

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

---

Fakulta elektrotechnická  
Katedra elektroenergetiky

# DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh nového primárního zdroje pro teplárnu Plzeň

Autor práce: **Bc. Martin Myšák**  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Emil Dvorský, CSc.**

---

2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta elektrotechnická  
Akademický rok: 2021/2022

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin MYŠÁK**  
Osobní číslo: **E20N0031P**  
Studijní program: **N0713A060013 Výkonové systémy a elektroenergetika**  
Specializace: **Elektroenergetika**  
Téma práce: **Návrh nového primárního zdroje pro teplárnu Plzeň**  
Zadávající katedra: **Katedra elektroenergetiky**

## Zásady pro vypracování

1. Sestavte provozní schéma (tepelné) teplárny Plzeň.
2. Provedte výpočet tepelného schématu spolu s ekonomickým výpočtem.
3. Navrhněte tepelné schéma zajišťující stejnou dodávkou elektřiny a tepla při použití zemního plynu jako primárního zdroje.
4. Provedte výpočet nového schématu.




Rozsah diplomové práce: **40 – 60 stran**  
Rozsah grafických prací: **podle doporučení vedoucího**  
Forma zpracování diplomové práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

Jaroslav Kadrožka: Teplárenství

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Emil Dvorský, CSc.**  
Katedra elektroenergetiky

Datum zadání diplomové práce: **8. října 2021**  
Termín odevzdání diplomové práce: **26. května 2022**

  
  
  
L.S.

---

**Prof. Ing. Zdeněk Peroutka, Ph.D.**  
děkan

**Doc. Ing. Karel Noháč, Ph.D.**  
vedoucí katedry

V Plzni dne 8. října 2021

## **Abstrakt**

Předkládaná diplomová práce se zaměřuje na nový návrh primárního zdroje ve společnosti Plzeňská Teplárenská, a.s. Jsou zde popsány principy kombinované výroby elektřiny a tepla a rozebrány hlavní druhy tepláren. Na tuto část práce navazuje popis jednotlivých komponent schématu Plzeňské Teplárenské – závod Teplárna. Hlavním tématem práce je realizace tepelného a ekonomického výpočtu palivových nákladů při současném stavu teplárny. Na základě těchto znalostí je navrženo a vypočteno nové tepelné schéma pro nový primární zdroj v podobě zemního plynu při stejné dodávce elektrické a tepelné energie. Pro toto tepelné schéma je rovněž proveden výpočet palivových nákladů. V závěru práce je ekonomické porovnání obou použitých technologií.

## **Klíčová slova**

centrální zásobování teplem, kogenerace, teplárna, tepelné schéma, tepelný výpočet, ekonomický výpočet, uhlí, zemní plyn

## **Abstract**

The diploma thesis focuses on a new design of the primary source in the company Plzeňská Teplárenská. The combined heat and power generation principles are described, and the main types of heating plants are analysed. This part of the thesis is followed by a description of the individual components of the scheme of Plzeňská Teplárenská – the establishment Heating plant. The main goal of the thesis is the realisation of thermal and economic calculation of fuel costs in the current state of the heating plant. Based on this knowledge, a new thermal scheme for a new primary source in the form of natural gas with the same supply of electricity and heat is designed and calculated. A fuel cost calculation is also performed for this thermal scheme. At the end of the thesis, there is an economic comparison of both used technologies.

## **Key Words**

central heat supply, cogeneration, heating plant, thermal scheme, thermal calculation, economic calculation, coal, natural gas

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce doc. Ing. Emilovi Dvorskému, Csc. za vedení této diplomové práce. Rovněž bych velice rád poděkoval svému konzultantovi Ing. Marku Netrvalovi z Plzeňské Teplárenské a.s. za poskytnutí dat pro zpracování práce, za jeho ochotu a konzultování výsledků.

# Obsah

Úvod.....	- 1 -
1 Teplárenství .....	- 2 -
1.1 Vývoj zásobování teplem .....	- 2 -
1.2 Centrální zásobování teplem .....	- 4 -
1.3 Výroba tepla v soustavě CZT .....	- 4 -
1.3.1 Výtopena.....	- 5 -
1.3.2 Teplárna .....	- 5 -
1.3.3 Paroplynová teplárna .....	- 5 -
1.3.4 Kogenerační motor .....	- 6 -
1.4 Distribuce tepla .....	- 6 -
1.5 Lokální zdroje tepla.....	- 7 -
1.6 Současný stav teplárenství .....	- 7 -
1.6.1 Palivový mix .....	- 7 -
1.6.2 Problematika emisních povolenek .....	- 8 -
2 Kombinovaná výroba tepla a elektřiny.....	- 10 -
2.1 Podmínky pro uplatnění zdrojů KVET .....	- 10 -
2.2 Modul teplárenské výroby elektřiny .....	- 11 -
2.3 Teplárenský součinitel.....	- 12 -
3 Teplárny s parními turbínami .....	- 15 -
3.1 Druhy a transformace energií.....	- 15 -
3.2 Parní oběh v elektrárně.....	- 16 -
3.3 Parní oběh v teplárně.....	- 17 -
3.4 Energetická bilance parní turbíny .....	- 18 -
3.5 Tepelná účinnost na svorkách generátoru .....	- 20 -
3.6 Teplárny s protitlakovou turbínou.....	- 20 -
3.7 Teplárny s kondenzační odběrovou turbínou .....	- 24 -
4 Teplárny s plynovými turbínami .....	- 28 -
4.1 Vlastnosti tepláren s plynovými turbínami .....	- 28 -
4.2 Teplárna s plynným pracovním cyklem .....	- 29 -
4.3 Plynové turbíny s rekuperací tepla .....	- 31 -

4.4	Paroplynová teplárna.....	- 32 -
5	Teplárna Plzeň.....	- 34 -
5.1	Popis zařízení .....	- 34 -
5.2	Horkovodní roštové kotle K2 a K3 .....	- 34 -
5.3	Vysokotlaké parní kotle s granulačním ohništěm K4 a K5.....	- 35 -
5.4	Vysokotlaké parní fluidní kotle K6 a K7 .....	- 36 -
5.5	Turbosoustrojí TG1 .....	- 37 -
5.6	Turbosoustrojí TG2.....	- 37 -
5.7	Turbosoustrojí TG3 .....	- 38 -
5.8	Pomocná zařízení .....	- 38 -
5.9	Dodávka tepla do sítě .....	- 38 -
6	Tepelný oběh v programu Cycle Tempo .....	- 40 -
6.1	Turbosoustrojí TG1 .....	- 40 -
6.2	Turbosoustrojí TG2.....	- 42 -
6.3	Turbosoustrojí TG3 .....	- 44 -
6.4	Provoz v letních měsících .....	- 45 -
6.5	Paroplynový cyklus TG1.....	- 45 -
6.6	Paroplynový cyklus TG2.....	- 47 -
7	Ekonomické zhodnocení.....	- 48 -
7.1	Ekonomické zhodnocení stávajícího oběhu .....	- 48 -
7.2	Vývoj a predikce palivových nákladů pro stávající oběh .....	- 50 -
7.3	Ekonomické zhodnocení paroplynového oběhu .....	- 51 -
7.4	Vývoj a predikce palivových nákladů pro paroplynový cyklus.....	- 53 -
7.5	Porovnání palivových nákladů .....	- 56 -
	Zhodnocení a závěr.....	- 57 -
	Literatura.....	- 58 -
	Seznam obrázků.....	- 60 -
	Seznam tabulek .....	- 62 -
	Přílohy.....	I



## Seznam symbolů a zkratek

Značka	Popisek	Jednotka
$A$	Práce	(J)
$CO_2$	Oxid uhličitý	
$CZT$	Centralizované zásobování teplem	
$E$	Vyrobena elektřina	(MWh)
$EEX$	Evropská energetická burza	
$EU$	Evropská unie	
$h$	Entalpický spád	(J/kg)
$i$	Entalpie	(J/kg)
$NNV$	Nádrž napájecí vody	
$N_2O$	Oxid dusný	
$NO_x$	Oxidy dusíku	
$NT$	Nízkotlakový/á	
$NTO$	Nízkotlakové ohříváky	
$ORC$	Organický Rankinův-Clausiiův	
$p$	Tlak	(MPa)
$P_e$	Elektrický výkon	(MWe)
$P_q$	Tepelný výkon	(MWt)
$P_{sv}$	Výkon na svorkách generátoru	
$PT$	Plzeňská Teplárenská	
$RC$	Rankinův-Clausiiův	
$Q_d$	Dodávané teplo z teplárny	(J)
$Q_o$	Odváděné teplo z tepelného oběhu	(J)
$Q_p$	Přiváděné teplo do tepelného oběhu	(J)
$s$	Entropie	(kJ/kg·K)
$SO_2$	Oxid siřičitý	
$SZT$	Soustava zásobování teplem	
$T$	Teplota	(K, °C)
$T_{1s}$	Vstupní střední teplota	(K)
$T_{2s}$	Výstupní střední teplota	(K)
$TAP$	Tuhé alternativní palivo	
$TO$	Tepelný oběh	
$TUV$	Teplá užitková voda	
$VT$	Vysokotlaký/á	
$VTO$	Vysokotlaké ohříváky	
$ZEVO$	Zařízení na energetické využití odpadu	
$\alpha$	Teplárenský součinitel	(-)
$\eta_g$	Účinnost generátoru	(-)
$\eta_k$	Účinnost kotle	(-)
$\eta_m$	Mechanická účinnost	(-)
$\eta_{t,el}$	Účinnost elektrárny	(-)
$\eta_{to}$	Účinnost tepelného oběhu	(-)
$\eta_{td}$	Termodynamická účinnost turbíny	(-)
$\eta_{td,sp}$	Účinnost na spojce	(-)

## Úvod

Teplárenství jakožto nedílná součást energetiky sahá daleko do historie. Jako prapůvod teplárenství lze označit jednoduché vytápění jednotlivých místností v domě pomocí kamen či pecí. Dalším vývojovým stupněm bylo vytápění menší skupiny domů či místností pomocí domácích kotelen. Postupem času docházelo nejen k rozvoji lidské společnosti, ale zejména průmyslu, což s sebou přinášelo zvýšené požadavky nejen na dodávané teplo do domácností, ale zejména do průmyslu. Podstatná část urbanizace a industrializace se odehrávala v 19. století, přičemž do jeho konce došlo ke zprůmyslnění většiny evropských zemí. Neustálý vývoj zapříčinil v českých zemích vznik centrální soustavy zásobující teplem domácnosti či průmysl, která je používána prakticky dodnes.

Dnes je teplo v tuzemské teplárenské soustavě vyráběno primárně spalováním fosilních paliv. V blízké budoucnosti je z několika důvodů české teplárenství nuceno k velké transformaci. Mezi hlavní důvody bezpochyby patří tlak Evropské unie v rámci politiky neustálého snižování vypouštěných emisí prostřednictvím emisních povolenek nebo stále blížící se vyčerpání fosilních paliv. Proto na základě těchto faktů vzniká potřeba modernizace stávajících energetických zařízení a vývoje těch nových. Tato diplomová práce posuzuje jeden z možných způsobů modernizace zdrojů tepla.

V teoretické části diplomové práce je rozebrána teplárenská soustava a její současný stav. Následně je poukázáno na složení palivové základny v České republice a také je hlouběji rozebrán systém emisních povolenek. Další kapitola se zaměřuje na kombinovanou výrobu tepla a elektřiny. Následuje rozbor konvenčních parních tepláren. Jedná se zejména o dva druhy tepláren – teplárny s protitlakovou turbínou a teplárny s odběrovou kondenzační turbínou. U obou druhů je popsán jejich princip a vlastnosti. Poslední teoretická část práce se zaměřuje na plynový cyklus, potažmo jeho využití jako cyklus paroplynový.

Na teoretickou část pozvolna navazuje část praktická, která se Plzeňskou teplárenskou a.s., konkrétně závod Teplárna v části Plzeň – Doubravka. Nejprve je představeno jednoduché schéma teplárny a popsání jednotlivých komponent a jejich parametrů. Hlavní částí je pak sestavení tepelného schématu současného stavu v programu Cycle Tempo. Následně je provedena náhrada stávajícího oběhu novým řešením využívajícím jako primární palivo zemní plyn při zachování stejné dodávky tepla a elektřiny v podobě paroplynového cyklu. Poté je proveden tepelný nový výpočet. Poslední částí je ekonomické zhodnocení palivových nákladů obou technologií a jejich následné porovnání.

# 1 Teplárenství

Teplárenství představuje jeden z velmi důležitých segmentů české energetiky s bezmála stoletou historií. Velké teplárenské soustavy vznikaly na základě velkého průmyslového rozvoje a vysoké míry urbanizace.

## 1.1 Vývoj zásobování teplem

Česká republika je charakteristická svou vysokou úrovní urbanizace a industrializace. Z hlediska industrializace je tuzemský průmysl složen z mnoha energeticky náročných odvětví, což s sebou přináší vysoké nároky na energii. Teplo jakožto forma energie je pro určité výrobní procesy jeho nedílnou součástí. Neméně důležitou úlohou tepelné energie je vytápění průmyslových a obytných objektů, či různých institucí, jakožto například škol, úřadů nebo ostatních druhů služeb. Způsob zásobování tepla je úzce spjat s urbanizací a industrializací. Prvopočátkem zásobování teplem je vytápění v jednotlivých místnostech a bytech. Postupně se přešlo k výstavbě malých kotelen, které zajišťovaly vytápění pro jednotlivé domy či později i pro skupiny domů. Zároveň začaly vznikat soustavy, které zásobovaly průmysl teplem zejména ve formě páry.

Výfuková pára z parních strojů se pro vytápění závodů (cukrovary, pivovary) začala v českých zemích využívat koncem 19.století. Kupříkladu kolem roku 1900 začala pražská elektrárna v Holešovicích dodávat určité množství páry okolním spotřebitelům. První městská teplárna vznikla mezi léty 1919-1920 v Ústí nad Labem přestavbou zdejší elektrárny a současně jejím rozšířením o dva nové kotle a odběrovou turbínu. Pára z teplárny dosahovala tlaku 1,45 MPa. Postupně následovala města jako Mariánské Lázně, Praha – Holešovice, Brno nebo Karlovy Vary. Významného postavení dosahovaly zejména teplárny v Praze - Holešovicích a v Brně. Princip dodávky tepla v páře vedl později k problémům, neboť parní rozvody ve městech, kde se tento systém vybudoval, byly konstruovány na tlak páry 0,7 až 1,4 MPa. Tyto teplárenské soustavy byly založeny na principu kombinované výroby elektřiny a tepla (KVET) a taková úroveň odebírané páry zásadně snižuje podíl elektřiny při kombinované výrobě. Následná nutná rekonstrukce rozvodů páry a topných systémů v centru měst a současná transformace na teplovodní systém byla komplikovaná a finančně nákladná. [1]

Vývoj teplárenství následně nepřestával ani po druhé světové válce. Zásadním důvodem bylo budování objektů panelovaného typu či bytových zástaveb s vysokou koncentrací obyvatel. Současně došlo k přeorientování na těžký průmysl, který je energeticky velmi

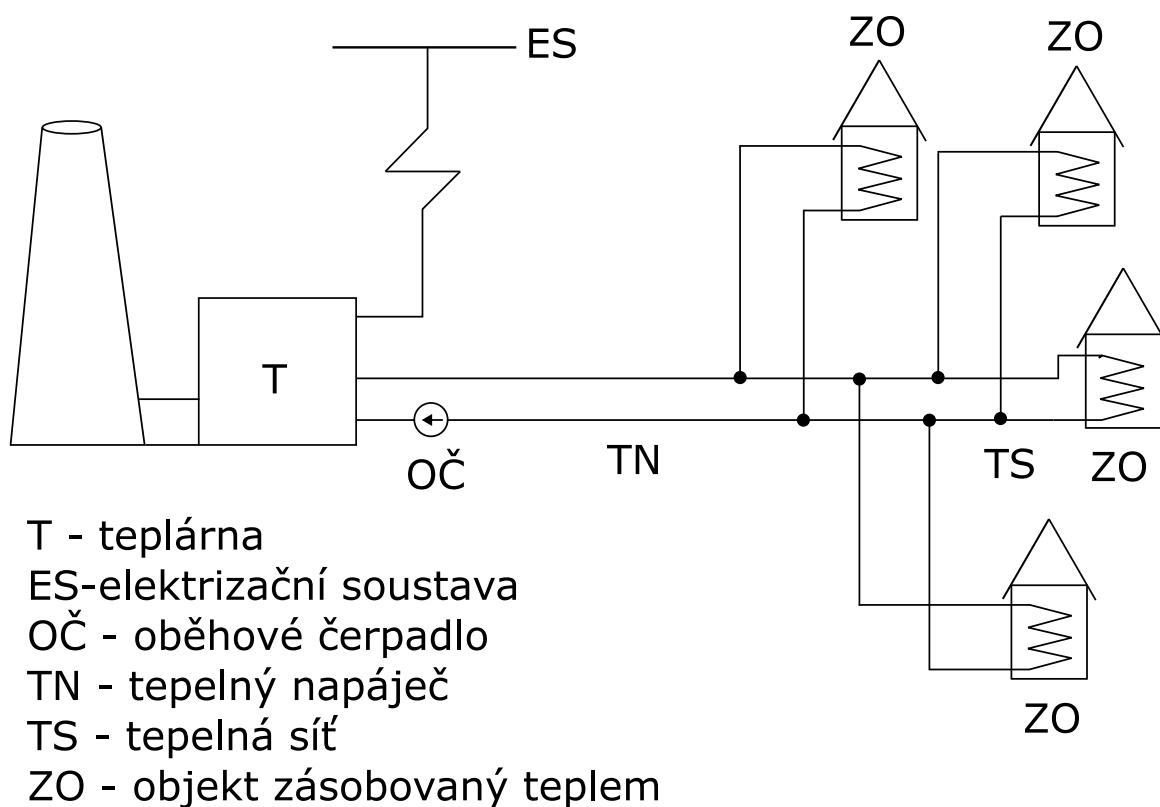
náročný. Jednalo se například o hutnický průmysl či těžké strojírenství. Zejména z důvodu politiky velmi levné energie dostupnou pro všechny došlo k rozšíření teplárenství a systémů zásobování teplem. Současně ale nedošlo k inovování či rekonstrukci teplárenských prvků. Tyto faktory vyústily k vzniku značně rozšířené soustavy centralizovaného zásobování teplem (CZT), která ale dosahovala slabé technické úrovně. To bylo charakterizováno zvláště nízkým podílem výroby elektřiny a nízkou úrovní tepelných sítí. [1]

Zásadním milníkem v teplárenství byla 1. a 2. energetická krize v 70. letech. V tuzemsku se dopady této krize neprojevovaly tak výrazně a značně se opozdily. To bylo dáno především složením palivové základny, která byla založena hlavně na levném nekvalitním hnědém uhlí. Proto se významné změny dostavily až v 80. letech minulého století. Tendence orientace teplárenství na jadernou energetiku zkrachovaly z důvodů zásadních politických změn v roce 1989. Po tomto roce nakonec došlo k výraznému zlepšení technické a energetické úrovně v českém teplárenství. Hlavními změnami jsou: [1]

- Vybudování nových tepláren s vysokým podílem výroby elektřiny – spalovací a paroplynové turbíny
- Modernizace původních tepláren (energetická a ekologická – snížení vypouštěného prachu, SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>...)
- Modernizace tepelných sítí – nové typy rozvodů na bázi předizolovaných potrubí, sledování stavu tepelné izolace, úniku média
- Průtok topné vody regulován otáčkami s využitím měničů kmitočtu
- Zvýšení přesnosti měření a dokonalejší vyhodnocování provozních režimů
- Zvýšení technické úrovně celé teplárenské soustavy

## 1.2 Centrální zásobování teplem

V současnosti hlavní dodávku tepla v rámci České republiky zajišťuje soustava CZT. Tato soustava vznikla za účelem spojit co největší počet odběratelů, kterým dodává teplo vyrobené ve velkých výkonných zdrojích. Výhodou je energetická účinnost a ekonomická výhodnost. Dalším pozitivem je omezení počtu zdrojů, které vypouštějí emise. Tento fakt lze demonstrovat při tlakové inverzi, kdy oblasti s využitím centrální soustavy jsou daleko méně zasaženy smogem a emisemi než místa s lokálními zdroji tepla. Ta zajišťuje teplo přibližně pro 40 % domácností a jejich počet se v posledních letech mírně zvyšuje, což je způsobeno připojováním poloviny nově vystavěných bytů do této soustavy. Délka tepelné sítě v České republice je přibližně 10 000 kilometrů. Příklad jednoduché teplárenské soustavy je znázorněn na obrázku (Obr. 1.1.) [2, 3]



Obr. 1.1 - Schéma jednoduché teplárenské soustavy [vytvořeno za základě [1]]

## 1.3 Výroba tepla v soustavě CZT

V soustavě CZT je výroba tepla realizována několika možnými typy zdrojů tepla. Jedná se nejčastěji o klasické teplárny, dále výtopy, paroplynové teplárny nebo kogenerační motory.

### 1.3.1 Výtopna

Výtopna je objekt, kde se vyrábí pouze teplo sloužící k vytápění budov poblíž tohoto zařízení. Zpravidla je výtopna rozdělena na několik technologických celků. Hlavní součástí je kotelna, v níž jsou umístěny kotle, a strojovna s oběhovými čerpadly, vyrovnávacím a zabezpečovacím zařízením. Velín slouží k řízení výtopny, monitoruje a kontroluje technologii v místech spotřeby tepla. V případě blokové nebo městské výtopny sloužící pro zásobování většího počtu odběratelů jsou tyto technologické celky vystavěny do samostatných objektů. Proces získávání tepelné energie je založen na spalování primárního paliva (uhlí, zemní plyn, topné oleje atd.) v kotli, kde následně dochází k ohřevu vody. Tepelná energie je prostřednictvím tepelného výměníku dodávána do soustavy CZT. Účinnost toho cyklu je až 90 %. Na rozdíl od ostatních technologií zde nedochází k současné výrobě elektřiny. [3, 4]

### 1.3.2 Teplárna

Teplárna je objekt, v němž probíhá proces výroby elektřiny a tepla současně. Tento proces je známý pod názvem kombinovaná výroba elektřiny a tepla (KVET). Spalováním paliva je získaná energie v podobě páry hnána na vysokotlakou část parní turbíny, která je propojena prostřednictvím hřídele s generátorem. Vyrobena elektřina může být jednak dodávána do elektrizační soustavy, jednak může sloužit k pokrytí vlastní spotřeby teplárny. Výstupní stále dostatečně horká pára z turbíny se přivádí do tepelného výměníku, kde své teplo předává do soustavy CZT. Vyrobene teplo je transportováno skrze rozvodnou tepelnou síť k odběratelům tepla.

Na podobném principu může fungovat kondenzační elektrárna. Při běžném provozu je emisní pára z parní turbíny pomocí kondenzátoru, což je tepelný výměník, vypouštěna bez dalšího využití do atmosféry skrze chladicí věže. Vyrobena elektřina tvoří přibližně 38 % ze vstupní energie. Při využití odpadního tepla, které putuje do soustavy CZT se účinnost tohoto cyklu zvýší až na 65 %. [3]

### 1.3.3 Paroplynová teplárna

Paroplynová teplárna využívá kinetickou a chemickou energii plynů k výrobě tepla a elektřiny. Ve spalovací komoře dochází k zapálení směsi zemního plynu a vzduchu, která hořením zvětšuje svůj objem, čímž roztáčí plynovou turbínu. Ta následně pohání generátor, který vyrábí elektřinu. Horké spaliny pak předávají tepelnou energii vodě ve spalínovém kotli, kde dochází ke generování páry. Vzniklá pára se přivádí do parní turbíny, čímž je

generována další elektřina. Následně pára odevzdá v tepelném výměníku své zbytkové teplo, které putuje do soustavy CZT. Celý cyklus dosahuje celkové účinnosti až 85 % s tím, že 47 % energie je přeměněno na elektřinu a 38 % na teplo. [3]

### 1.3.4 Kogenerační motor

V kogeneračním motoru dochází ke spalování plynu v modifikovaném pístovém motoru, který pohání generátor vyrábějící elektřinu. Teplo z tohoto procesu je získáváno chlazením spalín, chladicí vody a oleje a do soustavy CZT je transportováno skrze tepelné výměníky. Účinnost v praxi dosahuje přibližně 91 % s tím, že 40 % energie je přeměněno na elektřinu a zbytek na teplo. [3]

## 1.4 Distribuce tepla

Dodávka tepla z tepelného zdroje směrem k odběratelům může být provedena dvěma způsoby. Dnes nejvíce používaný způsob je transport tepla prostřednictvím teplotnosné vody. Druhou alternativní možností je využití páry coby teplotnosného média. Při dodávání tepla skrze teplotnosnou vodu má tepelný napáječ i tepelná síť alespoň dvě potrubí – přívodní a vratné. Čerpací stanice nacházející se na lince mezi teplárnou a odběratelem nebo v samotné teplárně zajišťují oběh topné vody. Topná voda dosahuje v rozsáhlejší teplotenský soustavách teplot 140 až 160 °C, aby se co nejvíce zvětšil teplotní rozdíl mezi teplotou vody v přívodním a vratném potrubí. Tím může dojít ke zmenšení průtoku topné vody, neboť je definován podle rovnice (1.1),

$$M_v = \frac{Q_d}{c_v \cdot \Delta t_v} \text{ (t/h)} \quad (1.1)$$

kde  $M_v$  je hmotnostní průtok teplotnosné vody,  $Q_d$  je dodané teplo  $c_v$  je měrná teplotná kapacita teplotnosné látky ( $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ) a  $\Delta t_v$  je rozdíl teplot. [1]

Poté jsou na koncích a odbočkách teplotné sítě umístěny předávací výměňkové stanice, kde se horkou vodou z primární teplotné sítě ohřívá teplá voda v sekundární teplotné síti.

V určitých případech je dodávka tepla realizována prostřednictvím páry. Tato technologie se používá například u spotřebitelů, kteří teplo v páře vyžadují pro své technologické účely. Jedná se například o provozy, kde se využívá vaření, sušení nebo se pára zavádí přímo do technologických médií. Parní teplotné sítě, které se budovaly v počátcích teplotrenství, se zachovaly a zůstávají v provozu zvláště v některých průmyslových městech. [1]

### 1.5 Lokální zdroje tepla

Lokální zdroje tepla představují alternativu k soustavě CZT. Ovšem tato změna způsobu dodávky tepla musí být schválena na základě stavebního řízení s nutným souhlasem institucí životního prostředí a v souladu s územní energetickou koncepcí. Právě z těchto důvodů může být žádost na výstavbu lokální zdroje tepla v určitých oblastech zamítnuta. Na druhou stranu v případě schváleného odpojení spotřebitele dojde ke snížení využití výroby tepla a zároveň ke zvýšení nákladů pro ostatní odběratele v soustavě CZT. To je způsobeno fixními náklady, které se rovnoměrně rozpočítávají mezi odběratele, tudíž v případě menšího počtu zákazníků se náklady zvyšují. [5]

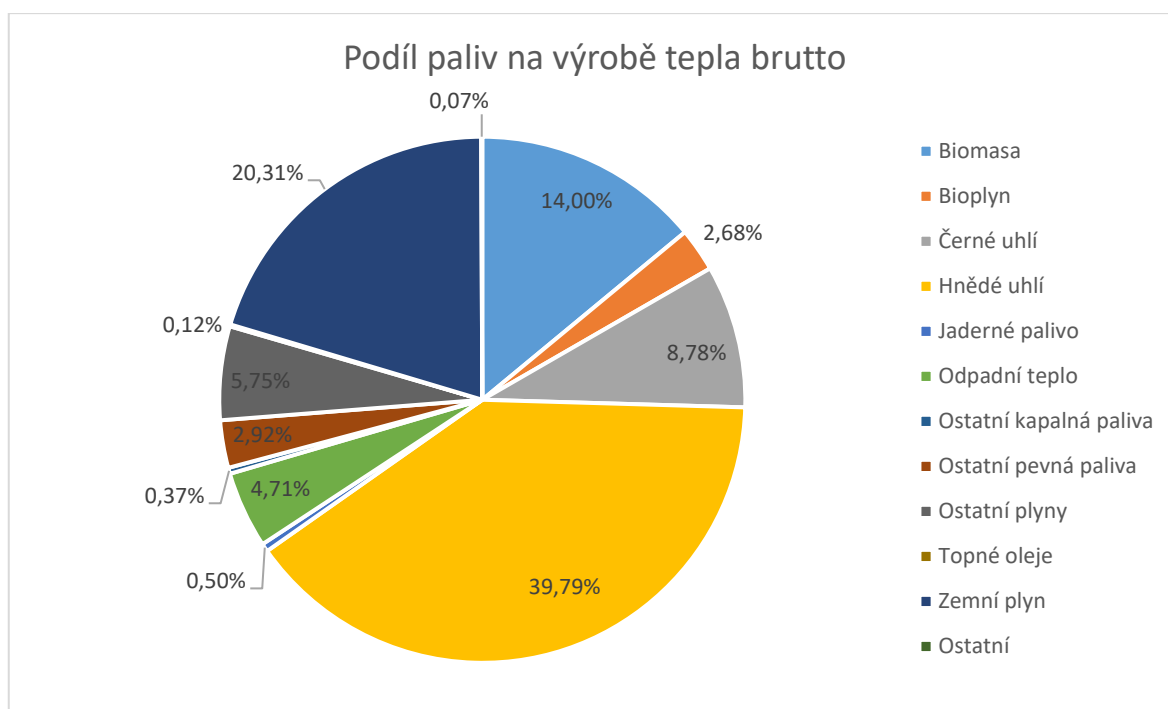
### 1.6 Současný stav teplárenství

Teplárenství v České republice čelí nevyhnutelně transformaci. Hlavním důvodem jsou bezesporu omezení související s aktuálními nařízeními Evropské unie, neboť je prosazován přechod k nízkouhlíkovým zdrojům. Hnědě uhlí, dominantní palivo v tuzemském teplárenství, toto kritérium nesplňuje. Proto je nutné využívat jiné primární palivo. Dalším aspektem jsou neustále zvyšující se ceny emisních povolenek na trhu.

#### 1.6.1 Palivový mix

V roce 2020 představovala dodávka tepla 85 928,8 TJ, což je pokles oproti předchozímu roku o 2,1 %. Největší množství tepla bylo vyrobeno z hnědého uhlí (cca 40 %), následuje zemní plyn (20 %) a biomasa (14 %). Detailní podíl paliv v teplárenství ukazuje následující graf (Obr. 1.2). Oproti roku 2017 došlo k významnému poklesu brutto výroby tepla z hnědého uhlí (o 11 %) a rovněž černého uhlí (o 29 %). Na druhou stranu došlo k nárůstu výroby z biomasy o 24 %. [6]





Obr. 1.2 - Podíl paliv na výrobě tepla brutto [vytvořeno na základě dat ERÚ [6]]

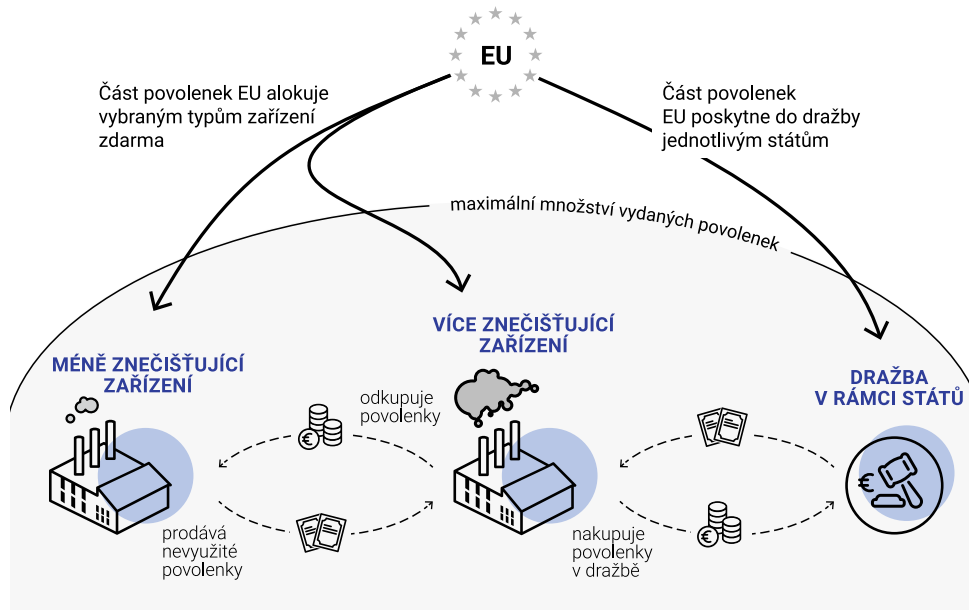
### 1.6.2 Problematika emisních povolenek

Emisní povolenky jsou nástrojem Evropské unie s cílem snížení emisí skleníkových plynů skrze jejich zpoplatnění. Evropský systém pro obchodování s emisemi byl spuštěn v roce 2005. Elektrárny a průmyslové podniky vypouštějící emise musí prokázat, že právě na ně mají emisní povolenky v daném rozsahu. Jedna povolenka povoluje vypuštění jedné tuny CO<sub>2</sub>, alternativně jedné tuny N<sub>2</sub>O či perfluorovaných uhlovodíků. Evropská unie vydává každoročně stanovené množství emisních povolenek, což je nazváno jako tzv. emisní strop. Během let dochází k rovnoměrnému snižování tohoto emisního stropu, čímž se naplňuje dlouhodobý cíl EU, tedy snižování emisí skleníkových plynů. Elektrárny a průmyslové podniky si emisní povolenky buď nakupují v aukci, nebo je mohou obdržet zdarma a dále s nimi obchodují na burze. Tento princip je graficky znázorněn na obrázku (Obr. 1.3). Volný obchod s povolenkami rovněž zajišťuje, že ke snížení emisí dochází nejdříve v subjektech, kde je realizace tohoto systému nejlevnější. Celý systém povolenek pracuje na principu, že čím větší je znečišťovatel životního prostředí, tím více platí. Tím jsou tyto více znečišťující subjekty motivovány ke snižování emisí. Proto výroby tepla musí zohlednit fakt, zdali je výhodnější inovovat, nebo nakupovat čím dál tím dražší emisní povolenky. [7]

## JAK FUNGUJE POVOLENKOVÝ SYSTÉM EU

Kdo více znečišťuje, ten více platí.

 peníze  povolenky



Obr. 1.3 - Princip povolenkového systému EU [převzato z [7]]

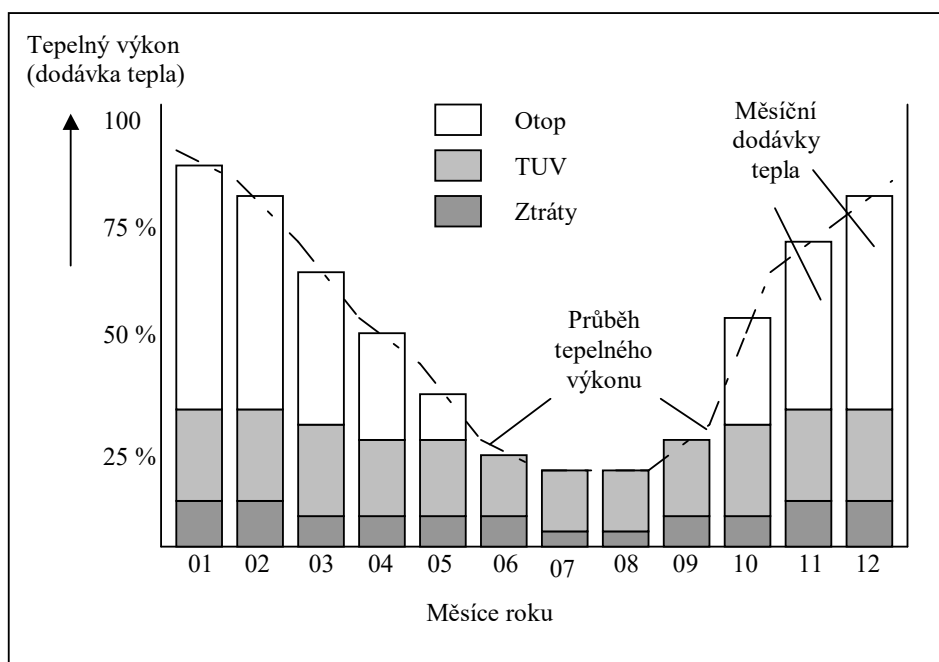
## 2 Kombinovaná výroba tepla a elektřiny

Kombinovaná výroba elektřiny a tepla (KVET) tzv. kogenerace výrazně zvyšuje účinnost využití primárního paliva na rozdíl od separované výroby elektřiny v kondenzační elektrárně a tepla ve výtopně. V kondenzační elektrárně při výrobě elektřiny je velká část energie primárního paliva zmařena ve formě nízkopotenciálního tepla, které je bez užitku prostřednictvím chladících věží odváděno do okolí. V případě kogenerace v teplárně je toto teplo využíváno v soustavě CZT pro vytápění budov či ohřev vody. Tím dochází k až 30 % úspoře primárního paliva. [8]

### 2.1 Podmínky pro uplatnění zdrojů KVET

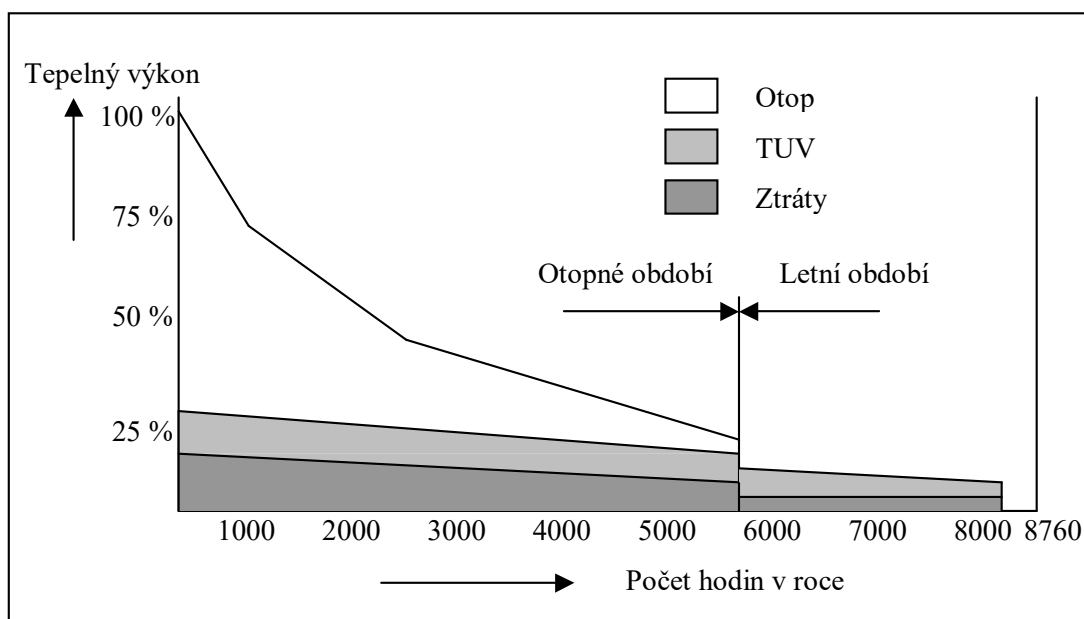
Z pohledu zdroje KVET se elektrizační soustava jeví jako globální systém, to znamená, že je schopna pojmout prakticky libovolný elektrický výkon zdroje KVET. Zatímco tepelná soustava je systém lokální, což znamená, že je schopna pojmout pouze omezený tepelný výkon v závislosti na ročním období. Potřebná dodávka tepla je hlavním faktorem pro volbu typu a výkonu zdroje KVET. Mezi další faktory patří například dostupnost paliv v místě zdroje či požadované parametry dodávaného tepla. [9]

Typický diagram znázorňující dodávku tepla během roku je znázorněn na následujícím obrázku (Obr. 2.1).



Obr. 2.1 - Roční diagram potřeb tepla [převzato z 9]

Dodávka tepla je rozdělena na tři části. Potřeba otopu závisí na topném režimu objektu a venkovní teplotě. Další částí je TUV, která je závislá na počtu osob a využívání objektu. Ztráty tvoří třetí část, kterou není možné zanedbat. Jedná se zejména o ztráty v rozvodech tepla a předávacích stanicích. Jak je tedy patrné, potřeby dodávky tepla se v průběhu roku zásadně mění. Z toho diagramu tepelného zatížení lze pak vytvořit diagram trvání tepelného výkonu pro horkovodní soustavu CZT (Obr. 2.2). Jak je patrné, maximální tepelný výkon je potřebný v průběhu roku pouze minimálně. Přibližně pouze 1 000 hodin v roce je využíván tepelný výkon zdroje v rozmezí 75 až 100 %. [9]



Obr. 2.2 - Typický diagram doby trvání tepelného výkonu horkovodní CZT [převzato z 9]

## 2.2 Modul teplárenské výroby elektřiny

Výsledná účinnost teplárny je důležitým parametrem, neboť určuje podíl energetických výstupů. Modul teplárenské výroby elektřiny neboli teplárenský modul  $e$  je dán poměrem mezi vyrobenou elektřinou  $E$  a teplem dodávaným teplem  $Q_d$  (2.1)

$$e = \frac{E}{Q_d} \quad (-) \quad (2.1)$$

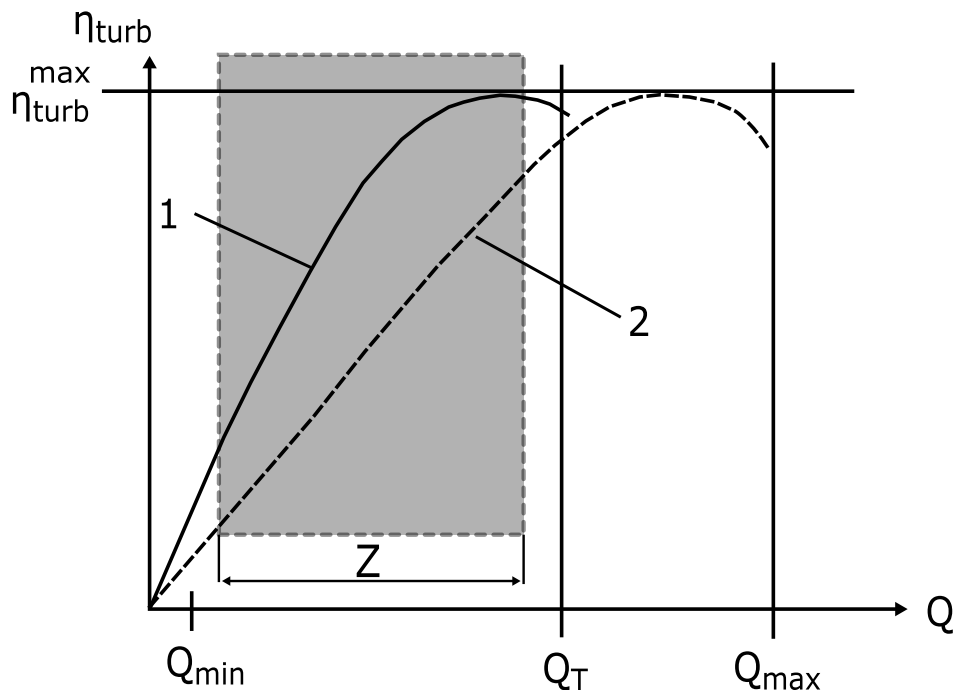
Čím je teplárenský modul větší, tj. čím více elektrické energie se vyrobí při výrobě daného množství tepelné energie, tím méně elektrické energie je nutné produkovat s nízkou účinností v kondenzačních elektrárnách, čímž je úspora paliva kombinovanou výrobou elektřiny větší. Teplárenský modul je závislý na celé řadě faktorů, jako jsou typ teplárny, její technické parametry či požadavek na teplotní úroveň dodávaného tepla. Na tuto teplotní úroveň jsou citlivé především parní teplárny s nízkým admisním tlakem a teplotou páry vstupující do turbíny. V následující tabulce (Tab. 2.1) je uveden teplárenský modul pro různé druhy tepláren. [1]

Tab. 2.1 - Hodnoty teplárenského modulu pro různé druhy energetické centrály [převzato z 1]

Druh energetické centrály	Teplárenský modul $e$
Výtopna	0
Parní teplárna (dodávka tepla v horké vodě)	0,18 - 0,43
Parní teplárna (dodávka tepla v páře)	0,12 - 0,18
Plynová teplárna	0,3 - 0,7
Teplárna se spalovacími motory	0,6 - 1,1
Paroplynová teplárna s vysokým stupněm přitápění v kotli za plynovou turbínou	0,2 - 0,6
Paroplynová teplárna na uhlí	0,5 - 1,0
Paroplynová teplárna bez přitápění	0,6 - 1,5

### 2.3 Teplárenský součinitel

Spotřeba tepla u bytové zástavby je charakteristická zejména velmi ostrou špičkou a nízkou spotřebou tepla v období mimo topnou sezónu. Oproti tomu je v rámci průmyslového sektoru spotřeba tepla závislá na aspektech jako je charakter tepelných spotřebičů nebo směnnost provozu. Dimenzování turbíny v teplárně na maximální tepelné zatížení nemá smysl z důvodu provozu teplárny. Ta by měla za předpokladu dimenzování na maximální tepelné zatížení v období nejčastějšího provozu nižší účinnost než při dimenzování na nižší výkon. Tento fakt dokládá následující obrázek (Obr. 2.3). Proto při dimenzování teplárny na menší tepelný výkon, než je maximální, lze dosáhnout většího podílu výroby elektřiny než při dimenzování na maximální tepelný výkon. [1]



Obr. 2.3 - Průběh účinnosti turbíny dimenzované na pokrytí maximálního zatížení  $Q_{max}$  (křivka 2) a turbíny dimenzované na zatížení  $Q_T$ , kde  $Z$  je pásmo nejčastějšího zatížení (křivka 1) [vytvořeno na základě [1]]

Zavádí se zde teplotní součinitel  $\alpha$ , který je definován jako poměr tepelného výkonu  $Q_T$ , na který je teplotní zařízení dimenzováno, ku maximálnímu tepelnému výkonu  $Q_{max}$  (2.2).

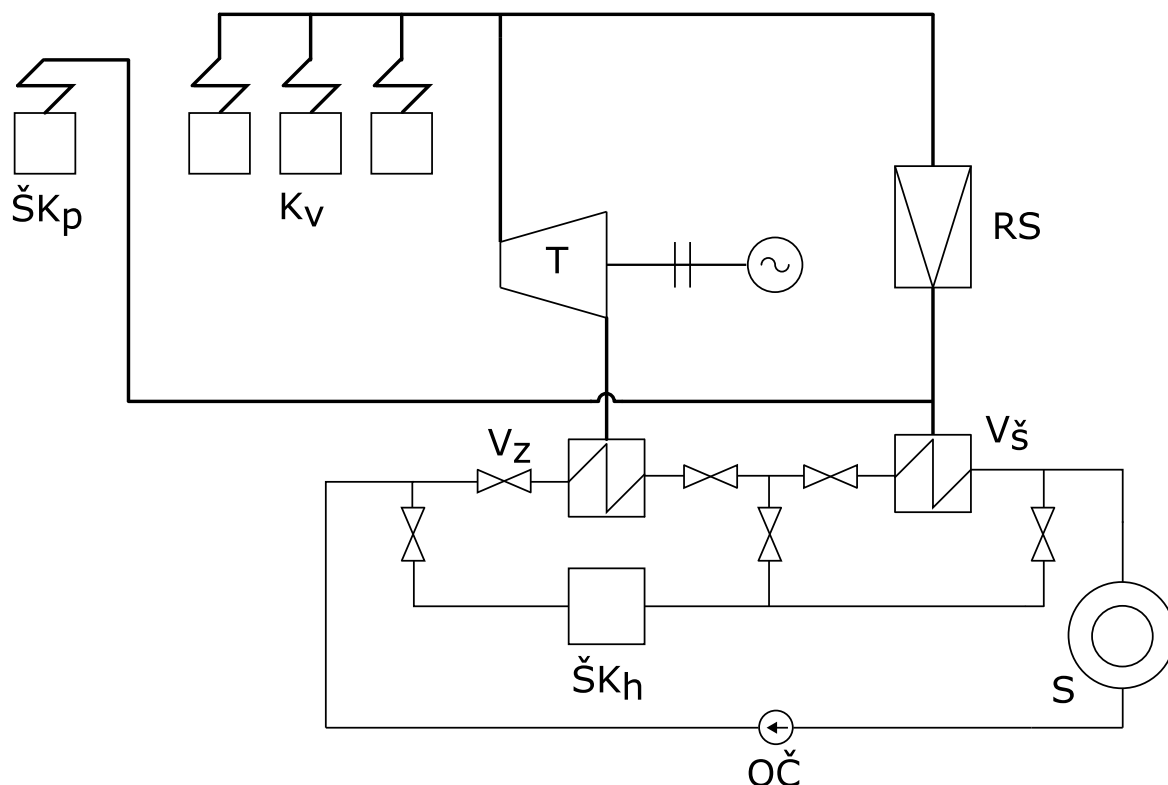
$$\alpha = \frac{Q_T}{Q_{max}} \quad (-) \quad (2.2)$$

Optimální hodnota teplotního součinitele je taková hodnota, při které je roční teplotní výroba elektřiny maximální. To je způsobeno zvýšením střední hodnoty účinnosti teplotní. Optimální hodnota teplotního součinitele je tím větší, čím je větší doba využití maximálního zatížení  $\tau_v$ . To je doba, po kterou by při maximálním zatížení bylo dodáváno stejné množství energie, jako při proměnném zatížení podle diagramu zatížení. Orientační hodnoty ukazuje následující tabulka (Tab. 2.2). [1]

Tab. 2.2 – Optimální hodnota teplotního součinitele [převzato z 1]

Doba využití $\tau_v$ (h/r)	$\alpha_{opt}$
2000	0,40 - 0,55
3000	0,55 - 0,65
4000	0,68 - 0,75
5000	0,80 - 0,88
6000	0,90 - 0,98
7000	1

Teplárna má proměnné tepelné zatížení během daného časového období, např. dne, měsíce nebo roku. Z tohoto důvodu lze určitým opatřením dosáhnout rozpojení vazby mezi tepelným a elektrickým výkonem. Jedná se o instalaci zvláštních zdrojů tepla sloužící pro pokrytí odběrových špiček nebo v opačném případě při letním minimálním odběru tepla. Schéma tohoto opatření je znázorněno na následujícím obrázku (Obr. 2.4). [1]



- |  |                                    |
|--|------------------------------------|
| $K_v$ - vysokotlaké kotle                    | $V_z$ - základní výměník           |
| $\check{S}K_p$ - špičkový nízkotlakový kotel | $V_{\check{S}}$ - špičkový výměník |
| T- turbína                                   | S - spotřebič                      |
| RS - redukční stanice                        | OČ - oběhové čerpadlo              |
| $\check{S}K_h$ - špičkový horkovodní kotel   |                                    |

Obr. 2.4 - Zabezpečení dodávky tepla při proměnlivém zatížení [vytvořeno na základě [1]]

Teplu, jež nemůže být v období špičky turbínou dodáno, je přivedeno z jiného zdroje. Jedním z možných způsobů je využití špičkového nízkotlakého parního kotle, který teplo dodá přes špičkový výměník. Dále lze použít vysokotlaké kotle, ze kterých teplo putuje přes redukční stanici a rovněž špičkový výměník. Posledním zmíněným způsobem je nasazení horkovodního špičkového kotle. V období mimo topnou sezónu může být turbína a vysokotlakové kotle odstaveny a dodávané teplo je vyráběno ve špičkovém nízkotlakovém parním kotli nebo alternativně v horkovodním špičkovém kotli. [1]

### 3 Teplárny s parními turbínami

Teplárna s parními turbínami představuje nejstarší druh energetické centrály pro KVET. Nicméně navzdory nejstarší technologii je tento druh konkurenceschopný i v dnešní teplárenské soustavě. Nespornou výhodou je dlouhodobý vývoj, který znamenal optimalizaci technologie a také bohaté návrhové a provozní zkušenosti.

#### 3.1 Druhy a transformace energií

Energie se vyskytuje v mnoha formách – mechanická, elektrická, chemická nebo tepelná. Energie se neztrácí ani nevzniká, pouze se jeden druh energie transformuje v jiný. Tuto skutečnost popisuje zákon o zachování energie. Pro tepelné procesy se tento zákon ve vhodném tvaru nazývá první termodynamický zákon, který vyjadřuje, že tepelnou energii lze transformovat v práci a naopak. Navzdory tomu má teplo na rozdíl od jiných druhů energie podstatnou vlastnost, která se projevuje ve vzájemné transformovatelnosti. Většinu forem energie lze zcela transformovat na teplo, avšak reverzní proces, transformovat teplo úplně na jinou formu energie, není možný. Omezenou přeměnitelnost tepla na mechanickou práci vyjadřuje druhý termodynamický zákon. Ten popisuje, že není možno sestrojít periodicky pracující tepelný stroj, který by pouze odebíral teplo ze zásobníku a konal stejnou práci rovnou tomuto odebíranému teplu. Pro periodické konání práce stroje je totiž nutné, aby disponoval nejméně dvěma zásobníky tepla o rozdílných teplotách. Tepelný stroj odebírá ze zásobníku o vyšší teplotě teplo  $Q_p$ . Toto teplo je do něj přiváděno za konstantní teploty. Část tepla tepelný stroj transformuje na práci  $A$  a zbytek tepla  $Q_o$  odvádí do zásobníku o nižší teplotě. Odvod tepla probíhá rovněž za konstantní teploty. Tepelná účinnost  $\eta_{to}$  vyjadřuje poměr získané práce  $A$  a přivedeného tepla  $Q_p$  (3.1).[1]

$$\eta_{to} = \frac{A}{Q_p} = \frac{Q_p - Q_o}{Q_p} = 1 - \frac{Q_o}{Q_p} \quad (-) \quad (3.1)$$

Tento vztah (3.1) se nazývá Carnotův cyklus, který vyjadřuje ideální maximální možnou tepelnou účinnost. Jedná se tedy maximální možnou účinnost transformace tepla na elektrinu. Pro jeden kg pracovní látky procházející TO lze celkové hodnoty energetických toků nahradit poměrnými, které jsou vztaženy na 1 kg pracovní látky. Poté je možno značit veličiny malými písmeny – tedy přiváděné teplo  $q_p$ , odváděné teplo  $q_o$  a vykonaná práce  $a$ .



Tepelná účinnost je spjata s teplotou. Čím vyšší je teplota  $T_1$  zásobníku a zároveň čím je teplota  $T_2$  zásobníku nižší, tím je výsledná tepelná účinnost vyšší. To vyjadřuje následující vztah (3.2):

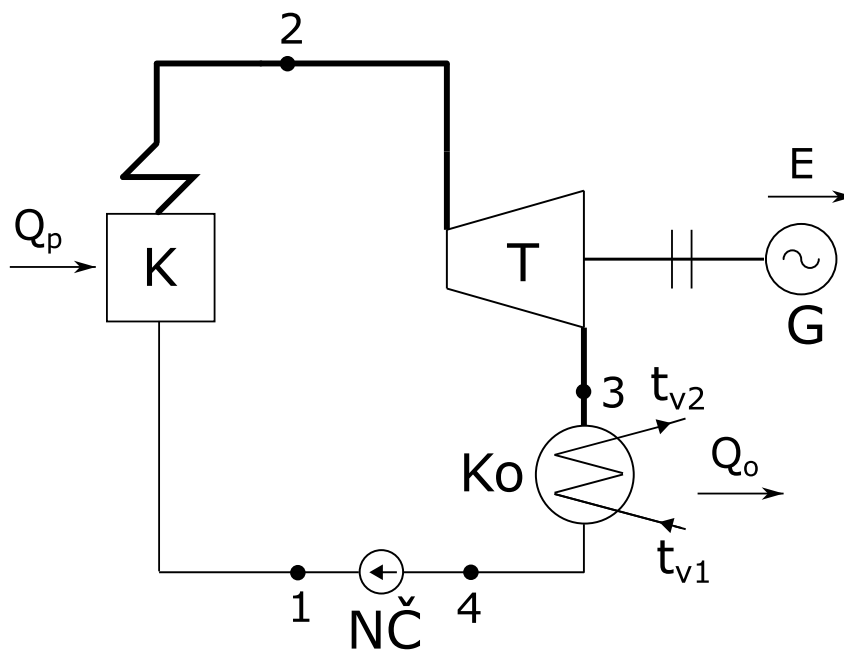
$$\eta_{to} = \frac{a}{q_p} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (-) \quad (3.2)$$

, kde  $a$  je práce vztažená na 1 kg pracovní látky a  $q_p$  je přivedené teplo

V případě energetických centrál (elektrárna, teplárna, výtopna) nedochází k odebrání tepla ze zásobníku, ale dochází k uvolňování tepla z energetického zdroje (např. spalování uhlí, štěpení uranu). Toto teplo je následně převáděno do termodynamického cyklu, což je komplex vhodně sestavených termodynamických změn, které tvoří uzavřený cyklus. Cyklus se po vykonání děje vrací do původního stavu a periodicky se opakuje. [1]

### 3.2 Parní oběh v elektrárně

Pro důkladné pochopení termodynamických dějů bude nejprve popsán jednoduchý ideální Rankine – Clausiův cyklus v kondenzační elektrárně. Zjednodušené schéma kondenzační elektrárny je znázorněno na obrázku (Obr. 3.1).



- |                      |  |
|----------------------|--|
| K - kotel            | $t_{v1}$ - teplota na vstupu do kondenzátoru |
| T - turbína          | $t_{v2}$ - teplota na výstupu z kondenzátoru |
| Ko - kondenzátor     | $Q_p$ - přivedené teplo                      |
| G - generátor        | $Q_o$ - odvedené teplo                       |
| NČ - nájezí čerpadlo | E - vyrobená elektřina                       |

Obr. 3.1 - Schéma kondenzační elektrárny [vytvořeno na základě [1]]

Teplu uvolněné při spalování primárního paliva se transformuje na mechanickou práci, která se následně v generátoru přeměňuje na elektrickou energii. Čím vyšší je střední teplota  $T_{1s}$ , při které je do cyklu přiváděno teplo  $q_p$ , a současně čím nižší je střední teplota  $T_{2s}$ , při které je teplo  $q_o$  odváděno, tak výsledná tepelná účinnost elektrárny  $\eta_t$  je tím vyšší. To vyjadřuje rovnice (3.3). Pro dosažení co nejvyšší teploty  $T_{1s}$ , která se přivádí do TO, je nutné vyvinout co nejvyšší tlak páry v kotli a současně co nejvyšší teplotu páry přivést do vstupu turbíny. Z technologického hlediska je nutné respektovat pevnostní charakteristiky materiálu všech komponentů tlakové části oběhu. Pro přídatné zvýšení teploty se používá kupříkladu přehřívání páry nebo regenerativní ohřev. Teplota  $T_{2s}$ , při které je teplo z cyklu odváděno, by měla být co nejnižší. Ta je dána především teplotou okolí (teplota chladicí vody). [1]

$$\eta_{to} = \frac{a}{q_p} = \frac{T_{1s} - T_{2s}}{T_{1s}} = 1 - \frac{T_{2s}}{T_{1s}} \quad (-) \quad (3.3)$$

Ideální Rankine – Clausiův cyklus má tvar v T-s diagramu podle obrázku (Obr. 3.2 (a)). Napájecí voda je v kotli izobaricky ohřata na danou teplotu. Následně dochází k výparu páry do stavu syté páry. Součástí kotle je i přehřívák, kde dochází k izobarickému ohřevu až do bodu 2. Poté pára proudí do turbíny, kde dochází k izoentropické expanzi (bod 3<sub>id</sub>). Následně pára putuje do kondenzátoru, kde je páře izobaricky odebráno teplo, čímž se pára transformuje na sytou kapalinu (bod 1). V diagramu je zanedbána práce napájecího čerpadla, kde dochází k izoentropickému stačení napájecí vody. Z toho důvodu je bod 1 roven bodu 4.

### 3.3 Parní oběh v teplárně

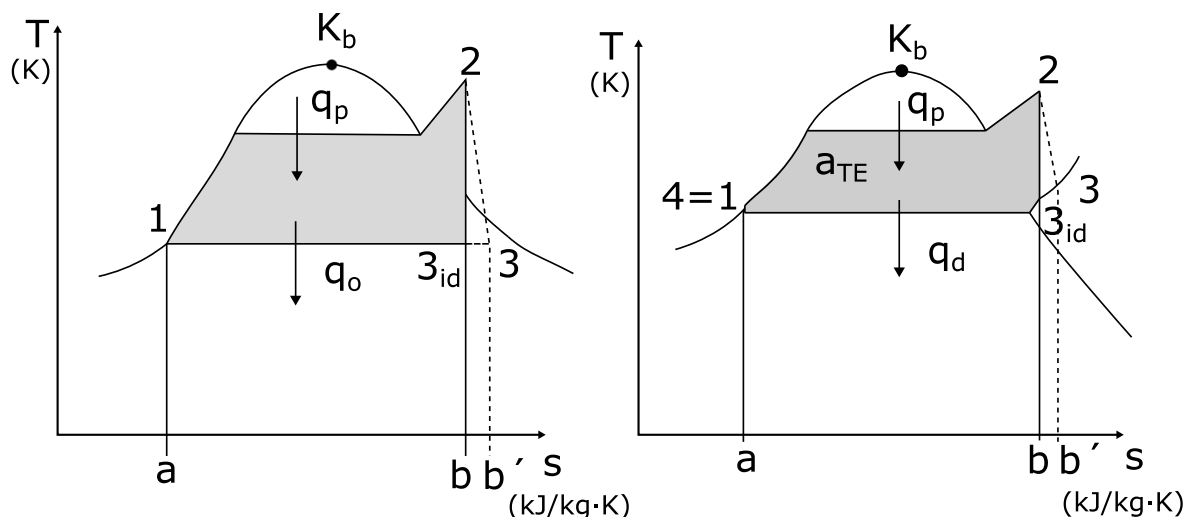
Teplárna má jakožto zdroj pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla dva energetické výstupy – elektřinu  $E$  a dodávané teplo  $Q_d$ . Co se týče účinnosti vyrobené elektrické energie  $\eta_{tep\_el}$  ta je definována jako podíl vyrobené elektřiny  $E$  ku dodanému teplu do cyklu  $Q_p$  (3.4)

$$\eta_{tep\_el} = \frac{E}{Q_p} \quad (-) \quad (3.4)$$

Hlavní rozdíl parního oběhu v teplárně oproti kondenzační elektrárně je v účinnosti využití paliva  $\eta_{tep\_cel}$  což je patrné jednak z obrázku (Obr. 3.2 (b)), jednak z následujícího vztahu (3.5). V obrázku  $a_{TE}$  představuje vykonanou práci během cyklu.

$$\eta_{tep\_cel} = \frac{E + Q_d}{Q_p} \quad (-) \quad (3.5)$$

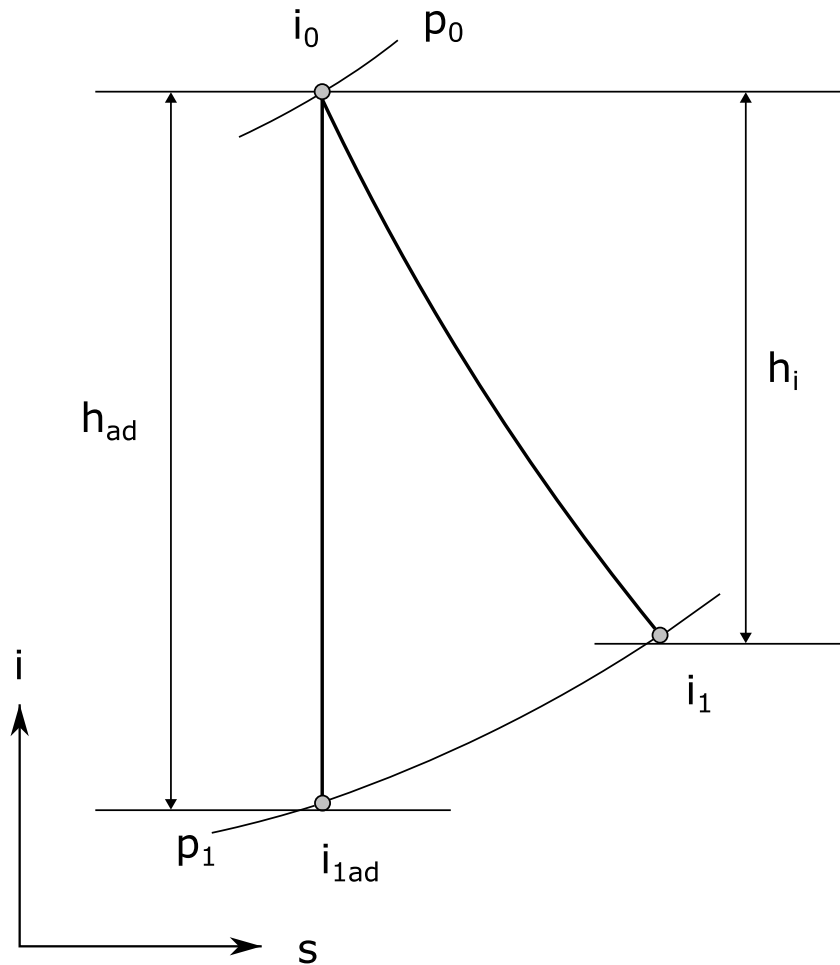
V případě uvažování ideálního cyklu je účinnost využití paliva teplárny rovna 1., neboť vyrobená elektřina  $E$  a dodané teplo  $q_d$  je rovno přivedenému teplu  $q_p$ . U kondenzačních elektráren se ideální účinnost pohybuje v rozmezí 0,35-0,4 v závislosti na použité technologii. Důvodem je odváděné teplo  $q_o$  z cyklu, které se oproti teplárnám nevyužívá. Ve skutečnosti je ale nutné uvažovat reálnou expanzi v turbíně (znázorněno čárkovaně), účinnost kotle či elektrickou a mechanickou účinnost. Z toho plyne, že reálná účinnost teplárny je přibližně dvakrát větší než u kondenzační elektrárny. [1]



Obr. 3.2 - RC cyklus kondenzační elektrárny (a) a parní elektrárny (b) a obou cyklů při respektování vnitřní termodynamické účinnosti turbíny (čárkovaně) [vytvořeno na základě [1]]

### 3.4 Energetická bilance parní turbíny

Jak již bylo zmíněno výše, nelze uvažovat ideální expanzi v turbíně (Obr. 3.2) (bod 2 až 3<sub>id</sub>), ale expanzi reálnou (čárkovaná čára mezi body 2 a 3). To je dáno ztrátami v turbíně, které se dělí na ztráty vnitřní a vnější. Vnitřní ztráty vznikají například třením v rozváděcích a oběžných lopatkách, třením rotoru, vnitřními netěsnostmi nebo změnou směru proudu páry. Mezi vnější ztráty patří ztráty způsobené vnějšími ucpávkami, ztráty mechanické (tření hřídele v ložiskách) nebo ztráty tepla do okolí. Respektování vnitřních ztrát v  $i$ - $s$  diagramu zobrazuje následující obrázek (Obr. 3.3). [10]



Obr. 3.3 - Expanzní křivka turbíny v i-s diagramu [vytvořeno na základě [10]]

Vnitřní ztráty mají za následek vzrůst entropie, proto se reálná expanzní křivka odklání od svislice znázorňující ideální adiabatickou expanzi. Z tohoto důvodu dochází ke zmenšení teoretického adiabatického entalpického spádu  $h_{ad}$  na vnitřní entalpický spád  $h_i$ . Poté lze definovat vnitřní (termodynamickou) účinnost turbíny  $\eta_{td}$  následujícím vztahem(3.6):

$$\eta_{td} = \frac{h_i}{h_{ad}} \quad (-) \quad (3.6)$$

Celková účinnost turbíny (termodynamická na spojce)  $\eta_{td\ sp}$  navíc respektuje mechanické ztráty turbíny  $\eta_m$  (ztráty v ložiskách a výkon potřebný pro pohon hlavního olejového čerpadla), tudíž výsledný vztah je následující (3.7):

$$\eta_{td\ sp} = \eta_{td} \cdot \eta_m = \frac{h_i}{h_{ad}} \cdot \eta_m \quad (-) \quad (3.7)$$

### 3.5 Tepelná účinnost na svorkách generátoru

Účinnost kondenzační elektrárny je do značné míry omezena poměrně nízkou tepelnou účinností. Skutečná celková účinnost elektrárny je pak snížena o účinnost elektrického generátoru a účinnost turbíny. Potom je celková účinnost na svorkách generátoru  $\eta_{t\_el}$  dána vztahem (3.8):

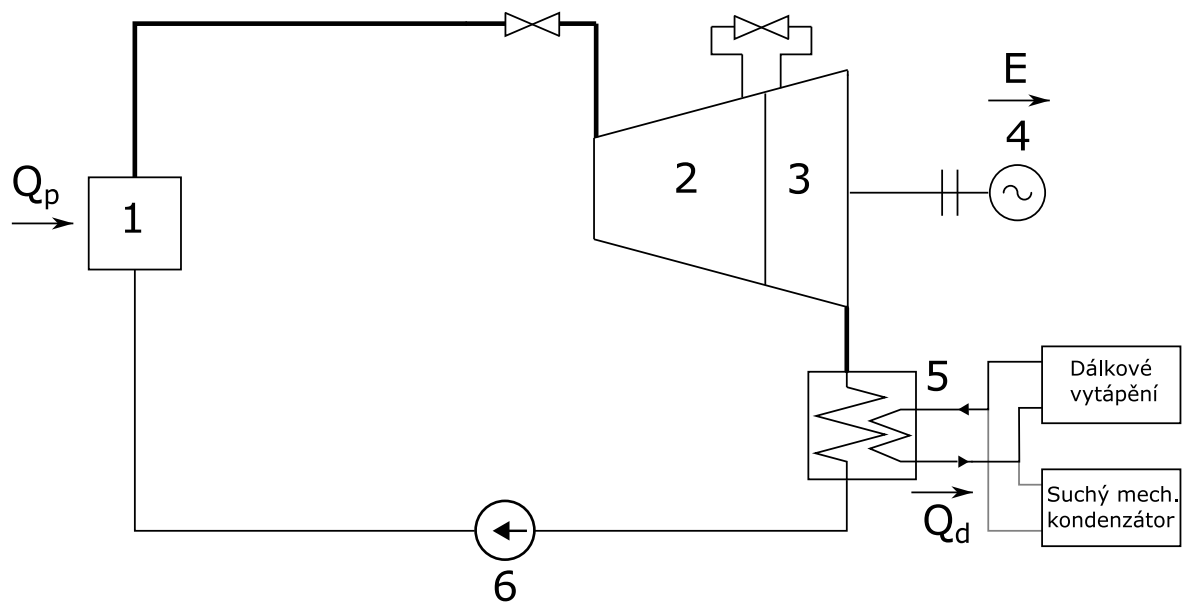
$$\eta_{t\_el} = \frac{P_{sv}}{Q_p} = \eta_{to} \cdot \eta_{td} \cdot \eta_m \cdot \eta_k \cdot \eta_g \quad (-) \quad (3.8)$$

kde  $P_{sv}$  je výkon na svorkách generátoru a  $Q_p$  je přivedené teplo

Teplo odváděné přímo z cyklu je zde největším množstvím tepla z elektrárny. Toto teplo má však už nízkou teplotu a není ve velkém rozsahu technologicky využitelné, a tak se považuje za ztrátu. [1]

### 3.6 Teplárny s protitlakovou turbínou

Protitlakové turbíny jsou jedním z velmi využívaných druhů parních turbín v teplárnách. Zjednodušené schéma takové teplárny je znázorněno na obrázku (Obr. 3.4)



- |                     |                       |                         |
|---------------------|-----------------------|-------------------------|
| 1 - kotel           | 4 - generátor         | $Q_p$ - přivedené teplo |
| 2 - VT část turbíny | 5 - kondenzátor       | $Q_d$ - dodávané teplo  |
| 3 - NT část turbíny | 6 - napájecí čerpadlo | E - vyrobená elektřina  |

Obr. 3.4 - Zjednodušené schéma teplárny s protitlakovou turbínou [vytvořeno na základě [11]]

V kotli (1) dochází ke spalování paliva, čímž uvolněná energie ve formě tepla ohřívá pracovní médium. Následně zde dochází k výparu média a přehřátí na dané parametry vhodné pro vysokotlakový díl turbíny (2). Zde expanduje část páry, čímž vytváří mechanickou práci na hřídeli. Zbytek využitelné páry dále expanduje v nízkotlakové části turbíny (3) a její zbylá energie se rovněž přemění na mechanickou práci na hřídeli. Mechanická práce na hřídeli slouží k roztáčení generátoru (4) vyrábějícího elektřinu. Pára, která prošla nízkotlakovou částí turbíny má ještě parametry, které se dají technicky využít pro vytápění. Příkladem parametrů páry je např. tlak o hodnotě 120 kPa a teplotě o 105 °C. Tato pára putuje do výměníku tepla (5), jehož primární funkcí je kondenzace páry za turbínou. Avšak zde může být přes základní ohřívák zbylá využitelná energie předána do horkovodní sítě pro dálkové vytápění nebo do suchého mechanického kondenzátoru, kde dochází k vyzáření energie do okolí. Za tepelným výměníkem se již médium ve formě vody přivádí do napájecího čerpadla (6), který vodu vhání zpět do kotle. [11]

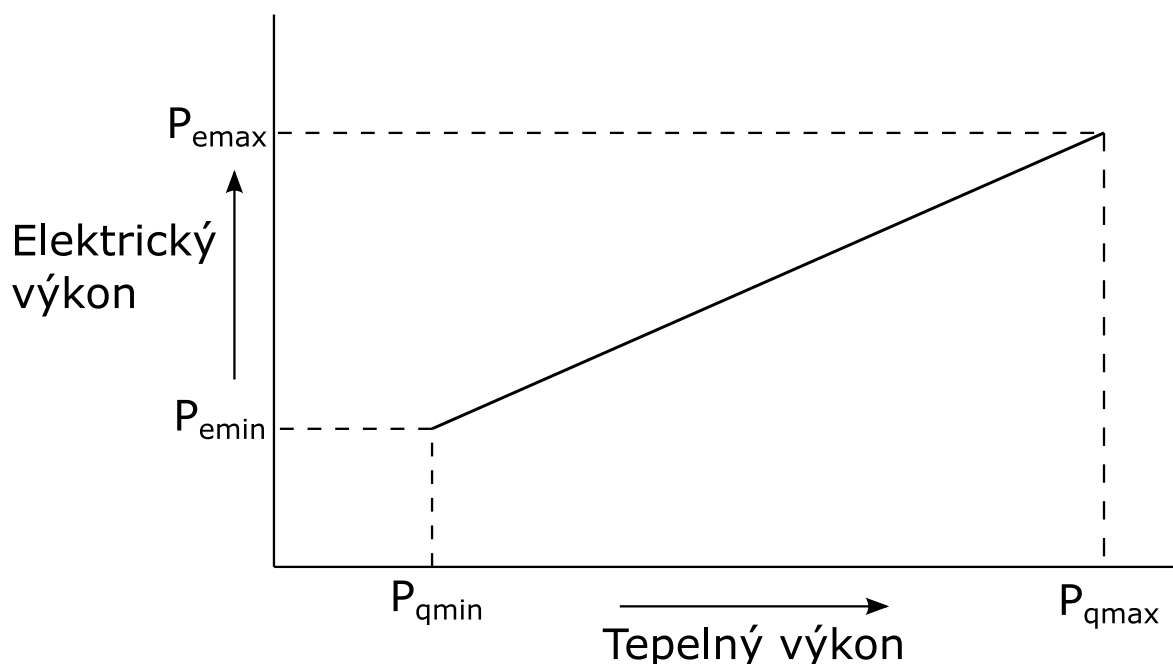
Parní protitlakové turbíny se vyrábějí ve velmi širokém výkonovém rozsahu od 10 kW až po více než 100 MW. Přehled základních parametrů protitlakových turbín je uveden v následující tabulce (Tab. 3.1).

Tab. 3.1 – Přehled typických parametrů vstupních a výstupní páry protitlakových turbín [převzato z 9]

	Parní protitlakové turbíny			
	0,01 - 1,0	1,0 - 6,0	6,0 - 35,0	> 35,0
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

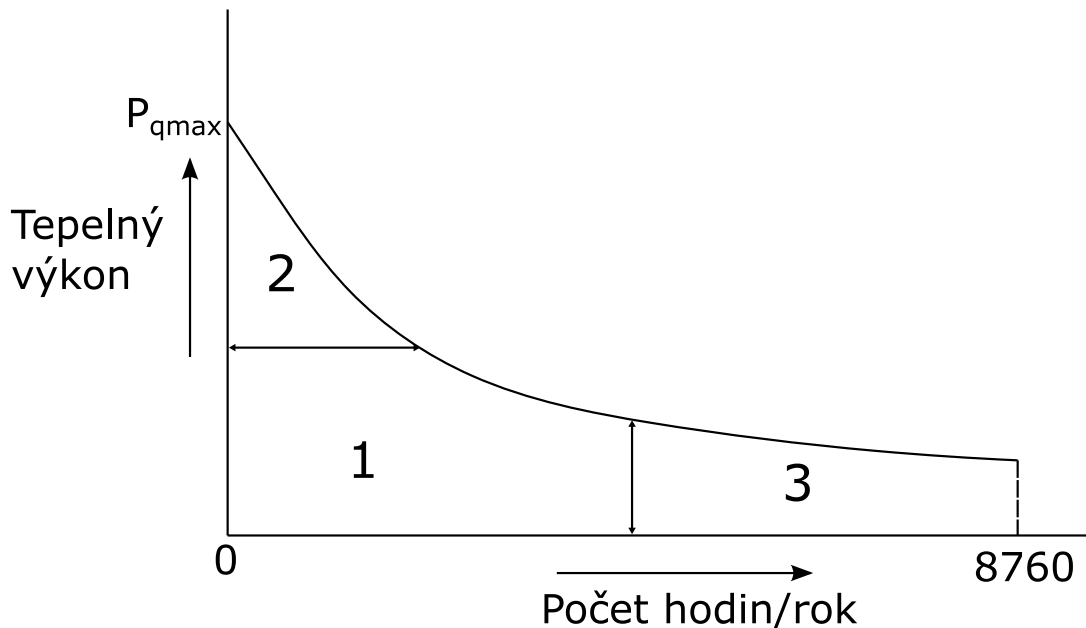
U protitlakových turbín je průtok páry turbínou spjat s výkonem elektrického generátoru  $P_e$  a množstvím dodávaného tepla z protitlaku  $P_q$ . Toto vyjadřuje následující rovnice, kde  $M_p$  je průtok páry turbínou,  $Q_p$  je množství přivedeného tepla,  $\eta_m$  je mechanická účinnost turbíny,  $\eta_g$  je účinnost generátoru a  $i_1$ ,  $i_2$  a  $i_3$  představují hodnoty entalpie v jednotlivých bodech oběhu.

$$P_e = M_p \cdot (i_2 - i_3) \cdot \eta_m \cdot \eta_g = Q_p \cdot \frac{i_2 - i_3}{i_3 - i_1} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad (3.9)$$



Obr. 3.5 - Závislost elektrického a tepelného výkonu protitlakové turbíny [vytvořeno na základě [9]]

Závislost výroby tepla a elektřiny je tedy lineární, jak ukazuje obrázek výše (Obr. 3.5). Jinými slovy, množství vyrobeného tepla je přímo úměrné výrobě elektřiny a naopak. Z toho plyne zásadní nevýhoda protitlakových turbín v podobě nízké přizpůsobivosti celého cyklu na aktuální zatížení. V případě nízkého tepelného zatížení není možné využít plný instalovaný elektrický výkon. Naopak při vysoké poptávce po teple je nutné tuto špičku krýt jinými zdroji tepla, neboť pokrytí protitlakovou turbínou není dostatečné. Proto jsou v teplárně instalovány špičkové nebo doplňkové zdroje. Mezi tyto zdroje patří samostatné kotle, nebo odběry tepla z jiných turbosoustrojí. Typický průběh tepelné spotřeby  $P_q$  protitlakové turbíny a jeho podílu pokrytí ukazuje následující obrázek (Obr. 3.6). Oblast potřeby tepla označená v obrázku číslem 1 je pokryta protitlakovou turbínou. Oblast 2 představuje časové období, kdy je potřeba tepla vysoká a protitlaková turbína nemá dostatečný tepelný výkon na její pokrytí. Naopak v případě oblasti 3 je tepelná spotřeba příliš nízká natolik, aby bylo výhodné tuto tepelnou spotřebu pokrýt. Proto se právě v oblastech 2 a 3 využívá jiných zdrojů tepla. [9]



Obr. 3.6 - Pokrytí tepelné spotřeby u cyklu s protitlakovou turbínou [vytvořeno na základě [9]]

Jeden ze způsobů rozpojení vazby mezi elektrickým a tepelným výkonem byl zobrazen na obrázku (Obr. 2.4) [1]. Takto pak lze dosáhnout současně zvýšení generování elektrické energie protitlakovým způsobem.

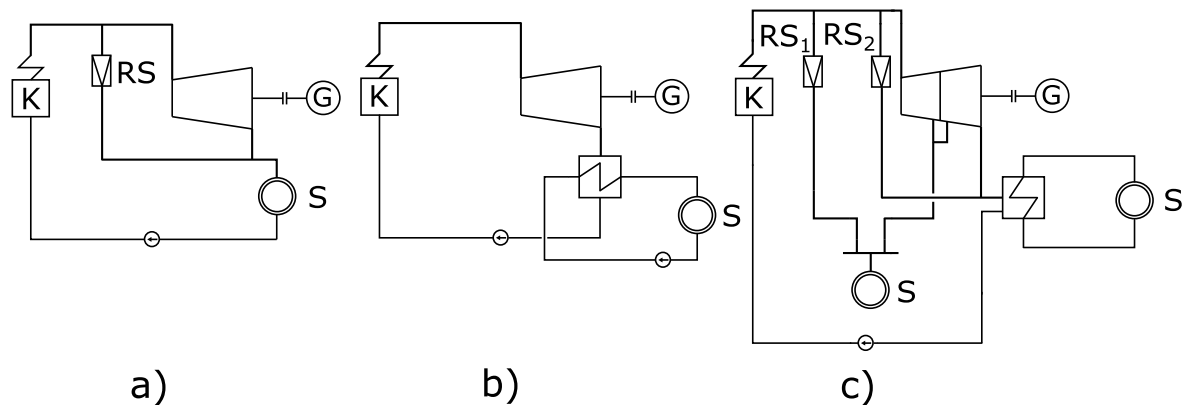
Výkonový rozsah neboli velikost minimálního a maximálního průtoku, je závislý na parametrech a konstrukci turbíny. Běžně se toto rozmezí pohybuje v intervalu od 40 do 100 %  $P_{max}$ , maximálně však od 20 do 100 %  $P_{max}$ . To však obvykle nespĺňuje požadavky pro rozsah tepelného výkonu, který se běžně pohybuje od 5 do 100 %  $P_{max}$ .

Z důvodu relativně dlouhé doby odstávky turbíny a jejího opětovného najetí je vyloučen provoz s každodenním odstavováním a najížděním. Proto je tento typ turbíny určen na celoroční nebo sezónní provoz. Návrh a dimenzování turbíny je vždy prováděno s ohledem na požadavek potřebného tepla. Zásadním aspektem při návrhu je minimální požadavek dodávky tepla. Ten by měl korespondovat minimálním množstvím páry protékající turbínou. Velikost protitlakových parních turbín je tedy určována buď podle dodávky tepla za letních měsíců při uvažování celoročního provozu nebo podle dodávky tepla na začátku a konci topného období při sezónním provozu. [12]

Výhodou protitlakové turbíny je vyšší účinnost v kogeneračním režimu (až 82 %) nebo snadnější řešení problematiky kavitace v NT dílu turbíny, neboť zde parametry páry nejsou takové jako u turbíny kondenzační. [11]



Na následujícím obrázku (Obr. 3.7) jsou zobrazena některá schémata tepláren s protitlakovými turbínami. Na schématu Obr. 3.7 a) je využívána dodávka tepla do parní sítě, Obr. 3.7 b) představuje dodávku tepla do horkovodní sítě a Obr. 3.7 c) kombinuje dodávku tepla do parní a horkovodní sítě z protitlakové turbíny s regulovaným odběrem. [12]



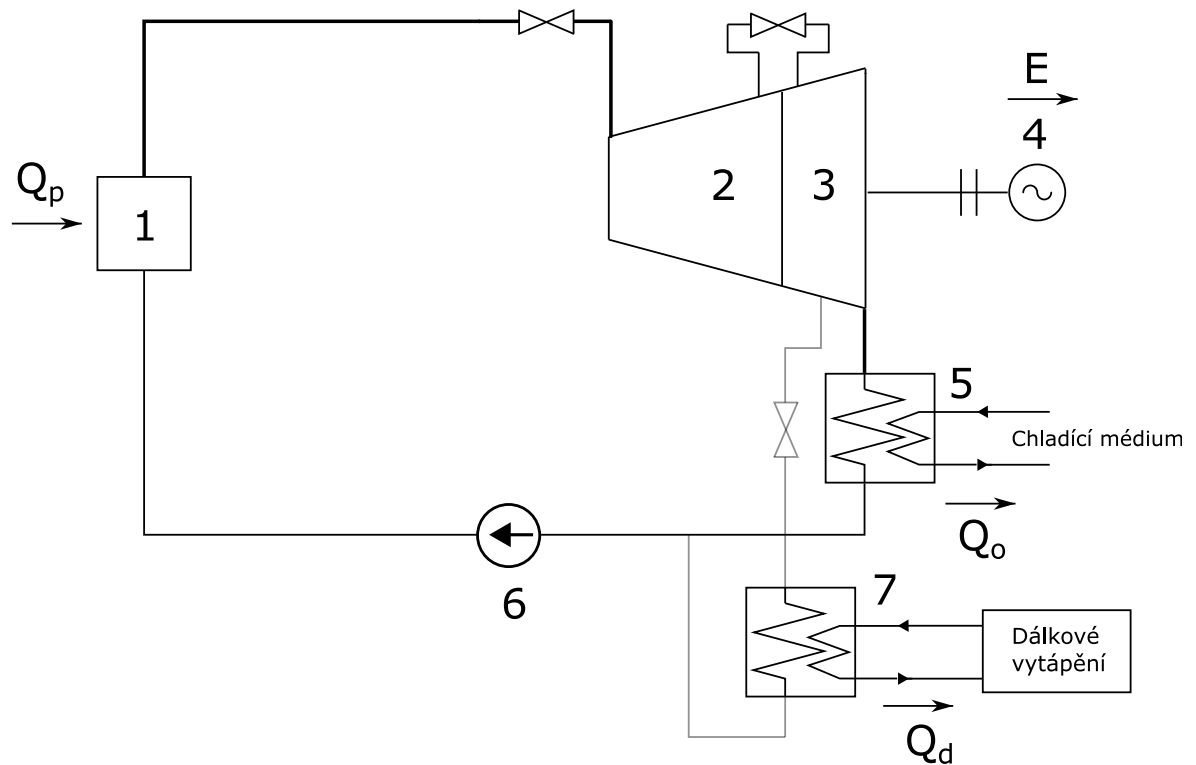
K - kotel RS - redukční stanice S - odběr tepla G - generátor

Obr. 3.7 - Základní schéma tepláren s protitlakovými turbínami [vytvořeno na základě [12]]

### 3.7 Teplárny s kondenzační odběrovou turbínou

Kondenzační odběrová turbína využívá odběru páry po částečné expanzi. Odběr je realizován v místech, kde pára disponuje dostatečně vysokými tlakovými a tepelnými parametry, které lze využít pro teplárenské účely. Pára, která není odebrána pro teplárenské účely, je dále využita v kondenzační části turbíny, čímž pokračuje v expanzi a je využita pro výrobu elektrické energie. Množství odebírané páry lze regulovat zpravidla v rozsahu od nuly, kdy je turbína v kondenzačním režimu až po maximální množství odebírané páry, na kterou byly odběry turbíny konstruovány. Rozdíl oproti protitlakové turbíně je především v parametrech vystupující páry z turbíny, neboť u kondenzačních odběrových turbín pára dosahuje typicky tlaku 10 kPa a teploty 35 °C. [9]

V současnosti jsou kondenzační turbíny více preferovaným druhem turbíny pro moderní teplárny. Toto je dáno zejména velkou variabilitou turbíny. Schéma teplárny s kondenzační turbínou, znázorněno níže (Obr. 3.8), je v principu podobné s teplárnou protitlakovou. Odběr z turbíny sloužící pro teplárenské účely se realizuje prostřednictvím jejího navrtání a vyvedení regulovaného odběru do tepelného výměníku (8). Ten předává teplo skrz základní ohřívač do dálkového vytápění. Oproti protitlakové teplárně je zde místo tepelného výměníku umístěn kondenzátor (5) sloužící k ochlazení páry a její přeměny v kondenzát (kapalinu).

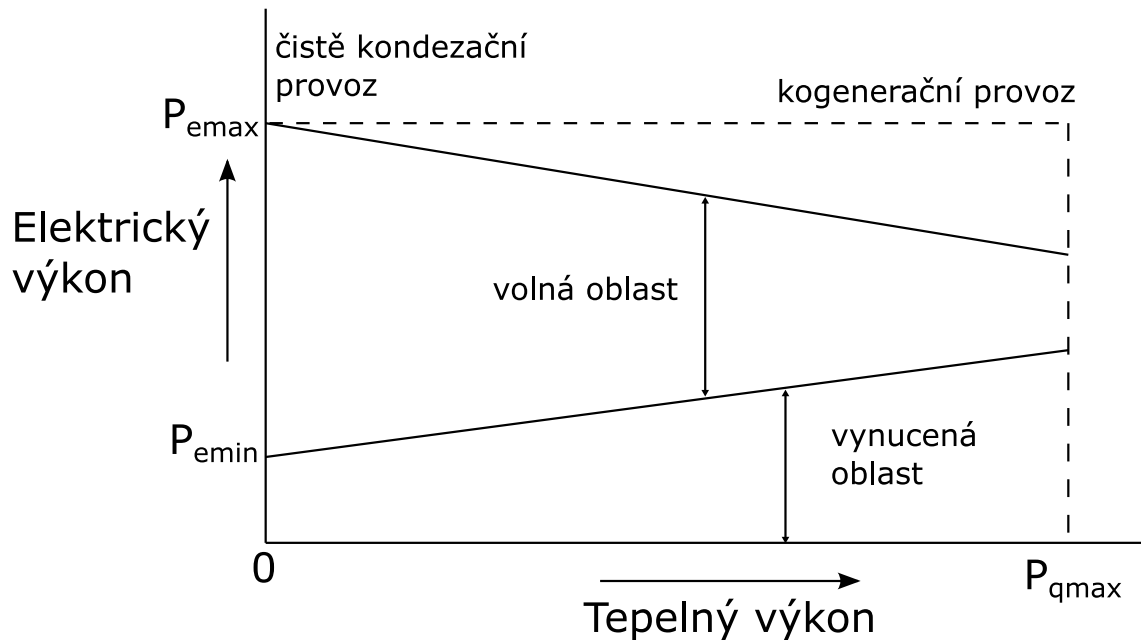


- |                     |                       |                         |
|---------------------|-----------------------|-------------------------|
| 1 - kotel           | 5 - kondenzátor       | $Q_p$ - přivedené teplo |
| 2 - VT část turbíny | 6 - napájecí čerpadlo | $Q_o$ - odvedené teplo  |
| 3 - NT část turbíny | 7 - tepelný výměník   | $Q_d$ - dodávané teplo  |
| 4 - generátor       |                       | E - vyrobená elektřina  |

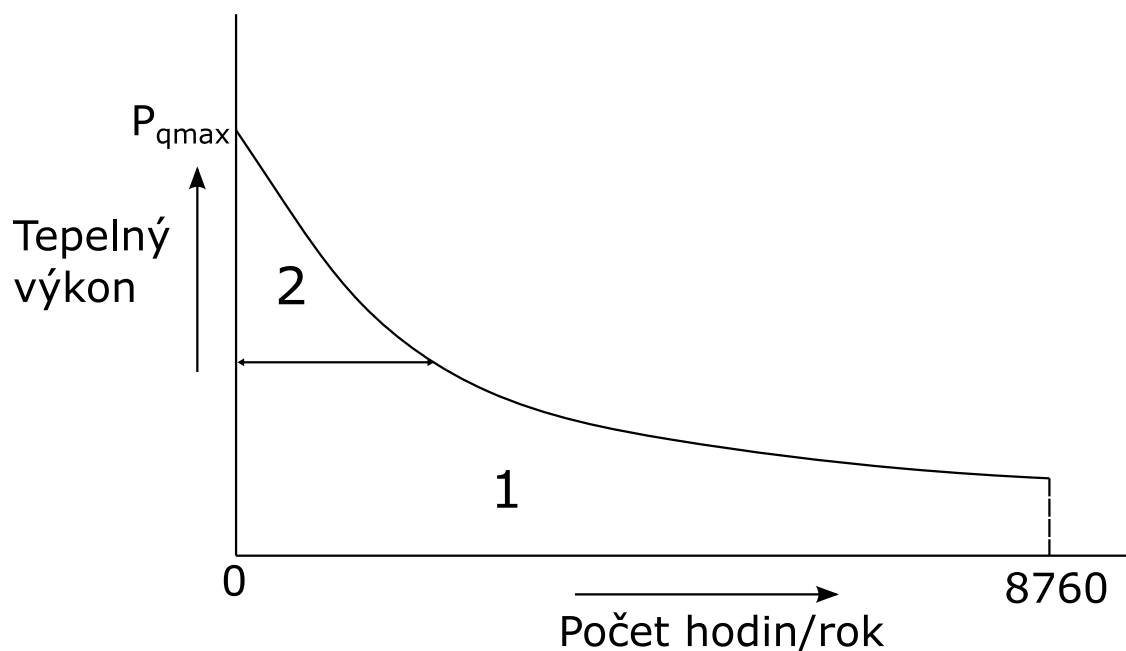
Obr. 3.8 - Zjednodušené schéma teplárny s kondenzační turbínou [vytvořeno na základě [11]]

Obrovskou výhodou je již výše zmíněná variabilita výroby celého teplárenského zařízení, neboť v případě nulového tepelného zatížení lze turbínu provozovat v čistě kondenzačním režimu. Z tohoto důvodu je možné provozovat turbínu celoročně. Závislost elektrického a tepelného výkonu kondenzační odběrové turbíny je patrná na obrázku (Obr. 3.9). Část elektrického výkonu je spřažena s dodávkou tepla, což se projeví v podobě vynuceného výkonu. Ten je dán průtokem páry odběrem a minimem do kondenzace. Zbylá část elektrického výkonu je na dodávkách tepla nezávislá. Tento výkon je nazýván výkonem volným, který je dán průtokem páry turbínou nad rámeček průtoku odběrové páry a minima do kondenzace. Podíl pokrytí tepelné spotřeby pomocí kondenzační turbíny ukazuje další obrázek (Obr. 3.10). Na rozdíl od protitlakové turbíny umožňuje kondenzační turbína pokrýt spotřebu tepla při malé poptávce, což souvisí s již s výše zmíněným možným celoročním provozem. Avšak i u kondenzační turbíny existují časové úseky, kdy je tepelné pokrytí turbíny nedostatečné a je nutné tyto oblasti pokrýt jinými zdroji tepla, například špičkovým kotlem. Výhoda je rovněž v odběru páry při různých tlakových úrovních. Odběr páry pro technologické účely zpravidla probíhá v tlakově vyšších částech turbíny. Naopak pára

sloužící pro ohřev topné vody je odebírána z tlakově nižších odběrů. Vyšší tlakové úrovně lze použít pro technologickou páru, v případě nízkotlakého odběru je vhodné použití pro vytápění nebo ohřev. Na druhou stranu je účinnost v kogeneračním režimu maximálně 66 %. V případě využívání čistě kondenzačního režimu je účinnost přibližně 36 %. [11]

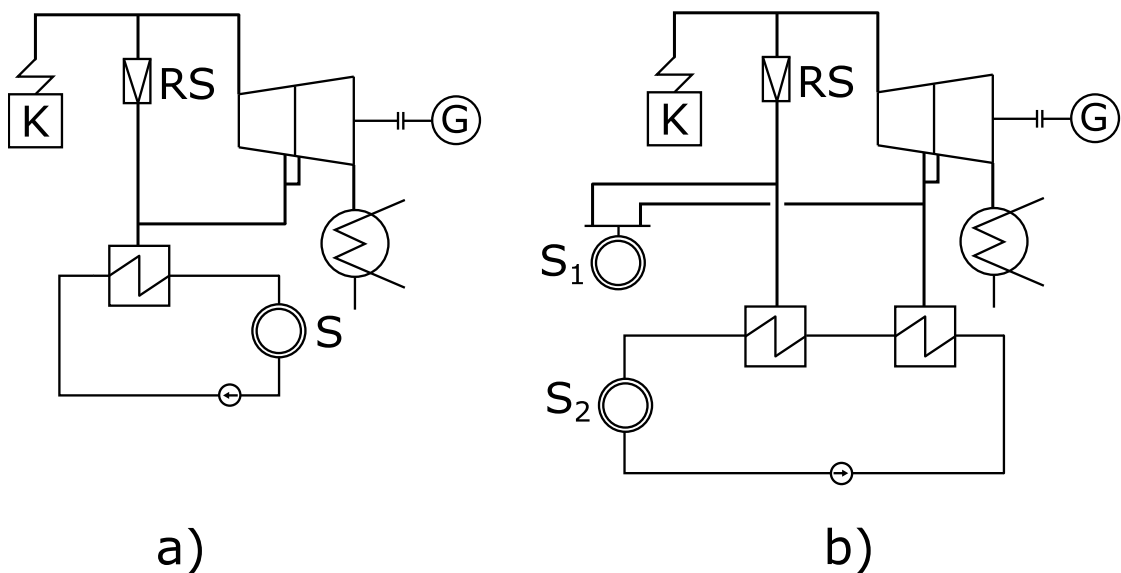


Obr. 3.9 - Závislost elektrického a tepelného výkonu kondenzační odběrové turbíny [vytvořeno na základě [9]]



Obr. 3.10 - Podíl pokrytí tepelné spotřeby kondenzační turbínou [vytvořeno na základě [9]]

Následující obrázek (Obr. 3.11) ukazuje možná schémata tepláren, kde je použita pouze kondenzační odběrová turbína s jedním regulovaným odběrem. Na příkladu Obr. 3.11a) je celý parní průtok regulovaného odběru využit pro ohřev horké vody. Redukční stanice slouží k regulaci průtoku páry již před turbínou v závislosti na aktuálním požadavku tepelného zatížení. Na Obr. 3.11b) je část páry z regulovaného odběru odváděna přímo ke spotřebiteli a zbylá část slouží pro ohřev horké vody v tepelném výměníku. V případě vysokého tepelného zatížení je část páry skrze redukční stanici odebírána již před turbínou. Část opět putuje přímo ke spotřebiteli a zbytek ohřívá horkou vodu v druhém tepelném výměníku. V obou případech je nutné odběr tepla v páře ve formě demineralizované vody vracet zpět do oběhu. [12]



K - kotel

S - odběr tepla

RS - redukční stanice

G- generátor

Obr. 3.11 - Příklady schémat tepláren s kondenzační turbínou [vytvořeno na základě [12]]

## 4 Teplárny s plynovými turbínami

Teplárny s plynovými turbínami jsou značně novějším vývojovým stupněm než teplárny parní. Nasazení plynových turbín pro kogeneraci bylo podmíněno dosažením dostatečné účinnosti a jednotkového výkonu. Rovněž dalším aspektem bylo vybudování dostatečně rozsáhlé sítě plynovodů pro transport zemního plynu. Z počátku, v období 60. let, byly plynové turbíny využívány zejména ke krytí špičkového výkonu v elektrizační soustavě z důvodu jejich rychlého spuštění a možného zatížení. Pro kogeneraci se tyto turbíny začaly využívat až od 70. let. Teplárny s plynovými turbínami jsou charakteristické svými určitými vlastnostmi, které jsou popsány následně. [1]

### 4.1 Vlastnosti tepláren s plynovými turbínami

Modul teplárenské výroby elektřiny je vyšší než u parních tepláren. Jeho hodnota je přibližně dvojnásobná, což je při KVET velmi podstatnou vlastností z hlediska úspory paliva oproti oddělené výrobě tepla a elektřiny.

Výkon plynové turbíny je při kogeneraci téměř shodný jako při použití samostatně pracující plynové turbíny. To je podstatný rozdíl oproti parním turbínám, které při kogeneraci a při totožném tepelném výkonu dosahují nižšího elektrického výkonu oproti kondenzační elektrárně.

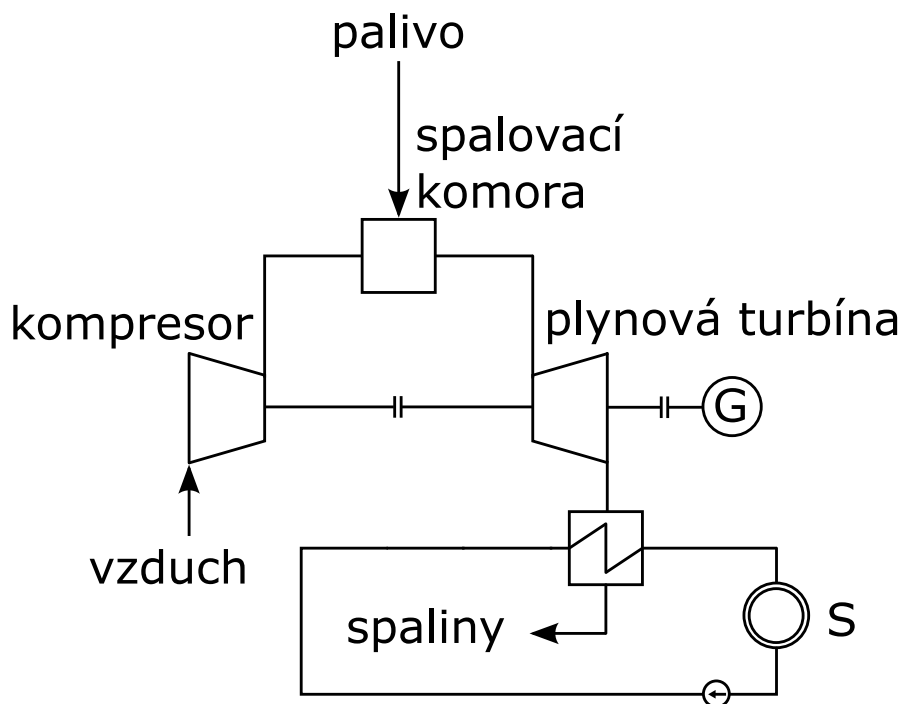
Při srovnatelných podmínkách, tj. za stejného výkonu, je celková účinnost teplárny s plynovou turbínou přibližně o 3 až 7 % nižší než u klasické parní teplárny. To je způsobeno výrazně větší komínovou ztrátou z důvodu přebytku vzduchu při spalování. Větší množství vzduchu je potřebné pro ochlazení spalin na přípustnou teplotu na vstupu do turbíny. To je nutné z hlediska přijatelného namáhání materiálů. I přes celkovou nižší účinnost tepláren s plynovými turbínami je s ohledem na vyšší modul teplárenské výroby elektřiny úspora paliva při KVET větší než u parních tepláren.

Další vlastností je jednoduchost technologického schématu teplárny s plynovými turbínami oproti parním teplárnám. Hlavními bloky jsou totiž spalínový kotel, plynové turbosoustrojí, vyvedení elektrického a tepelného výkonu. Plynové turbosoustrojí nevyžaduje těžkou strojovnu, tudíž v rámci výkonů jednotek až desítek MW je možné ho dodávat v kontejnerovém provedení.

Velkou výhodou plynových turbín je jejich rychlé spuštění a zatěžování, což je možné využít pro regulaci potřebného výkonu v elektrizační soustavě. [1]

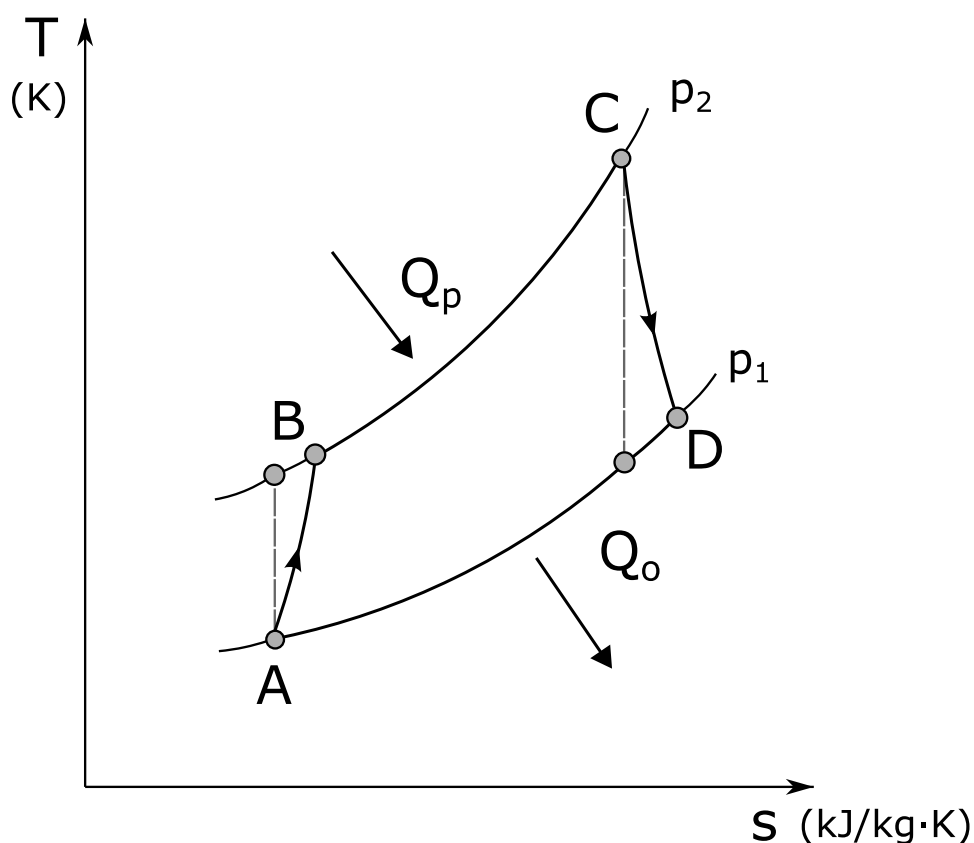
## 4.2 Teplárna s plynným pracovním cyklem

U teplařen s plynným pracovním cyklem probíhá pracovní cyklus v plynné fázi pracovního média. To je rozdíl oproti parním teplařnám, u nichž pracovní cyklus probíhá při změně fáze pracovního média. [1] Základní komponenty teplařny jsou kompresor, spalovací komora a plynová turbína. Jednoduché schéma je znázorněno níže (Obr. 4.1):



Obr. 4.1 - Základní schéma plynové teplařny [vytvořeno na základě [10]]

Základní teplený cyklus, který probíhá v teplařně s plynným cyklem, je obdobou Braytonova cyklu. Plyn při tomto cyklu koná práci, která je transformována pomocí hřídele spojené s alternátorem na elektrickou energii. Znázornění tohoto plynového oběhu v  $T$ - $s$  diagramu je na následujícím obrázku, kde  $T$  je teplota a  $s$  entropie. (Obr. 4.2):



Obr. 4.2 - Plynový (Braytonův) oběh [vytvořeno na základě [10]]

Mezi body A až B probíhá komprese plynu. Obvykle se jako plyn používá atmosférický vzduch, který je kompresorem stlačován. Adiabatická komprese ideálního plynu je naznačena čárkovaně, plná čára představuje skutečnou kompresi. Ve spalovací komoře dochází k mísení stlačeného plynu a paliva. Mezi body B-C dochází izobarickému spálení (jinými slovy tedy přívodu tepla  $Q_p$ ) této směsi, při které vznikají horké spaliny (teplota 900 až 1300 °C) [9], které expandují v plynové turbíně (mezi body C-D). Izoentropická expanze plynu je v diagramu zobrazena čárkovaně, expanze plynu v reálném oběhu plnou čarou. Mezi body D-A dochází k izobarickému odvodu tepla  $Q_o$ . [10]

Odváděné teplo dostatečně vyhovuje teplárenským účelům, neboť vystupující spaliny z turbíny dosahují teploty v rozmezí 450-570 °C [9]. Celková účinnost plynové teplárny  $\eta_{tep}$  pak je (4.1):

$$\eta_{tep} = \frac{P_e + Q_d}{Q_p} (-) \quad (4.1)$$

, kde  $P_e$  je elektrický výkon,  $Q_d$  je dodané teplo a  $Q_p$  je teplo přivedené

Kogenerace v parní teplárně a v teplárně s plynovou turbínou se liší. Při odběru tepla z parní turbíny musí být dostatečně vysoký protitlak, čímž dochází k výraznému snížení výroby elektřiny oproti kondenzační elektrárně. Oproti tomu u tepláren s plynovou turbínou odběr tepla množství vyrobené elektřiny nesnižuje, případně jen nepatrně. [12]

### 4.3 Plynové turbíny s rekuperací tepla

Jak již bylo zmíněno, spaliny, které vychází po expanzi v turbíně, mají ještě dobré parametry pro teplárenské účely. Lze je využít například pro technologické účely nebo pomocí nich ohřívat topnou vodu, či vyrábět páru zpětným zavedením do kotle. Tomuto se říká rekuperace tepla.

Plynové turbíny se vyrábějí v širokém výkonovém rozsahu. Jde o malé mikroturbíny s výkonem stovek kW i o velké stroje s výkonem ve stovkách MW. Přehled typických parametrů plynových turbín s rekuperací tepla je uveden v tabulce (Tab. 4.1).

Tab. 4.1 - Přehled typických parametrů plynových turbín s rekuperací tepla [převzato z 9]

	Plynové turbíny s rekuperací tepla		
Výkonový rozsah turbíny (MWe)	1 ÷ 10	10 ÷ 50	50 ÷ 240
Teplota spalin na výstupu z turbíny (°C)	460 ÷ 500	490 ÷ 540	510 ÷ 565
Otáčky turbíny (1/min)	8 000 ÷ 25 000	6 000 ÷ 12 000	3 000 ÷ 3 600
Využitelný tepelný výkon (MWt)	1,8 ÷ 18	18 ÷ 91	91 ÷ 335
Teplárenský modul (-)	0,5 ÷ 0,6	0,5 ÷ 0,6	0,5 ÷ 0,7

Tlak a teplota nasávaného vzduchu určuje elektrický výkon turbíny a s ním spojenou i elektrickou účinnost. Platí, že se zvětšující se teplotou a tlakem vzduchu roste elektrický výkon. Využitelný tepelný výkon je závislý na formě užitného tepla (pára, horká nebo teplá voda). Proto je pak celková účinnost výroby elektřiny a tepla limitována technologickými prvky turbíny (maximální dovolená teplota spalin na prvních stupních expanzní části turbíny), konstrukčním uspořádání (počet lopatkových řad, využití či absence převodovky) a mírou využití energetického obsahu spalin, které vystupují z turbíny.

Podobně jako u parních odběrových turbín, lze i tady dosáhnout částečného rozpojení vazby mezi elektrickým a tepelným výkonem. I zde při snížení podílu využívaného tepla klesá celková účinnost. Plynová turbína s rekuperací tepla se bude podobně chovat jako parní protitlaková turbína, pokud není mezi plynovou turbínou a spalinový kotel zařazen by-passový komín. To znamená, že při poklesu elektrického výkonu úměrně klesá i množství odcházejících spalin a tím pádem i tepelný výkon spalinového kotle. Rozdílem je však



regulační rozsah turbíny, neboť zde při poklesu pod 70 % jmenovitého výkonu začne razantně klesat účinnost plynové turbíny. Při použití by-passového komínu je sice regulační rozsah větší, ale dochází k odpouštění části spalin, což je vzhledem k ceně paliva méně ekonomické. [9]

### 4.4 Paroplynová teplárna

Paroplynový cyklus vzniká zapojením parní protitlakové nebo kondenzační odběrové turbíny do plyného cyklu. Paroplynová teplárna dosahuje vysoké účinnosti, jelikož přeměna tepelné energie na mechanickou a následně elektrickou energii probíhá ve dvou po sobě řazených tepelných obězích. Ve spalovací komoře spalovacího turbosoustrojí dochází ke spalování paliva, čímž je teplo přiváděno do plynového cyklu. Část tepla se zde přemění na mechanickou a poté na elektrickou energii. Nevyužité teplo je přiváděno do parního cyklu, který probíhá na teplotně menší úrovni. Teplo může být využito dvěma způsoby. V prvním případě mohou být horké spaliny využity přímo k získání páry. Pára pak směřuje do parní kondenzační turbíny, kde dochází k transformaci na mechanickou a následně na elektrickou energii. Dodávky tepla jsou vyvedeny pouze z parní části cyklu, nikoliv z plyného. Druhou možností je pouze předehřev napájecí vody, která pak vstupuje do kotle, který je součástí parního cyklu. [9]

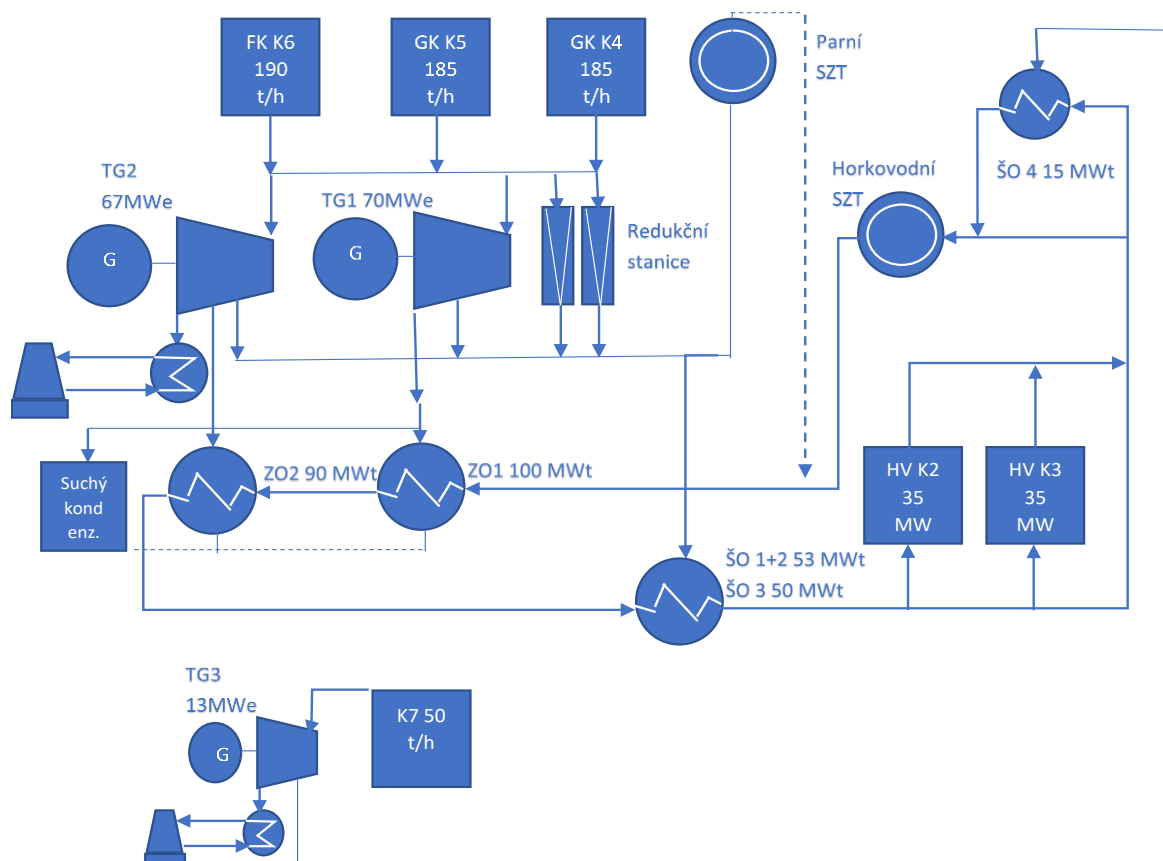
Příkladem je paroplynový teplárenský blok se sériově řazeným plynovým cyklem a dvoutlakovým parním cyklem ve Vřesové (Obr. 4.3). Ve zdejším komplexu je zplyňováním uhlí vyráběn energoplyn, který je palivem plynové turbíně. Plynová turbína je na společné hřídeli společně s kompresorem a generátorem. Elektrický výkon plynového soustrojí je 125 MW. Vzniklé spaliny jsou využívány pro parní cyklus, kde za jejich pomoci dochází k ohřevu vody potažmo páry. Pára vstupuje do kondenzační turbíny se dvěma regulovanými odběry. Elektrický výkon parní turbíny je 57 MW. Kvůli využití tepla spalin je pak výsledná účinnost při tepelném výkonu 102,5 MWt v páře přibližně 69,4 %. Při kondenzačním provozu dosahuje účinnost celého bloku přibližně 50,5 %. [1]



## 5 Teplárna Plzeň

### 5.1 Popis zařízení

Zjednodušené schéma teplárny Plzeň je znázorněno na následujícím obrázku (Obr. 5.1). Primárním zdrojem tepelné energie jsou tři kotle – K4, K5 a K6. Tyto kotle zásobují dvě turbosoustrojí – TG1 a TG2 o celkovém výkonu 137 MWe. Kotel K7 je nejnovějším kotlem, který zásobuje turbosoustrojí TG3 o výkonu 13,5 MWe. Dále jsou zde ještě instalovány horkovodní roštové kotle K2 a K3.



Obr. 5.1 - Schéma teplárny Plzeň

### 5.2 Horkovodní roštové kotle K2 a K3

Horkovodní roštové kotle slouží ke spalování kusových částic v pevné vrstvě. Základní částí ohniště je rošt, kde palivo prochází charakteristickými fázemi. Nejprve dojde k jeho sušení, kde se při ohřátí přibližně na 120 °C vypařuje voda. Při ohřevu nad 250 °C dochází k uvolňování prchavé hořlaviny. Tato fáze se nazývá odplyňování. Následně dochází k hoření prchavé hořlaviny a zápalu vrstvy tuhé hořlaviny. Nakonec dochází k dohořívání

tuhé fáze a chladnutí tuhých zbytků. Pro správný průběh fází spalování je zapotřebí část uvolněného tepla vracet do reakce a umožnit zapálení dalšího paliva. Maximální teploty v ohništi roštových kotlů dosahují v případě spalování uhlí 1350-1450 °C. Spalování u roštových ohnišť probíhá tedy ve dvou místech – ve vrstvě na roštu a v prostoru nad vrstvou paliva. [13]

Kotle K2 a K3 nejsou již v současné době v provozu. Dosahovaly účinnosti 81 % a tepelného výkonu 35 MWt. V blízké době se počítá s jejich zbouráním.

### 5.3 Vysokotlaké parní kotle s granulačním ohništěm K4 a K5

Tyto kotle spadají do kategorie práškových kotlů, které spalují zpravidla uhelný prášek, jenž je rozemlet na jednotlivá zrna s velikostí pod 1 mm. Tím je dosaženo zvětšení měrného povrchu paliva až stonásobně, čímž dochází k intenzivnějšímu spalování. Z důvodu absence roštu, který omezuje teplotu primárního vzduchu a zatížení ohniště, se práškové kotle používají pro vyšší výkony, přibližně od 50 t/h.

Uhlí se mele na prášek v mlýnicích. Mlecí zařízení může být různých druhů (ventilátorové, trubnaté nebo kladkové mlýny). Současně zde dochází k vysoušení spalovacího média. Takto rozemletý prášek je do ohniště přiváděn pomocí pneumaticky nosného média. Nosné médium může být ve formě vzduchu, spalin nebo jejich směsi. Primární směs, což je směs nosného média a rozemletého prášku, vstupuje společně se sekundárním vzduchem do kotle s práškovými hořáky, které mohou být uspořádány několika způsoby. Tato směs se v prostoru ohniště mísí s tzv. terciárním vzduchem, který se přehřívá na teplotu 300 až 450 °C z důvodu dokonalého spalování. Doba spalování se u práškových kotlů pohybuje v rozmezí 0,5 až 3 sekund. Nevýhodou používání práškových kotlů jsou vyšší investiční náklady z důvodu mlecího zařízení, což vede ke zvýšení vlastní spotřeby a tím pádem ke snížení celkové účinnosti. Rovněž u těchto kotlů dochází k vysokému znečištění spalin, což s sebou přináší zvýšené nároky na odprašovací zařízení a vyčištění spalin od plynných emisí. [13]

Jedním druhem práškového kotle je kotel s granulačním ohništěm, který je vhodný pro spalování méně kvalitních paliv. V České republice je tento druh výhradně využíván, neboť se zde pro spalování využívá méně kvalitní hnědé uhlí. Ke spalování dochází při relativně nízkých teplotách z důvodu udržení teploty pod teplotou tečení popele, což vyžaduje intenzivní chlazení spalovací komory. V průběhu spalování dochází k natavení částic popele, které se shlukují a vytváří strusku. Ta následně padá do spodní části ohniště (výsyvky), ze které je nepřetržitě odváděna. Z celkového množství popeloviny obsažené

v palivu je ve strusce zachyceno 8-20 % popílku. Zbytek popílku putuje spolu se spalinami a je potřeba ho zachytávat v odprašovacích zařízeních. V závislosti na používaném palivu se teplota v granulačním ohništi pohybuje mezi 1 100 až 1 500 °C. Z důvodu, aby teplota nepřekročila tečení popílku, je nutné realizovat určitá opatření. Používá se palivo s nízkou výhřevností a vysokým obsahem popelovin a vlhkosti. Dále je nutný odvod uvolněného tepla stěnami spalovací komory. Také se volí nižší teplota předehřátí vzduchu nebo vyšší přebytek vzduchu anebo se mohou zpětně zavádět recirkulované spaliny do spalovací komory. [13]

Kotle K4 a K5 použité v teplárně Plzeň mají účinnost přeměny paliva v teplo 85,5 %. Jmenovitý tepelný výkon každého kotle je 128 MWt. Jako primární palivo se používá hnědé uhlí o výhřevnosti 13,5 MJ/kg. Rozsah výhřevnosti paliva, které je kotel schopen zpracovat se pohybuje v rozmezí 10–15 MJ/kg. V případě těchto kotlů je možné využít spoluspalování uhlí a dalšího sekundární paliva. Tím mohou být peletky z biomasy, které mají výhřevnost asi 15 MJ/kg. Maximální podíl tohoto přídavného paliva je 10 %. Dalším možným přídavným palivem může být TAP s výhřevností přibližně 28 MJ/kg. Zde je maximální podíl paliva pouze 5 %. Pro najíždění kotle se používá plyn. Výstupní pára z kotlů má tlak 13,84 MPa s teplotou 540 °C.

#### 5.4 Vysokotlaké parní fluidní kotle K6 a K7

Fluidní kotle jsou založeny na principu spalování paliva ve fluidní vrstvě. Na pórovité přepážce je umístěno palivo. Skrz tuto pórovitou přepážku proudí médium (vzduch, plyn), které má významně nižší hustotu, než je hustota paliva. Při dosažení určité meze, při které dochází k vyrovnání odporové síly částic paliva a gravitace, dojde k vznášení těchto částic v tekutině. Tím vzniká směs, která má vlastnosti podobné kapalinám. Fluidní vrstva je tvořena palivem, odsiřovacím aditivem (vápenec) a aditivem pro stabilitu fluidní vrstvy (písek). Fluidní spalování dosahuje nejvyšší efektivity přeměny energie a zároveň nejnižší produkce emisí ze spalování tuhých paliv. Použití těchto kotlů má široký rozsah – jsou schopny spalovat jak jakostní paliva, tak odpady. Nevýhodou fluidních kotlů je zvýšená citlivost na granulometrii paliva. [14]

Kotel K6 je zapojen paralelně ke kotlům K4 a K5. Byl vystavěn společně s turbosoustrojím TG2 v roce 1999. Vyznačuje se lepší účinností, konkrétně 92 %, a větším tepelným výkonem – 135 MWt. Kvůli jeho lepší účinnosti je oproti kotlům K4 a K5 více využíván. Rozsah výhřevnosti tohoto kotle je v rozmezí 11–15 MJ/kg. Tento kotel využívá spoluspalování uhlí a biomasy. Jako přídavné palivo z biomasy se využívá dřevní štěpka. Maximální podíl biomasy činí při spoluspalování 83 %, což bylo i provozně odzkoušeno.

V případě, že není vyžadován jmenovitý výkon kotle, je možné kotel provozovat čistě na dřevní štěpku. Teplota výstupní páry z kotle K6 je stejná jako u kotlů K4 a K5. Výstupní tlak páry se nepatrně liší – zde je o přibližně 0,31 MPa nižší.

Fluidní kotel K7 je nejnovějším kotlem v teplárně Plzeň a je součástí tzv. zeleného bloku. Je umístěn separátně od předchozích kotlů. Jeho tepelný výkon je 38,5 MWt a účinnost dosahuje 91 %. Jako palivo se zde využívá dřevní štěpka s výhřevností přibližně 10 GJ/kg. Přídavným palivem jsou peletky z biomasy s maximálním podílem 10 %.

### 5.5 Turbosoustrojí TG1

Turbosoustrojí TG1 je tvořeno parní protitlakovou turbínou a generátorem dosahujícího výkonu 70 MWe. Princip protitlakové turbíny byl již popsán v kapitole výše (3.6). V tomto případě se jedná o dvoutělesovou protitlakovou parní turbínu. Minimální výkon protitlakové turbíny zde činí 8 MWe. Turbína je napojena na paralelní spojení kotlů K4, K5 a K6. Jmenovitými parametry vstupující admisní páry do turbíny jsou tlak 13,25 MPa a teplota 535 °C. Z vysokotlaké části turbíny jsou realizovány dva regenerativní odběry, které slouží k ohřevu vody ve dvou VTO. Na výstupu z vysokotlaké části turbíny se množství páry rozdělí na dvě části. Převážná její část putuje do nízkotlaké části turbíny. Zbylá pára se opět rozdělí v závislosti na aktuální požadavcích. Část páry směřuje do parní SZT a zbytek do NNV, kde ohřívá napájecí vodu. Dodávka páry je určena převážně pro zdejší pivovar a v menší míře i pro železniční depo. Z nízkotlaké části turbíny jsou vyvedeny rovněž dva regenerativní odběry, které se zavádí do NTO nebo v případě potřeby rovnou do napájecí nádrže. Pára z protitlaku má teplotu 105 °C, tlak 0,12 MPa a směřuje do základního ohříváku ZO1 o výkonu 100 MWt. Odtud se horká voda přivádí do soustavy CZT. Za předpokladu, že není potřeba ohřívát topnou vodu pro vytápění, pára z protitlaku směřuje do suchého kondenzátoru, kde je její energie vyzářena do okolí.

### 5.6 Turbosoustrojí TG2

Turbosoustrojí TG2 je rovněž napojeno na paralelně spojené kotle K4, K5 a K6. V tomto případě se jedná o jednotělesovou kondenzační parní turbínu. Princip kondenzační turbíny byl popsán v předchozí kapitole (3.7). Jmenovitý výkon tohoto turbosoustrojí je 67 MWe. Jmenovitá teplota admisní páry je shodná jako u TG1, avšak jmenovitý admisní tlak se nepatrně liší – je větší o 0,05 MPa. Z turbíny jsou vyvedeny čtyři odběry. První vede do VTO, kde probíhá ohřev vody. Druhý odběr je opět rozdělen a slouží jak k ohřevu napájecí vody v NNV, tak i pro dodávku páry do parní SZT v závislosti na aktuálních potřebách.

Zbylé dva odběry jsou zavedeny do dvou NTO. Poslední zmiňovaný odběr je však navíc rozdělen mezi druhý NTO a základní ohřívák ZO2 o výkonu 90 MWt. Zde v případě potřeby dodávky tepla probíhá ohřev topné vody putující do soustavy CZT.

### 5.7 Turbosoustrojí TG3

Turbosoustrojí TG3 je samostatně zásobováno kotlem K7, který spaluje pouze biomasu. I zde se vyskytuje jednotělesová kondenzační turbína s jmenovitým výkonem 13,5 MWe. Admisní pára vstupující do turbíny má teplotu 485 °C a tlak 6,6 MPa.

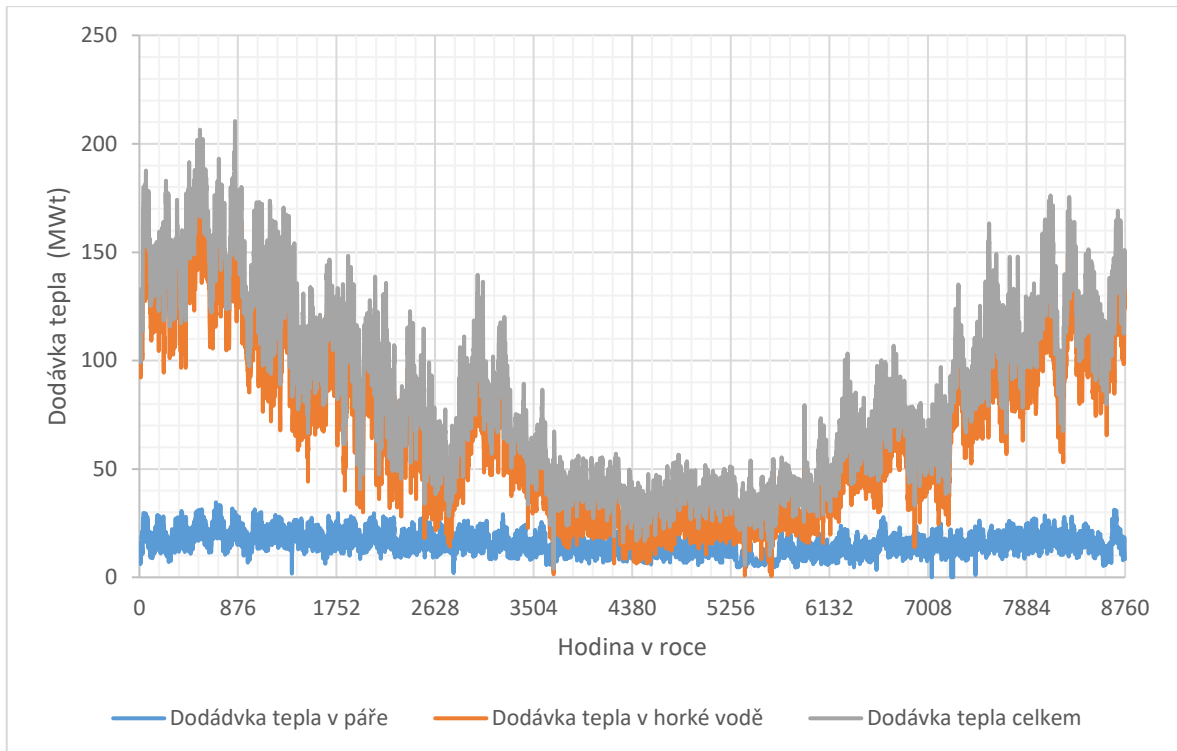
### 5.8 Pomocná zařízení

Pro vyvedení výkonu jsou pro všechna tři turbosoustrojí použity transformátory od firmy ŠKODA. Transformátor na svorkách TG1 má výkon 63 MVA, dále transformátor na svorkách TG2 disponuje výkonem 80 MVA a v neposlední řadě transformátor na svorkách TG3 má výkon 16 MVA. Všechny tři transformátory mají převod 10,5/110 kV a jsou chlazeny olejem. Dále se zde vyskytuje několik transformátorů vlastní spotřeby různého výkonu.

### 5.9 Dodávka tepla do sítě

Plzeňská teplárenská a.s. je složena ze tří segmentů. Jedná se o centrální zdroj PT, a.s. – závod Teplárna, centrální zdroj PT, a.s. – závod Energetika a ZEVO Plzeň. Podrobná síť PT, a.s. je uvedena v příloze (Příloha I). Dodávku tepla v Plzni provádí primárně závod Teplárna. Hlavní část dodávky tepla je v podobě horké vody, která putuje do soustavy CZT, která zásobuje převážnou část města Plzeň. Menší část tepelné dodávky je v páře. Primární odběratel je plzeňský pivovar, část páry ještě využívá železniční depo.

Průběh dodávky tepla v roce 2019 znázorňuje následující graf (Obr. 5.2). Největší dodávka tepla v tomto roce byla přibližně v 35. dni v roce, což odpovídá začátku února. Dodaný tepelný výkon činil přibližně 204 MWt s tím, že přibližně 145 MWt bylo dodáno v horké vodě. Zbytek tepelného výkonu byl dodán ve formě páry.



Obr. 5.2 - Dodávka tepla do sítě v roce 2019



## 6 Tepelný oběh v programu Cycle Tempo

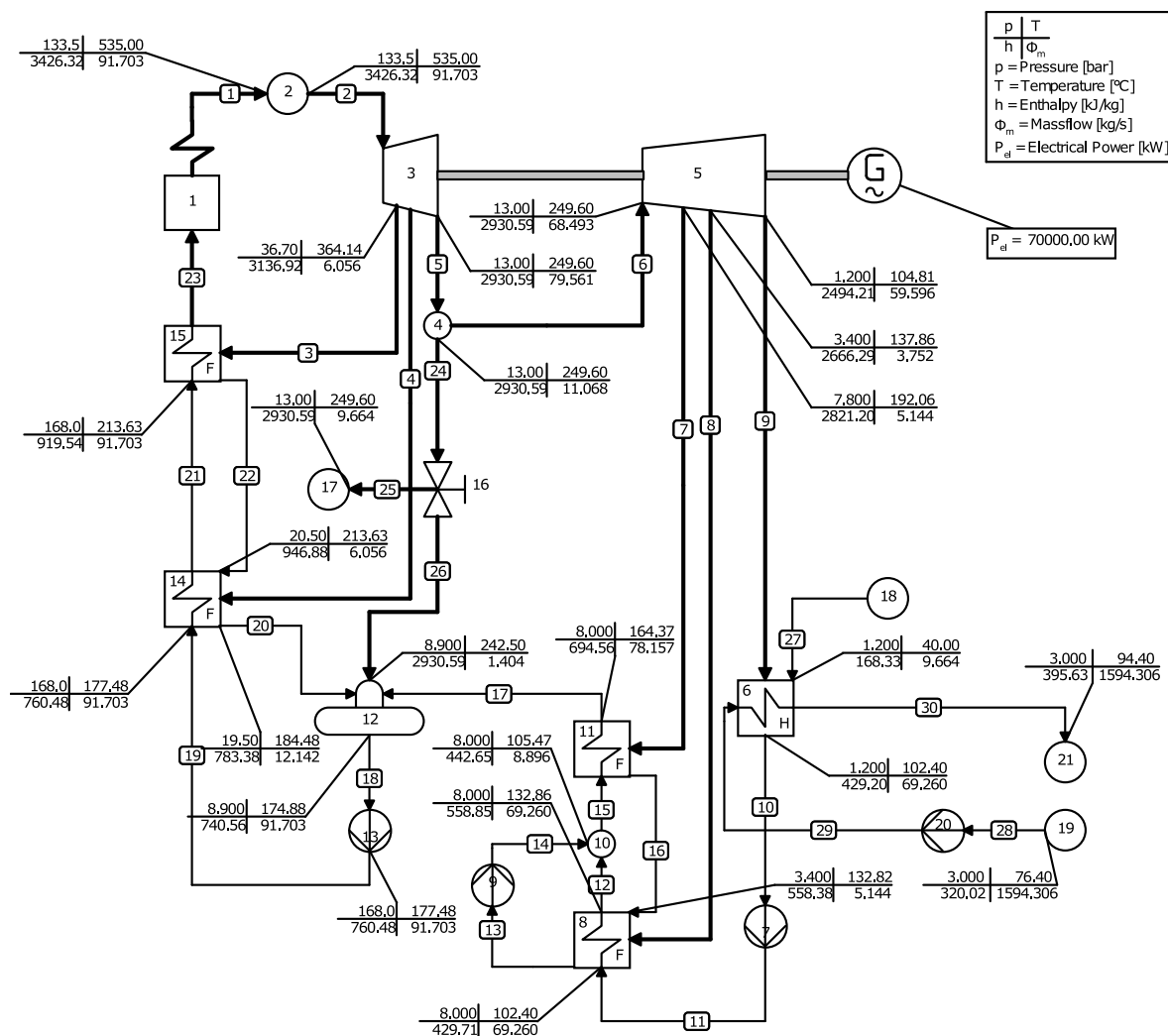
Tepelný oběh teplárny byl namodelován a vyřešen v programu Cycle Tempo. Jedná se o program, který slouží k termodynamické analýze a optimalizaci systémů přeměn energie. Je vhodný na řešení celé řady systémů jako jsou například konvenční tepelné elektrárny, kompresní a chladicí systémy nebo solární ORC elektrárny. Cycle Tempo slouží především k výpočtu hmotnostních a energetických toků v celém systému. Pro správnou funkci je vyžadována knihovna termodynamických vlastností FluidPro, která obsahuje modely pro konvenční i nekonvenční pracovní kapaliny.

Následující kapitoly popisují namodelované tepelné oběhy jednotlivých turbosoustrojí celé teplárny. Důležitou poznámkou je fakt, pro jaké časové období byl celý tepelný oběh modelován. Jednalo se o zimní den, kdy je vysoká dodávka tepla.

Při zachování stejné dodávky tepla a elektřiny jsou následně navrženy dva paroplynové cykly. Jedná se o jeden z možných způsobů, jak by mohly být nahrazeny stávající klasické parní bloky spalující uhlí.

### 6.1 Turbosoustrojí TG1

Schéma turbosoustrojí TG1 je znázorněno na obrázku (Obr. 6.1). Komponenty 1 a 2 je simulováno paralelní napojení na kotle K4, K5 a K6. Jako palivo bylo použito uhlí s výhřevností 13,7 GJ. Vysokotlakou část protitlakové turbíny představuje v schématu komponenta 3. Z ní jsou vyvedeny dva regenerativní odběry vedoucí do dvou VTO, které slouží k předehřevu napájecí vody, která vstupuje do kotle. Na výstupu z vysokotlaké části turbíny je provedeno rozdělení. Menší průtok páry je rozdělen mezi dodávku tepla parní SZT (komponenta 17) a zbytek směřuje do nádrže napájecí vody (komponenta 12). Převážné množství páry putuje do druhé části turbíny (komponenta 5). Z druhé části jsou opět vyvedeny dva regenerativní odběry, které jsou přivedeny do nízkotlakých ohříváků (komponenty 8 a 11). Výstup turbíny je přiveden do tepelného výměníku (komponenta 6), který představuje základní ohřívák ZO1 (Obr. 5.1). V něm dochází k ohřevu horké vody, která putuje do soustavy CZT. V případě, že není potřeba dodávat tolik teplé vody do soustavy CZT, jsou využity suché kondenzátory, ve kterých dochází k maření tepla. Celková účinnost tohoto soustrojí dosahuje necelých 29 %.

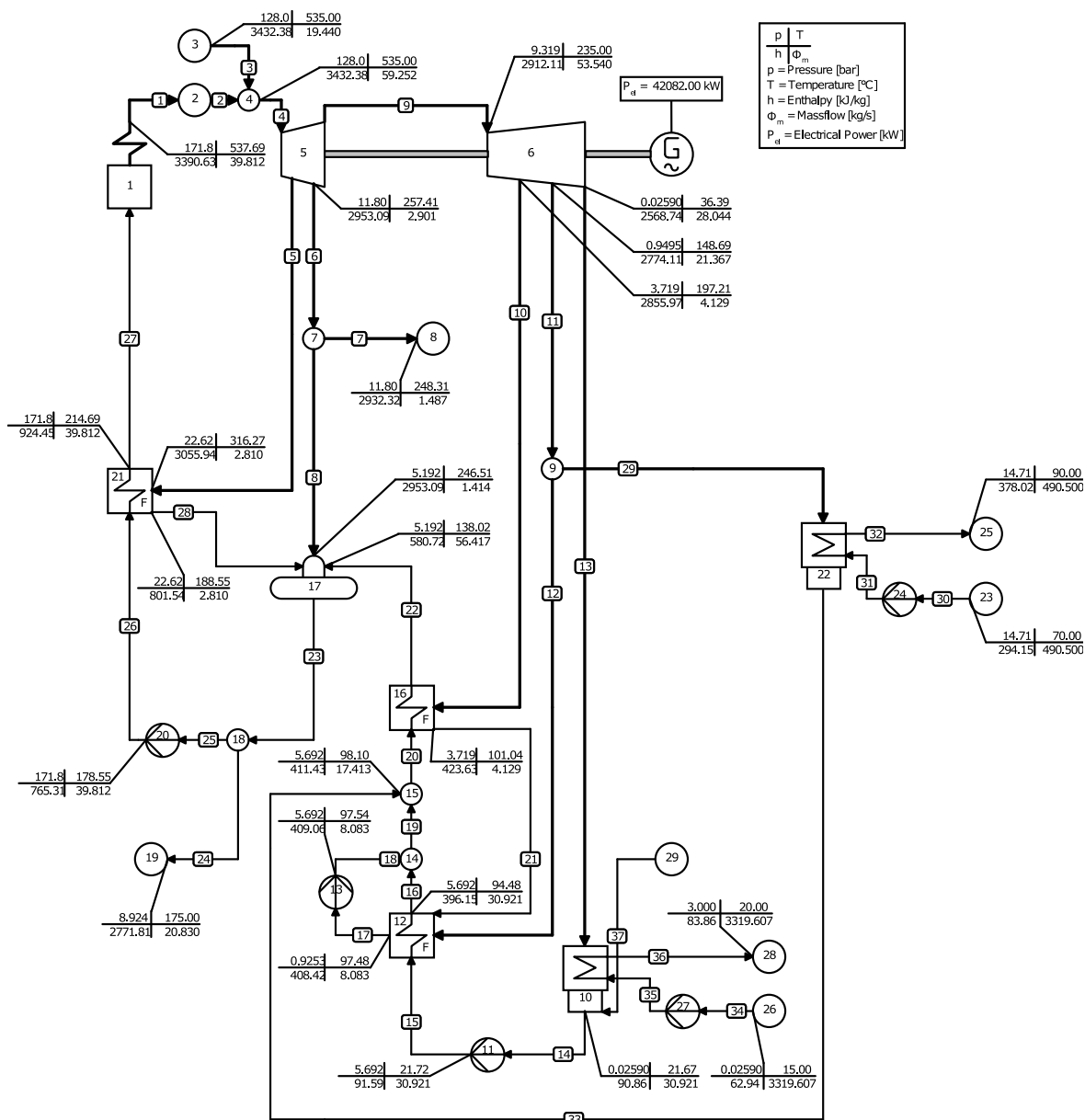


Obr. 6.1 - Tepelný oběh turbosoustrój TG1

V případě tohoto konkrétního schématu elektrický výkon generátoru dosahuje 70 MWe. Dodávaný tepelný výkon je rozdělen na dvě části. První část představuje teplo v páře, což je znázorněno ve schématu komponentou 17. Množství dodávané páry činí 9,664 kg/s, což představuje 34,79 t/h. Tlak páry činí 13 MPa a teplota necelých 250 °C. Pro snadnější představu lze na základě znalosti množství protékajícího média a entalpie vyjádřit dodávku tepla ve formě tepelného výkonu. Ten při tomto stavu činí 28,32 MWt. Druhá část dodávky tepla je ve formě horké vody, která je ohřívána v ZO1. Množství ohřívané horké vody je 1 594,306 kg/s neboli 5 738 t/h. Ohřev horké vody je ze 76,4 °C na 94,4 °C, která proudí do soustavy CZT. Tepelný výkon je pak 120,69 MWt. Z důvodu modelovaného stavu turbosoustrój TG1 pro zimní den je žádoucí, aby turbosoustrój dosahovalo vysokého tepelného i elektrického výkonu, neboť se jedná o protitlakovou turbínu, u které je závislost tepelného a elektrického výkonu lineární.

## 6.2 Turbosoustrojí TG2

Turbosoustrojí TG2 je obdobně jako turbosoustrojí TG1 připojeno na paralelní spojení kotlů K4, K5 a K6. Kotel K6 toto turbosoustrojí napájí primárně, zbylé dva kotle pouze případně doplňují požadované množství páry. Ačkoliv se ve skutečnosti jedná o jednotělesovou kondenzační turbínu, v tomto modelu je turbína modelována ze dvou částí. (komponenta 5 a 6). Z turbíny jsou vyvedeny čtyři odběry. První odběr (trubka 5) vede do VTO, který ohřívá napájecí vodu. Druhý odběr se v závislosti na aktuálním požadavku rozděluje do dvou částí. Část páry putuje do komponenty 8, která představuje odběr tepla v páře. Zbytek páry ohřívá vodu v nádrži napájecí vody (komponenta 17). Třetí odběr (trubka 10) slouží k ohřevu vody v NTO (komponenta 16). Čtvrtý odběr se rovněž dělí do dvou částí. Část páry se zavádí také do dalšího NTO (komponenta 12). Zbytek páry se v případě potřeby dodávky tepla přivádí do tepelného výměníku ZO2 (komponenta 22) a viz. (Obr. 5.1), ve kterém dochází k ohřevu horké vody proudící do soustavy CZT. Výstup z turbíny směřuje do kondenzátoru (komponenta 10), kde dochází ke kondenzaci páry. Zde také dochází k doplňování vody do okruhu (komponenta 29). Za napájecí nádrží je znázorněn další odběr (komponenta 19), konkrétně vody, která se přivádí do další NNV.



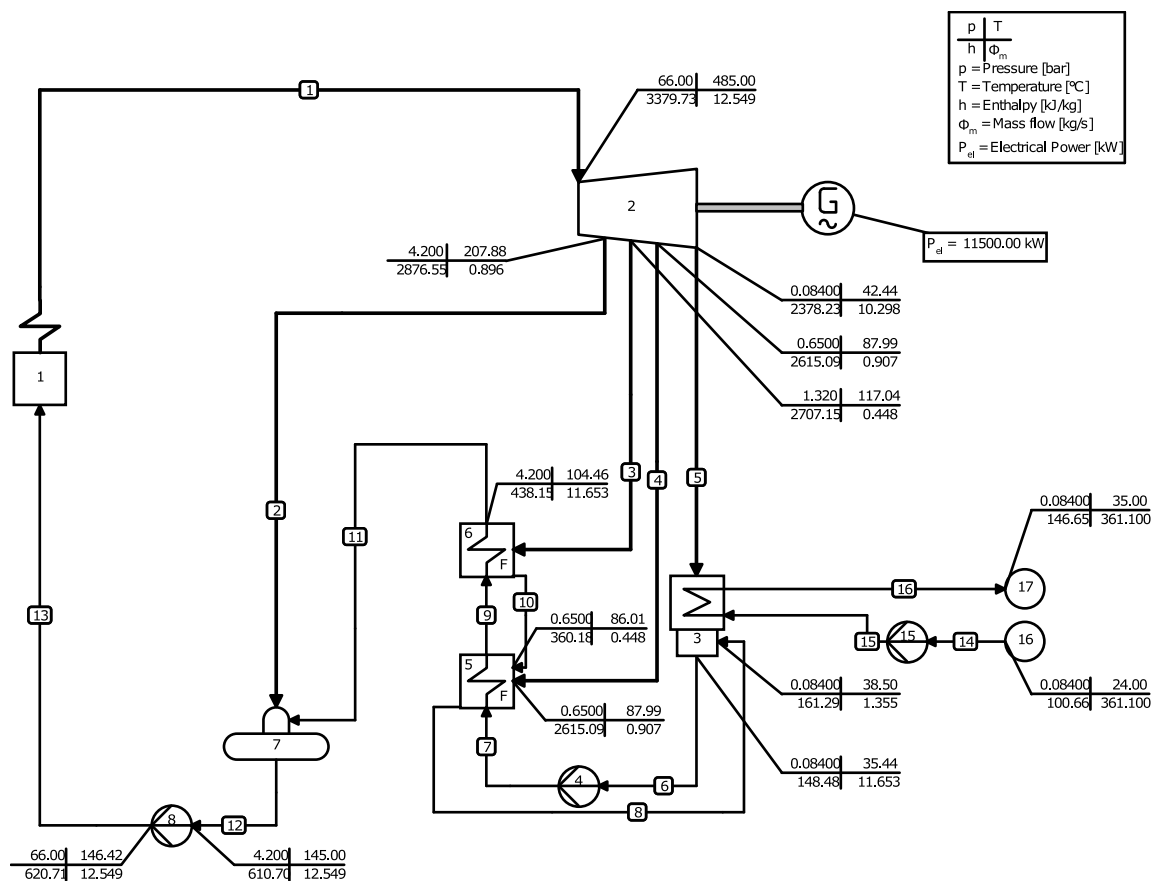
Obr. 6.2 – Tepelný oběh turbosoustrojí TG2

Elektrický výkon turbosoustrojí TG2 dosahuje při tomto stavu přibližně 42 MWe. Dodávka tepla je opět ve dvou formách. Množství dodávané páry reprezentováno komponentou 8 je 1,487 kg/s neboli 5,353 t/h. Tlak páry je 1,18 MPa o teplotě 248 °C. Při vyjádření množství páry v podobě tepelného výkonu, dodávka tepla činí přibližně 4 MWt. Horká voda putující do soustavy CZT je v ZO2 ohřívána ze 70 °C na 90 °C. Množství ohříváné vody je 490,5 kg/s neboli 1 766 t/h. Tepelný výkon ohříváné vody s těmito parametry činí 41,14 MWt. Turbosoustrojí TG2 tedy doplňuje TG1 pro požadovanou dodávku tepla.

### 6.3 Turbosoustrojí TG3

Turbosoustrojí TG3 (komponenta 2) je připojeno na kotel K7 (komponenta 1). Jako palivo byla použita dřevní štěpka s výhřevností 10 GJ/t. Při stavu, jak ukazuje obrázek (Obr. 6.3), je turbína v kondenzačním provozu. Při tomto stavu je první odběr z turbíny (trubka 2) přiveden do NNV (komponenta 7) pro ohřev vody. Druhý odběr slouží k regenerativnímu ohřevu v prvním NTO (komponenta 6). Třetí odběr (trubka 4) rovněž směřuje do NTO. Výstupní pára z turbíny proudí do kondenzátoru (komponenta 3), kde dochází k její přeměně na vodu.

Turbosoustrojí TG3 je rovněž schopno dodávat teplo do soustavy CZT. Tohoto provozu se však téměř vůbec nevyužívá, pouze ve výjimečných případech. Pro představu, toto turbosoustrojí umožňuje dodávku tepla přibližně 15 MWt v horké vodě.



Obr. 6.3 - Tepelný oběh turbosoustrojí TG3

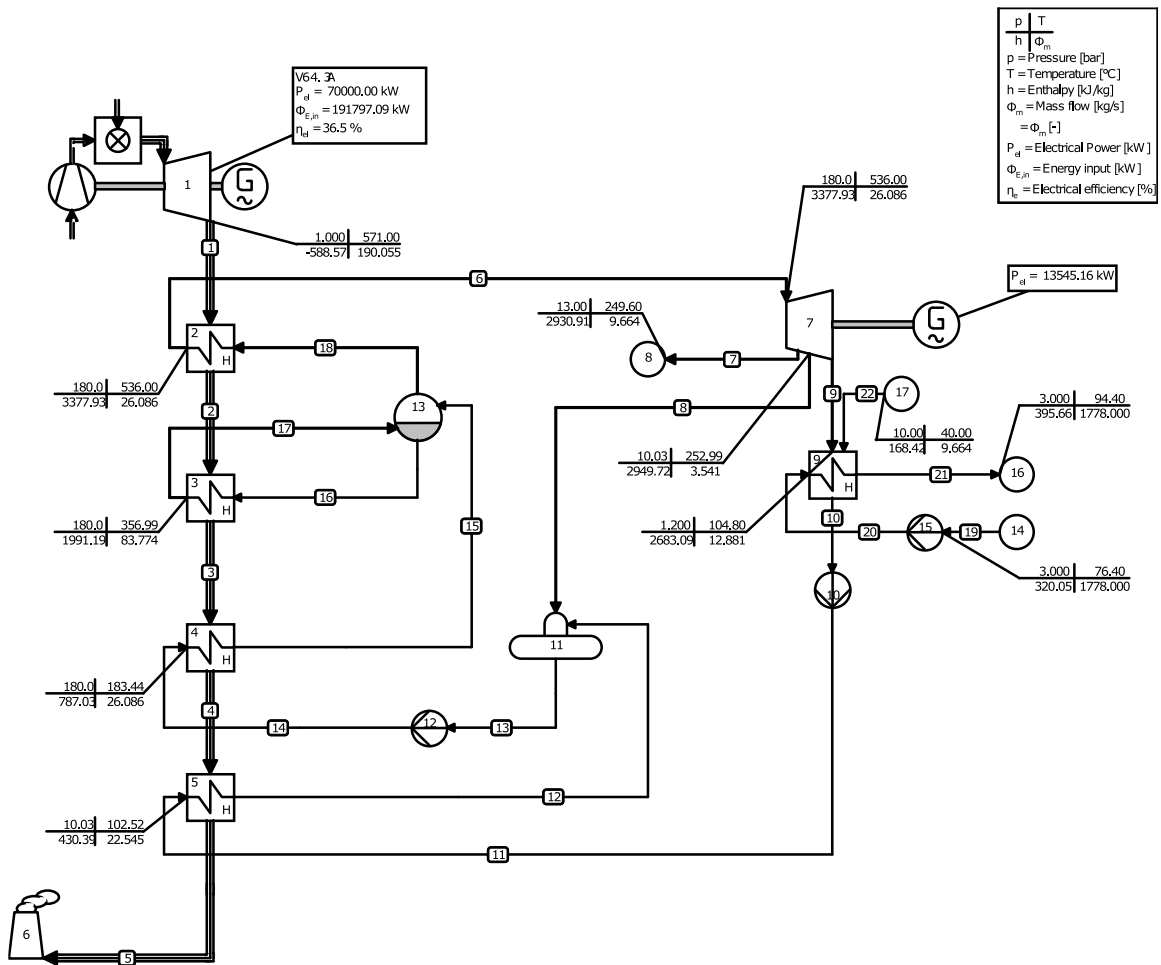
#### 6.4 Provoz v letních měsících

Při letních měsících, kdy není vyžadována velká dodávka tepla, se mění strategie využívání výrobních bloků. Primárně je využíván blok TG2, neboť je zde instalována kondenzační turbína, která je pro toto časové období vhodnější, což plyne z její charakteristiky. Ta zajišťuje dodávku tepla přibližně v rozmezí 30 až 40 MWt. Turbosoustrojí TG1 se během letních měsíců příliš nevyužívá, neboť by tepelná energie musela být mařena v suchých kondenzátorech.

#### 6.5 Paroplynový cyklus TG1

Stávající turbosoustrojí TG1 bylo nahrazeno paroplynovým cyklem (Obr. 6.4). Program Cycle Tempo disponuje blokem, který již přímo nasimuluje plynové soustrojí skládající se z plynové turbíny, generátoru, kompresoru a samotné spalovací komory. Toto soustrojí bylo zvoleno z databáze tohoto programu. Jedná se o typ V64 3A od firmy Siemens s výkonem 70 MWe, což pokryje stávající dodávku elektrické energie z turbosoustrojí TG1. Účinnost tohoto bloku je 36,5 %. Výstupní teplota spalin činí 571°C, které lze využít k ohřevu vody v parním cyklu a vytvoření více elektrické a tepelné energie. Výměna tepla mezi spalinami a párou (potažmo vodou) probíhá celkem ve čtyřech tepelných výměnících. Parní buben (komponenta 13) slouží jako zásobník páry a vody. Z něho putuje voda do tepelného výměníku (komponenta 3), kde dochází k vytváření páry. Tento tepelný výměník se nazývá výparník. Z něj se pára přivádí opět do parního bubnu, odkud následně proudí do druhého tepelného výměníku (komponenta 2). Ten je označen jako přehříváč páry, kde dochází ke změně mokré páry v páru suchou. Odtud se pára zavádí do parní protitlakové turbíny, ze které jsou vyvedeny dva odběry. Další dva tepelné výměníky (komponenta 4 a komponenta 5) slouží ke zvýšení celkové účinnosti oběhu, neboť využívají teplo ze spalin k předehřevu napájecí vody. První odběr (trubka 7) představuje dodávku tepla v páře. Velikost této dodávky je reprezentována jako komponenta 8, která činí 34,79 t/h, z čehož je získán tepelný výkon 28,32 MWt. Druhý odběr (trubka 8) z turbíny slouží k ohřevu vody v napájecí nádrži (komponenta 11). Vývod z parní turbíny putuje do základního ohříváku Z01 sloužícího k ohřevu vody, která následně proudí do horkovodní sítě. Z důvodu, že je nutné zachovat stejnou dodávku tepla v horké vodě u paroplynového cyklu jako u cyklu parního, činí hmotnostní tok i zde 6 400 t/h neboli 1 778 kg/s. Tepelný výkon je pak 120,69 MWt. Při takto nastavených parametrech dochází při stejných dodávkách tepla

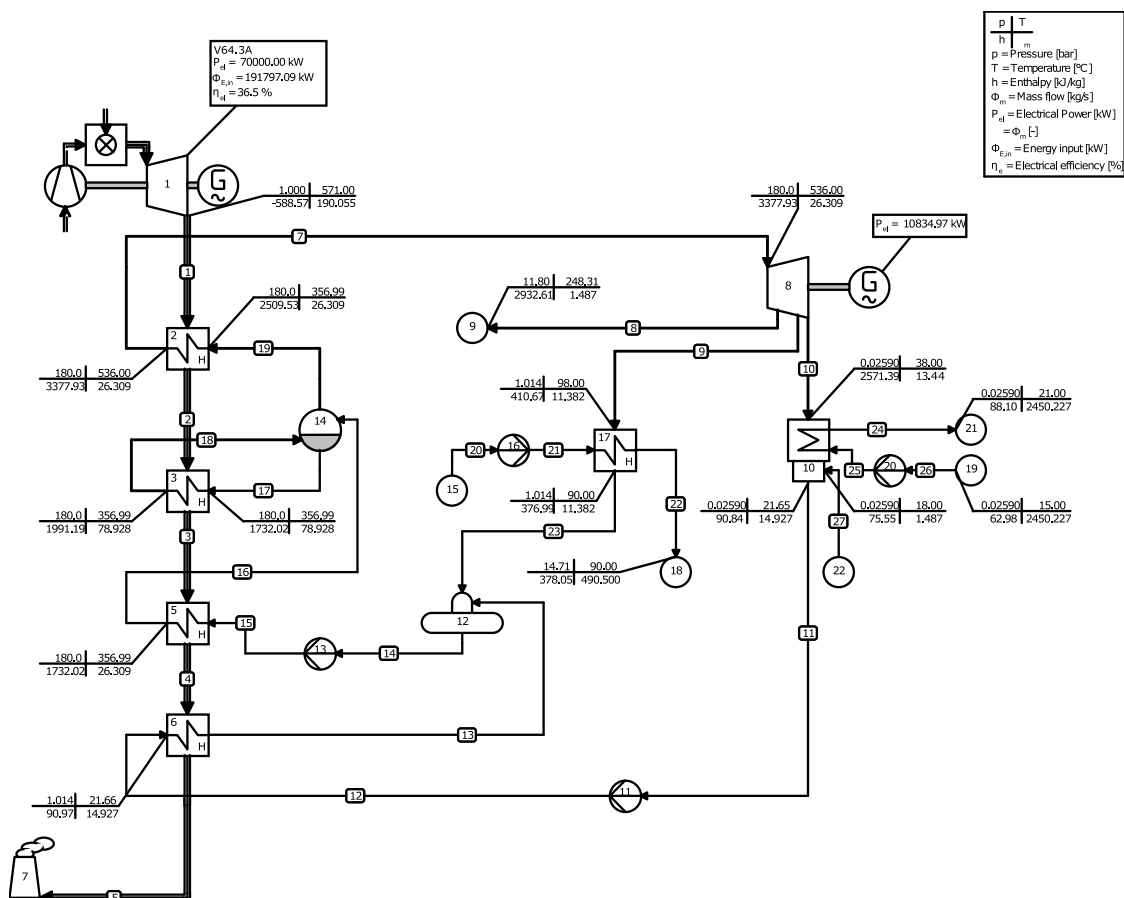
k navýšení výroby elektřiny přibližně o 13,5 MWe. Doplnění vody do cyklu představuje komponenta 17. Celková účinnost takto navrženého paroplynového oběhu je 43,2 %.



Obr. 6.4 - Paroplynový cyklus TG1

## 6.6 Paroptynový cyklus TG2

Paroptynový cyklus TG2 (Obr. 6.5) je téměř totožný, jako v případě paroptynového cyklu TG1. Plynový cyklus je opět tvořen soustrojím V64 3A o výkonu 70 MWe. Výstupní teplota spalin je shodná, jako u TG1, tedy 571 °C. Princip výměny tepla mezi spalinami a vodou, potažmo párou, je shodný jako u turbosoustrojí TG1. Pára směřuje do parní kondenzační turbíny, ze které jsou vyvedeny dva odběry. První vyvedený odběr představuje dodávku tepla v páře (komponenta 8). Parametry páry jsou tlak 11,8 MPa a teplota 248,3 °C. Druhý odběr putuje do základního ohříváku Z02 (komponenta 17), kde probíhá ohřev vody tekoucí do soustavy CZT. Ohřev horké vody probíhá ze 70 °C na 90 °C. Průtok horké vody primární stranou výměníku je 490,5 kg/s neboli 1 776 t/h. Výstup z turbíny je přiveden do kondenzátoru (komponenta 10). Elektrický výkon parního turbosoustrojí je přibližně 11 MWe. Při menší dodávce tepla může být toto turbosoustrojí provozováno v kondenzačním režimu, kdy bude výroba elektrické energie vyšší. Komponenta 22 představuje doplňování vody do oběhu. Celková účinnost tohoto paroptynového cyklu je 47,3 %.



Obr. 6.5 - Paroptynový cyklus TG2



## 7 Ekonomické zhodnocení

V rámci ekonomického zhodnocení jsou uvažovány pouze palivové náklady. V nákladech není zahrnut zelený blok, tedy kotel K7. Je to z důvodu, že tento výrobní blok vyrábí kondenzační elektřinu bez dodávky tepla.

### 7.1 Ekonomické zhodnocení stávajícího oběhu

V této části jsou vypočítané palivové náklady hnědého uhlí pro stávající tepelný oběh. Parametry hnědého uhlí v následující tabulce (Tab. 7.1) jsou uvedeny pro fiktivní blok za rok 2021.

Tab. 7.1 - Fiktivní blok rok 2021

Spotřeba uhlí $Q_{pal_u}$ (t)	347 042
Spotřeba uhlí $Q_{pal_u}$ (GJ)	6 697 526
Výhřevnost spotřebovaného uhlí (GJ/t)	14

Výše měrných provozních nákladů na palivo byla převzata z vyhlášky 79/2022 Sb. Následující výpočet je proveden pro zjištění nákladů na hnědé uhlí. Cena hnědého uhlí je 70 Kč/GJ. Výslednou cenu výrazně ovlivní cena emisních povolenek. Cena byla zjištěna na spotovém trhu pro konkrétní den – 28.04. 2022. [15]. Ta je uváděna v eurech na vypouštěnou tunu CO<sub>2</sub>. Výše měrných provozních nákladů na emisní povolenky se určí podle následujícího vztahu (7.1):

$$N_{epu} = ETS_{cena} \cdot EF_{CO_2} = 82,26 \cdot 24,53 \cdot 0,095 = 191,69 \text{ Kč/GJ} \quad (7.1)$$

kde  $N_{epu}$  je měrný provozní náklad na emisní povolenku u hnědého uhlí (Kč/GJ),  $ETS_{cena}$  je cena emisní povolenky na Evropské energetické burze (Kč/tCO<sub>2</sub>) a  $EF_{CO_2}$  je hodnota emisního faktoru hnědého uhlí.

Náklady paliva na 1 GJ  $N_{1GJ}$  pak činí (7.2):

$$N_{1GJ} = N_{uhlí} + N_{epu} = 70 + 191,69 = 261,69 \text{ Kč/GJ} \quad (7.2)$$

Výsledné náklady na uhlí za rok  $N_{uhlírok}$  jsou (7.3):

$$N_{uhlírok} = N_{1GJ} \cdot Q_{palu} = 261,69 \cdot 6\,697\,526 = 1\,752\,706\,327,28 \text{ Kč} \quad (7.3)$$

Náklady na hnědé uhlí pro lepší představu lze také vyjádřit na MWh.

$$N_{1MWh} = N_{1GJ} \cdot 3,6 = 942,1 \text{ Kč/MWh}$$

Výsledky vypočtených nákladů na hnědé uhlí jsou pak přehledně uvedeny v následující tabulce (Tab. 7.2).

Tab. 7.2 - Náklady na hnědé uhlí

Cena paliva (Kč/GJ)	70,00
Cena paliva (Kč/MWh)	252,00
Cena emisní povolenky (Kč/GJ)	191,69
Cena emisní povolenky (Kč/MWh)	690,10
Cena na 1 MWh	942,10
Cena na 1 GJ	261,69
Cena za rok (Kč)	1 752 706 327,28

Velikost nákladů na hnědé uhlí dosahuje 1 752 706 327,28 Kč za rok. Kvůli dosažení relevantních výsledků pro následné srovnání s paroplynovým cyklem je žádoucí tyto náklady korigovat tržbami z prodeje elektřiny. Prodej elektřiny  $c_p$  Plzeňské Teplárenské – závod Teplárna za rok 2021 činil 324 565,79 MWh. Cena elektřiny  $N_{elek}$  byla zjištěna na burze EEX [16] a její vyjádření korunách českých bylo: (7.4):

$$N_{elek} = N_{elek(eur)} \cdot kurz\ eura = 109 \cdot 24,53 = 5\ 645,58\ \text{Kč/MWh} \quad (7.4)$$

Tržby ze silové elektřiny za rok  $V_{rok}$  pak jsou (7.5):

$$V_{rok} = N_{elek} \cdot c_p = 5\ 645,58 \cdot 324\ 565,79 = 1\ 832\ 361\ 993,01\ \text{Kč} \quad (7.5)$$

Celkové náklady snížené o tržby ze silové elektřiny  $N_{rok}$  pak jsou (7.6):

$$\begin{aligned} N_{rok} &= N_{uhlírok} - V_{rok} = 1\ 752\ 706\ 327,28 - 1\ 832\ 361\ 993,01 \\ &= -79\ 655\ 655,73\ \text{Kč} \end{aligned} \quad (7.6)$$

To znamená, že při stavu platném ke dni 28.04. 2022 by tržby z prodeje silové elektřiny pokryly náklady na hnědé uhlí, a navíc se ziskem téměř 80 mil. Kč.

## 7.2 Vývoj a predikce palivových nákladů pro stávající oběh

Postup výpočtu by naznačen v předchozí kapitole. V tabulce (Tab. 7.3) je zaznamenána výše nákladů při stavu, který byl k aktuálnímu dni či roku. Náklady na hnědé uhlí rostou zejména kvůli stoupajícím cenám emisní povolenek. Jejich nárůst ceny je uveden v tabulce (Tab. 7.4).

Tab. 7.3 - Vývoj nákladů na hnědé uhlí při stavu cen k danému dni

	21.08.2021	21.09.2021	28.03.2022	28.04.2022
Cena paliva (Kč/GJ)	70,00	70,00	70,00	70,00
Cena paliva (Kč/MWh)	252,00	252,00	252,00	252,00
Cena emisní povolenky (Kč/GJ)	118,94	147,19	192,63	191,69
Cena emisní povolenky (Kč/MWh)	428,17	529,89	693,48	690,10
Cena paliva (Kč/MWh)	680,17	781,89	945,48	942,10
Cena paliva (Kč/GJ)	188,94	217,19	262,63	261,69
Potřebné teplo (GJ)	6 697 526,00	6 697 526,00	6 697 526,00	6 697 526,00
Cena za rok (Kč)	1 265 398 749,19	1 454 655 764,52	1 758 987 026,05	1 752 706 327,28
Prodej elektřiny (MWh)	324 565,79	324 565,79	324 565,79	324 565,79
Cena elektřiny (Kč/MWh)	1 543,50	2 670,50	5 972,70	5 645,58
Tržby za rok (Kč)	500 967 303,04	866 752 952,88	1 938 532 494,99	1 832 361 993,01
Náklady snížené o elektřinu (Kč)	764 431 446,15	587 902 811,64	-179 545 468,94	-79 655 665,73

	2023	2024	2025	2026
Cena paliva (Kč/GJ)	72,80	75,71	78,74	81,89
Cena paliva (Kč/MWh)	262,08	272,56	283,47	294,80
Cena emisní povolenky (Kč/GJ)	196,42	202,47	206,29	219,86
Cena emisní povolenky (Kč/MWh)	707,10	728,89	742,63	791,48
Cena paliva (Kč/MWh)	969,18	1001,45	1026,10	1086,28
Cena paliva (Kč/GJ)	269,22	278,18	285,03	301,75
Potřebné teplo (GJ)	6 697 526,00	6 697 526,00	6 697 526,00	6 697 526,00
Cena za rok (Kč)	1 803 092 712,85	1 863 125 987,15	1 908 974 437,18	2 020 950 000,66
Prodej elektřiny (MWh)	324 565,79	324 565,79	324 565,79	324 565,79
Cena elektřiny (Kč/MWh)	5 635,77	4 561,35	4 081,06	3 458,73
Tržby za rok (Kč)	1 829 177 353,44	1 480 459 320,44	1 324 571 213,46	1 122 585 448,68
Náklady snížené o elektřinu (Kč)	-26 084 640,59	382 666 666,71	584 403 223,73	898 364 551,97

Tab. 7.4 - Vývoj ceny emisních povolenek na spotovém trhu

	Cena (Eur/t)	Cena (Kč/t)
21.8 2021	49,00	1251,95
21.9 2021	61,00	1549,40
28.3 2022	82,30	2027,71
28.4 2022	82,26	2017,84
září 2023	84,39	2067,56
říjen 2024	86,99	2131,26
duben 2025	88,63	2171,44
prosinec 2026	94,46	2314,27

### 7.3 Ekonomické zhodnocení paroplynového oběhu

V této části práce je zhodnocení palivových nákladů v paroplynovém oběhu. Jako palivo je zde brán v potaz zemní plyn. Cena zemního plynu na trhu byla ke dni 28.04. 2022 109,39 eur/MWh [17]. Cena zemní plynu  $N_{zempl}$  v Kč/GJ je (7.7):

$$N_{zempl} = \frac{N_{zempl(eur)} \cdot kurz\ eura}{3,6} = \frac{109,39 \cdot 24,53}{3,6} = 745,38 \text{ Kč/GJ} \quad (7.7)$$

I u zemního plynu je nutné vykazovat emisní povolenky na vypouštěnou tunu CO<sub>2</sub>. Výše měrných provozních nákladů na emisní povolenky se určí podle následujícího vztahu (7.8). Avšak u zemního plynu je hodnota emisního faktoru  $EF_{CO_2}$  nižší.

$$N_{epp} = ETS_{cena} \cdot EF_{CO_2} = 109,39 \cdot 24,53 \cdot 0,055 = 110,98 \text{ Kč/GJ} \quad (7.8)$$

, kde  $N_{epp}$  je měrný provozní náklad na emisní povolenku u zemního plynu (Kč/GJ),  $ETS_{cena}$  je cena emisní povolenky na Evropské energetické burze (Kč/tCO<sub>2</sub>) a  $EF_{CO_2}$  je hodnota emisního faktoru zemního plynu.

Výsledná cena zemního plynu na 1 GJ  $N_{1GJ}$  je pak (7.9):

$$N_{1GJ} = N_{zempl} + N_{epp} = 745,38 + 110,98 = 856,36 \text{ Kč/GJ} \quad (7.9)$$

Potřebné teplo pro plynovou turbínu  $Q_{palzempl}$  za rok je (7.10):

$$Q_{palzempl} = \frac{P_e \cdot 3,6 \cdot t}{\eta_t} = \frac{140 \cdot 3,6 \cdot (8760 - 334)}{0,365} = 11\,634\,805,48 \text{ GJ} \quad (7.10)$$

, kde  $Q_{zempl}$  je potřebné teplo (GJ),  $P_e$  je elektrický výkon dvou plynových turbín (MW),  $t$  je čas (hod) a  $\eta_t$  je účinnost plynového soustrojí (-).

Celkové náklady na zemní plyn  $N_{zemplrok}$  za rok jsou (7.11):

$$\begin{aligned} N_{zemplrok} &= N_{1GJ} \cdot Q_{palzempl} = 856,36 \cdot 11\,634\,805,48 \\ &= 9\,963\,572\,694,44 \text{ Kč} \end{aligned} \quad (7.11)$$

Náklady na zemní plyn vyjádřené na 1 MWh (7.12).

$$N_{1MWh} = N_{1GJ} \cdot 3,6 = 3082,89 \text{ Kč/MWh} \quad (7.12)$$

I zde výsledné náklady jsou korigovány s tržbami z prodeje elektřiny. Očekávaný prodej elektřiny  $c_p$  (MWh) z plynového cyklu je dána vztahem (7.13)

$$c_p = P_e \cdot t = ((70 + 11) + (70 + 13)) \cdot (8760 - 334) = 1\,381\,864 \text{ MWh} \quad (7.13)$$

, kde  $P_e$  je součet elektrického výkonu obou paroplynových cyklů (MW) a  $t$  je čas (hod). Výpočet elektrického výkonu je výrazně zjednodušen, neboť je uvažován konstantní elektrický výkon při maximální dodávce tepla. Pro výpočet by bylo potřeba znát dodávku elektřiny, což by celý výpočet značně zkomplikovalo. Odečet 334 h představuje 14denní odstávku bloku.

Cena elektřiny v korunách českých  $N_{elek}$  je shodná, jako v předchozím případě (7.14) [16]:

$$N_{elek} = N_{elek(eur)} \cdot kurz\ eura = 109 \cdot 24,53 = 5\,645,58 \text{ Kč/MWh} \quad (7.14)$$

Tržby ze silové elektřiny za rok  $V_{rok}$  pak jsou (7.15):

$$V_{rok} = N_{elek} \cdot c_p = 5\,645,58 \cdot 1\,381\,864 = 7\,801\,423\,070,19 \text{ Kč} \quad (7.15)$$

Celkové náklady za rok snížené o tržby ze silové elektřiny  $N_{zemplrok}$  pak jsou (7.16):

$$\begin{aligned} N_{rok} &= N_{zemplrok} - V_{rok} = 9\,963\,572\,694,44 - 7\,801\,423\,070,19 \text{ Kč} \\ &= 2\,162\,149\,624,25 \text{ Kč} \end{aligned} \quad (7.16)$$

Při stavu platném ke dni 28.04. 2022 by paroplynový cyklus měl výrazně vyšší náklady na palivo, které jsou korigovány prodejem elektřiny, než konvenční spalování uhlí.

#### 7.4 Vývoj a predikce palivových nákladů pro paroplynový cyklus

Obdobně jako v předchozí kapitole (7.2) je i zde ukázán očekávaný vývoj nákladů pro paroplynový cyklus. Jak je patrné z tabulky (Tab. 7.5), očekává se, že cena zemního plynu bude klesat a tím klesnou i celkové palivové náklady (Tab. 7.6) na provoz paroplynového oběhu. Vývoj cen zemního plynu byl přebrán na základě EEX [16]. Jak je vidět v tabulce (Tab. 7.5), cena zemního plynu drasticky vzrostla oproti předchozímu roku. V současnosti je cena zemního plynu (Kč/MWh) téměř pětikrát vyšší, než jak tomu bylo v srpnu minulého roku. Trh ovšem nepředpokládá, že by se aktuální ceny zemního plynu udržely a postupně budou klesat. Předpoklad je, že v roce 2026 by cena zemního plynu přibližně odpovídala ceně zemního plynu v září roku 2021.

Tab. 7.5 - Vývoj ceny zemního plynu

Rok	Cena (Eur/MWh)	Cena (Kč/MWh)	Cena (Kč/GJ)
k 21.8.2021	20,60	526,33	146,20
k 21.9.2021	43,00	1092,20	303,39
k 28.3.2022	107,50	2649,88	736,08
k 28.4 2022	109,39	2683,36	745,38
2023	86,18	2111,41	586,50
2024	67,53	1654,49	459,58
2025	55,71	1364,90	379,14
2026	43,49	1065,51	295,97

## 7 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

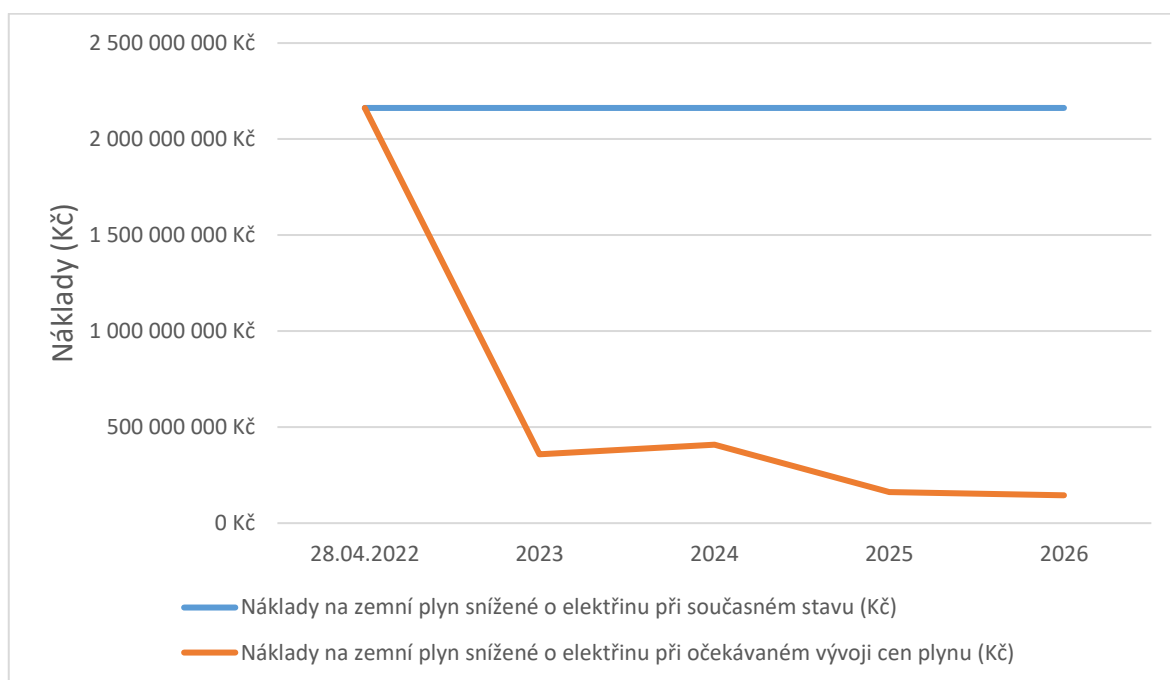
Tab. 7.6 - Vývoj a predikce nákladů na zemní plyn při stavu cen k danému dni

	21.08.2021	21.09.2021	28.03.2022	28.04.2022
Cena paliva (Kč/GJ)	146,20	305,18	762,95	745,38
Cena paliva (Kč/MWh)	526,33	1098,65	2746,63	2683,36
Cena emisní povolenky (Kč/GJ)	68,86	85,22	111,52	110,98
Cena emisní povolenky (Kč/MWh)	247,89	306,78	401,49	399,53
Cena paliva (Kč/MWh)	774,22	1405,43	3148,11	3082,89
Cena paliva (Kč/GJ)	215,06	390,40	874,48	856,36
Potřebné teplo (GJ)	11 634 805,48	11 634 805,48	11 634 805,48	11 634 805,48
Cena za rok (Kč)	2 502 181 589,60	4 542 199 618,54	10 174 350 988,12	9 963 572 694,44
Prodej elektřiny (MWh)	1 381 864,00	1 381 864,00	1 381 864,00	1 381 864,00
Cena elektřiny (Kč/MWh)	1 543,50	2 768,60	5 972,70	5 645,58
Tržby za rok (Kč)	2 132 907 084,00	3 825 828 670,40	8 253 452 203,48	7 801 423 070,19
Náklady na zemní plyn snížené o elektřinu (Kč)	369 274 505,60	716 370 948,14	1 920 898 784,64	2 162 149 624,25

	2023	2024	2025	2026
Cena paliva (Kč/GJ)	586,50	459,58	379,14	295,97
Cena paliva (Kč/MWh)	2111,41	1654,49	1364,90	1065,51
Cena emisní povolenky (Kč/GJ)	113,72	117,22	119,43	127,28
Cena emisní povolenky (Kč/MWh)	409,38	421,99	429,94	458,23
Cena paliva (Kč/MWh)	2520,79	2076,47	1794,84	1523,73
Cena paliva (Kč/GJ)	700,22	576,80	498,57	423,26
Potřebné teplo (GJ)	11 634 805,48	11 634 805,48	11 634 805,48	11 634 805,48
Cena za rok (Kč)	8 146 903 745,97	6 710 934 760,94	5 800 723 373,46	4 924 529 862,56
Prodej elektřiny (MWh)	1 381 864,00	1 381 864,00	1 381 864,00	1 381 864,00
Cena elektřiny (Kč/MWh)	5 635,77	4 561,35	4 081,06	3 458,73
Tržby za rok (Kč)	7 787 864 220,62	6 303 170 192,92	5 639 464 506,57	4 779 494 472,72
Náklady na hnědé uhlí snížené o elektřinu (Kč)	359 039 525,35	407 764 568,02	161 258 866,89	145 035 389,84

Jak již bylo zmíněno výše, výpočet pro paroplynový cyklus byl zjednodušen v podobě uvažování konstantního elektrického výkonu obou cyklů při maximální dodávce tepla. Toto se pak promítne v hodnotě prodeje elektřiny. To znamená, že elektrický výkon obou paroplynových cyklů je 164 MWe konstantě, což by v realitě neplatilo. Rovněž zde není uvažována vlastní spotřeba paroplynového cyklu, konkrétně výkon kompresoru a napájecích čerpadel v parní části cyklu. Tento fakt však byl zahrnut při výpočtu palivových nákladů na hnědé uhlí ve výši prodeje elektřiny, u paroplynového cyklu nikoliv.

Následující obrázek (Obr. 7.1) graficky ukazuje porovnání nákladů na zemní plyn snížené o prodej elektřiny mezi současným stavem a očekávaným vývojem. Modrá křivka v grafu představuje velmi nepravděpodobnou situaci, kdy by současné palivové náklady zůstaly konstantní. V současnosti je cena zemního plynu vysoká kvůli aktuální situaci, nicméně se nepředpokládá, že by do budoucna takto vysoká cena zemního plynu zůstala. Pravděpodobný vývoj ceny plynu, která se pak promítne do celkových palivových nákladů snížených o prodej elektřiny, představuje oranžová křivka. Predikce je taková, že palivové náklady budou od roku 2025 přibližně 150 mil. Kč.

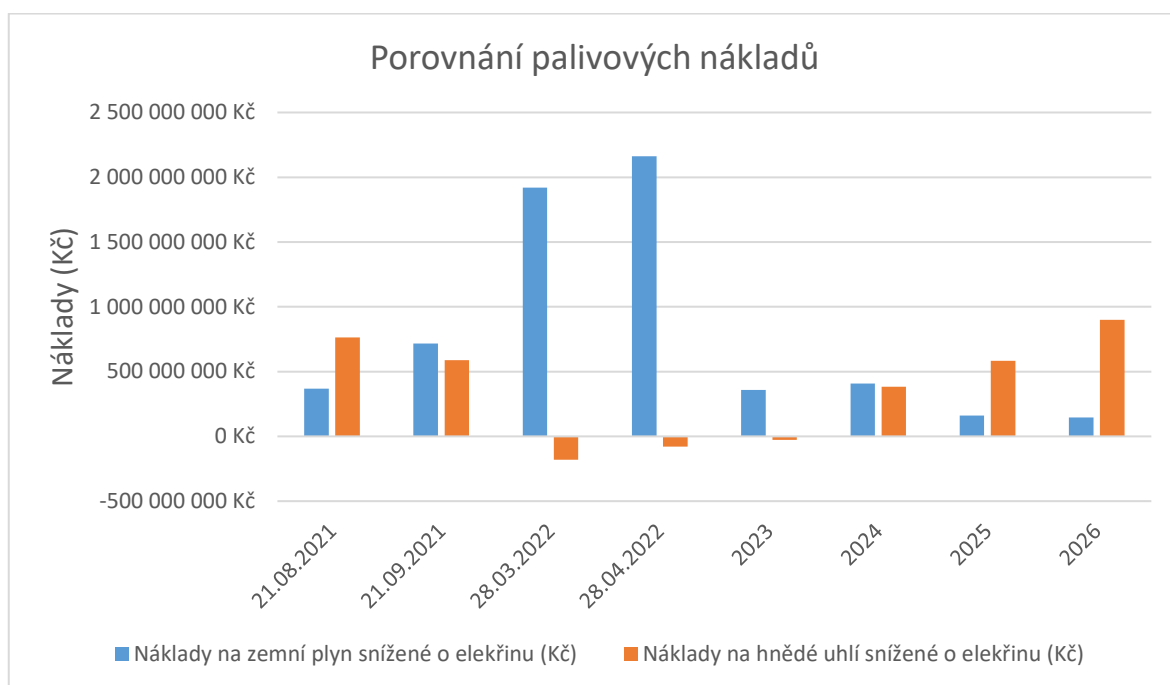


Obr. 7.1 - Porovnání nákladů na zemní plyn snížené o prodej elektřiny při současném stavu a očekávaném vývoji



## 7.5 Porovnání palivových nákladů

Důležitým závěrem je porovnání palivových nákladů obou cyklů. Pro tento účel nejlépe poslouží grafické porovnání. Jak je vidět v grafu (Obr. 7.2), v současnosti je mnohem výhodnější provozovat uhelný blok. Je to dáno aktuální situací ve světě s ohledem na ceny zemního plynu. V roce 2024 by za předpokládaných cen byl paroplynový a parní cyklus na hnědé uhlí z hlediska palivových nákladů téměř shodný. Nicméně od roku 2025 je patrný pokles nákladů na zemní plyn, které jsou sníženy o prodej elektřiny, a naopak nárůst nákladů na hnědé uhlí, které jsou rovněž sníženy o prodej elektřiny. V blízké budoucnosti pak bude používání zemního plynu z hlediska palivových nákladů výhodnější. To je dáno zejména zvyšováním ceny emisních povolenek. Využití paroplynového cyklu rovněž zvyhodňuje fakt, že při tomto oběhu je vyrobeno více elektrické energie než při klasickém parním cyklu.



Obr. 7.2 - Porovnání palivových nákladů na hnědé uhlí a zemní plyn snižené o prodej elektřiny

## Zhodnocení a závěr

Zadaná diplomová práce se zabývala aktuálním problémem ohledně přechodu z konvenčních paliv v podobě hnědého uhlí na dočasné nízkoemisní zdroje, zejména zemního plynu. Zadaná problematika se přímo vztahovala k Plzeňské teplárenské – závod Teplárna.

Prvním úkolem bylo sestavení tepelného schématu teplárny. K tomuto účelu byl využit program Cycle Tempo sloužící zejména k výpočtu energetických a hmotnostních bilancí v oběhu. V teplárně se nachází celkem tři turbosoustrojí, tudíž byly sestaveny tři tepelné oběhy. Turbosoustrojí TG1 a turbosoustrojí TG2 jsou napájeny z paralelně zapojených tří kotlů. Turbosoustrojí TG3 je součástí zeleného bloku a pro dodávku tepla se nepoužívá. Tepelná schémata byla sestavena tak, aby pokryla dodávku tepla jak v horké vodě, tak v páře. K tomuto byly využity naměřené hodnoty dodávky tepla z roku 2019, kdy nejvyšší dodávka tepla byla přes 200 MWt.

Následně bylo nutné navrhnout tepelné schéma, které je schopno zajistit stejnou dodávku tepla a elektřiny, kde ale by jako primární zdroj byl použit zemní plyn. Jako řešení této problematiky byl zvolen návrh paroplynového cyklu. Důvodem je zejména využití horkých spalin, které mají dostatečnou teplotu pro využití v parní části oběhu. V případě použití pouze plynového soustrojí by tato energie musela být mařena. Rovněž z parní části oběhu dochází k zajištění dodávek tepla. Paroplynové cykly byly navrženy dva. Výkon plynové turbíny v prvním paroplynovém cyklu byl 70 MWe. V parní části byla zvolena protitlaková turbína. V druhém paroplynovém cyklu bylo zvoleno stejné plynové soustrojí s výkonem rovněž 70 MWe. Rozdíl je zde ve využití kondenzační parní turbíny. Důvodem zvolení dvou paroplynových cyklů je hledisko zajištění bezpečné dodávky tepla v případě poruchy či odstávky.

Posledním bodem bylo ekonomické zhodnocení obou řešení. Byly uvažovány pouze palivové náklady, které byly korigovány tržbami z prodeje elektřiny. V situaci, kdy je cena zemního plynu vysoká a nepředpokládalo by se výrazné zvýšení ceny emisních povolenek, tak se z hlediska palivových nákladů vyplatí využití hnědého uhlí jako primárního paliva. Nicméně je velmi pravděpodobný neustálý růst ceny emisních povolenek. Zároveň se předpokládá snížení ceny zemního plynu. To spolu s výhodou paroplynového cyklu v podobě vyššího podílu výroby elektrické energie předurčuje paroplynový cyklus jako výhodnější již v blízké budoucnosti.

## Literatura

- [1] KADRNOŽKA, Jaroslav a Ladislav OCHRANA. Teplárenství. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-7204-222-x.
- [2] KNÁPEK, Jaroslav, Michalea VALENTOVÁ, Rostislav KREJCAR, Jiří VAŠÍČEK a Jiří VECKA. Klimaticko - energetické investice v teplárenství: 2014-2030. Praha, 2021. Dostupné také z: <https://ekonom.feld.cvut.cz/cs/katedra/lide/valenmi7/cic2030/reports/ipp-teplarenstvi-report-final.pdf>. Studie. ČVUT Praha.
- [3] BUDÍN, Jan. Jak funguje soustava centrálního zásobování teplem v ČR? [online]. Třebíč: oEnergetice, 2015 [cit. 2021-11-26]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/teplo/jak-funguje-soustava-centralniho-zasobovani-teplem-v-cr>
- [4] DOLÁK, František, Marek KUDĚLKA a Vladimír KUDĚLKA. Tepelné elektrárny, spalovny, teplárny, výtopny a výměňkové stanice [online]. TZB-info, 2021 [cit. 2021-11-26]. Dostupné z: <https://energetika.tzb-info.cz/teplarenstvi/21763-tepelne-elektrarny-spalovny-teplarny-vytopny-a-vyminenikove-stanice>
- [5] BLAŽÍČEK, Jan. Jaká je budoucnost CZT: 1. část [online]. TZB-info, 2015 [cit. 2021-11-26]. Dostupné z: <https://energetika.tzb-info.cz/teplarenstvi/13454-jaka-je-budoucnost-czt-1-cast>
- [6] Roční zpráva o provozu teplárenských soustav české republiky za rok 2020 [online]. ERÚ, 2020 [cit. 2021-11-26]. Dostupné z: [https://www.eru.cz/documents/10540/7156840/Rocni\\_zprava\\_provoz\\_TS\\_2020.pdf/f353f7f2-ad73-4a82-8bb2-c0209b38b26a](https://www.eru.cz/documents/10540/7156840/Rocni_zprava_provoz_TS_2020.pdf/f353f7f2-ad73-4a82-8bb2-c0209b38b26a)
- [7] PROTIVÍNSKÝ, Tomáš. Jak fungují evropské emisní povolenky? [online]. Fakta o klimatu, 13.6. 2021n. 1. [cit. 2021-10-11]. Dostupné z: <https://faktaoklimatu.cz/explainery/emisni-povolenky-ets>
- [8] Kombinovaná výroba - efektní a ekologické využití paliva [online]. Teplárenské sdružení české republiky [cit. 2021-11-14]. Dostupné z: <http://www.kombinovana-vyroba.cz/?id=1040&1636908813#>
- [9] KARAFIÁT, Josef. Sborník technických řešení zdrojů s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla. Praha: ORTEP, 2006. Dostupné také z: <https://www.mpo-efekt.cz/dokument/15.pdf>
- [10] IBLER, Zdeněk. *Technický průvodce energetika*. Praha: BEN - technická literatura, 2003. ISBN 80-730-0026-1.

- [11] HROMÁDKA, Aleš. Posouzení využitelnosti protitlakové a kondenzační turbíny v kogeneračních teplárnách [online]. Plzeň, 2018 [cit. 2021-11-18]. Dostupné z: <https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/30700/1/Hromadka.pdf>
- [12] Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách a na Moravě [online]. Praha: GAS, 2000 [cit. 2022-04-30].
- [13] BALÁŠ, Marek a Jiří MOSKALÍK. Kotle – 2. část [online]. TZB-info, 2012 [cit. 2022-02-09]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/8438-kotle-2-cast>
- [14] ANDREOVSKÝ, Jan. *Spalování paliv - Kotle* [online]. Ekomonitor [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: [http://www.ekomonitor.cz/sites/default/files/obrazky/seminare/ovzdusi/seminar2/10\\_dil\\_5b\\_tisk\\_andreovsky.pdf](http://www.ekomonitor.cz/sites/default/files/obrazky/seminare/ovzdusi/seminar2/10_dil_5b_tisk_andreovsky.pdf)
- [15] Spot Market [online]. EEX, 2022 [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: <https://www.eex.com/en/market-data/environmental-markets/spot-market>
- [16] Futures [online]. EEX, 2022 [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: <https://www.eex.com/en/market-data/power/futures>
- [17] Natural Gas [online]. EEX, 2022 [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: <https://www.eex.com/en/market-data/natural-gas>

## Seznam obrázků

Obr. 1.1 - Schéma jednoduché teplárenské soustavy [vytvořeno za základě [1]].....	- 4 -
Obr. 1.2 - Podíl paliv na výrobě tepla brutto [vytvořeno na základě dat ERÚ [6]].....	- 8 -
Obr. 1.3 - Princip povolenkového systému EU [převzato z 7].....	- 9 -
Obr. 2.1 - Roční diagram potřeb tepla [převzato z 9].....	- 10 -
Obr. 2.2 - Typický diagram doby trvání tepelného výkonu horkovodní CZT [převzato z 9]. .....	- 11 -
Obr. 2.3 - Průběh účinnosti turbíny dimenzovanou na pokrytí maximálního zatížení $Q_{max}$ (křivka 2) a turbíny dimenzovanou na zatížení $Q_T$ , kde Z je pásmo nejčastějšího zatížení (křivka 1) [vytvořeno na základě [1]].....	- 13 -
Obr. 2.4 - Zabezpečení dodávky tepla při proměnlivém zatížení [vytvořeno na základě [1]] .....	- 14 -
Obr. 3.1 - Schéma kondenzační elektrárny [vytvořeno na základě [1]].....	- 16 -
Obr. 3.2 - RC cyklus kondenzační elektrárny (a) a parní elektrárny (b) a obou cyklů při respektování vnitřní termodynamické účinnosti turbíny (čárkovaně) [vytvořeno na základě [1]].....	- 18 -
Obr. 3.3 - Expanzní křivka turbíny v i-s diagramu [vytvořeno na základě [10]].....	- 19 -
Obr. 3.4 - Zjednodušené schéma teplárny s protitlakovou turbínou [vytvořeno na základě [11]].....	- 20 -
Obr. 3.5 - Závislost elektrického a tepelného výkonu protitlakové turbíny [vytvořeno na základě [9]].....	- 22 -
Obr. 3.6 - Pokrytí tepelné spotřeby u cyklu s protitlakovou turbínou [vytvořeno na základě [9]].....	- 23 -
Obr. 3.7 - Základní schéma tepláren s protitlakovými turbínami [vytvořeno na základě [12]] .....	- 24 -
Obr. 3.8 - Zjednodušené schéma teplárny s kondenzační turbínou [vytvořeno na základě [11]].....	- 25 -
Obr. 3.9 - Závislost elektrického a tepelného výkonu kondenzační odběrové turbíny [vytvořeno na základě [9]].....	- 26 -
Obr. 3.10 - Podíl pokrytí tepelné spotřeby kondenzační turbínou [vytvořeno na základě [9]] .....	- 26 -
Obr. 3.11 - Příklady schémat tepláren s kondenzační turbínou [vytvořeno na základě [12]]. .....	- 27 -

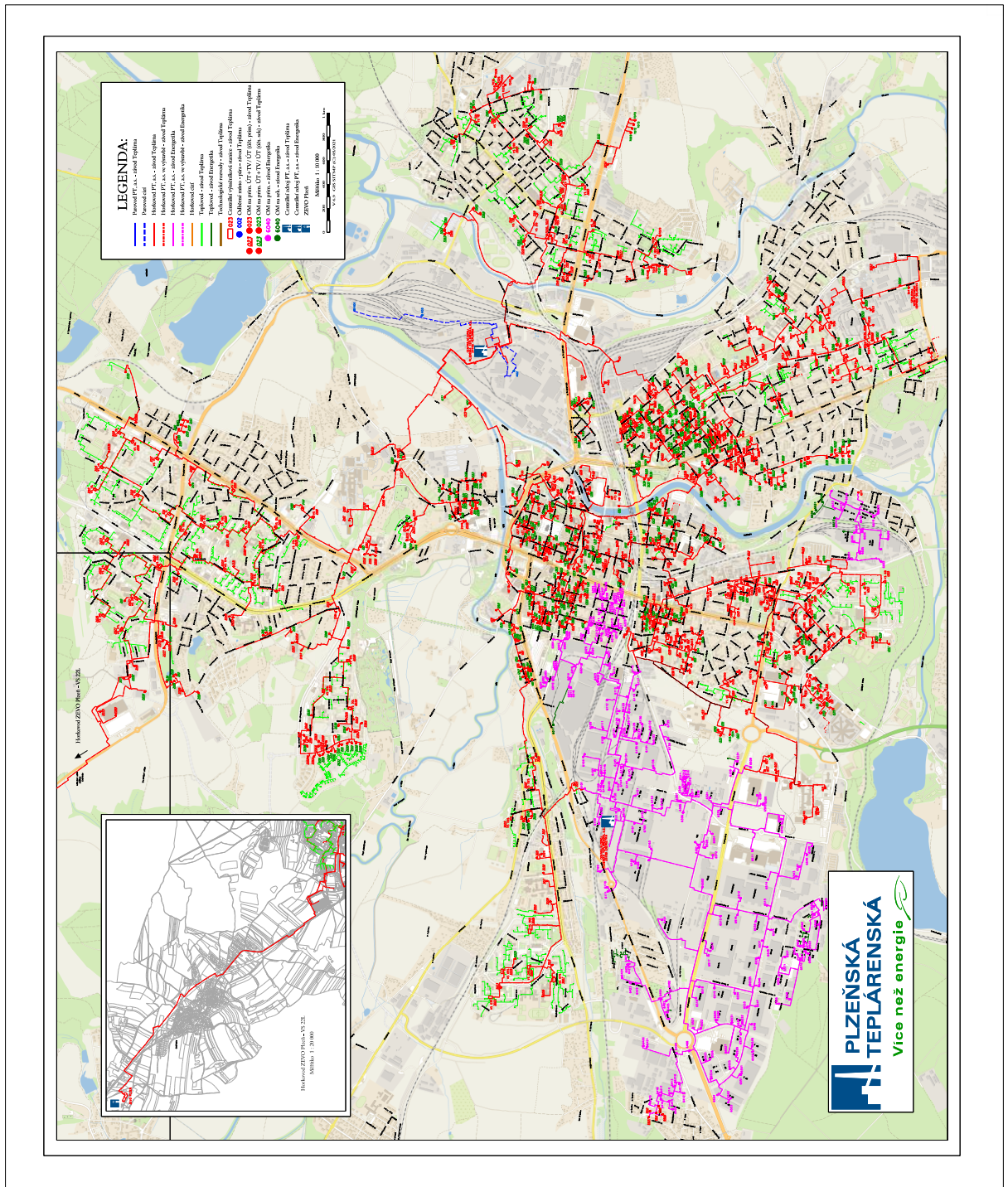
---

Obr. 4.1 - Základní schéma plynové teplárny [vytvořeno na základě [10]] .....	- 29 -
Obr. 4.2 - Plynový (Braytonův) oběh [vytvořeno na základě [10]] .....	- 30 -
Obr. 4.3 - Paroplynový teplárenský blok Vřesová [vytvořeno na základě [1]].....	- 33 -
Obr. 5.1 - Schéma teplárny Plzeň.....	- 34 -
Obr. 5.2 - Dodávka tepla do sítě v roce 2019 .....	- 39 -
Obr. 6.1 - Tepelný oběh turbosoustrojí TG1 .....	- 41 -
Obr. 6.2 – Tepelný oběh turbosoustrojí TG2 .....	- 43 -
Obr. 6.3 - Tepelný oběh turbosoustrojí TG3 .....	- 44 -
Obr. 6.4 - Paroplynový cyklus TG1 .....	- 46 -
Obr. 6.5 - Paroplynový cyklus TG2 .....	- 47 -
Obr. 7.1 - Porovnání nákladů na zemní plyn snížené o prodej elektřiny při současném stavu a očekávaném vývoji .....	- 55 -
Obr. 7.2 - Porovnání palivových nákladů na hnědé uhlí a zemní plyn snížené o prodej elektřiny.....	- 56 -

## Seznam tabulek

Tab. 2.1 - Hodnoty teplotenského modulu pro různé druhy energetické centrály [převzato z 1] .....	- 12 -
Tab. 2.2 – Optimální hodnota teplotenského součinitele [převzato z 1] .....	- 13 -
Tab. 3.1 – Přehled typických parametrů vstupních a výstupní páry protitlakových turbín [převzato z 9] .....	- 21 -
Tab. 4.1 - Přehled typických parametrů plynových turbín s rekuperací tepla [převzato z 9]..	
.....	- 31 -
Tab. 7.1 - Fiktivní blok rok 2021 .....	- 48 -
Tab. 7.2 - Nálady na hnědé uhlí.....	- 49 -
Tab. 7.3 - Vývoj nákladů na hnědé uhlí při stavu cen k danému dni .....	- 50 -
Tab. 7.4 - Vývoj ceny emisních povolenek na spotovém trhu .....	- 51 -
Tab. 7.5 - Vývoj ceny zemního plynu .....	- 53 -
Tab. 7.6 - Vývoj a predikce nákladů na zemní plyn při stavu cen k danému dni .....	- 54 -

Přílohy



Příloha I – Schéma tepelné sítě města Plzeň