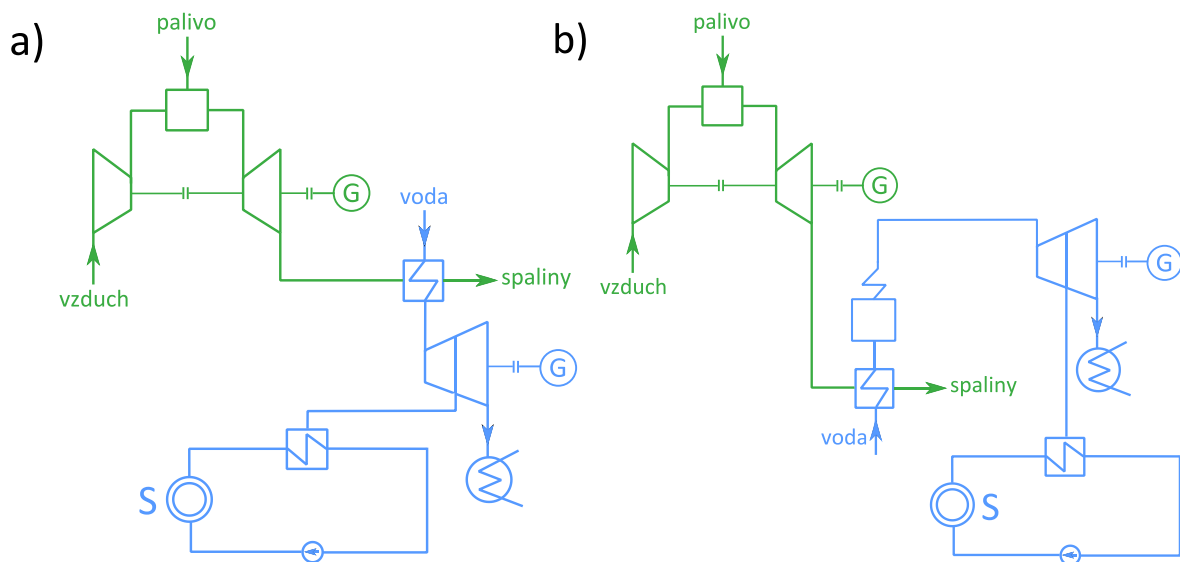
Teploty v charakteristických bodech cyklu lze určit ze známých vstupních údajů, mezi něž patří stupeň zvýšení tlaku v kompresoru  $\pi = \frac{p_2}{p_1}$ , teplota nasávaného vzduchu  $T_1$  a teplota spalin vstupujících do turbíny  $T_3$ .

## 6 Paroplynová teplárna

Pro kompletní přehled teplárenských cyklů s parními turbínami je nutno uvést i možnost jejich společného zapojení s plynovou turbínou v paroplynovém cyklu, neboť zařazením protitlaké či kondenzační odběrové turbíny do teplárny s plynovými turbínami (viz kapitola 5) lze dosáhnout největšího modulu teplárenské výroby elektřiny. [1] V rámci této kapitoly se podíváme jen na využití kondenzačních odběrových turbín v paroplynovém cyklu, neboť to je tématem bakalářské práce.

Paroplynové teplárny se velmi často používají pro zásobování městských čtvrtí i celých měst, neboť jsou vhodné pro relativně velké odběry elektřiny i tepla. V České republice je v provozu např. paroplynová teplárna Červený mlýn [22].

Na Obr. 22 jsou znázorněny schématická zapojení kondenzační odběrové turbíny v paroplynovém cyklu. Zelenou barvou je vyznačena plynová část cyklu, modrou barvou pak parní část paroplynového cyklu.

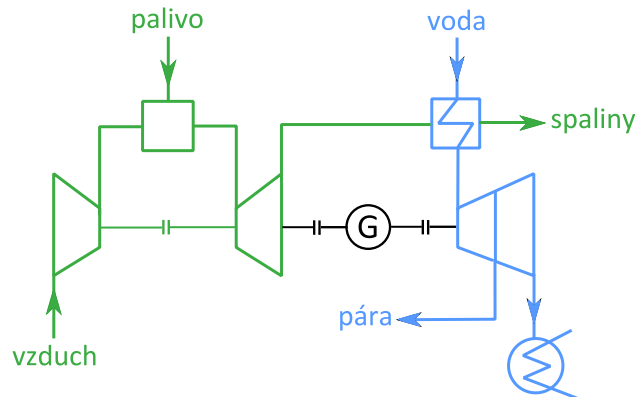


Obr. 22 - Paroplynová teplárna s kondenzační odběrovou turbínou [23]

Na Obr. 22a je schéma paroplynové teplárny s kotlem zařazeným za plynovou turbínou. Turbokompresorem stlačený vzduch je veden do spalovací komory, kde dochází ke spalování paliva. Část takto přivedeného tepla je přeměněna na mechanickou energii. Nevyužitě teplo se přivede do parního cyklu, který pracuje na tepelně nižší úrovni a je opětovně přeměněno na mechanickou práci. Elektrická energie se tedy v paroplynovém cyklu získává jak v plynovém, tak v parním cyklu, zatímco teplo je ke spotřebiteli vedeno jen z parní části cyklu.

Jako jednu z hlavních výhod odběrové turbíny oproti turbíně protitlaké jsme uvedli možnost nezávislé regulace elektrického výkonu na množství odebírané páry. Tato výhoda se projevuje i v paroplynových teplárnách, ovšem není zde zcela vyžadována, neboť paroplynové teplárny bývají součástí rozsáhlých infrastruktur, které poskytují dodatečný elektrický výkon [23].

Schéma na Obr. 22a může být i s jednohřídelovým propojením parní a plynové turbíny a tedy i s jedním generátorem, viz Obr. 23. Toto zapojení se však používá víceméně jen pro průmyslové teplárny, kde je vyžadován vyšší elektrický výkon při dané potřebě užitkového tepla než u městských tepláren. [23]



Obr. 23 - Paroplynový cyklus s jednohřídelovým uspořádáním [23]

Jiné schéma zapojení kondenzační odběrové turbíny a plynové turbíny je uvedeno na Obr. 22b. V tomto případě se teplo ze spalin plynového cyklu využívá jen k předehřevu napájecí vody pro parní cyklus a je tak vhodné pro zařazení kondenzační odběrové turbíny s vysokými parametry vstupní páry.

U výpočtu těchto paroplynových cyklů je možné vyjít z výpočtu kondenzační odběrové turbíny (kapitola 4.2.1), neboť se paroplynové cykly od cyklu s odběrovou kondenzační turbínou odlišují jen ve způsobu přívodu tepla. U cyklu na Obr. 22 se veškeré přivedené teplo do parního cyklu získává předáním tepla ze spalin. Teplo, které předají spaliny lze určit ze vztahu (5.2).

Při výpočtu cyklu na Obr. 22b se teplo přivádí jak spálením paliva v kotli, tak i přívodem tepla ze spalin a lze ho vypočítat takto:

$$q_p = q_{p \text{ kotel}} + q_{p \text{ spaliny}}, \quad (6.1)$$

kde  $q_{p \text{ kotel}}$  je teplo přivedené spálením paliva v kotli (viz vztah 4.9) a  $q_{p \text{ spaliny}}$  představuje teplo předané napájecí vodě ze spalin plynového cyklu (viz vztah 5.2).

## 7 Problematika návrhu cyklu

V předchozích kapitolách byla popsána řada teplárenských cyklů a rovněž byl popsán způsob jejich výpočtu. U výpočtu cyklů jsme však předpokládali, že je známo odebírané množství tepla, parametry teplonosné látky a samozřejmě, že je účelné CZT zavádět. Odhadnout poptávku po teple v určité oblasti, rozhodnout o zavedení soustavy CZT a následně zvolit typ a výkon příslušné technologie KVET je proces velmi obtížný, jak uvidíme z následujících kapitol.

### 7.1 Postup plánování CZT

Základní podmínkou pro posouzení, zda v daném případě přichází v úvahu zavést CZT, je znalost potřeby tepla v dané oblasti. Uvedme, že potřeba tepla je chápána ve smyslu tepelného příkonu, na rozdíl od spotřeby tepla, kterou se rozumí množství dodaného tepla. [2] Potřeba tepla je charakterizována jak maximální (špičkovou) hodnotou, tak jejím průběhem v určitém časovém období. Požadavky na odběr tepla se zjišťují různými způsoby a to podle toho, zda jde o [2]:

- nově plánované oblasti
- již existující oblasti

V prvním případě se při zjišťování potřeby tepla vychází především z plánů výstavby. Ve druhém případě je potřeba provádět individuální šetření či různé dotazníkové akce, které jsou sice méně pracné, ale také méně spolehlivé. Proto se oba případy kombinují tak, že se provede základní dotazníkové šetření a mimořádné případy z něj vyplývající, se individuálně prošetří. Mezi informace, které se dotazníkem zjišťují, patří např. účel a charakter objektu, počet a vybavení bytů v daném objektu, maximální potřeba tepla objektu, výkon instalovaných kotlů v objektu atd. [1] [2]

Z těchto získaných údajů, které se dále porovnávají s jinými obdobnými případy, lze určit základní údaje o soustavě CZT mezi které patří zejména:

- maximální a minimální potřebu tepla [J/h]
- doba využití tepla [h/rok]
- velikost zásobované oblasti [km<sup>2</sup>]
- poloměr tepelných sítí (nejvzdálenější odběratel) [km]

Takto získané údaje ale vypovídají o aktuální situaci. Potřeba tepla se ovšem neustále mění. Potřeba tepla v okamžiku plánování se tedy liší od potřeby tepla při uvedení do provozu a i při provozu samotném. Při plánování soustav CZT je tedy nutné zabývat se i možnostmi rozvoje jednotlivých odběrů v budoucnosti.

Růst potřeby tepla je ovlivněn především připojováním nových odběratelů, tj. stavbou nových objektů, které budou zásobovány prostřednictvím soustavy CZT. Zvyšování dodávky tepla do objektu, který je již na tepelnou síť připojen, přichází v úvahu jen při zavedení nových spotřebičů tepla či nové technologie v průmyslových závodech. V případě bytů a domů nelze počítat s nárůstem potřeby tepla, neboť ta je již plně uspokojena [2].



Z hlediska bytů a domů ovšem dochází k jinému ovlivnění potřeby tepla a to k jejímu poklesu např. vlivem zateplování domů, výměny oken a snížení ztrát vlivem přirozeného větrání atd. I s tímto vývojem je potřeba při plánování soustavy CZT počítat. Z tohoto pohledu je tak zásobování teplem v poněkud odlišné situaci než zásobování elektřinou, jejíž spotřeba trvale roste připojováním nových spotřebičů.

Ukazuje-li získané údaje, že je vhodné zavést soustavy CZT, je třeba dále rozhodnout o tom, zda bude výhodnější výtopena či teplárna. Z tohoto hlediska je třeba analyzovat možnosti uplatnění elektrického výkonu teplárny stejně tak, jako možnosti odběru elektřiny elektrizační soustavou v dané oblasti. [2]

V případě teplárny je třeba rozhodnout o počtu a typu turbín včetně jejich řazení. Tato volba je dosti individuální a závisí vždy na konkrétních podmínkách. Obecně platí, že celkový počet turbín by měl být co nejnižší. Snahou je tedy volit větší turbíny s lepší účinností, které ve výsledku zaberou méně prostoru a jsou s nimi spojeny i menší měrné investiční náklady [1]. Kondenzační odběrové turbíny se volí v případech, kdy je požadován vysoký výkon turbín, neboť jejich výkon je řádově vyšší než v případě protitlakých turbín. Na druhou stranu použití kondenzačních odběrových turbín vyžaduje vybudování nákladné kondenzační části cyklu. Přitom je třeba kromě ekonomické stránky věci zkoumat i množství chladicí vody, která je v dané lokalitě k dispozici. Z tohoto pohledu se jeví protitlaké turbíny výhodněji, ovšem při velkých rozdílech mezi maximální a minimální poptávkou po teple je třeba značnou část pokrýt ze špičkových zdrojů tepla, viz kapitola 8.

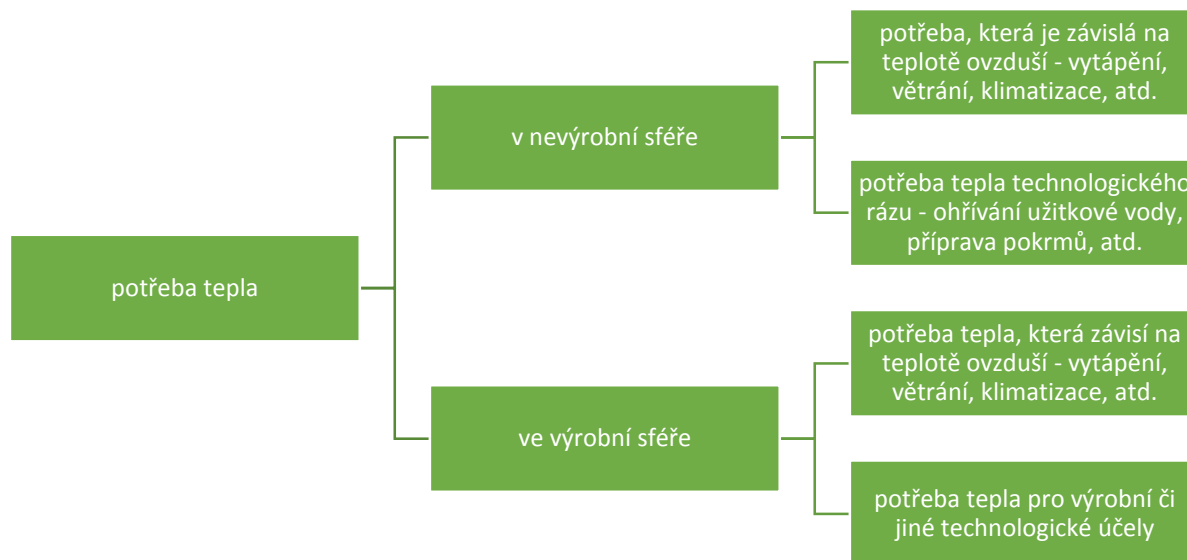
Dále je nutno zvolit typ teplonosné látky, jejímž prostřednictvím se teplo dopravuje ke spotřebiteli. Pokud jde o teplárnu, která dodává teplo pro technologické účely, volí se jako teplonosná látka především vodní pára. U tepláren, jejichž hlavním úkolem je zásobovat otopné soustavy pak především voda.

Takto vznikne řada návrhů pro zavedení CZT a každý z nich se dále posuzuje např. z hlediska ekonomického ve snaze dosáhnout co nejnižších nákladů, či se zkoumá způsob zásobování teplárny palivem s ohledem na ovlivnění dopravy v okolí apod.

## 7.2 Potřeba tepla

Z předchozího textu vyplývá, že znalost potřeby tepla je nejen základní podmínkou pro rozhodnutí o vhodnosti CZT, ale též pro návrh samotného teplotního cyklu, a proto ji rozebereme podrobněji.

Potřebu tepla lze rozčlenit do následujících kategorií:



Obr. 24 - Členění potřeby tepla [2]

V následujících podkapitolách jsou popsány některé typické případy potřeby tepla a je na nich názorně vidět jejich variabilita v určitém časovém období.

### 7.2.1 Potřeba tepla pro vytápění

Potřebou tepla pro vytápění se rozumí teplo pro hrazení tepelných ztrát objektu. Ty se skládají ze ztrát ochlazováním objektu a ze ztrát vznikajících nutným ohříváním vzduchu, který dovnitř budov proniká infiltrací a přirozeným větráním.

Předběžný výpočet pro plánovací úvahy soustavy CZT se dle běžné praxe určuje pomocí maximální potřeby tepla pro vytápění objektu, kterou lze vypočítat z následujícího vztahu [2]:

$$\dot{Q}_z = q * V * (v_v - v_z), \quad (7.1)$$

kde  $q$  je tepelná charakteristika objektu, tj. měrná potřeba tepla pro vytápění vztažená na 1 m<sup>3</sup> obestavěného prostoru,  $v_v$  průměrná teplota uvnitř budovy a  $v_z$  je průměrná teplota ovzduší vně budovy. Přesněji lze určit tepelné ztráty výpočtem dle normy ČSN EN 12831 [24].

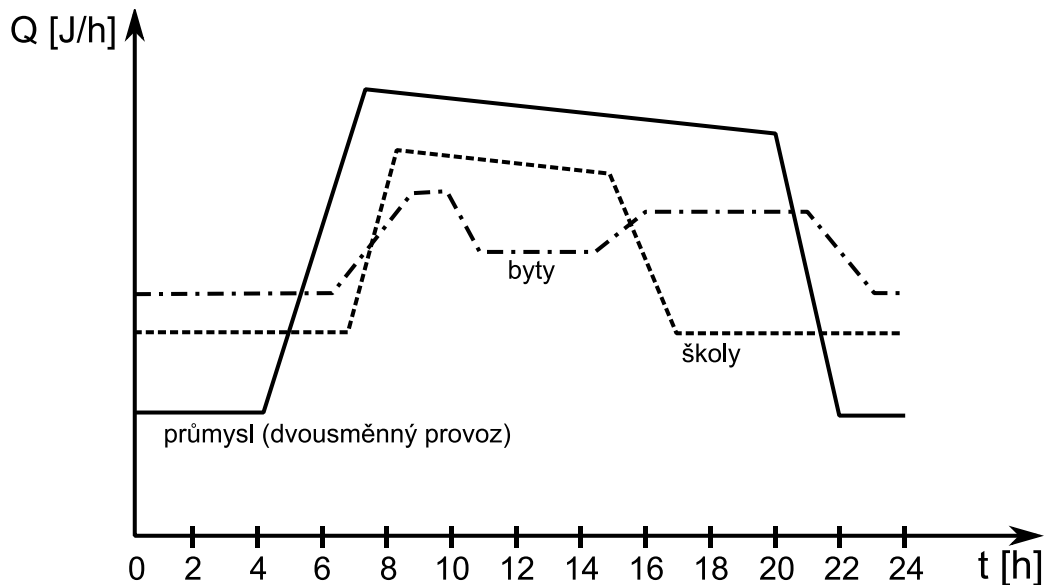
Potřeba tepla pro vytápění zpravidla netrvá celý rok. Pro obytné či veřejné budovy je začátek topného období dán třemi po sobě následujícími dny, v nichž denní střední teplota poklesne pod 12°C, resp. při konci topného období stoupne na tuto výši.

Střední denní teplota  $\bar{v}_d$  se určuje ze vztahu (7.2). [2]

$$\bar{v}_d = \frac{v_7 + v_{14} + v_{21}}{3}, \quad (7.2)$$

kde indexy u teplot značí hodinu, ve které je třeba teplotu během dne měřit.

Potřeba tepla pro vytápění je též variabilní i v průběhu dne, jak můžeme vidět na následujícím diagramu, znázorňujícím typické průběhy potřeb tepla pro vytápění u různých typů odběratelů.



Obr. 25 - Typické průběhy denních potřeb tepla pro otop u různých typů odběratelů [1]

U průmyslových budov je zpravidla nutné pro určení tepla nutného dodat systémem CZT uvažovat i vnitřní zdroje tepla, které mohou být značně vydatné (stroje, pece, aj.). U obytných budov a některých veřejných budov se toto teplo obvykle zanedbává a předpokládá se, že se odvede přirozeným větráním, tzn. že se potřeba tepla na přirozené větrání vyrovnává s teplem z vnitřních zdrojů, tj. s teplem vyvinutým přítomnými osobami, při přípravě pokrmů, provozem různých elektrických spotřebičů atd. [2]

### 7.2.2 Potřeba tepla pro ohřev teplé užitkové vody

Teplota teplé užitkové vody u spotřebitele by dle vyhlášky Ministerstva průmyslu a obchodu č. 152/2001 Sb. měla být v rozmezí 45 – 60 °C s výjimkou odběrných špiček. [25]

Pro sídliště a města lze pro předběžné odhady potřeby tepla pro ohřev TUV počítat pouze s počtem obyvatel dle následujícího vztahu [2]:

$$Q_{TUV} = \frac{1}{24} * a * b * (60 - v), \quad (7.3)$$

kde  $a$  je normovaná potřeba užitkové vody o teplotě 60°C v litrech na obyvatele a den,  $b$  je počet obyvatel a  $v$  je teplota studené užitkové vody v zimě (obvykle +5 až +10 °C).

Průběh potřeb tepla na ohřev užitkové vody je ovlivněn především druhem zásobovaného objektu. Například u bytových domů jsou typické zvýšené odběry TUV v ranních a večerních hodinách, v nemocnicích je spotřeba TUV podstatně vyrovnanější, zatímco v průmyslových podnicích se mohou vyskytovat ostré odběrové špičky při střídání pracovních směn [1].

Potřeba tepla pro ohřev TUV se zpravidla nezapočítává do celkové potřeby tepla v plné výši, neboť ji lze časově posunout do těch denních údobí, kdy není potřeba tepla pro vytápění maximální, je-li zařízení pro přípravu TUV vybaveno zásobníkovým ohřívákem vody. Tím lze docílit rovnoměrnějšího průběhu potřeby tepla během dne [1].

### 7.2.3 Potřeba tepla pro technologické účely

Potřeba tepla pro technologické účely je do značné míry individuální a nelze tedy v této práci pokrýt všechny možné případy. Uveďme alespoň, jak se určí potřeba tepla za předpokladu, že výrobní proces probíhá v daném časovém období rovnoměrně.

Je-li  $q_i$  měrná spotřeba tepla na jednotku výrobku  $i$ -tého druhu, pak teplo potřebné na výrobu  $N$  výrobků  $i$ -tého druhu  $Q_i$  je dáno vztahem:

$$Q_i = q_i * N_i \quad (7.4)$$

Pro všechny druhy výrobků, pro něž se má teplo dodávat, pak platí:

$$Q_T = \sum_{i=1}^e Q_i, \quad (7.5)$$

kde  $e$  je počet druhů výrobků.

Poznamenejme, že potřeba tepla pro technologické účely nepředstavuje potřebu tepla pro průmyslový závod připojený na soustavu CZT, neboť k teplu pro technologické účely  $Q_T$  přistupuje ještě teplo pro ohřev TUV  $Q_{TUV}$  a teplo na vytápění  $Q_v$ . Teprve součet těchto tepel udává potřebu tepla pro průmyslový závod  $Q_P$ .

$$Q_P = Q_{TUV} + Q_v + Q_T \quad (7.6)$$

### 7.2.4 Potřeba tepla pro krytí tepelných ztrát

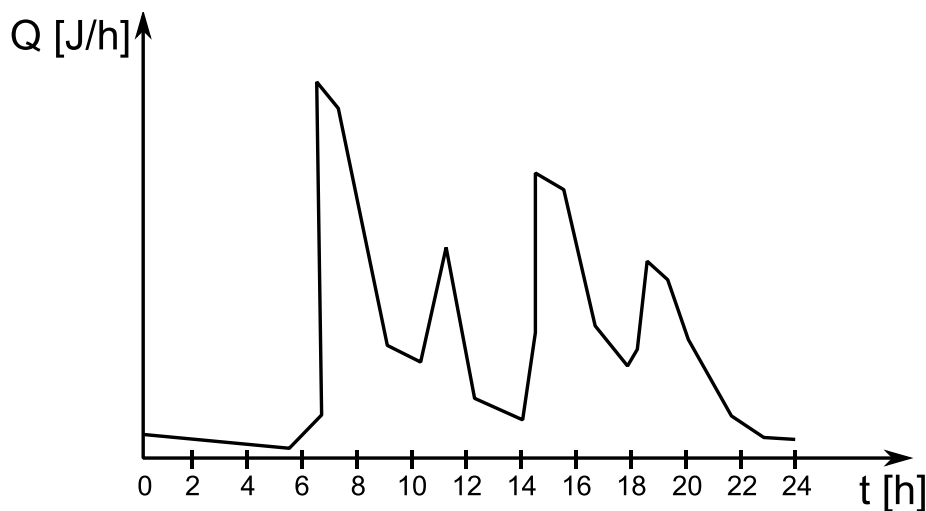
U soustav CZT je nutno krýt také tepelné ztráty, které vznikají v:

- předávacích stanicích
- tepelné síti (vnější rozvod tepla)
- vnitřní rozvod tepla uvnitř objektu

### 7.3 Diagramy tepelného zatížení

Diagramy tepelného zatížení označujeme takové diagramy, které ukazují průběh potřeby tepla v závislosti na čase. Mohou se týkat jak jednotlivých spotřebitelů nebo zařízení, tak i celé soustavy CZT. Pro samotné plánování mají význam především celkové diagramy tepelného zatížení, které jsou výsledkem nasčítání odběrů jednotlivých spotřebitelů, neboť v nich se projeví efekt soudobosti (statistické rozložení špiček odběrů do delšího časového pásma [1]). U horkovodních soustav CZT se v nich pak projeví i efekt rozdílných dopravních zpoždění, neboť požadavky spotřebitelů nacházejících se blíže ke zdroji se projeví dříve, než požadavky vzdálených spotřebitelů.

Základem je soustava denních diagramů zatížení, neboť udávají podrobnosti o špičkovém zatížení soustavy CZT. Průběh denní potřeby tepla může být velmi různý, jedna z možných variant je na následujícím obrázku.



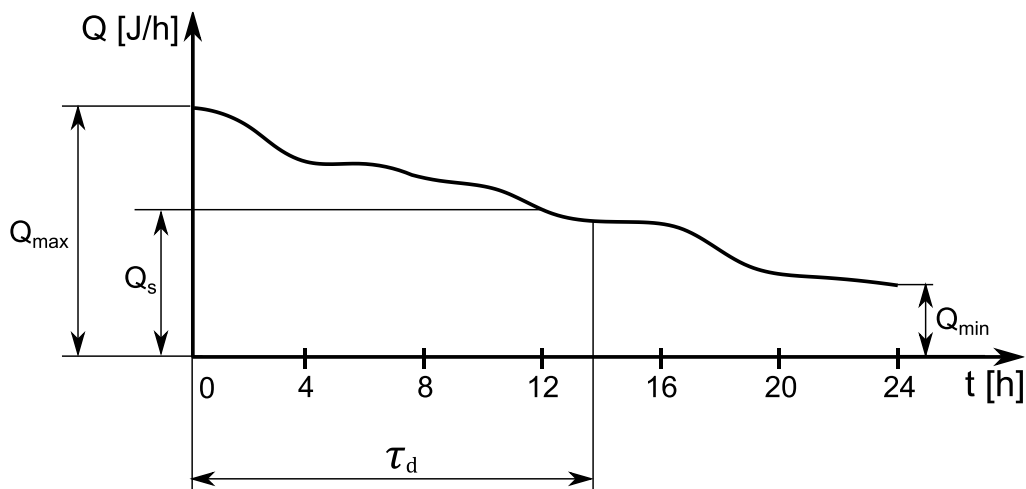
Obr. 26 - Denní diagram tepelného zatížení [2]

Plocha pod křivkou představuje celodenní potřebu tepla  $Q^d$  a lze ji vypočítat dle vztahu (7.7).

$$Q^d = \int_{t_1}^{t_2} Q dt, \quad (7.7)$$

kde  $Q$  je okamžitá potřeba tepla,  $t_1$  začátek denního údobí, kdy je teplo zapotřebí a  $t_2$  je konec denního údobí, ve kterém je teplo zapotřebí. Při celodenním provozu je tedy  $t_1 = 0$  a  $t_2 = 24$ .

Okamžité hodnoty potřeby tepla během dne lze seřadit podle velikosti. Výsledná křivka se nazývá denní křivkou trvání a je zobrazena na Obr. 27.



Obr. 27 - Denní křivka seřazených zatížení [1] [2]

Na tomto diagramu lze demonstrovat typické ukazatele denního zatížení:

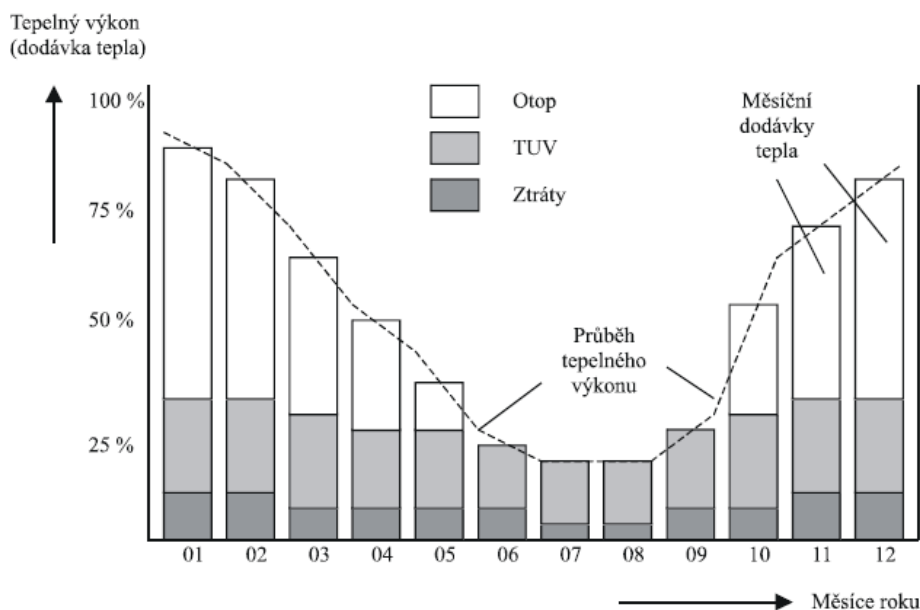
- $Q_{max}$  – maximální výkonové zatížení topné soustavy v průběhu dne
- $Q_{min}$  – minimální výkonové zatížení topné soustavy v průběhu dne
- $Q_s$  – průměrné denní výkonové zatížení topné soustavy
- $\tau_d$  – doba využití maximálního tepelného výkonu, tj. doba, za níž by se realizovala denní dodávka tepla při maximálním zatížení topné soustavy  $Q_{max}$  [1]

Z definice  $\tau_d$  je zřejmé, že v diagramu na Obr. 27 představuje základnu obdélníka o výšce  $Q_{max}$ . Plocha tohoto obdélníka se rovná ploše pod křivkou představující dodávku tepla za den. Hodnotu  $\tau_d$  lze tedy určit z následujícího vztahu:

$$\tau_d = \frac{\int_0^{24} Q dt}{Q_{max}} = \frac{Q^d}{Q_{max}} \quad (7.8)$$

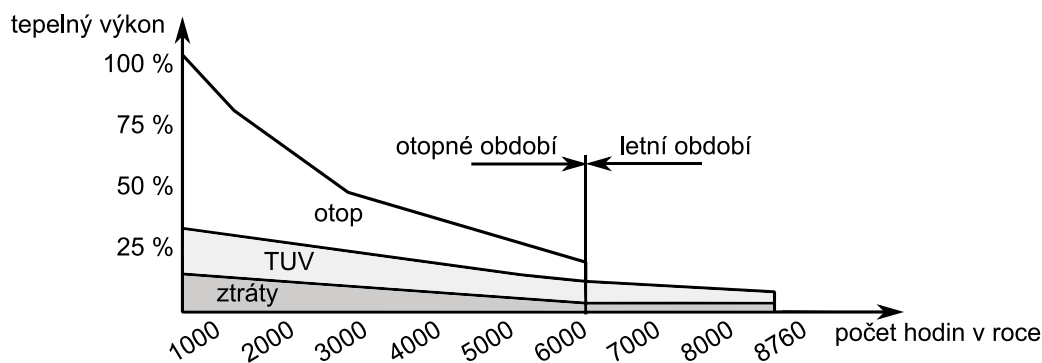
Ačkoliv hodnota  $\tau_d$  ukazuje na stupeň využití, necharakterizuje kolísání zatížení během dne. To je nutné charakterizovat jinak, např. pomocí hodnoty  $n_d$ , která udává kolikrát za den je překročeno průměrné denní zatížení  $Q_s$ . [2]

Z denních diagramů lze odvodit diagramy roční, ve kterých se vynáší průběh nejvyšších, popř. i nejnižších denních zatížení. [2] Typický roční diagram sestavený z nejvyšších denních zatížení je s rozlišením hlavních účelů spotřeby tepla uveden na Obr. 28.



Obr. 28 - Typický roční diagram potřeb tepla [1]

Seřazením hodnot okamžitých zatížení soustavy lze získat diagram trvání tepelného zatížení pro celý rok, viz Obr. 29.



Obr. 29 - Typický roční diagram doby trvání tepelného zatížení [1]

Na ročních diagramech trvání tepelného zatížení lze charakterizovat stejné ukazatele jako v případě denního zatížení, navíc je zde ovšem zřejmý začátek a konec topné sezóny.

Roční diagram trvání tedy ukazuje, jak je třeba zdroj tepla dimenzovat z hlediska delšího časového úseku, neříká však nic o tom, jaký je průběh zatížení v některém konkrétním dnu, a proto je třeba u dimenzování soustavy vycházet z denních i ročních diagramů.

## 8 Možnosti odstranění problémů při změně množství odebírané páry

Z diagramů tepelného zatížení uvedených v kapitole 7 je patrná nezbytná proměnlivost tepelného výkonu teplárny, který je přitom hlavním parametrem pro výpočet cyklu.

Opatření, která vedou k odstranění problémů při změně množství odebírané páry, lze shrnout do tří základních skupin:

- zlepšení průběhu tepelného zatížení
- instalace špičkových kotlů
- akumulátory tepla

### 8.1 Průběh tepelného zatížení

Zlepšením průběhu tepelného zatížení se rozumí zvýšení doby využití maximálního tepelného výkonu  $\tau$ . Možnosti, které by vedly ke zlepšení průběhu tepelného zatížení, se zkoumají již při samotném plánování teplárny.

V první řadě se hledají celoroční odběry tepla, které by zrovnoměrnily tepelné zatížení během celého roku. Jedná se tedy především o různé technologické odběry [1].

Dále se provádějí průzkumy, které ukazují, jaké jsou doby využití u jednotlivých odběratelů před připojením na tepelnou síť. Časovým řazením potřeb tepla jednotlivých, zejména velkých odběratelů, lze docílit toho, že maxima jejich odběrů tepla jsou vzájemně posunuta. To vede ke snížení špiček zatížení soustavy CZT.

Zlepšení průběhu tepelného zatížení tedy spočívá zejména ve vhodném rozplánování soustavy CZT. Z technologických opatření, které rovněž přispívají k rovnoměrnějšímu tepelnému zatížení, se v teplárnách využívá instalace akumulátorů tepla, viz kapitola 8.3.

### 8.2 Instalace špičkových kotlů

Tepelné špičky v průběhu tepelného zatížení mohou být jak okamžité, tak dlouhodobé trvající i několik hodin či dokonce dnů. Tyto dlouhodobé špičky se označují jako špičkové období a lze je překonávat jen zařazováním různého počtu kotlů do provozu. [2]

Špičkové kotle se volí dle schématu soustavy CZT buď jako parní či horkovodní. Vzhledem k jejich malému využití by měly být co nejlevnější a nejmenší s přijatelnou účinností v celém regulačním rozsahu a zejména musí být schopné rychle najíždět ze studeného stavu. [1] Těmto podmínkám vyhovují kotle na kapalná a plynná paliva. Špičkové kotle na uhlí jsou z hlediska pohotovosti a provozní pružnosti oproti kotlům na olej či plyn v nevýhodě a hodí se tedy jen pro dlouhodobější nasazování během špičkového období (např. během topné sezóny).

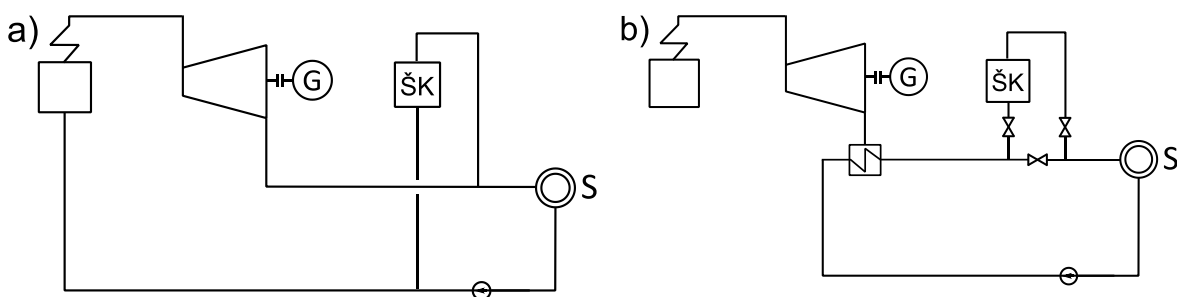


Obecně lze říci, že špičkové kotle jsou vhodné až pro větší teplárny s dobou využití ročního maximálního tepelného výkonu  $\tau \leq 4000 \text{ hod}$ , neboť v těchto případech je znatelné snížení celkové investice do teplárny. Při  $\tau > 4000 \text{ hod}$  se špičkové kotle nepoužívají. [2]

Použití špičkových kotlů u malých tepláren výhodné není, neboť jejich použití zde způsobuje velké zvětšení počtu kotlů a značné drobení kotelního výkonu. To by naopak ve výsledku mohlo způsobit prodražení takovéto teplárny. Výhodnější je zde pro pokrytí špiček odběrů tepla použít kotle, které jsou schopny určitého přetížení, např. o 20 až 35% [2].

### 8.2.1 Zapojení špičkových kotlů do schématu teplárny

V případě parních špičkových kotlů se využívá paralelního zapojení do schématu teplárny, viz Obr. 30a. U takto zapojeného špičkového kotle, který dodává páru přímo do tepelné sítě, je nutné, aby tlak páry vystupující z turbíny byl roven tlaku páry dodávané kotlem.



Obr. 30 - Principiální zapojení špičkového kotle do schématu teplárny [2]

U horkovodních špičkových kotlů připadá v úvahu jak paralelní tak sériové zapojení (Obr. 30b). Častěji se vyskytuje sériové zapojení, u něž kotlem protéká stále průtočné množství a regulace se provádí obtokem kotle a přimícháváním chladnější vody. Paralelního řazení horkovodního špičkového kotle se používá v případě, kdy je potřeba během období špičkového zatížení zásobovat zvlášť vyčleněnou část tepelné sítě [1].

### 8.3 Akumulátory tepla

Jak již název napovídá, akumulátory tepla jsou zařízení určená k uchování tepla. Používají se jak akumulátory parní, tak horkovodní. Parní akumulátory se uplatňují především při dodávce technologické páry, horkovodní např. pro akumulaci TUV.

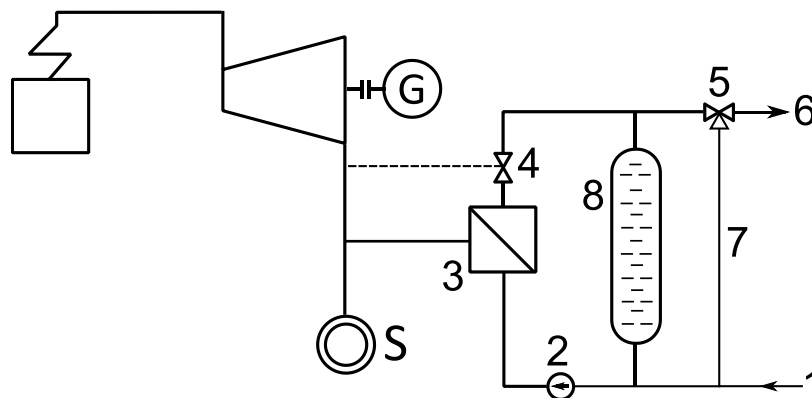
Pro upřesnění je třeba říci, že k akumulaci tepla dochází též v jednotlivých částech tepelné sítě. Tuto tzv. přirozenou akumulaci ovšem nelze nijak řídit a nelze tak chápat části tepelné sítě jako akumulátory tepla.

Hlavním cílem akumulátorů tepla je zmenšit výkon tepelného zdroje, tzn. obsloužit všechny spotřebitele tepelným zdrojem co nejmenšího výkonu. Využití mají i z hlediska výroby elektrické energie v teplárně, neboť pomáhají zajistit plný elektrický výkon v okamžicích, kdy je to vyžadováno elektrizační soustavou. Dále se používají v případech, kdy tepelné špičky představují značné a opakované, okamžité změny zatížení, na které by

regulační schopnost kotle nestačila [2]. Těchto výhod se zařazením akumulátoru tepla do schématu teplárny dosahuje z toho důvodu, že k nabíjení akumulátoru dochází v období mimo špičkové zatížení soustavy a k jeho vybíjení pak právě v okamžicích špičkového zatížení.

Především ve výtopnách pak akumulátory nacházejí uplatnění i při nízkém odběru tepla, kdy pomáhají udržet v provozu kotel nebo kryjí noční potřebu tepla při odstaveném zdroji.

Umístění akumulátorů tepla se volí dle jeho primární funkce. Je-li akumuláční stanice umístěna u spotřebitele, odlehčuje tepelnou síť a pomáhá snižovat náklady na její zařízení a provoz [2]. Je-li akumulátor umístěn přímo v teplárně, má sice výhodu snazší obsluhy a může být i velmi rozměrný, ale jeho vliv na samotném rozvodu tepla se neprojeví, neboť rozvodnou síť je třeba navrhnut na maximální dodávku tepla ke spotřebiteli. Příklad zapojení parního akumulátoru do schématu teplárny je uveden na Obr. 31.



Obr. 31 - Příklad zapojení parního akumulátoru do schématu teplárny [2]

Význam číselných indexů v Obr. 31 je následující:

- 1 – vratné potrubí vodní sítě
- 2 – oběhové čerpadlo
- 3 – transformátor páry
- 4 – regulační ventil
- 5 – trojcestný ventil
- 6 – potrubí ke spotřebitelům
- 7 – směšovací potrubí

Ve schématu na Obr. 31 dochází k zásobování spotřebitele párou a dalších spotřebitelů horkou vodou. V okamžiku, kdy spotřebitelé nevyžadují maximální dodávku tepla, by bez zařazeného akumulátoru tepla bylo nutné zmenšit průtok páry turbínou, čímž by v tomto případě došlo i k poklesu výkonu turbíny. Je-li však v cyklu zařazen akumulátor tepla, protitlakou turbínou dál protéká maximální průtok páry, výkon turbíny zůstává maximální a přebytečná pára je vedena do transformátoru páry, kde předává teplo většímu množství vody. Přebytečná vznikající pára se hromadí v parním akumulátoru, zbytek se mísí se studenou vodou a v podobě horké vody proudí ke spotřebiteli. Zvýší-li se nyní přímá dodávka páry z protitlaku turbíny ke spotřebiteli tak, že by nebylo možné uspokojit

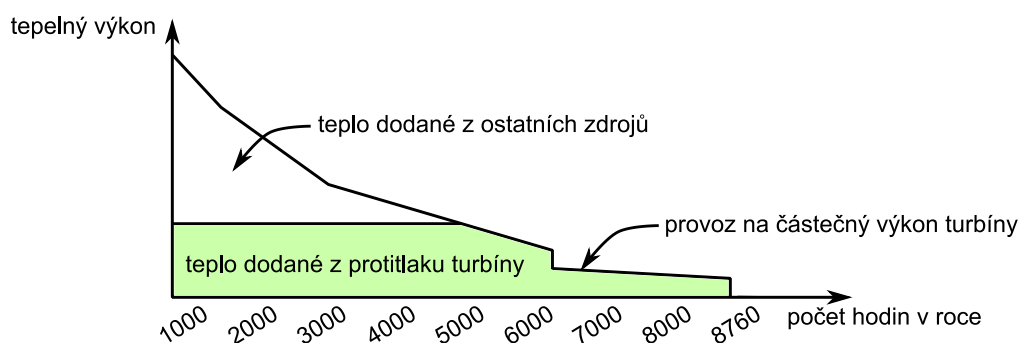
zbývající párou ostatní spotřebitele zásobované horkou vodou, uplatní se parní akumulátor a přebytečná pára se odebere z něj. Tím došlo nejen k lepšímu využití turbíny (déle pracovala při maximálním výkonu), ale také není třeba mít kotle dimenzované na maximální dodávku tepla, neboť špičkové zatížení pokryje akumulátor.

## 8.4 Znázornění podílu dodávek tepla

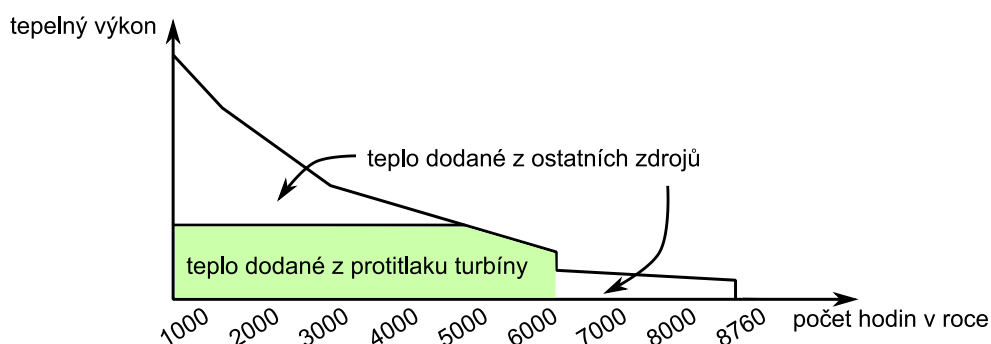
V předchozích podkapitolách byly ukázány možnosti vypořádání se s proměnlivým tepelným zatížením. V této podkapitole si v diagramech tepelného trvání zobrazíme, jakou část dodávek tepla lze pokrýt běžným provozem, a při kterých je již třeba využít ostatních tepelných zdrojů.

### 8.4.1 Protitlaká parní turbína

Protitlaké parní turbíny se pro teplárenský provoz dimenzují tak, aby minimální požadavek na dodávku tepla korespondoval s minimálním průtočným množstvím páry turbínou [3]. V zásadě jsou tak dvě možnosti návrhu protitlakých turbín – buď je dimenzovat s ohledem na letní potřebu tepla při celoročním provozu (Obr. 32), nebo podle začátku topné sezóny, počítá-li se s jejich provozem jen v případě topného období (Obr. 33).



Obr. 32 - Celoroční provoz protitlaké turbíny [3]

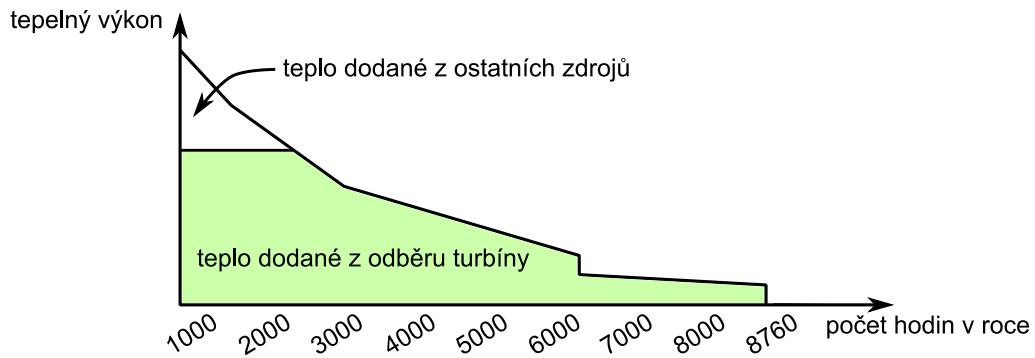


Obr. 33 - Sezónní provoz protitlaké turbíny [3]

Z uvedených schémat je patrné, že protitlaká turbína není schopna pokrýt celoroční dodávku tepla, pro jejíž zajištění je tak nutné doplnit další zdroje tepla (špičkové kotle, odběr tepla z jiného turbosoustrojí atd.).

### 8.4.2 Kondenzační odběrová turbína

Na rozdíl od protitlaké turbíny, kondenzační odběrová turbína je vždy dimenzována na celoroční provoz a to buď s ohledem na potřeby elektrické energie či na instalovaný výkon kotlů. [3] Teoreticky by bylo možné navrhnout turbínu tak, aby pokryla veškeré potřeby tepla. Toho se však z důvodu bezpečnosti dodávek nevyužívá a do cyklu se zařazuje další turbína či špičkový nebo záložní kotel.



Obr. 34 - Celoroční provoz kondenzační odběrové turbíny [3]

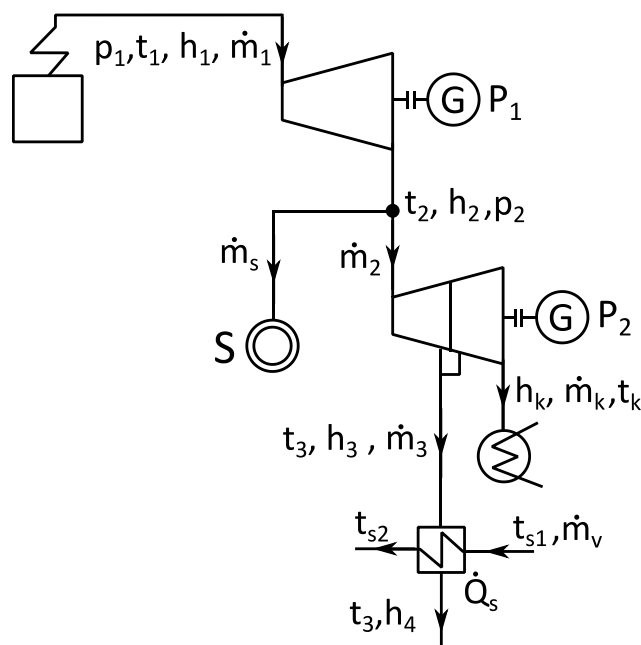
## 9 Výpočet vybraného parního cyklu

### 9.1 Upřesnění výpočtu

Po dohodě s vedoucím bakalářské práce bylo rozhodnuto, že v rámci bodu zadání „výpočet vybraného parního cyklu“ provedeme ověření některých dříve uvedených teoretických závěrů.

Pro výpočet byl vybrán teplárenský cyklus teplárny Tábor [21], neboť je v něm uvedena řada důležitých parametrů cyklu a lze tak vyjít z reálných údajů. Tento cyklus sestává ze sériově řazené protitlaké a kondenzační odběrové turbíny a principiálně je znázorněn na Obr. 35, kompletní schéma cyklu je pak součástí přílohy bakalářské práce. Ve vybraném cyklu dochází k zásobování spotřebitelů teplem přímo párou z protitlaku protitlaké turbíny a také prostřednictvím horké vody, která se ohřívá ve výměníku tepla párou odebranou z kondenzační odběrové turbíny.

V rámci výpočtu budeme zkoumat vliv změny odebíraného tepla spotřebiteli na hmotnostní průtoky páry turbínami. Zabývat se budeme případem, kdy je požadován stálý výkon odběrové kondenzační turbíny. Bylo rozhodnuto, že nebudeme zpracovávat výpočet cyklu od vratných kondenzátů po vstup do kotle, neboť by bylo nutno zahrnout též regeneraci tepla, ke které zde dochází. Její řešení či řešení hlavních kotlů ovšem není předmětem této bakalářské práce a ani není třeba pro vyšetření reakce systému na změny odebíraného tepla spotřebiteli.



Obr. 35 - Schéma vybraného parního cyklu

## 9.2 Postup výpočtu

Při výpočtu se tedy zaměříme na změnu tepla předaného párou ve výměníku tepla vodě  $\dot{Q}_s$ . Množství páry dodané spotřebiteli z protitlaku turbíny  $\dot{m}_s$  budeme předpokládat konstantní, neboť pára je zpravidla dodávána pro různé technologie, u nichž není časový průběh tak proměnlivý, jako např. v případě dodávky TUV či tepla pro vytápění. Z hlediska jednotlivých veličin budeme sledovat změny  $P_1, P_2, \dot{m}_s, \dot{m}_v, \dot{m}_3, \dot{m}_k, \dot{m}_2$  a  $\dot{m}_1$  v závislosti na  $\dot{Q}_s$ . Význam uvedených veličin je zřejmý z Obr. 35.

Nyní se podívejme na postup, jak hledané závislosti vyjádřit, přičemž využijeme již dříve odvozené vztahy pro výpočty teplotních cyklů. V těch však nebyly uvažovány účinnosti generátorů, výměníků tepla aj., které zde zahrneme.

Ve výměníku tepla dochází k ohřevu vody, jejímž prostřednictvím se za jednotku času dopravuje ke spotřebiteli teplo  $\dot{Q}_s$ , pro které platí:

$$\dot{Q}_s = c * \dot{m}_v * (t_{s2} - t_{s1}) \quad (9.1)$$

kde  $c$  je měrná tepelná kapacita vody,  $t_{s2}$  je teplota horké vody a  $t_{s1}$  je teplota vratné vody od spotřebitele.

Ze vztahu (9.1) lze vypočítat průtočné množství vody  $\dot{m}_v$ , které musí výměníkem tepla protékat, aby byla uspokojena potřeba odběratele.

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_s}{c * (t_{s2} - t_{s1})} \quad (9.2)$$

K ohřevu vody, jenž protéká výměníkem tepla, je nutné odebrat z turbíny množství páry  $\dot{m}_3$ . Platí, že

$$\dot{m}_v * c * (t_{s2} - t_{s1}) * \eta_{vým} = \dot{m}_3 * (h_3 - h_4), \quad (9.3)$$

kde  $h_3$  je entalpie syté páry odebrané z turbíny a  $h_4$  je entalpie syté kapaliny. Toto značení, které se odlišuje od běžného označování hodnot syté kapaliny a syté páry jedním či dvěma apostrofy, je zvoleno z důvodu označování proměnných v softwaru MATLAB, ve kterém je vlastní výpočet zpracován.

Z rovnice (9.3) lze vypočítat množství odebírané páry za vteřinu  $\dot{m}_3$ :

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_v * c * (t_{s2} - t_{s1}) * \eta_{vým}}{h_3 - h_4} \quad (9.4)$$

Výpočet výkonu kondenzační odběrové turbíny provedeme úpravu vztahu (4.18) na turbínu s jedním regulovaným odběrem a rozšířením o mechanickou účinnost  $\eta_M$ , o účinnost generátoru  $\eta_G$  a o účinnost termodynamickou  $\eta_{td}$ .

$$P_2 = (\dot{m}_2 * (h_2 - h_3) + \dot{m}_k * (h_3 - h_k)) * \eta_G * \eta_M * \eta_{td}, \quad (9.5)$$

kde  $\dot{m}_2$  je průtočné množství páry VT částí kondenzační odběrové turbíny. Platí, že

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_k, \quad (9.6)$$

kde  $\dot{m}_k$  je průtočné množství páry NT částí kondenzační odběrové turbíny a lze jej vyjádřit dosazením vztahu (9.6) do vztahu (9.5).

$$\dot{m}_k = \frac{\frac{P_2}{\eta_G * \eta_M * \eta_{td}} - \dot{m}_3 * (h_2 - h_3)}{h_2 - h_k} \quad (9.7)$$

Známe-li  $\dot{m}_k$  můžeme vypočítat hmotnostní tok na vstupu do kondenzační odběrové turbíny  $\dot{m}_2$  dle vztahu (9.6) a následně celkový hmotnostní tok protitlakou turbínou  $\dot{m}_1$ .

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_s \quad (9.8)$$

Ze znalosti  $\dot{m}_1$  lze určit výkon protitlaké turbíny. Pro výpočet výkonu protitlaké turbíny vyjdeme ze vztahů (4.5) a (4.6), které rozšíříme o mechanickou a termodynamickou účinnost a o účinnost generátoru.

$$P_1 = \dot{m}_1 * (h_1 - h_2) * \eta_G * \eta_M * \eta_{td} \quad (9.9)$$

Z hlediska popisu výpočtu ještě uvedme, že entalpie  $h_k$  je entalpie páry před vstupem do kondenzátoru. Její hodnotu je nutné určit pomocí suchosti emisní páry  $x$ .

$$x = \frac{s_2 - s_k'}{s_k'' - s_k'} \quad (9.10)$$

kde  $s_2$  je entropie páry na vstupu do kondenzační odběrové turbíny,  $s_k'$  je entropie syté kapaliny pro teplotu  $t_k$  a  $s_k''$  je entropie syté páry pro teplotu  $t_k$ .

Entalpie  $h_k$  se pak vypočte následovně:

$$h_k = h_k' + x * (h_k'' - h_k') \quad (9.11)$$

### 9.3 Hodnoty veličin

Z teplotního cyklu teplárny Tábor jsou převzaty hodnoty páry na vstupu a výstupu protitlaké turbíny, teplota horké vody pro spotřebitele i teplota vracející se vody od spotřebitele. Dále je převzat výkon kondenzační odběrové turbíny a maximální hmotnostní tok páry protitlakou turbínou a tedy i její maximální výkon.

$t_1$	465 °C
$p_1$	6,3 MPa
$t_2$	250 °C
$p_2$	1,0 MPa
$t_{s1}$	70 °C
$t_{s2}$	130 °C
$P_2$	6,0 MW
$P_{1max}$	8,75 MW
$\dot{m}_{1max}$	22,2 kg/s

Tab. 4 - Hodnoty pro výpočet cyklu převzaté z teplárny Tábor [21]

Zbylé hodnoty nutné pro provedení výpočtu jsou dodefinovány. Patří mezi ně mechanická účinnost, účinnost termodynamická i účinnost generátoru a výměníku tepla. Dále byla zvolena kondenzační teplota, velikost dodávky páry z protitlaku turbíny a též je dodefinován odběr páry z kondenzační odběrové turbíny. Zde předpokládáme, že je pára odebírána na mezi sytosti při teplotě 150 °C, tj. při teplotě o 20 °C vyšší než je požadovaná teplota horké vody. Ve skutečnosti se hodnoty odebírané páry získávají až po konstrukci turbíny, neboť odběr páry se musí umístit do prostoru mezi jednotlivé stupně turbíny. Konkrétní hodnoty dodefinovaných veličin udává následující tabulka.

$t_3$	150 °C
$t_k$	38 °C
$\dot{m}_s$	10 kg/s
$\eta_{td}$	90 %
$\eta_G$	98 %
$\eta_M$	99,5 %
$\eta_{vým}$	95 %

Tab. 5 - Dodefinované hodnoty veličin pro výpočet cyklu

Z hlediska konstrukce kondenzační odběrové turbíny předpokládáme, že je konstruována na menší hmotnostní průtok páry než protitlaká turbína a též předpokládáme, že její kondenzační část není dimenzována na plný průtok páry VT částí turbíny. Dalším omezujícím předpokladem je minimální průtok páry kondenzační částí turbíny. Hodnoty těchto omezujících předpokladů udává následující tabulka. Uvedené hodnoty byly navoleny tak, aby v rámci výsledků výpočtu byla vidět odezva teplotního cyklu na změny odběru tepla.

$\dot{m}_{k \max}$	8,0 kg/s
$\dot{m}_{k \min}$	0.5 kg/s
$\dot{m}_{2 \max}$	15 kg/s

Obr. 36 - Omezující předpoklady výpočtu cyklu

Tepelný tok  $\dot{Q}_s$ , který je ke spotřebiteli dopravován prostřednictvím horké vody budeme měnit od 0 do 35 MW.

## 9.4 Skript výpočtu

Jelikož popsany výpočet sestává z postupného dosazování různých vstupních parametrů do vztahů uvedených v kapitole 9.2, je výpočet zpracován v softwaru MATLAB ve verzi R2014a a kompletní zdrojový kód skriptu je součástí přílohy bakalářské práce.

Skript je rozdělen do tří částí, které jsou schematicky znázorněny na Obr. 37.



Obr. 37 - Členění skriptu



### 9.4.1 Definování vstupních hodnot

Označení veličin ve skriptu se shoduje s označením veličin v této práci a není třeba jej dále komentovat. Uvedme jen, že hodnoty veličin jsou do skriptu zadány v základních jednotkách.

Pro provedení výpočtu pomocí vztahů v kapitole 9.2 je potřeba dle zadaných parametrů (teplota, tlak) odečíst tabulkové hodnoty entalpie přehřáté páry a dle teploty entalpie syté páry a syté kapaliny. K odečtení těchto tabulkových hodnot je využita funkce *XSteam*, která je volně dostupná ke stažení na stránkách *Matlab Central – File Exchange* [26].

Funkce *XSteam* vyžaduje zadání tlaku v barech a teploty v Celsiových stupních. Výstupem funkce je entalpie v *kJ* vztažená na jednotku hmotnosti. Jelikož v rámci výpočtu pracujeme se základními jednotkami, je měrná entalpie převedena na *J/kg*. Příklad zavolání funkce i s převodem výstupu na základní jednotky je následující:

```
h1 = XSteam('h_pt', p1/10^5, t1)*10^3; % [J/kg] ... entalpie prehrate pary pro p1, t1
```

### 9.4.2 Výpočet

Výpočet probíhá pomocí *for* cyklu, kterým je měněn tepelný tok  $\dot{Q}_s$ .

```
for i = 1:length(Qs) % for cyklus pro zmenu Qs
    ...
end
```

V rámci *for* cyklu se nejprve počítá množství vody protékající výměníkem tepla za jednotku času  $\dot{m}_v$  a množství páry potřebné k ohřevu této vody  $\dot{m}_3$ . K tomu jsou využity vztahy (9.2) a (9.4).

Před pokračováním výpočtu je třeba ověřit, že požadavek zákazníka na dodávku tepla je uspokojitelný, tzn. že lze odebrat z turbíny takové množství páry, při němž nedojde k překročení hlnosti VT části turbíny a zároveň bude zajištěn minimální průtok kondenzační částí turbíny. Tomuto stavu odpovídá maximální množství páry z odběru  $\dot{m}_{3max}$ . Pokud by toto množství mělo být překročeno, nelze požadavek zákazníka na dodávku tepla uspokojit. V okamžiku dosažení maximální hodnoty  $\dot{m}_{3max}$  je tedy průtok kondenzační částí minimální.

Pokud není dosaženo maximálního odběru páry, následuje výpočet množství páry, které musí při daném odběru tepla protékat kondenzační částí turbíny, aby bylo dosaženo požadovaného výkonu  $P_2$ . Výpočet se provede dle vztahu (9.7). Po spočtení  $\dot{m}_k$  se vypočte tok páry na vstupu do kondenzační odběrové turbíny  $\dot{m}_2$  a pomocí funkce *if* se ověří, že toto množství nepřekračuje dovolenou hodnotu  $\dot{m}_{2max}$ . Pokud ano, zmenší se úměrně průtok kondenzační částí. Tím dojde i ke zmenšení skutečného výkonu turbíny. Tento postup provede následující část skriptu.

```
% kontrola množství odebrané pary
m3max = m2max - mkmin; % maximální množství pary, které lze z turbíny odebrat

if m3i > m3max
    m3i = m3max;
    mki = mkmin; % hmotnostní tok kondenzační části turbíny
    m2i = mki + m3i; % množství pary vstupující do kondenzační odběrové turbíny
    P2i = (m2i*(h2-h3)+mki*(h3-hk))*eta_G*eta_M*eta_td;

else
    mki = (P2/(eta_G*eta_M*eta_td)-m3i*(h2-h3))/(h2-hk);
    m2i = mki + m3i;
    if m2i > m2max
        mki = m2max - m3i;
        m2i = m2max;
    end
end
end
```

Ze znalosti hmotnostního průtoku na vstupu do kondenzační odběrové turbíny  $\dot{m}_2$  se vypočte dle vztahu (9.8) hmotnostní průtok  $\dot{m}_1$ . Tento průtok je omezen hltností protitlaké turbíny. Je-li menší než hltnost protitlaké turbíny, není třeba přijímat žádná opatření na jeho snížení. Pokud by ovšem došlo k překročení hltnosti protitlaké turbíny, je třeba omezit přísun tepla ke spotřebitelům či výkon kondenzační odběrové turbíny. Jestliže budeme považovat výrobu elektřiny za přidruženou funkci teplárny, prvním opatřením ke snížení hmotnostního průtoku  $\dot{m}_1$  bude omezení výkonu kondenzační odběrové turbíny. Toho lze při plném uspokojení dodávky tepla horkou vodou docílit jedině snížením průtočného množství kondenzační části odběrové turbíny, pokud je to ovšem s ohledem na minimální průtok kondenzační částí možné. Tento postup provádí následující část skriptu.

```
% omezení hltnosti protitlakové trubiny
if m1i > m1max
    delta_m = m1i - m1max; % o tuto hodnotu je nutno snížit průtok m1

    if (mki-delta_m) > mkmin % snížení průtoku mk
        m1i = m1max;
        mki = mki - delta_m;
        m2i = mki + m3i;
        P2i = (m2i*(h2-h3)+mki*(h3-hk))*eta_G*eta_M*eta_td;
```

Jestliže není možné průtok  $\dot{m}_1$  snížit na požadovanou mez pouhým snížením průtoku kondenzační částí turbíny, je třeba omezit dodávku tepla ke spotřebitelům, neboť jejich požadavky překračují možnosti teplárny. Právě pro tyto případy, kdy nelze uspokojit potřeby zákazníků párou protékající skrz turbíny, jsou v teplárnách instalovány špičkové kotle či akumulátory tepla.

V rámci výpočtu cyklu předpokládejme, že by v takovéto situaci došlo ke snížení průtoku kondenzační části turbíny na minimální mez, přísun tepla ke spotřebiteli prostřednictvím vody zůstane zachován a dojde k omezení přísunu páry ke spotřebiteli z protitlaku turbíny. Tento postup provádí následující část skriptu.

```
else
    m1i = m1max;
    delta_m = delta_m - (mki - mkmin);
    mki = mkmin;
    m2i = m3i + mki;
    P2i = (m2i*(h2-h3)+mki*(h3-hk))*eta_G*eta_M*eta_td;
    msi = msi - delta_m;
end
end
```

Posledním bodem *for* cyklu je výpočet výkonu protitlaké turbíny, uložení všech vypočítaných hodnot a jejich grafické zpracování.

### 9.4.3 Zpracování výsledků

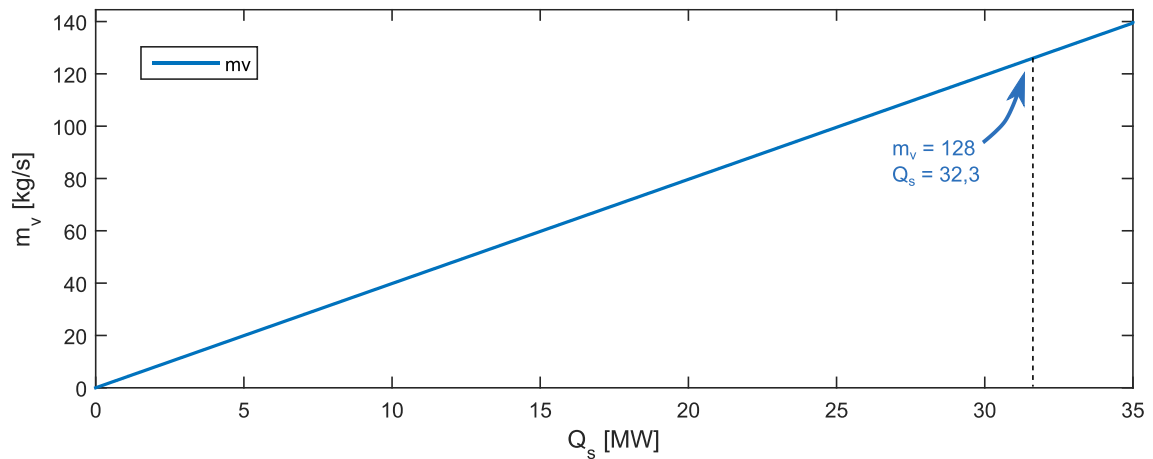
Tato část skriptu provádí grafické vyhodnocení výsledků získaných z v rámci výpočtu uvnitř *for* cyklu. Závislosti sledovaných veličin na změně  $\dot{Q}_s$  jsou vykresleny do grafů.

Jak již bylo uvedeno, výpočet proběhl v základních jednotkách, nicméně pro přehlednost grafů jsou některé veličiny převedeny do násobných jednotek.

## 9.5 Vyhodnocení výsledků

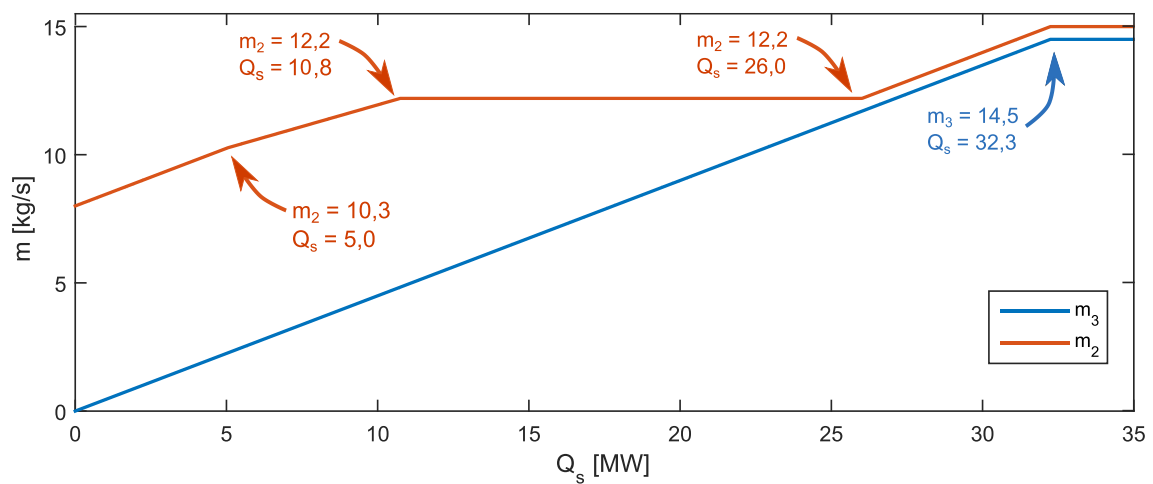
Nyní se podívejme, jak reaguje systém při změně  $\dot{Q}_s$  od 0 do 35 MW při stálém odběru páry z protitlaku turbíny  $\dot{m}_s = 10 \text{ kg/s}$ .

Na Obr. 38 je zobrazena závislost hmotnostního průtoku vody výměníkem tepla v závislosti na tepelném toku  $\dot{Q}_s$ , který se vodě předává kondenzací páry z odběru turbíny. Tato závislost je lineární a ostře rostoucí.

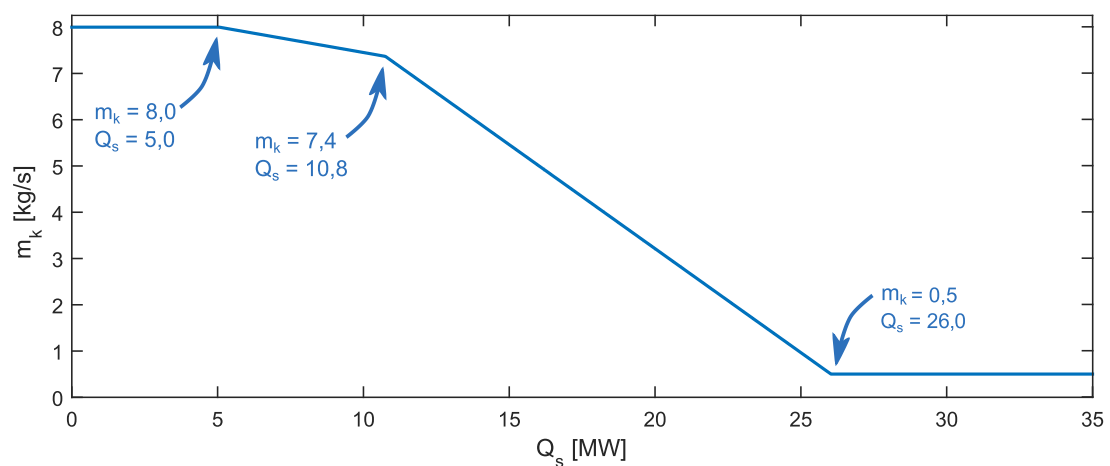


Obr. 38 - Závislost hmotnostního průtoku vody výměníkem tepla na  $\dot{Q}_s$

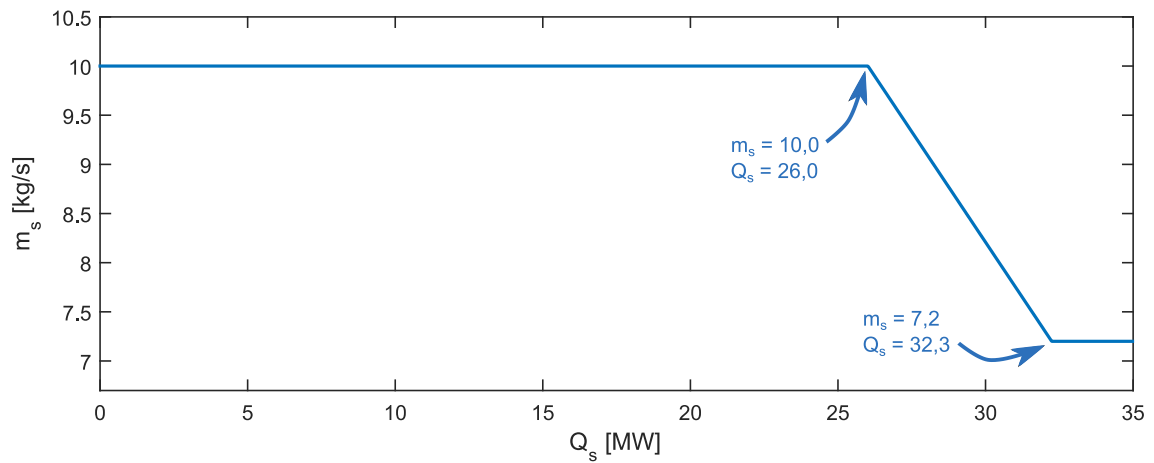
Na obrázcích níže jsou znázorněny závislosti všech hmotnostních toků páry a závislosti výkonu protitlaké a kondenzační odběrové turbíny na změně  $\dot{Q}_s$ .



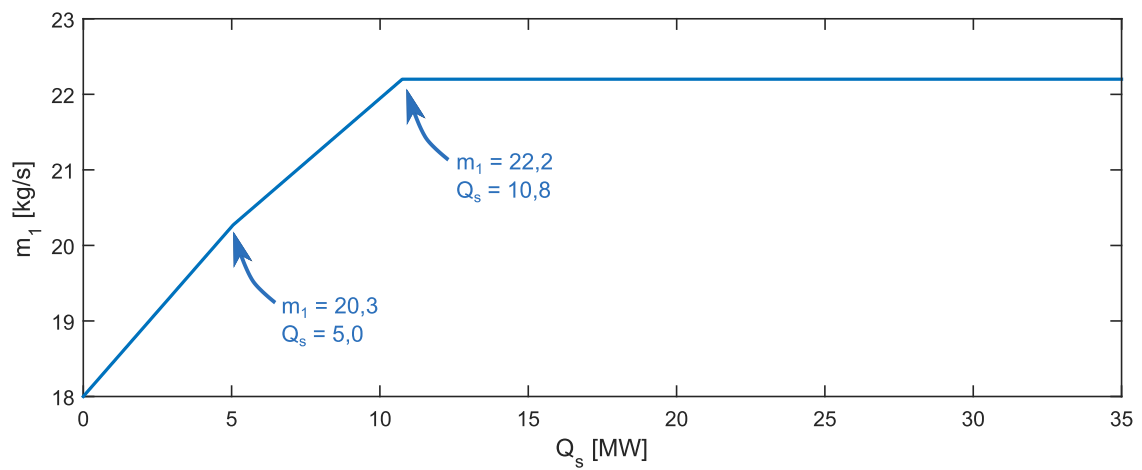
Obr. 39 - Závislost změny hmotnostních toků  $\dot{m}_2$  a  $\dot{m}_3$  na změně  $\dot{Q}_s$



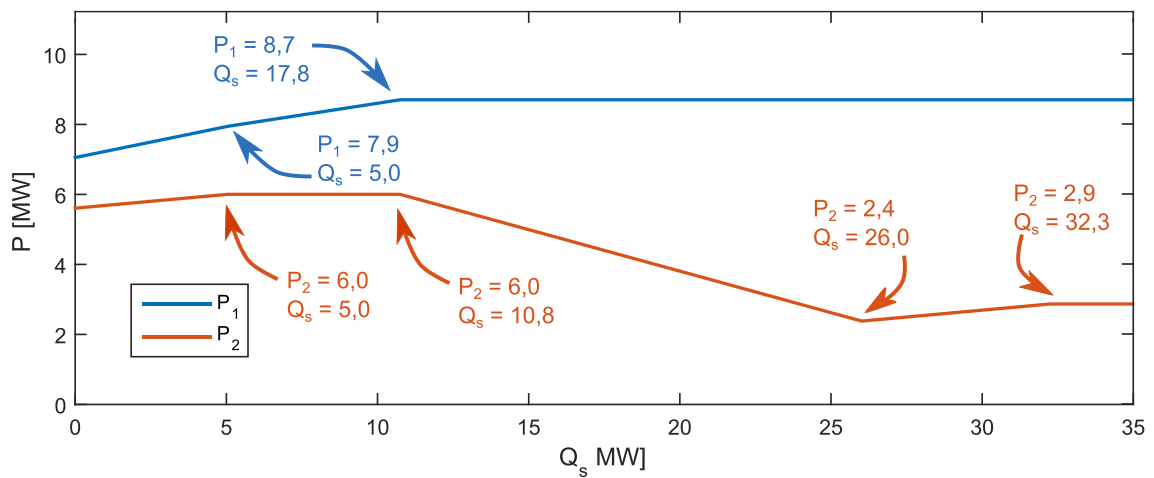
Obr. 40 - Závislost změny hmotnostního toku  $\dot{m}_k$  na změně  $\dot{Q}_s$



Obr. 41 - Závislost změny hmotnostního toku  $\dot{m}_s$  na změně  $\dot{Q}_s$



Obr. 42 - Závislost změny hmotnostního toku  $\dot{m}_1$  na změně  $\dot{Q}_s$



Obr. 43 - Závislost výkonu turbín  $P_1, P_2$  na  $\dot{Q}_s$

Z uvedených průběhů je patrné, že množství odebírané páry  $\dot{m}_3$  narůstá až do hodnoty  $\dot{Q}_s = 32,3 MW$  (Obr. 39). Při této hodnotě je dosaženo maximálního průtoku VT částí kondenzační odběrové turbíny a nelze již více páry do výměníku tepla dopravit z odběru turbíny. Pokud by se další pára nedodala např. ze špičkových kotlů či z akumulátorů tepla, poptávku po teple nelze uspokojit. Z toho vyplývá, že ve výměníku tepla nelze ohřát na požadovanou teplotu  $130\text{ }^\circ\text{C}$  více než  $128\text{ kg/s}$  vody (Obr. 38).

Z průběhu výkonů turbín (Obr. 43) vidíme, že kondenzační odběrová turbína dosáhne žádaného výkonu  $6 MW$  až při  $\dot{Q}_s > 5,0 MW$ . Při menší poptávce po teple  $\dot{Q}_s$  je výkon turbíny limitován hlností kondenzační části turbíny, neboť  $\dot{m}_k = \dot{m}_{k\max}$  (Obr. 40). Při dalším zvyšování  $\dot{Q}_s$  až do hodnoty  $\dot{Q}_s = 10,8 MW$  dochází při požadovaném výkonu turbíny  $6 MW$  k poklesu průtoku kondenzační části turbíny a v této oblasti lze tedy měnit odběr páry či výkon turbíny nezávisle na sobě. Tato vlastnost byla uvedena jako jedna z hlavních výhod kondenzačních odběrových turbín v porovnání s protitlakými turbínami. Jak ale vyplývá z výpočtu, ani tato nezávislá regulace není neomezená. Při popisu parních turbín (kapitola 3.13.1.2) jsme v práci také uvedli, že výkon protitlaké turbíny se mění od  $0$  do  $100\%$  v závislosti na průtočném množství. To platilo pro samostatně řazenou protitlakou turbínu. V počítaném cyklu, kde je za protitlakou turbínou zařazena kondenzační odběrová turbína k takto velkým změnám výkonu nedochází (výkon protitlaké turbíny se zde mění od cca  $60\%$  do  $100\%$ ).

Maximálního výkonu obou turbín je při dané konfiguraci cyklu dosaženo pro hodnotu  $\dot{Q}_s = 10,8 MW$ . Při dalším zvyšování  $\dot{Q}_s$  již není možné zvyšovat průtok páry protitlakou turbínou, neboť ten již dosáhl svého maxima (Obr. 42) a tedy ani výkon protitlaké turbíny se již dále nemění. Jelikož ale došlo ke zvýšení poptávky po teple, je třeba pro její uspokojení omezit výkon odběrové turbíny snížením průtoku kondenzační částí (Obr. 40). Tímto způsobem lze zajistit stálou dodávku páry z protitlaku  $\dot{m}_s$  až do hodnoty  $\dot{Q}_s = 26 MW$  (Obr. 41).

Při dalším zvýšení  $\dot{Q}_s$  nad hodnotu  $26 MW$  již není možné snižovat výkon kondenzační odběrové turbíny snižováním průtoku kondenzační částí, neboť tou již protéká nutné minimální množství  $\dot{m}_{k\min}$ , viz Obr. 40. Aby byla uspokojena poptávka spotřebitele zásobovaného horkou vodou, je nutné omezit přísun páry z protitlaku druhému spotřebiteli (Obr. 41). Poptávku po teple, které je dodáváno prostřednictvím horké vody lze ovšem pokrýt jen do  $\dot{Q}_s = 32,3 MW$ , jak je řečeno výše.

## 10 Závěr

V bakalářské práci jsme se zaměřili na využití parních turbín v teplárnách. Nejprve byly popsány vlastnosti kondenzačních odběrových a protitlakých turbín, které lze zařadit mezi typické teplárenské turbíny. Kondenzační odběrové turbíny se vyznačují především možností nezávislé regulace odběru páry a výkonu, ale jejich nevýhodou je nutnost vybudovat nákladnou kondenzační část cyklu. Protitlaké turbíny mají sice lepší účinnost, neboť u nich nedochází ke kondenzačním ztrátám na posledních stupních turbíny, ale jejich nevýhodou je jednoznačné svázání průtočného množství s výkonem turbíny.

Následně byla provedena rešerše teplárenských cyklů s kondenzačními odběrovými turbínami a byly popsány možnosti zapojení těchto turbín v kombinaci s protitlakou turbínou a plynovou turbínou. Pro každý cyklus byly shrnuty jeho typické vlastnosti a vypracována metodika výpočtu.

Další část bakalářské práce byla věnována popisu problematiky návrhu cyklu s důrazem na průběh potřeby tepla. Znalost potřeby tepla je základní podmínkou návrhu teplárenského cyklu a její proměnlivost jak v dlouhodobém, tak i krátkodobém časovém horizontu je hlavním problémem tepláren.

Možnostmi odstranění problémů, jež jsou důsledkem proměnlivosti potřeby tepla, jsme se věnovali v další části práce. Pro krátkodobé špičkové zatížení soustavy CZT byla popsána možnost použití akumulátorů tepla, pro dlouhodobé špičkové zatížení pak možnost využití špičkových kotlů.

V závěru bakalářské práce jsme se věnovali výpočtu parního cyklu sestávajícího z protitlaké a kondenzační odběrové turbíny. Sledovali jsme vliv změny odebíraného tepla na průtočná množství jednotlivými turbínami a jejich částmi a s tím související změny výkonu turbín. Zjistili jsme, že zařazením kondenzační odběrové turbíny za turbínu protitlakou dojde k zajištění minimálního výkonu protitlaké turbíny. Dále jsme výpočtem ověřili nezávislost regulace výkonu odběrové kondenzační turbíny a množství odebírané páry. Rozsah této nezávislosti je ovšem dán konstrukcí dané turbíny.

## Seznam použitých zdrojů

1. **Kolektiv.** *Topenářská příručka*. Praha : GAS, 2001. 80-86176-82-7.
2. **VLACH, Josef.** *Teplárenství*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1972.
3. **KARAFIÁT, Josef a kol.** *Sborník technických řešení zdrojů s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla*. [Online] ORTEP, s.r.o., 2006. [Citace: 22. 11 2014.] <http://www.mpo-efekt.cz/dokument/15.pdf>.
4. **LINHART, Jiří.** *Přednášky z termomechaniky*.
5. *Combined Heat and Power (CHP)*. [Online] Center for Sustainable Energy. [Cited: 11 22, 2014.] <http://energycenter.org/self-generation-incentive-program/business/technologies/chp>.
6. **KHARTCHENKO, Nikolai V., KHARTCHENKO, Vadym M.** *Advanced energy systems*. s.l. : CRC Press, 2013. ISBN-13: 978-1439886588.
7. *Kombinovaná výroba elektřiny a tepla (KVET, kogenerace)*. [Online] Teplárenské sdružení České republiky. [Citace: 24. 11 2014.] <http://www.kombinovana-vyroba.cz/>.
8. **KEMKA V., BARTÁK J., MILČÁK P., ŽITEK P.** *Stavba a provoz strojů –stroje a zařízení*. Praha : Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
9. **KUČERA, Jiří.** *Přednášky z předmětu PTK*. [Online] [Citace: 8. 5 2015.] [http://home.zcu.cz/~kuceraj/PTK/PTK\\_prezentace/](http://home.zcu.cz/~kuceraj/PTK/PTK_prezentace/).
10. **HRDLIČKA F., DLOUHÝ T., KOLOVRATNÍK M.** *Průmyslová energetika*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02883-6.
11. *Steam turbines for district heating applications*. FRANC, J. C. 10, s.l. : GEC ALSTHOM TECHNICAL REVIEW, Vol. 1992.
12. **ŠKORPÍK, Jiří.** *Parní turbína v technologickém celku. Transformační technologie*. [Online] 2011. [Citace: 10. 12 2014.] <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>. ISSN 1804-8293.
13. **MARECKI, Jacek.** *Combined Heat and Power Generating Systems (IEE Energy Series)*. London : Institution of Engineering and Technology, 1998. ISBN-13: 978-0863411137.
14. **KEHLHOFER R., WARNER J., NIELSEN H., BACHMANN R.** *Combined-cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*. Tulsa, Oklahoma : PennWell Publishing Company, 1999. ISBN 0-87814-736-5.
15. *Stávající technologie Teplárny Planá* . [Online] C-Energy Bohemia s.r.o. [Citace: 5. 2 2015.] <http://www1.c-energy.cz/cs/teplarna-plana/technologie>.



16. **Regenerative cycle.** [Online] Moscow Power Engineering Institute (Technical University). [Cited: 2 10, 2015.] <http://tw.t.mpei.ac.ru/TTHB/2/KiSyShe/eng/Chapter11/11-5-Regenerative-cycle.html>.
17. MAREŠ, Radim. *Kapitoly z termomechaniky*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2009.
18. **Výroba tepla. Teplárna České Budějovice.** [Online] Teplárna České Budějovice, a.s. [Citace: 7. 4 2015.] <http://www.teplarna-cb.cz/vyroba-a-distribuce/vyroba-tepla/>.
19. **Teplárna Otrokovice.** [Online] Teplárna Otrokovice a.s. [Citace: 18. 4 2015.] <http://www.tot.cz/technologie>.
20. **Teplárna Strakonice.** [Online] Teplárna Strakonice a.s. [Citace: 18. 4 2015.] <http://www.tst.cz/technologicke-schema/>.
21. **Teplárna Tábor. Technologie výroby.** [Online] Teplárna Tábor, a.s. [Citace: 2015. 5 10.] <http://www.tta.cz/cz/energie/technologie-vyroby>.
22. **Dodávka tepla ze zdrojů SZTE.** [Online] Teplárny Brno a.s. [Citace: 21. 6 2015.] <http://www.teplarny.cz/stranka/11/provozy/>.
23. KADRNOŽKA J., SKÁLA Z. *Paroplynové elektrárny a teplárny*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1981. L12-B3-IV/22581.
24. **Technické normy. Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění.** [Online] TZB-info. [Citace: 10. 5 2015.] <http://www.tzb-info.cz/normy/csn-06-0210-1994-05>.
25. **Teplota TUV.** [Online] TZB-info. [Citace: 19. 6 2015.] <http://forum.tzb-info.cz/102894-teplota-tuv/vsechny-prispevky>.
26. HOLMGREN, Magnus. *X Steam, Thermodynamic properties of water and steam.* [Online] [Citace: 10. 5 2015.] <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817-x-steam--thermodynamic-properties-of-water-and-steam>.
27. MAVROMATIS, S. P.; KOKOSSIS, A. C. Conceptual optimisation of utility networks for operational variations - I. Targets and level optimisation. *Chemical Engineering Science*. April 15, 1998, Vol. 53, 8, pp. 1585-1608.

## Přílohy

### A. Zdrojový kód skriptu pro výpočet cyklu

```
close all  
clear all  
clc
```

#### DEFINOVANI VSTUPNICH HODNOT

```
% Hodnoty prevzate z teplarny Tabor  
t1 = 465; % [°C] ... teplota prehrate pary na vstupu do protitlake turbiny  
p1 = 6.3*10^6; % [Pa] ... tlak prehrate pary na vstupu do protitlake turbiny  
t2 = 250; % [°C] ... teplota prehrate pary na vystupu z protitlake turbiny  
p2 = 1*10^6; % [Pa] ... tlak prehrate pary na vystupu z protitlake turbiny  
ts1 = 70; % [°C] ... teplota vratne vody od spotrebitele  
ts2 = 130; % [°C] ... teplota teple vody ke spotrebiteli  
P2 = 6*10^6; % [W] ... pozadovany vykon kondenzacni odberove turbiny  
P1max = 8.75*10^6; % [W] ... maximalni vykon protitlake turbiny  
m1max = 22.2; % [kg/s] ... maximalni hmotnostni tok pary protitlakou turbinou  
  
% Dodefinovane hodnoty  
t3 = 150; % [°C] ... teplota syte pary z odberu turbiny  
tk = 38; % [°C] ... teplota kondenzace  
mkmax = 8; % [kg/s] ... hlnost NT casti kondenzacni odberove turbiny  
mkmin = 0.5; % [kg/s] ... minimalni prutok NT casti odberove turbiny  
m2max = 15; % [kg/s] ... hlnost VT casti kondenzacni odberove turbiny  
eta_td = 0.9; % [-] ... termodynamicka ucinnost  
eta_G = 0.98; % [-] ... ucinnost generatoru  
eta_M = 0.995; % [-] ... mechanicka ucinnost  
eta_vym = 0.95; % [-] ... ucinnost vymeniku tepla  
ms = 10; % [kg/s] ... mnozstvi pary dodane spotrebiteli za vterinu  
  
% Promenne hodnoty  
Qs = 0:10^3:35*10^6; % [J/s] ... teplo pro ohrev topny vody ve vymeniku tepla  
  
% Tabulkove hodnoty  
c = 4180; % [J/kgK] ... merna tepelna kapacita vody  
h1 = XSteam('h_pt', p1/10^5, t1)*10^3; % [J/kg] ... entalpie prehrate pary pro p1, t1  
h2 = XSteam('h_pt', p2/10^5, t2)*10^3; % [J/kg] ... entalpie prehrate pary pro p2, t2  
s2 = XSteam('s_pt', p2/10^5, t2)*10^3; % [J/kgK] ... entropie prehrate pary pro p2, t2  
h3 = XSteam('hV_T', t3)*10^3; % [J/kg] ... entalpie syte pary z odberu pro t3  
h4 = XSteam('hL_T', t3)*10^3; % [J/kg] ... entalpie syte kapaliny pro t3  
skL = XSteam('sL_T', tk)*10^3; % [J/kgK] ... entropie syte kapaliny pro tk  
skV = XSteam('sV_T', tk)*10^3; % [J/kgK] ... entropie syte pary pro tk  
x = (s2-skL)/(skV-skL); % [-] ... suchost mokre pary  
hkL = XSteam('hL_T', tk)*10^3; % [J/kgK] ... entalpie syte kapaliny pro tk  
hkV = XSteam('hV_T', tk)*10^3; % [J/kgK] ... entalpie syte pary pro tk  
hk = hkL + x*(hkV-hkL); % [J/kgK] ... entalpie mokre pary
```

## VÝPOČET

```
% Zadefinovani promennych pro ukladani vysledku
m1 = [];
m2 = [];
m3 = [];
mk = [];
mss = []; % index s znaci skutecny prubeh ms pri zmene Qs
mv = [];
P1 = [];
P2s = []; % index s znaci skutecny prubeh vykonu P2 pri zmene Qs

% indexy i u oznaceni velicin jsou pouzity pro hodnoty pocitane v ramci for cyklu

for i = 1:length(Qs) % vnitřní for cyklus
    P2i = P2; % vykon kondenzacni odberove turbiny
    msi = ms; % pozadovane mnozstvi pary spotrebitelem
    mvi = Qs(i)/(c*(ts2-ts1)); % prutocne mnozstvi ohrivane vody ve vymeniku tepla
    m3i = c*mvi*(ts2-ts1)*eta_vym/(h3-h4); % mnozstvi odebirane pary z odberu turbiny

    % kontrola mnozstvi odebrane pary
    m3max = m2max - mkmin; % maximalni mnozstvi pary, ktere lze z turbiny odebrat
    if m3i > m3max
        m3i = m3max;
        mki = mkmin; % hmotnostni tok kondenzacni casti turbiny
        m2i = mki + m3i; % mnozstvi pary vstupujici do kondenzacni odberove turbiny
        P2i = (m2i*(h2-h3)+mki*(h3-hk))*eta_G*eta_M*eta_td;
    else
        mki = (P2/(eta_G*eta_M*eta_td)-m3i*(h2-h3))/(h2-hk);
        m2i = mki + m3i;
        if m2i > m2max
            mki = m2max - m3i;
            m2i = m2max;
        end
    end
end

% omezeni prutoku mk hlnosti kondenzacni casti turbiny
if mki > mkmax
    mki = mkmax;
    m2i = mki + m3i;
    P2i = (m2i*(h2-h3)+mki*(h3-hk))*eta_G*eta_M*eta_td;
end

m1i = m2i + msi; % prutocne mnozstvi pary protitlakou turbinou

% omezeni hlnosti protitlake trubiny
if m1i > m1max
    delta_m = m1i - m1max;
    if (mki-delta_m) >= mkmin % snizeni prutoku mk
        m1i = m1max;
        mki = mki - delta_m;
        m2i = mki + m3i;
        P2i = (m2i*(h2-h3)+mki*(h3-hk))*eta_G*eta_M*eta_td;
    else
        m1i = m1max;
        delta_m = delta_m - (mki - mkmin);
    end
end
```

```
        mki = mkmin;  
        m2i = m3i + mki;  
        P2i = (m2i*(h2-h3)+mki*(h3-hk))*eta_G*eta_M*eta_td;  
        msi = msi - delta_m;  
    end  
end  
  
P1i = m1i*(h1-h2);           % výkon protitlaku turbíny  
  
% zaznamenání výstupních údajů  
m1 = [m1,m1i];  
m2 = [m2,m2i];  
m3 = [m3,m3i];  
mk = [mk,mki];  
mss = [mss,msi];           % index s znací skutečný průběh ms při změně Qs  
mv = [mv,mvi];  
P1 = [P1,P1i];  
P2s = [P2s,P2i];           % index s znací skutečný průběh výkonu P2 při změně Qs  
end
```

#### ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKU

```
subplot(3,2,1)  
    hold on  
    plot(Qs/10^6, mv, 'linewidth',1.5)  
    ylabel('m_v [kg/s]')  
    xlabel('Q_s [MW]')  
    legend('mv')  
  
subplot(3,2,2)  
    hold on  
    plot(Qs/10^6, m3, 'linewidth',1.5)  
    plot(Qs/10^6, m2, 'linewidth',1.5)  
    legend('m_3','m_2')  
    ylabel('m [kg/s]')  
    xlabel('Q_s [MW]')  
  
subplot(3,2,3)  
    hold on  
    plot(Qs/10^6, mk, 'linewidth',1.5)  
    ylabel('m_k [kg/s]')  
    xlabel('Q_s [MW]')  
  
subplot(3,2,4)  
    hold on  
    plot(Qs/10^6, mss, 'linewidth',1.5)  
    ylabel('m_s [kg/s]')  
    xlabel('Q_s [MW]')  
  
subplot(3,2,5)  
    hold on  
    plot(Qs/10^6, m1, 'linewidth',1.5)  
    ylabel('m_1 [kg/s]')  
    xlabel('Q_s [MW]')
```

```
subplot(3,2,6)
hold on
plot(Qs/10^6, P1/10^6, 'linewidth',1.5)
plot(Qs/10^6, P2s/10^6, 'linewidth',1.5)
legend('P_1','P_2')
ylabel('P [MW]')
xlabel('Q_s MW')
```

Příloha B	Tepelné schéma počítaného cyklu	<table border="1" style="border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="border: none;">kg/s</td> <td style="border: none;">kJ/kg</td> </tr> <tr> <td style="border: none;">MPa</td> <td style="border: none;">°C</td> </tr> </table>	kg/s	kJ/kg	MPa	°C
kg/s	kJ/kg					
MPa	°C					

