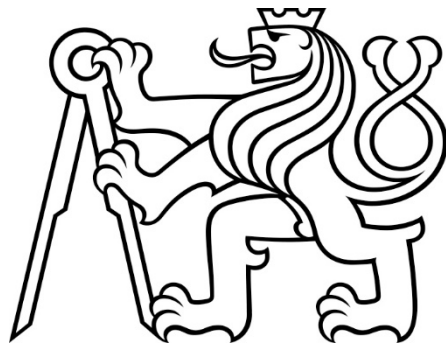


**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**DIPLOMOVÁ
PRÁCE**

2017

**NIKOLA
INGROVÁ**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Ingrová** Jméno: **Nikola** Osobní číslo: **408905**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh sdružené výroby elektřiny a chladu

Název diplomové práce anglicky:

Design of combined electricity production and refrigeration

Pokyny pro vypracování:

Proveďte návrh sdružené výroby elektřiny a chladu pro pivovar Velké Popovice

Dílčí cíle:

1. Analýza současné spotřeby chladu a elektrické energie pivovaru
2. Návrh technického řešení sdružené výroby elektřiny a chladu
3. Volba zařízení a návrh jejich výkonů
4. Provozní a ekonomická bilance navrženého řešení

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:


doc. Ing. Tomáš Dlouhý CSc., ústav energetiky FS


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


Datum zadání diplomové práce: **12.04.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **02.06.2017**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2018**


Podpis vedoucí(ho) práce


Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomantka bere na vědomí, že je povinna vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

15.4.2017
Datum převzetí zadání


Podpis studentky

„Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Tomáši Dlouhému CSc. za odborné vedení a vstřícnost při konzultacích. Dále bych chtěla poděkovat svým rodičům za jejich podporu při studiu, která vyvrcholila touto prací.“

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: Návrh sdružené výroby elektřiny a chladu vypracovala samostatně. Veškeré zdroje informací, které jsem použila k sepsání této práce, byly citovány v seznamu použité literatury.

V Praze dne 27. 5. 2017

.....

Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora:	Nikola Ingrová
Název DP:	Návrh sdružené výroby elektřiny a chladu
Anglický název:	Design of combined electricity production and refrigeration
Akademický rok:	2016/2017
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky/Energetika
Vedoucí DP:	doc. Ing. Tomáš Dlouhý CSc.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 50 Počet obrázků: 32 Počet tabulek: 14 Počet příloh: 0
Klíčová slova:	absorpční chlazení, spalovací turbína, výroba chladu,
Keywords:	absorption chiller, gas turbine, cold production
Anotace:	Práce se zabývá možnostmi instalace spalovacích turbín a absorpčního chlazení do pivovaru. Nejprve jsou analyzovány spotřeby pivovaru a dle nich je navrhováno zařízení. Výkon a výroba energie ze spalovacích turbín je přizpůsobována potřebě chladu daného systému. Poslední část práce je věnována ekonomickému hodnocení nových variant a jsou porovnávány s původní variantou.
Abstract:	This work deals with installation of combustion turbines and absorption cooling in the brewery. At first the consumption of the brewery is analysed and the equipment is proposed. The power and production of combustion turbines is adapted to the cooling needs of the system. The last part of this work is devoted to the economic evaluation of new variants and they are compared with the original state.

Obsah

Seznam symbolů, indexů a zkratk	5
1. ÚVOD	7
2. Popis původního stavu	8
2.1. Technologie výroby piva	8
2.2. Základní data pivovaru ve Velkých Popovicích	9
3. Popis nového stavu.....	15
3.1. Kogenerace a její zařízení.....	16
3.2. Volba základních parametrů	18
4. Návrh základního zapojení zařízení.....	20
5. Návrh absorpčního chlazení.....	21
6. Energetická bilance navrženého zapojení	23
6.1. Bilance turbíny.....	23
6.2. Bilanční výpočet výparníku	26
6.3. Bilanční výpočet při podchlazení kondenzátu	28
6.4. Účinnost navrženého oběhu.....	30
7. Podchlazení spalin z kotlů.....	31
8. Chladící výkon absorpčního chlazení	33
8.1. Pokrytí spotřeby chladu absorpčního chlazení turbínami.....	33
9. Roční provozní bilance	36
10. Výpočet ekonomické efektivity projektu.....	39
10.1. Předpoklady výpočtu.....	39
10.2. Výpočet nákladového cash flow	43
10.3. Výpočet ceny chladícího výkonu pro dané varianty	45
11. Citlivostní analýza	46
11.1. Vstupní data	46
11.2. Kritická hodnota ceny elektřiny	49
12. ZÁVĚR.....	51
13. POUŽITÁ LITERATURA.....	52

Seznam symbolů, indexů a zkratk

Zkratky

ABSCH	= Absorpční chlazení
c_p	= měrná tepelná kapacita
CF	= cash flow
COP	= chladicí faktor
FC	=stálé provozní náklady
h	=entalpie
IN	= investice
m	=hmotnost
NPV	= čistá současná hodnota
O	= ostatní náklady
P	= výkon
Q	=výchřevnost
Q_{chl}	= chladicí výkon
r	= diskontovaná míra
T	= teplota
t	= doba životnosti
TR	=výnosy
V	= objem
VC	= proměnné provozní náklady
$X_{kč}$	= cena spotřebované 1 kWh chladu
ZP	= zemní plyn

Symboly

α	= součinitel přebytku spalovacího vzduchu
Δ	=delta (změna)
η	= účinnost
ρ	= hustota

Indexy

-°C = za dané teploty

1,2, 3,...= na dané větvi 1,2,3,...ve výměníku

eko =ekonomizéru

el =elektrický

g =generátoru

chl =chlad

jm =jmenovitý

k =kotle

vs =spalin suchých

výp =výparníku

zp =zemního plynu

m = mechanická

odp = odpadní teplo

p = průtok

pal = paliva

pův. st = původní stav

tep = tepelný

sp =spaliny

sv =spalin vlhkých

t = v čase

1. ÚVOD

V pivovarském závodu ve Velkých Popovic se vyrábí osm druhů piva, z nichž pět druhů piva je značky Velkopopovický kozel, který je nejspecifičtějším produktem pivovaru. Výroba piva je provázena náročnými technologicky přesnými procesy z energetického hlediska. Pro fungování pivovarské výroby je nutné zaopatřit dostatečný přísun elektřiny, tepla a chladu.

V první části práce je popsána výroba piva a zdokumentována energetická náročnost pivovaru. Dále se vysvětluje pojem kogenerace a jednotlivé části tohoto systému. Následně se navrhuje nové řešení výroby chladu a elektřiny a spočte se jeho energetická bilance. Nakonec se počítá ekonomičnost navrženého nového stavu a provede se citlivostní analýza.

Cílem práce je navrhnout nové řešení výroby chladu a elektřiny pro pivovar za pomoci spalovací turbíny a absorpčního chlazení pro současnou potřebu energií. Zbilancovat dané řešení a spočítat ekonomickou efektivitu navržených řešení a porovnat je s původní variantou.

2. Popis původního stavu

Sdružená výroba elektřiny a chladu bude navržena pro výrobu piva. Studie je cílena pro pivovarský závod ve Velkých Popovicích.

2.1. Technologie výroby piva

Základními surovinami pro výrobu piva jsou voda, slad a chmel.

Výrobu piva v pivovaru lze rozdělit do následujících fází:

Šrotování

Je první činnost v pivovaru pro přípravu sladu. Nejprve se navezený slad předčistí od nečistot z prachu. Pro šrotování se používají šestiválcové šrotovníky. V zařízení jsou sladová zrna drcena. (1)

Vaření

Při vaření piva se namletý slad přeměňuje na mladinu. Pro vaření piva je zapotřebí v prvním kroku namletý slad smíchat s teplou vodou kolem 35-38°C. Následně je směs přihráta na teplotu 48-52°C. Této části výroby se říká vystírání. Dalším krokem je rmutování. V tomto procesu se postupně zahřívá směs od 50°C-75°C. Je důležité, aby byly teploty dodržovány co nejpřesněji. Následně dojde k povaření. Rmut se dále přečerpá zpět do vystírací kádě a proces se znovu opakuje. Dále dochází k procesu scezování ve scezovací kádě, při čemž se odděluje zbytek sladového šrotu a vytváří meziprodukt – sladina. Sladina se hromadí v mladinové pánvi. V mladinové pánvi se přidává chmel a následně se směs vaří. Proces se nazývá chmelovar a je to energeticky nenáročnější proces celého vaření. Chmelovar trvá 90-120 minut při teplotě 98-100°C. Chmel se přidává z pravidla třikrát. Potom následuje oddělení zbytku chmele ve vířivých kádích. Z varny odchází produkt zvaný mladina. Posledním procesem je chlazení. Mladina je zchlazená na 5-7 °C pomocí deskového chladiče. Ohřátá voda z tohoto procesu se využívá pro výrobu sladu. (1)

Kvašení

Mladina je přečerpávána do kvasných kádí – spilky. Zakvasí se a nechá se kvasit v otevřených kádích na spilce při teplotách kolem 12 °C po dobu 6-8 dní. Tímto procesem se vyrábí tzv. mladé pivo. Kvasinky sedimentují na spod kádě, pak se sbírají a mohou se znovu použít. (2)

Dokvašování

V této fázi probíhají stejné reakce jako při kvašení s tím rozdílem, že dokvašení je pod mírným přetlakem od vznikajícího oxidu uhličitého, který je produktem kvašení. Dokvašování trvá 9-50 dní při teplotě 1-3°C. (2)

Filtrace

Pro čirou a zlatavou barvu je pivo filtrováno. Zařízení pro filtraci je křemelinový filtr, kde se odstraňují ještě zbylé usazeniny a kvasnice. (2)

Stabilizace

Proces stabilizace se využívá pro trvanlivost piva. Bez stabilizace má pivo trvanlivost jen několik týdnů. Tento proces je součástí filtrace. (2)

Stáčení piva

stáčení piva probíhá do skleněných lahví nebo do sudů.

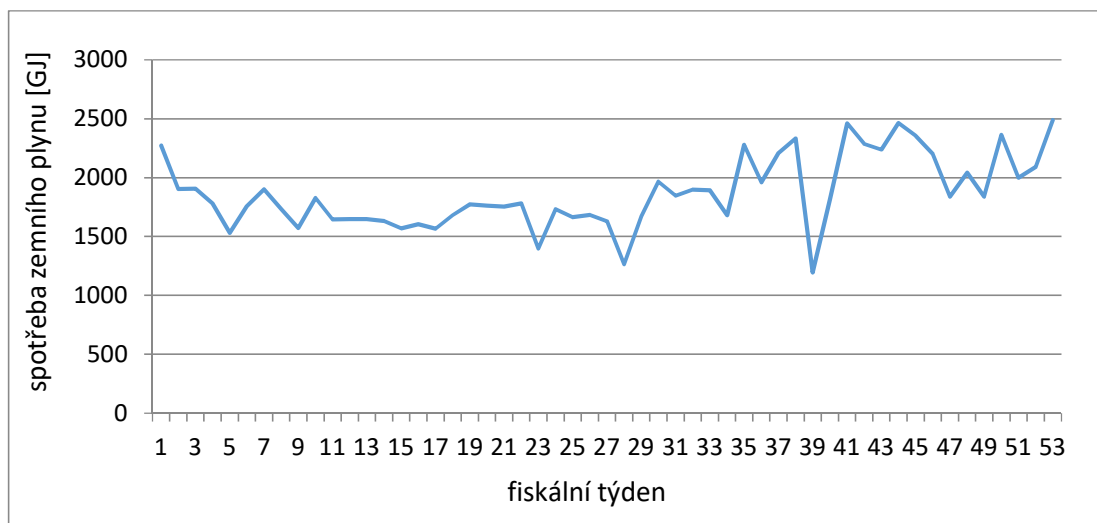
Z následující technologie výroby piva je patrné, že proces bude náročný na dodávku tepla a chladu. Do varny je zapotřebí dodávat sytou páru o teplotě 130 °C a při chlazení piva a jeho meziprojektu při kvašení a dokvašování se dostáváme v technologiích pod 0°C.

V Pivovaru se momentálně nachází pro výrobu chladu kompresorové chlazení o výkonu 1x 1420 kW, 1x 1450 kW, 1x 1250 kW, 2x 757 kW s průměrným chladícím faktorem 5. A s výrobou chladicí kapaliny o teplotách -5 °C a -2 °C. Část vyrobeného chladu slouží pro dodávku chladu pro zimní stadion, jeden z kompresorů je rezervní a další dva jsou mají svůj význam pro technologický účel výroby piva. Elektrická energie je dokupovaná ze sítě. Teplo se vyrábí ve dvou plynových parních kotlích: kotel K1 13 t/hod a kotel K2 14 t/hod. Technologická pára je sytá pára o tlaku 7 až 8 barů (g) dle kotle, který běží.

2.2. Základní data pivovaru ve Velkých Popovicích

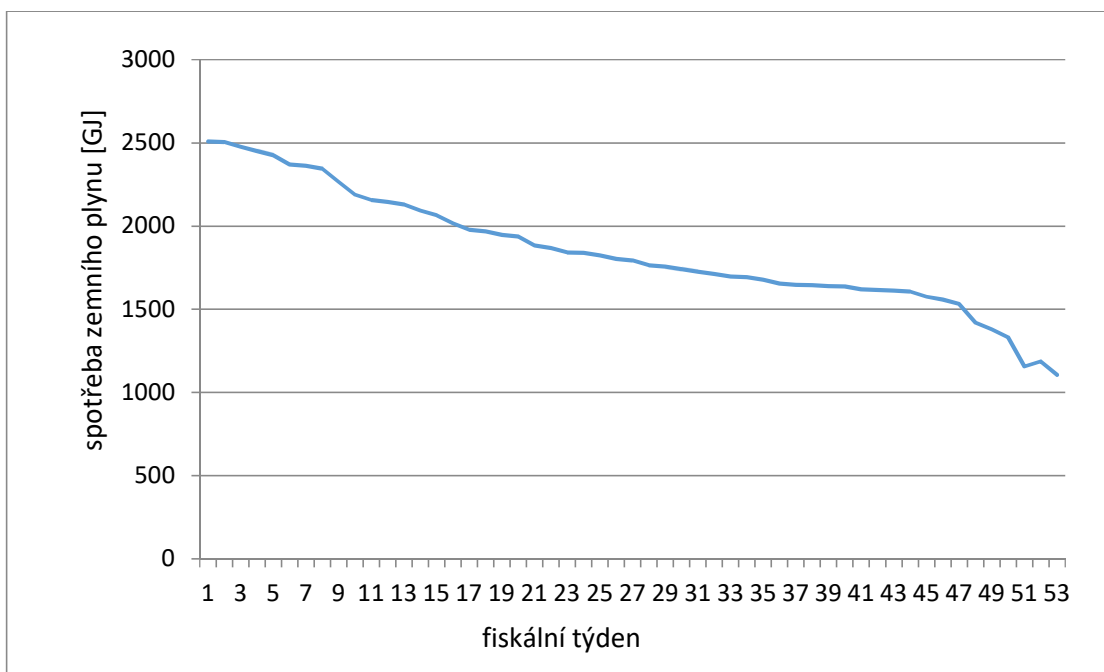
Spotřeba zemního plynu

Zemní plyn se spotřebovává na výrobu syté páry v kotlích. V grafu jsou vyneseny průměrné hodnoty spotřeby ZP fiskálních týdnů roku 2015/2016. První fiskální týden začíná 14 týden kalendářního roku. Je patrné, že spotřeba plynu v zimních měsících je vyšší než v letních.



Obrázek 1 Průměrné hodnoty spotřeby zemního plynu F15 a F16

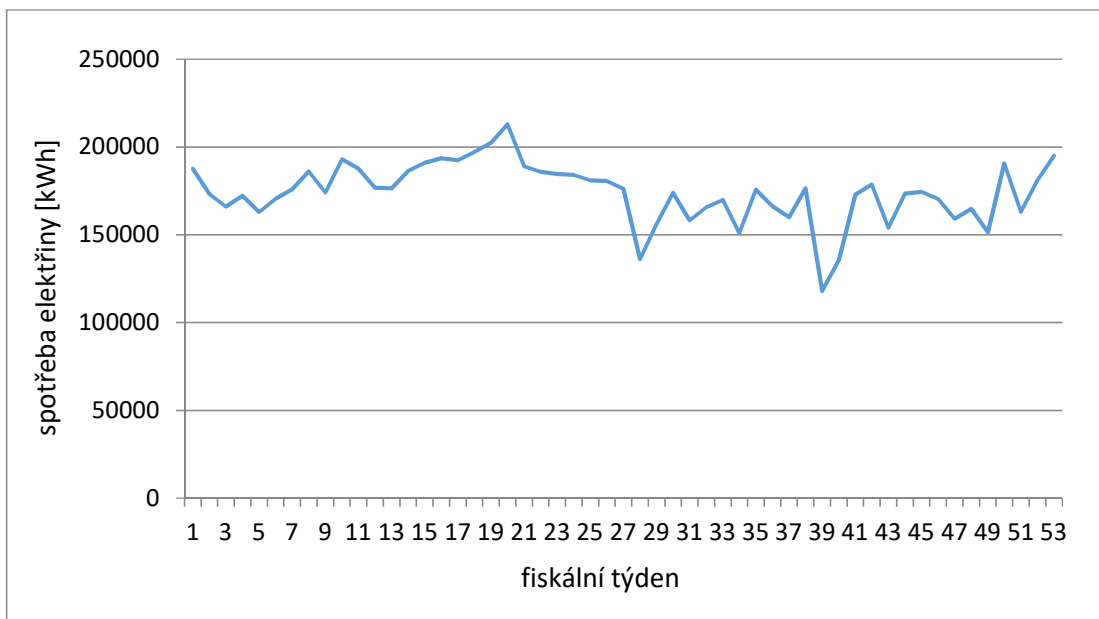
Více se pro výrobu tepla používá kotel K2, jehož roční využití činí v roce 2016 26 %. Kotel K1 má roční využití v roce 2016 4 %.



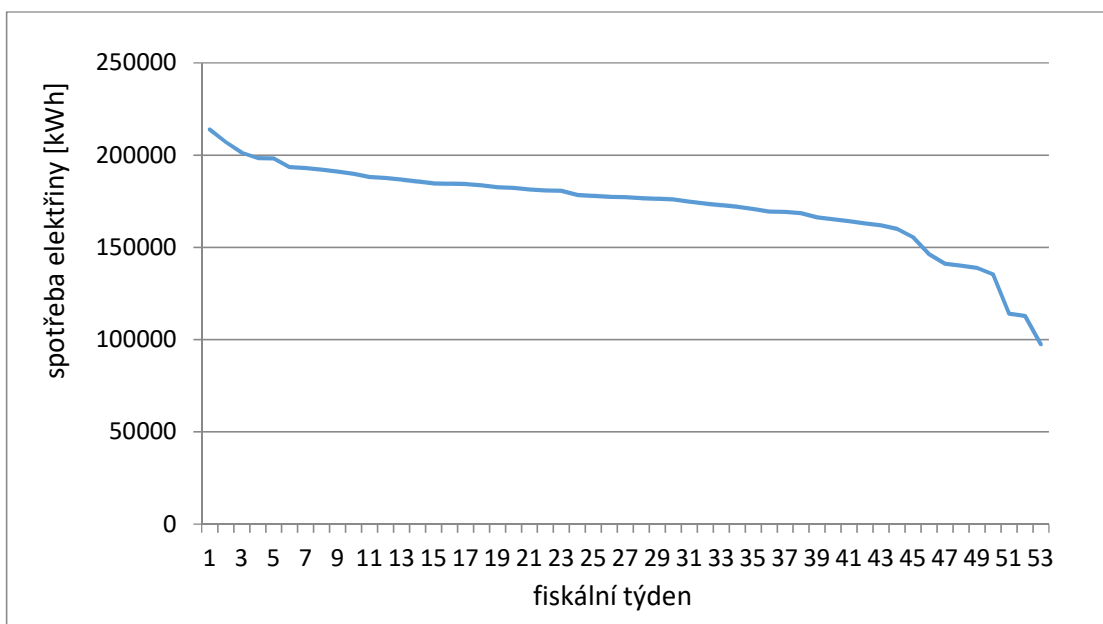
Obrázek 2 Diagram trvání průměrných hodnot spotřeby zemního plynu

Spotřeba celkové elektrické energie bez chladících kompresorů

Vzhledem k tomu, že bude navrhováno do nového stavu absorpční chlazení místo části kompresorového chlazení je proto důležité určit celkovou spotřebu elektriny bez kompresorové části. Nově vzniklá elektrická energie z kogenerační jednotky by mohla být použita právě pro tuto spotřebu elektrické energie.



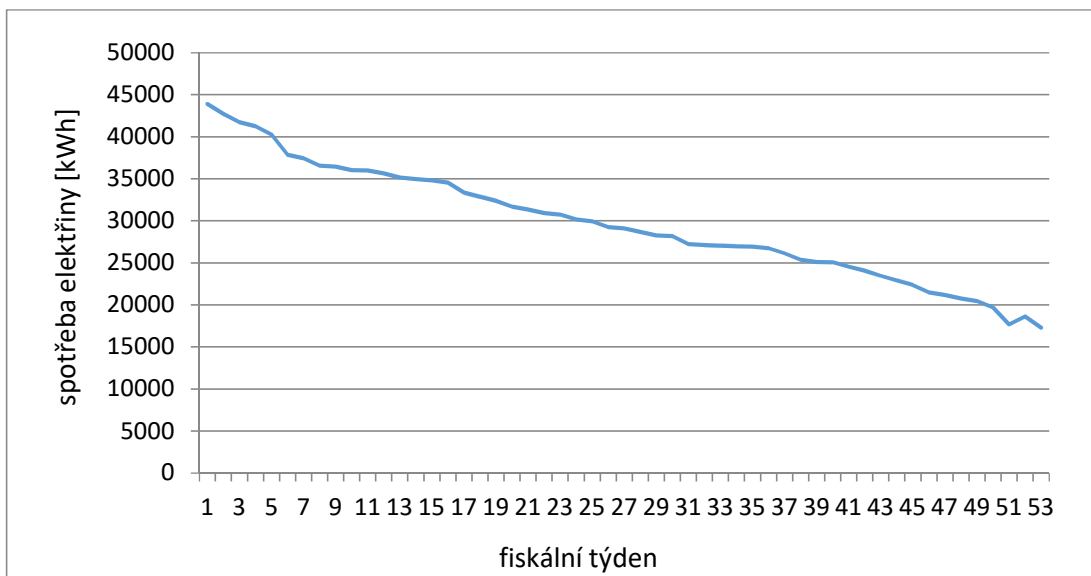
Obrázek 3 Průměrná celková spotřeba elektřiny bez kompresorů F15 a F16



Obrázek 4 Diagram trvání průměrné celkové spotřeby elektřiny bez kompresoru F15 a F16

Spotřeba elektřiny pro chladicí kompresory a jejich změna výkonu v čase

Kompresorové chlazení v tomto návrhu bude nahrazeno adsorbčním chlazením. V grafu na obrázku 6 lze alespoň přibližně stanovit, jaká je odchylka spotřeby chladu v jednotlivých týdnech. V zimních měsících klesne spotřeba elektřiny více než o polovinu.

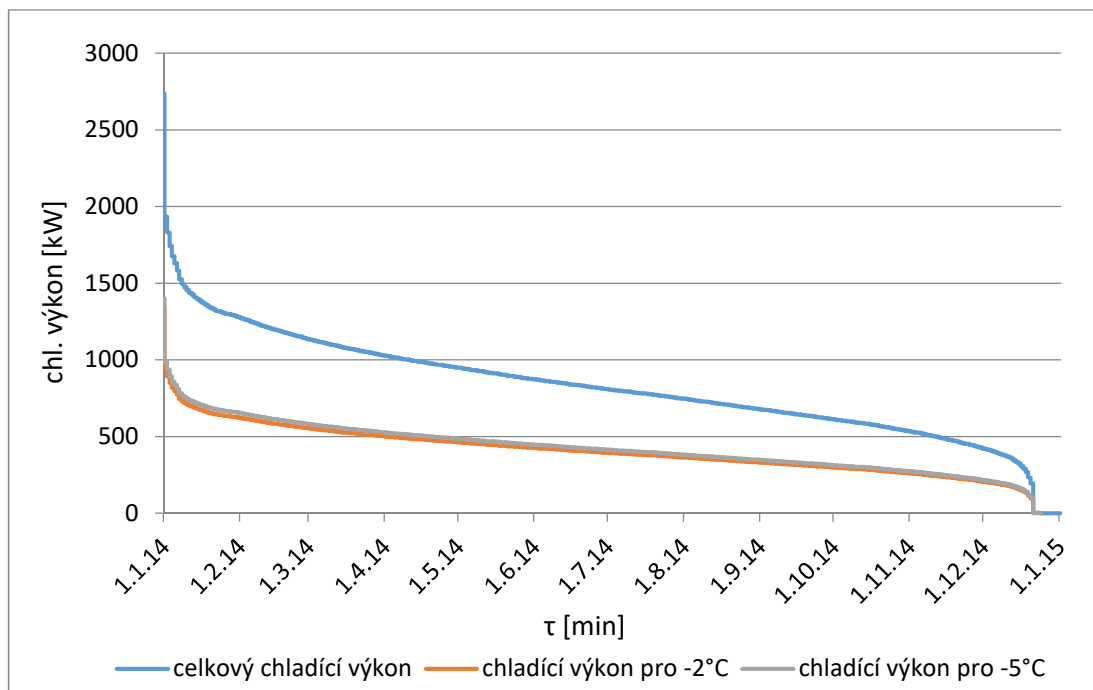


Obrázek 5 Diagram trvání průměrné spotřeby elektřiny pro kompresory F15 a F16



Obrázek 6 Průměrná spotřeba elektřiny pro kompresory F15 a F16

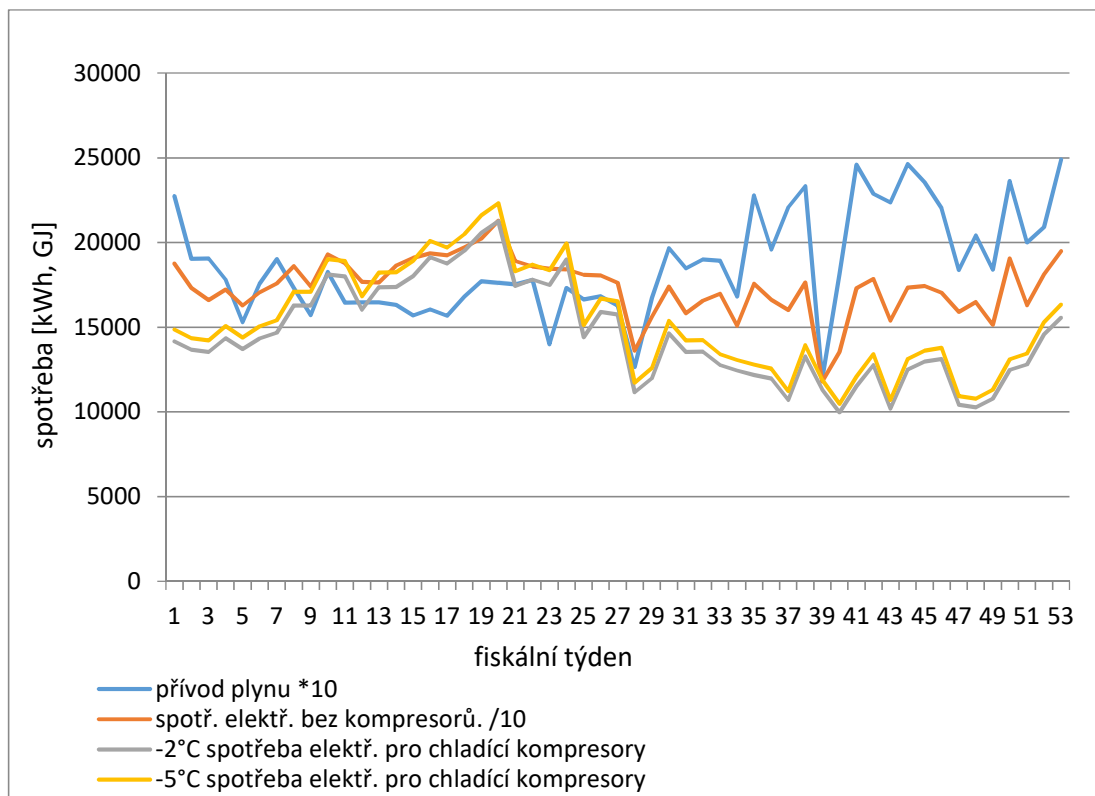
Chladicí kompresory vyrábí dvě teplotní úrovně chladu a to pro -2°C a pro -5°C . Příkon kompresoru pro výrobu chladu teplotě -2°C má příkon 780 kW. Pro výrobu chladu o teplotě -5°C je použit kompresor s příkonem 820 kW. Dle poměrů příkonů zařízení pro dané teploty se vynesl graf diagram trvání na obrázku 7. Z diagramu lze odečíst, že poměr chladících výkonů pro dané teploty je téměř 1.



Obrázek 7 Diagram trvání chladících výkonu

Veškeré spotřeby

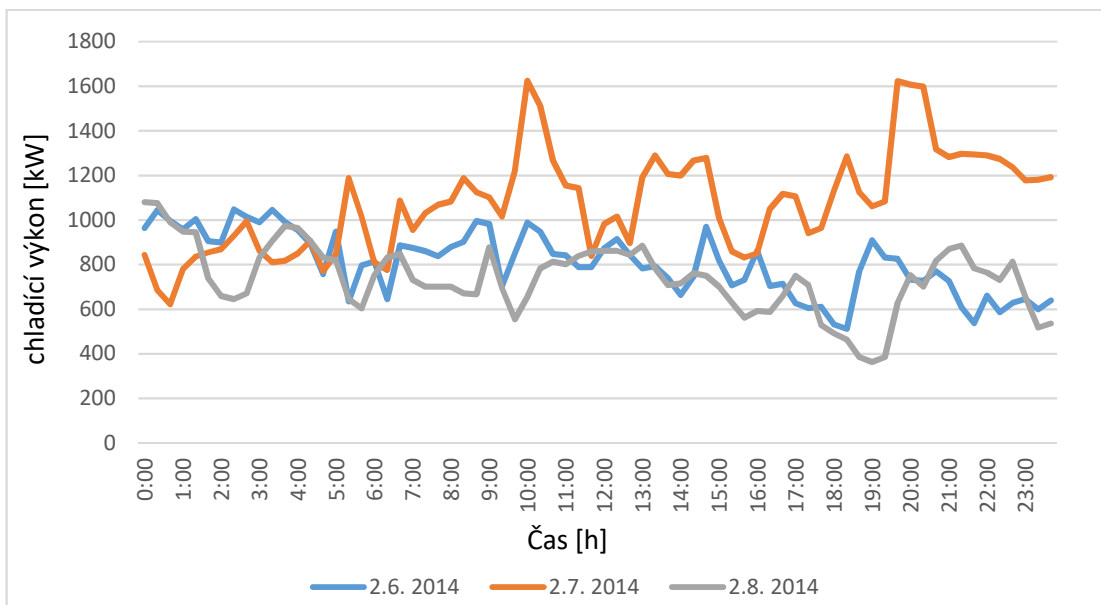
V grafu na obrázku 8 jsou veškeré spotřeby el. energií a plynu pro určení jejich přibližných závislostí mezi sebou navzájem. Spotřeba elektrické energie bez kompresorů se dá přibližně zprůměrovat na jednu hodnotu. Ovšem v teplých obdobích roste potřeba chladu a v zimních potřeba tepla. Tato skutečnost by se mohla využít pro optimalizaci a řízení třígenerační jednotky.



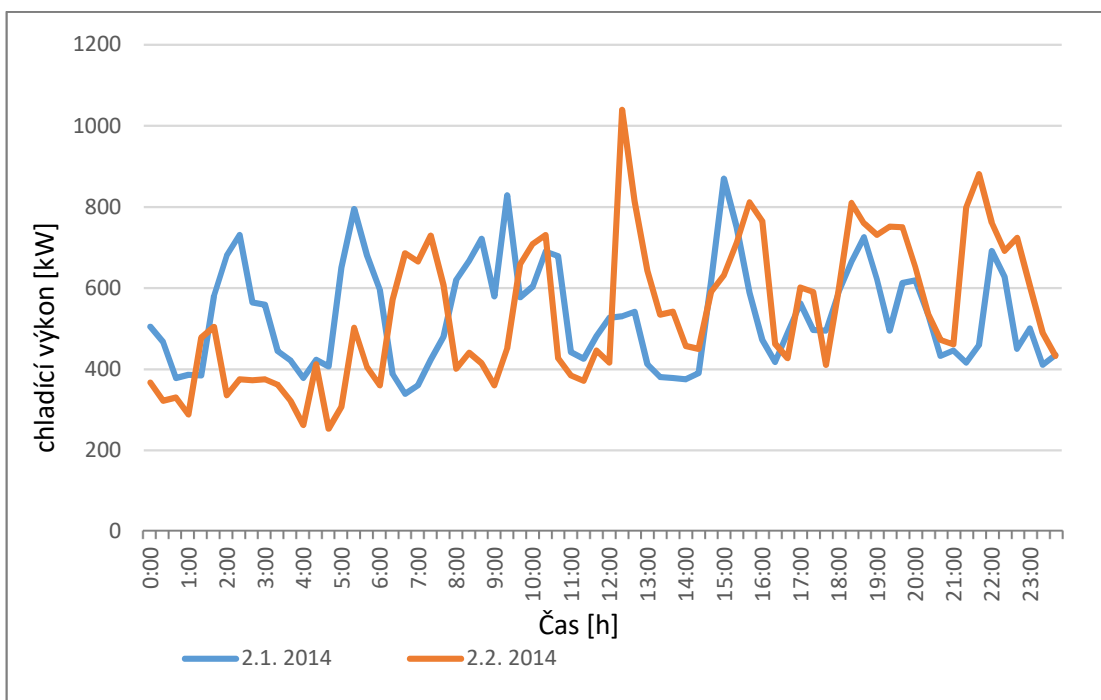
Obrázek 8 Spotřeba el. energií a zemního plynu

Výkon kompresorového chlazení přes den

Pro regulaci chlazení je důležité, jak se hodnota výkonu kompresorů pohybuje. V grafech označenými popisem obrázek 9 a 10 jsou znázorněny průběhy výkonů přes určité dny v zimním a letním období po 20minutovém intervalu. Z grafů vyplývá, že kompresory mají vysokou schopnost regulace, jestliže dokáží do hodiny změnit výkon o 600 kW, jak je znázorněno v čase mezi 10 a 11 hodinou v červencovém měsíci. Prudké změny výkonu nejsou výjimkou ani v zimním období podle grafu na obrázku 10.



Obrázek 9 Výkon kompresorového chlazení - letní měsíce



Obrázek 10 Výkon kompresorového chlazení - zimní měsíce

3. Popis nového stavu

Cílem je navrhnout kogeneraci skládající se ze spalovací turbíny a absorpčního chlazení. Turbína bude navržena dle chladicího výkonu absorpčního chlazení tak, aby vykrývala požadavky chladu co nejefektivněji.

3.1. Kogenerace a její zařízení

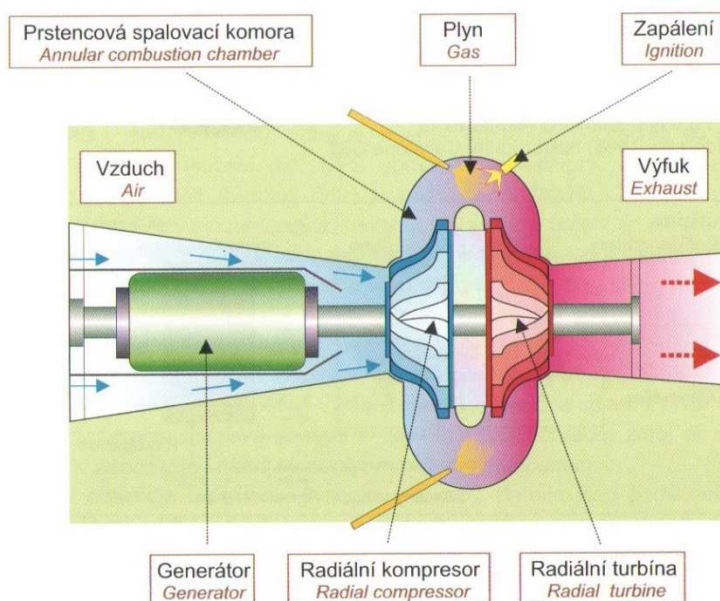
Je výroba dvou druhů energie. Typická kogenerační jednotka vyrábí elektřinu a teplo. V tomto projektu se jako konečné formy energie produkuje elektřina a chlad. Teplo se vyrábí jako meziprodukt pro výrobu chladu. Kogenerační jednotka může být tvořena buďto plynovým motorem, spalovací turbínou, parní turbínou, palivovými články, popř. z jiného pohonu, ze kterého se dokážou současně vyrábět dvě energie. A tomto konkrétním případě se zaměříme na kogeneraci, která využívá pro výrobu elektrické energie a tepla spalovací turbínu. Chlad bude vyráběn ze syté páry v absorpčním chlazení. Sytá pára se získá předáním tepla vodě z odpadního tepla spalovací turbíny ve spalinách. (3)

Spalovací turbína

Toto zařízení může nahrazovat funkci kotle, který k výrobě tepla vyrábí elektrickou energii. Spalovací turbíny jsou rozděleny dle velikosti elektrických výkonů na mikroturbíny (do 200 kW), miniturbíny (200 kW-1 MW) a malé turbíny (1-6 MW). Dle směru proudícího média rozdělujeme turbíny na radiální a axiální. Radiální turbína je používána pro nižší výkony. (3)

Princip radiální mikroturbíny

Tento princip je popsán na obrázku 11. Agregát se roztáčí startérem. Vzduchový kompresor stlačuje vzduch, který proudí do spalovací komory. Ve spalovací komoře se vzduch mísí s přivádějícím palivem. Vzniká výbušná směs, která se zapálí, vzrůstá objem a dochází k expanzi na turbíně. Hoření se následně stabilizuje a může se vypnout startér. Při větší dodávce plynu se turbína více roztočí.

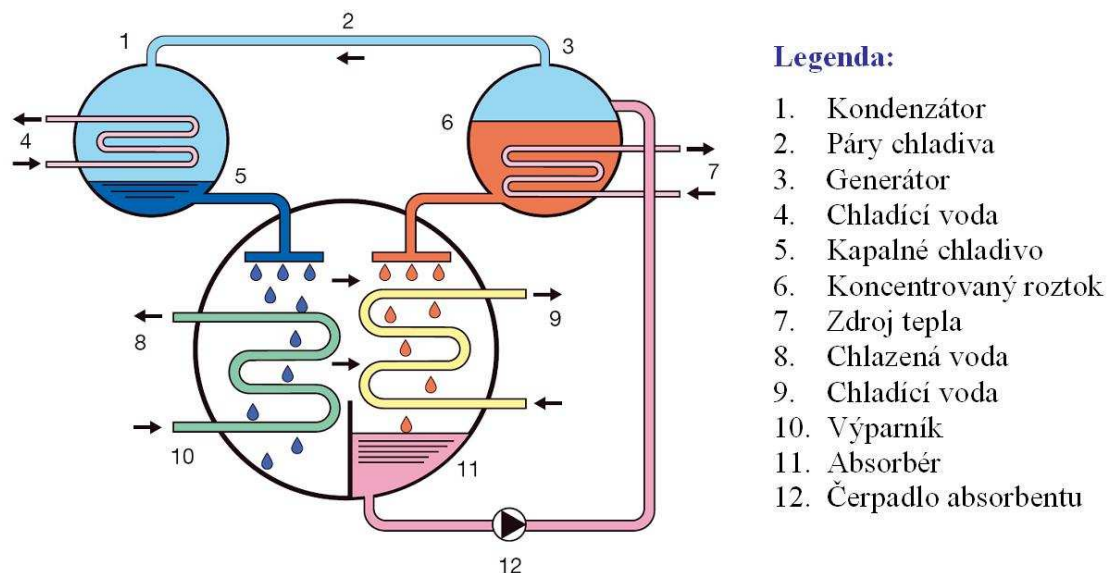


Obrázek 11- Princip radiální mikroturbíny (4)

Absorpční chlazení

Princip absorpčního chlazení znázorňuje obrázek 12. Je založen na absorpci vodní páry hygroskopickou solí nejčastěji koncentrovaného roztoku LiBr rozpustného ve vodě a na různých vypařovacích teplotách při různých tlacích. Vodními parami nasycený roztok v absorbéru, je čerpadlem dopraven do generátoru, V generátoru je přetlak a vysoké teploty, při níž se vypařuje voda. Roztok se nevypaří, jeho bod varu je přibližně desetkrát vyšší než u vody. Koncentrovaný roztok zbaven vody se následně dostává zpět do absorbéru. Vypařená pára v generátoru se dostává do kondenzátoru, kde z kondenzuje ochlazením studených trubek, v nichž proudí voda z venkovního chladiče. Voda z kondenzátoru stéká do výparníku. Ve výparníku je vakuum, díky kterému se voda vypařuje už při 4°C. Teplo z trubek chlazené vody je odebíráno. Vodní pára je absorbovaná v koncentrovaném roztoku a tím je cyklus uzavřen. (4)

Absorpční jednotka potřebuje přívod jak horké vody či páry do generátoru, tak i chladicí vody do kondenzátoru a absorbéru. Chladicí voda může mít okolo 35°C. Za normálních okolností se voda ochlazuje ve venkovním prostředí. Problém může nastat v letních měsících, kdy ochlazení vody může být nedostatečné. Na základě toho se k zařízení instalují chladicí věže. (5)

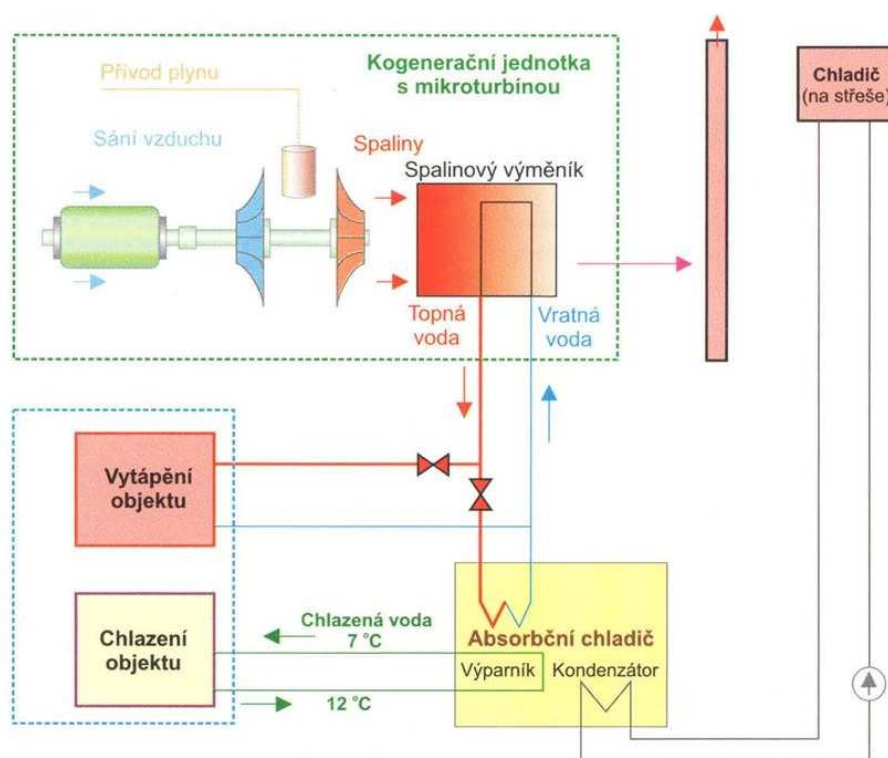


Obrázek 12 - princip absorpčního chlazení (5)

Absorpční zařízení se spalovací turbínou

Po turbíně se může zařadit, buďto spalovací výměník jako v obrázku 13 nebo samotné absorpční zařízení bude mít zároveň funkci výměníku. Teplo se odvádí do

absorpčního zařízení a nevyužitě teplo je možné spotřebovat na vytápění nebo v technologických procesech. Absorpční zařízení využívá horké spaliny pro ohřev nasyceného roztoku v generátoru. Chladicí voda z kondenzátoru je chlazená venkovním prostředím nebo chladicí věží, jestliže venkovní teplota není dostatečně nízká. Z výparníku je vyvedená konečná chlazená voda s potřebnými parametry do technologických procesů.

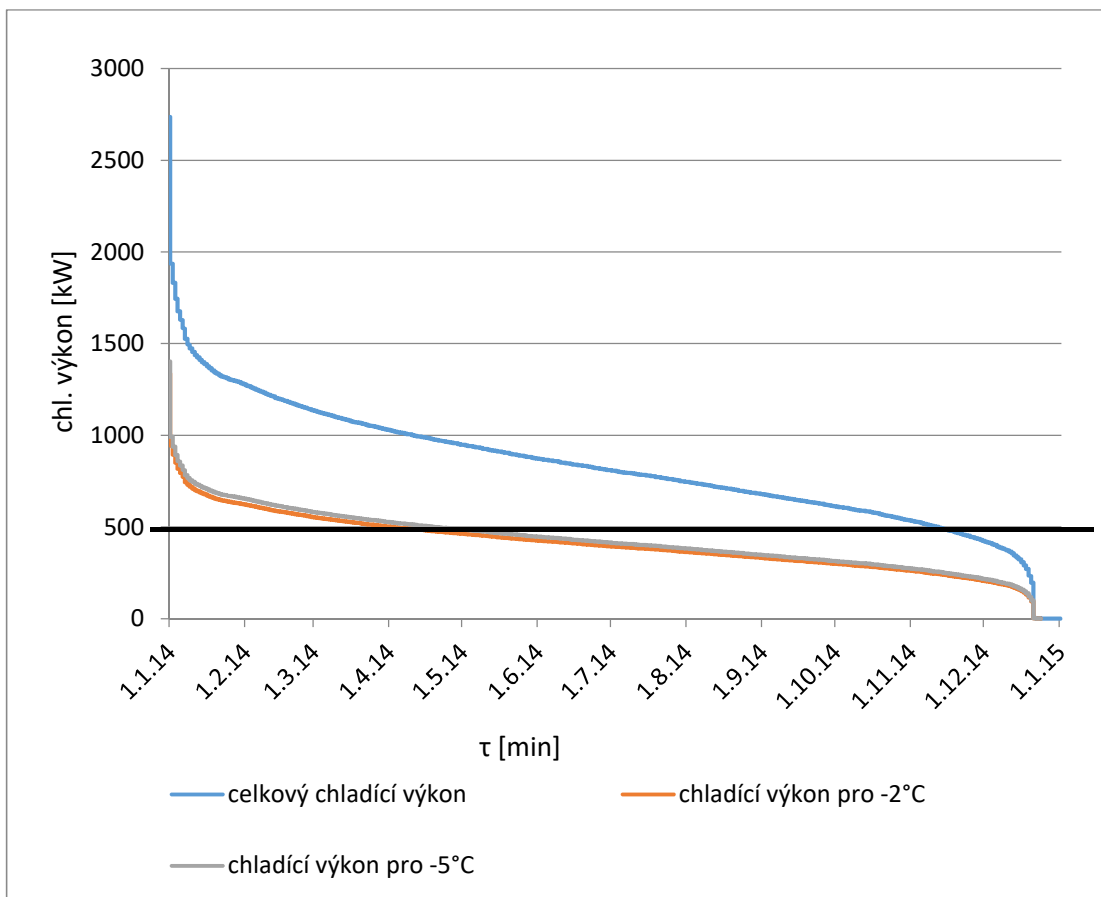


Obrázek 13 - absorpční chlazení zapojené se spalovací turbínou (3)

3.2. Volba základních parametrů

Absorpční chlazení

Na obrázku 14 je vyneseno diagram trvání chladicích výkonů pro potřebné teploty. Modrá čára zobrazuje celkový chladicí výkon všech zařízení. Zařízení v pivovaru potřebují teplotu chladu -2 °C a -5 °C téměř ve stejném poměrovém množství. Pro teplotu -2 °C bude navrženo absorpční chlazení a pro teplotu nižší -5 °C bude ponechán původní stav s kompresorovým chlazením. Výkon absorpčního chlazení dle diagramu je zvoleno na 500 kW. Kompresorové chlazení bude ponecháno pro pokrytí zbytku chladicího výkonu.



Obrázek 14 diagram trvání chladících výkonů

Spalovací turbína

V počáteční fázi návrhu je zapotřebí odhadnout chladicí faktor COP je ukazatel určující efektivnost absorpčního zařízení. Je definován jako poměr tepla odebraného ochlazené látky a tepla dodaného do desorbéru. (6)

Pro novou absorpční jednotku je uvažován chladicí faktor COP 0,7. Spalovací turbína bude navrhovaná podle požadovaného chladícího výkonu, který dle obrázku 14 byl odhadnut na 500 kW. Tepelný výkon turbíny se spočítá dle následujícího vztahu:

$$P_{tep.ABSCH} = \frac{Q_{chl}}{COP} = 714 \text{ kW}_t$$

$P_{tep.ABSCH}$ = Tepelný výkon pro absorpční chlazení [kW]

Q_{chl} = Vyroběný výkon chladu [kW]

Tedy tepelný výkon z odpadního tepla spalin z turbíny by se měl pohybovat kolem 710 kW. Tento údaj se využije pro volbu spalovací turbíny z katalogu firmy Capstone. Tato firma je největším světovým i českým výrobcem spalovacích turbín.

Jejich soustrojí mají prstencovou spalovací komoru a rekuperátor kolem hřídele, jak je uvedeno na obrázku 11. Generátor i turbína jsou spojeny s hřídelí přes vzduchová ložiska. Toto zařízení nepotřebuje převodovku, takže odpadají potřeby vodního chlazení a olejového mazání.

Firma Capstone nabízí turbíny o výkonových řadách 65 kW_e, 200 kW_e a 1000 kW_e. (7) Pro náš případ se zdá být nejideálnější při použití firmy Capstone zvolit tyto 3 turbíny o celkovém tepelném výkonu 735 kW a jmenovitém el. výkonu 600 kW.

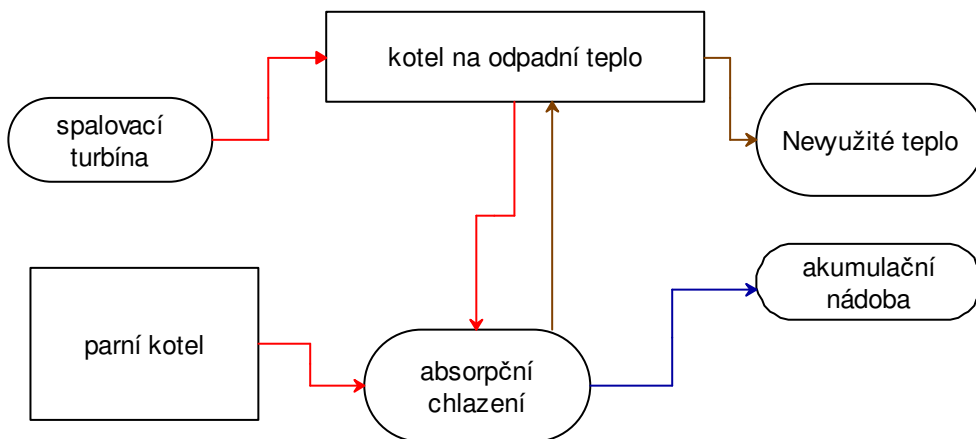
Další varianta od firmy Capstone jsou turbíny o jmen. el. výkonu 65 kW a tepelném výkonu 120 kW. S použitím 5 turbín by se tepelný výkon dostal na hodnotu 600 kW a el. výkon na 325 kW). Vzhledem k nižší účinnosti je energeticky výhodnější použít variantu s turbínou o el. výkonu 200 kW. Instalace jedné turbíny o výkonu 1000 kW_e by se nejspíše nevyplatilo z důvodu nižšího využití jejího odpadního tepla.

Další dostupní výrobci turbín jsou italská firma Turbec, jejíž nabízená turbína má 100kW_e.

4. Návrh základního zapojení zařízení

Kogenerační systém bude složen ze spalovací turbíny, absorpčního chlazení a kotle na odpadní teplo. Horké spaliny z turbíny proudí do kotle na odpadní teplo. Zde předají svou tepelnou energii páře pro výrobu chladu pro absorpční chlazení. V chladicí jednotce se tepelný výkon přemění na výkon chladicí. Nevyužitá teplo z absorpčního chlazení se vrací zpět do kotle a dále se může využít pro vytápění či technologické účely, dle parametrů výstupního kondenzátu.

Při odstávce turbíny by se absorpční chlazení zásobovalo parou z parních kotlů. Z tohoto důvodu byla vybrána jako teplotonosná látka sytá pára. Z kotle na odpadní teplo by se musela dodávat pára o stejných parametrech jako z kotle parního. Parní kotle vyrobí sytou páru o 165-170°C. Mezi parním kotlem a absorpčním chlazením by se parametry páry snížily tak, aby do absorpční jednotky byla dodávána pára o ideálních parametrech a zároveň stejných parametrech jako z kotle na odpadních teplo. Hodnota výkonu chlazení se skokově mění, proto je na místě úvaha o zařazení akumulační nádoby za absorpční chlazení. Následující schéma na obrázku 15 zobrazuje dané zapojení.

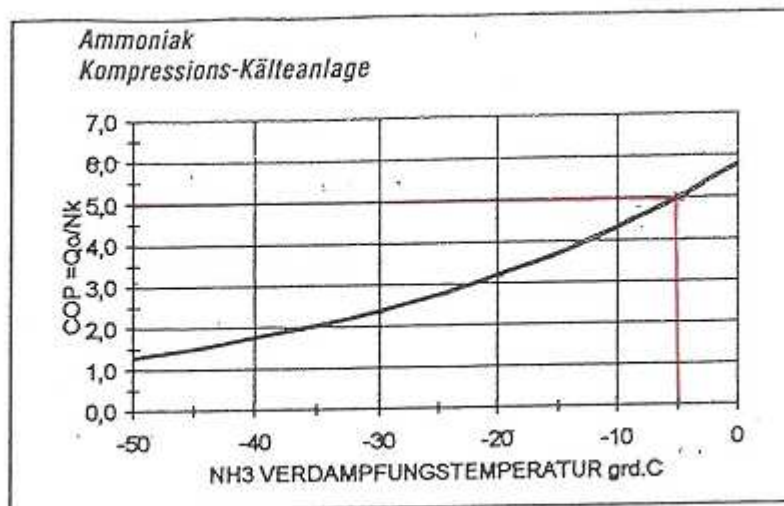


Obrázek 15 Navržené zapojení systému

5. Návrh absorpčního chlazení

Absorpční chlazení má ochladit kapalinu na teplotu -2°C . Absorpční chlazení ve spojení chladivo- absorbent: $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ může kapalinu ochladit na nejnižší teplotu $+5^{\circ}\text{C}$. Je to ekonomicky výhodnější varianta, ale pro tento případ nevyhovující. Pro nižší parametry chladicí kapaliny je zapotřebí volit absorpční zařízení v kombinaci chladivo- absorbent: $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$. Tento typ zařízení je možné použít pro chlazení kapalin dosahujících teplot až -50°C . Nyní nainstalovaný čpavkový kompresor má danou hodnotu COP 5. Dle grafu na obrázku 16, se dá odečíst, že je navržen pro nejnižší teplotu -5°C .

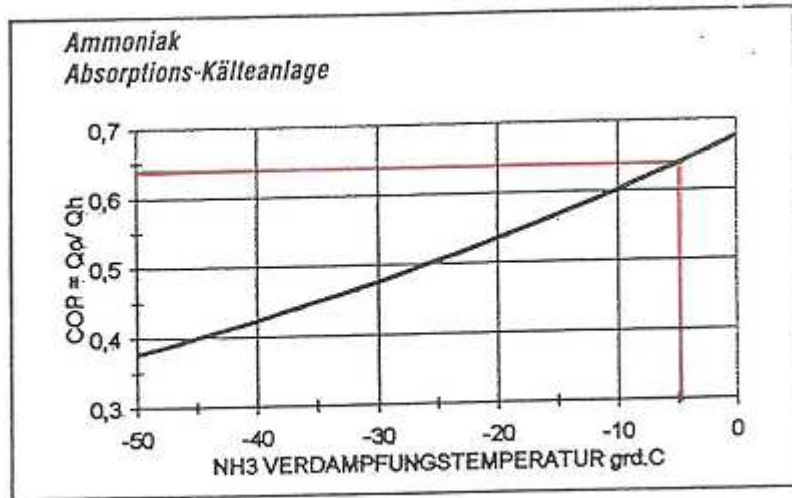
Abb. 13 Spez. Energiebedarf Kompressions-Kälteanlage



Obrázek 16 Závislost COP na teplotě chladicí kapaliny kompresoru (8)

Pro tuto teplotu navrhne se i chladicí absorpční jednotku. Dle grafu na obrázku 17 je odpovídající hodnota COP 0,64 pro danou teplotu -5°C .

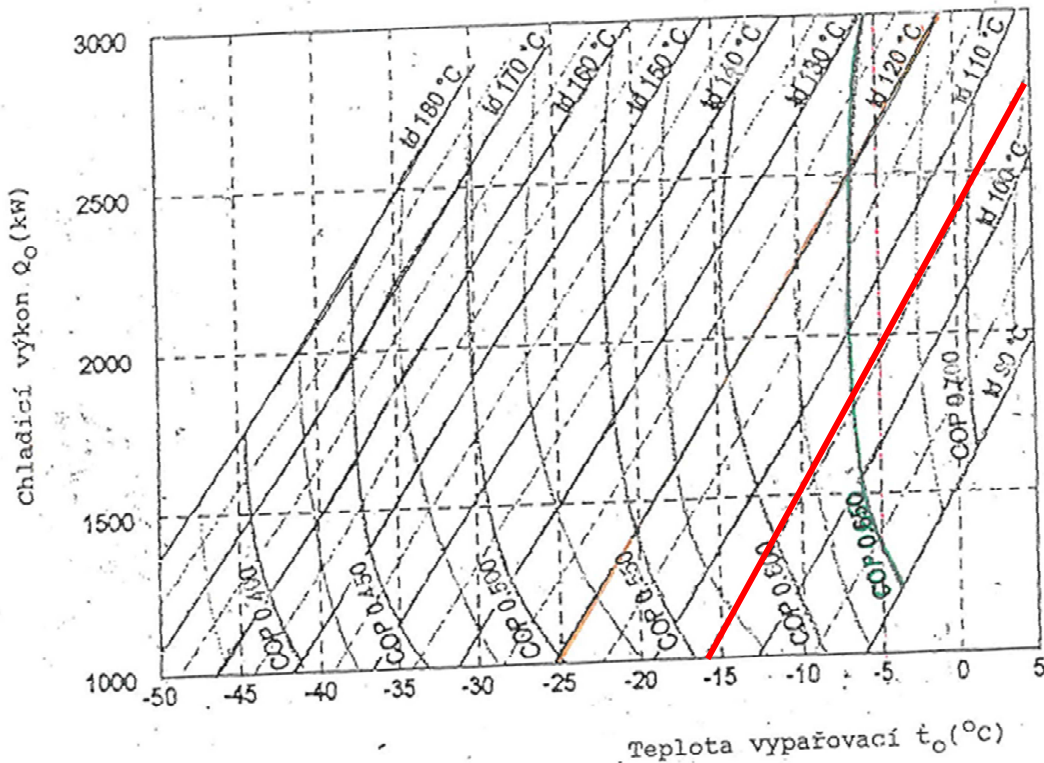
Abb. 14 Spez. Energiebedarf Absorptions-Kälteanlage



Obrázek 17 Závislost COP na teplotě chladicí kapaliny absorpčního chlazení (8)

Díky hodnotě COP 0,64 je z obrázku 18 navržena teplota syté páry přivádějící do chladicí jednotky 105°C . Nižší teplota vstupního média pro absorpční jednotku není

Chladicí výkon Q_0 (kW) a chladicí faktor COP (1) při teplotě chladicí vody 25°C pro jednotku AK 2000 v závislosti na teplotě vypařovací t_0 a topné vody t_a .



Obrázek 18 Závislost chladicí kapaliny, výkonu a COP absorpčního chlazení (8)

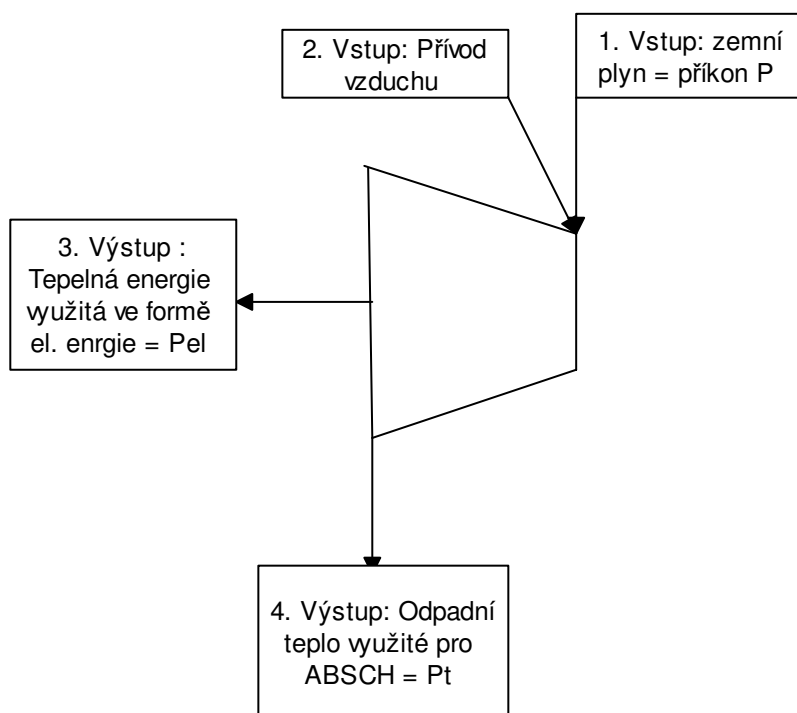
vhodný z důvodu správné funkčnosti absorpčního chlazení.

6. Energetická bilance navrženého zapojení

6.1. Bilance turbíny

Pro bilanční výpočet turbíny jsou uvažovány jako vstupní parametry přívod zemního plynu a přívod spalovacího vzduchu. Výstupními parametry jsou elektrická energie a odpadní teplo z turbíny. Bilance turbíny je znázorněna na obrázku 19.

Přívod spalovacího vzduchu není do tepelné bilance zahrnut, protože má stejnou teplotu jako teplota okolí tedy 20°C a proto jeho vliv na tepelnou bilanci je považován za nulový.



Obrázek 19 Bilance turbíny

Tepelný příkon turbíny se dělí do dvou složek. Jednou z nich je tepelný příkon, který se přemění na odpadní teplo ve spalinách a druhou je tepelný příkon sloužící pro výrobu elektrické energie. Tepelný příkon využitý pro výrobu elektřiny je spočten jako elektrický výkon turbíny zmenšen o hodnoty účinností mechanické a generátoru.

$$P_{\dot{r} odp} = \Delta h \cdot m_{p sp} = 379,465 \text{ kW}$$

$P_{\dot{r} odp}$ = tepelný příkon turbíny, který se přemění na odpadní teplo [kW]

$m_{p sp}$ = hmotnostní průtok spalin [kg/s]

Rozdíl entalpií spalin je rozdíl mezi teplotou spalin vycházející z turbíny a entalpií spalin při teplotě okolí, která je brána jako 20 °C.

$$\Delta h = h_{sp\ 280^{\circ}C} - h_{sp\ 20^{\circ}C}$$

$h_{sp\ 280^{\circ}C}$ =entalpie spalin při 280°C [kJ/kg]

$h_{sp\ 20^{\circ}C}$ =entalpie spalin při 20°C [kJ/kg]

Entalpii spalin můžeme vyjádřit dle následujícího vzorce.

$$h = c_p \cdot T$$

c_p = měrná tepelná kapacita spalin

Pro výpočet jednotlivých hodnot entalpií spalin, je zapotřebí znát hodnoty měrných tepelných kapacit. Z uvedené tabulky 1 se dopočtou pomocí lineární interpolace potřebné c_p .

t (°C)	0	100	200	300	400	500
c_p (kJ/Nm ³ K)	1,324798	1,3327	1,344042	1,356984	1,370824	1,385213

Tabulka 1 závislost měrné tepelné kapacity spalin na teplotě

Uvedené hodnoty tepelných kapacit jsou při hustotě spalin $\rho=1,2669\text{ kg/m}^3$. (9)

$$P_{\check{r}\ el} = \frac{P_{jm\ el}}{\eta_m \cdot \eta_g} = 217,037\ kW$$

$P_{\check{r}\ el}$ =tepelný příkon turbíny, který se přemění na elektrickou energii [kW]

η_m =mechanická účinnost

$$= 0,97$$

η_g =účinnost generátoru

$$= 0,95$$

$P_{jm\ el}$ = el. výkon na výstupu z generátoru= 200 kW

Celkový příkon turbíny $P_{\check{r}\ 1\ turbíny}$ je součtem výše uvedených příkonů:

$$P_{\check{r}\ 1\ turbíny} = P_{\check{r}\ odp} + P_{\check{r}\ el} = 596,502\ kW$$

Elektrická účinnost turbíny η_{el} má výsledek:

$$\eta_{el} = \frac{P_{jmel}}{P_{\dot{r}1 turbíny}} \cdot 100 = 33,53\%$$

a spotřeba paliva \dot{m}_{pal} pro jednu turbínu má hodnotu:

$$\dot{m}_{pal} = \frac{P_{1 turbíny}}{Q_{při 0°C}} = 0,0165 \text{ Nm}_{zp}^3/\text{s} = 59,521 \text{ Nm}_{zp}^3/\text{h}$$

$Q_{při 0°C}$ =výhřevnost zemního plynu

$$=36,078 \text{ MJ/Nm}_{zp}^3 \text{ při } 0 \text{ °C}$$

V základních technických údajích turbíny v požadavcích pro palivo je interval objemového průtoku paliva 46-71Nm³/h, to znamená, že vypočtená spotřeba paliva je v souladu s předepsanými hodnotami pro turbínu.

Výpočet přebytku spalovacího vzduchu pro turbínu pro dokonalé spalování

Pro výpočet přebytku spalovacího vzduchu je použito následující rovnice

$$V_{sv} = V_{sv \min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vv \min} \quad (10)$$

α = přebytek spalovacího vzduchu [-]

Dané hodnoty použité pro výpočet (9):

V_{sv} =objem vlhkých spalin

V_{vvmin} =minimální objem vlhkého vzduchu

$$=9,83 \text{ Nm}_{vz}^3/\text{Nm}_{zp}^3$$

V_{svmin} =minimální objem vlhkých spalin [Nm_{sp}³/Nm_{zp}³]

$$=10,83 \text{ Nm}_{vz}^3/\text{Nm}_{zp}^3$$

Objemový průtok vlhkých spalin se spočítá jako poměr hmotnostního průtoku spalin a hustoty spalin.

$$\dot{V}_{sv} = \frac{\dot{m}_{p \ sp}}{\rho_{sp}}$$

z objemového průtoku a spotřeby paliva se vypočte objem vlhkých spalin.

$$V_{sv} = \frac{\dot{V}_{sv}}{\dot{m}_{pal}}$$

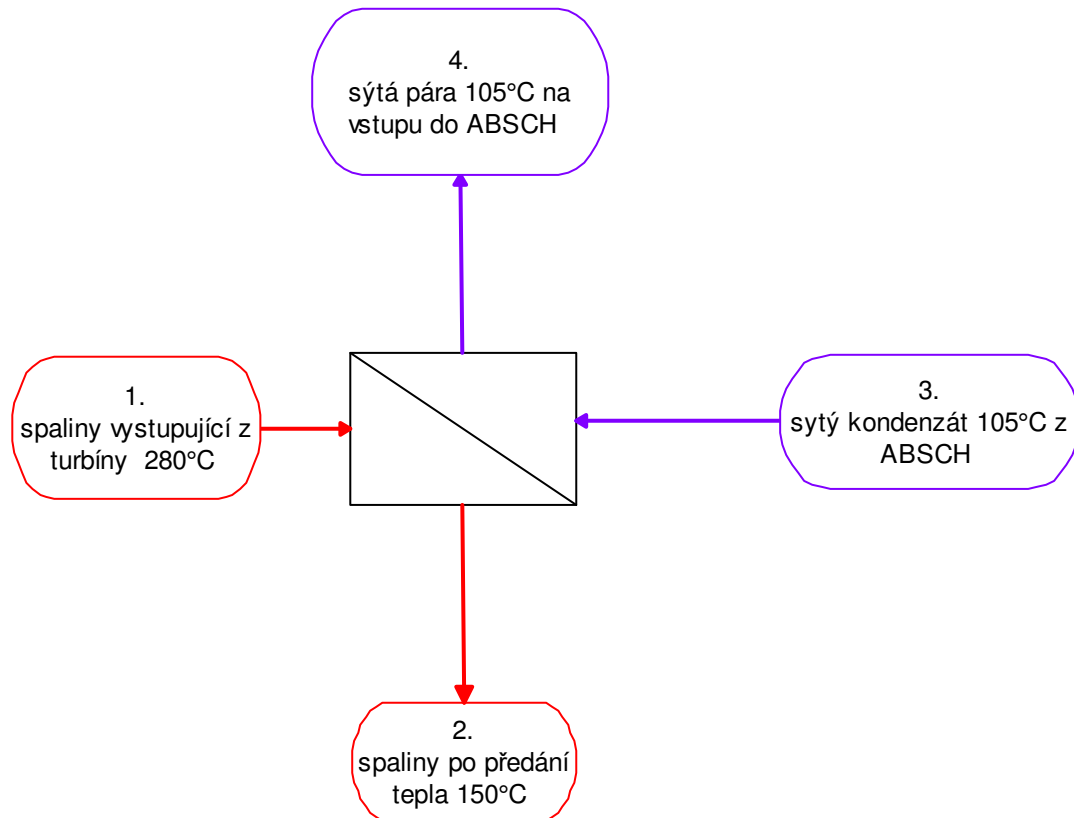
Nyní jsou známy všechny hodnoty pro dosazení do rovnice a výpočet přebytku spalovacího vzduchu:

$$\alpha = \frac{V_{sv} - V_{svmin} + V_{vvmin}}{V_{vvmin}} = 6,371$$

Vyšší číslo přebytku spalovacího vzduchu se zdá být v pořádku, neboť se jedná o turbínu s rekuperací tepla.

6.2. Bilanční výpočet výparníku

Teplota spalin vycházejících z turbíny je podle technických parametrů turbíny 280 °C. Z předchozích grafů je určeno, že absorpční chlazení využívá sytou páru o teplotě 105 °C. Je předpokládáno, že z absorpčního chlazení odchází sytý kondenzát o stejné teplotě, jakou má pára, a vrací se zpět do výměníku. Výstupní teplota spalin z protiproudého výparníku je zvolena 150°C. Tato fakta jsou znázorněna na obrázku 20.



Obrázek 20 Schéma výparníku

Z rovnosti tepelných výkonů na jedné a na druhé straně výměníku se sestaví energetická bilance.

$$P_{12} = P_{34}$$

$$m_{p12} \cdot \Delta h_{12} = m_{p34} \cdot \Delta h_{34}$$

Dle vztahu $h = c_p \cdot T$, se vypočítají jednotlivé entalpie pro vstup a výstup z výměníku.

P_{12} = tepelný výkon výměníku na straně spalin [kW]

P_{34} = tepelný výkon výměníků na straně vody/páry [kW]

h_1 = entalpie spalin na vstupu do výparníku při 280 °C [kJ/kg]

h_2 = entalpie spalin na výstupu z výměníku při 150 °C [kJ/kg]

h_3 = entalpie sytého kondenzátu na vstupu do výparníku při 105 °C [kJ/kg]

h_4 = entalpie syté páry na vstupu do výparníku při 105 °C [kJ/kg]

$m_{p\ 12}$ = hmotnostní průtok spalin třech turbín [kg/s]

$$= 3 \cdot 1,33 = 3,99 \text{ kg/s}$$

$m_{p\ 34}$ = hmotnostní průtok ohřivaného média [kg/s]

$$\Delta h_{12} = h_1 - h_2$$

$\Delta h_{34} = h_4 - h_3$, změna této entalpie je zároveň výparným teplem vody [kJ/kg]

Po dosažení se získala hodnota tepelného výkonu výparníku.

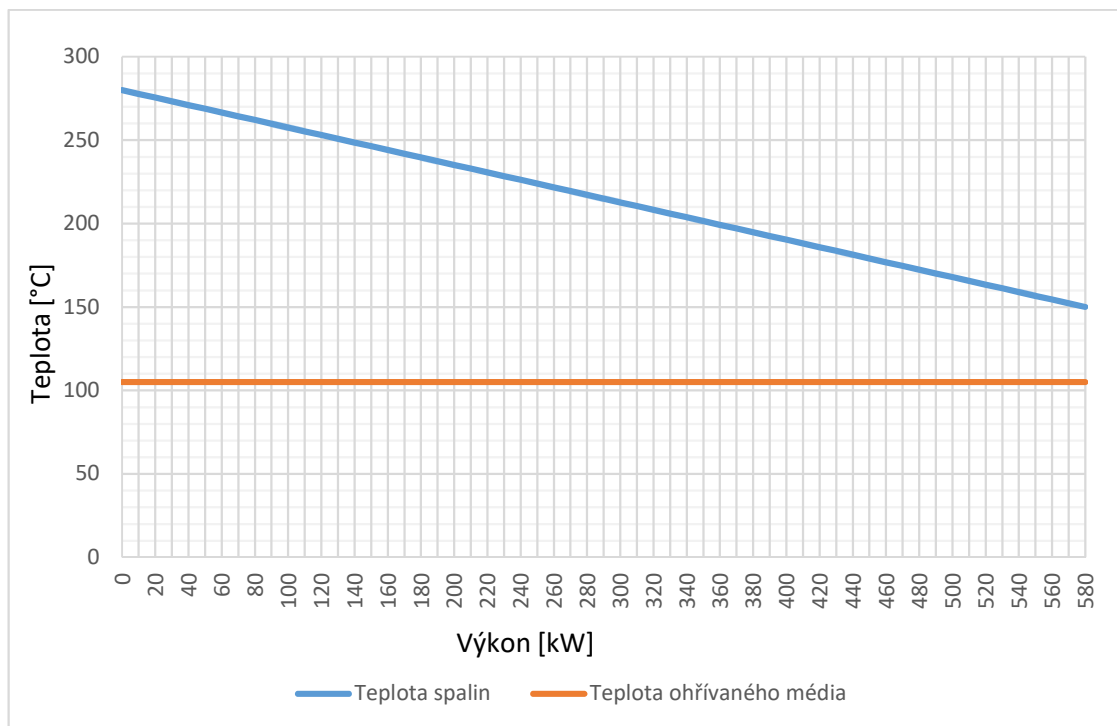
$$P_{12} = P_{34} = P_{výp} = \Delta h_{34} \cdot m_{p\ 34} = 579,464 \text{ kW}$$

a hmotnostního průtoku kondenzátu:

$$m_{p\ 34} = \frac{m_{p\ 12} \cdot \Delta h_{12}}{\Delta h_{34}} = 0,258 \frac{\text{kg}}{\text{s}},$$

který je téměř 10krát nižší než hmotnostní průtok spalin.

V grafu na obrázku 21 je vynesena závislost výkonu výparníku na teplotě proudících médií. Kondenzát mění skupenství a jeho teplota zůstává stejná. Koncový rozdíl teplot mezi odcházejícími spalinami a vyrobenou sytou párou je 45 °C.

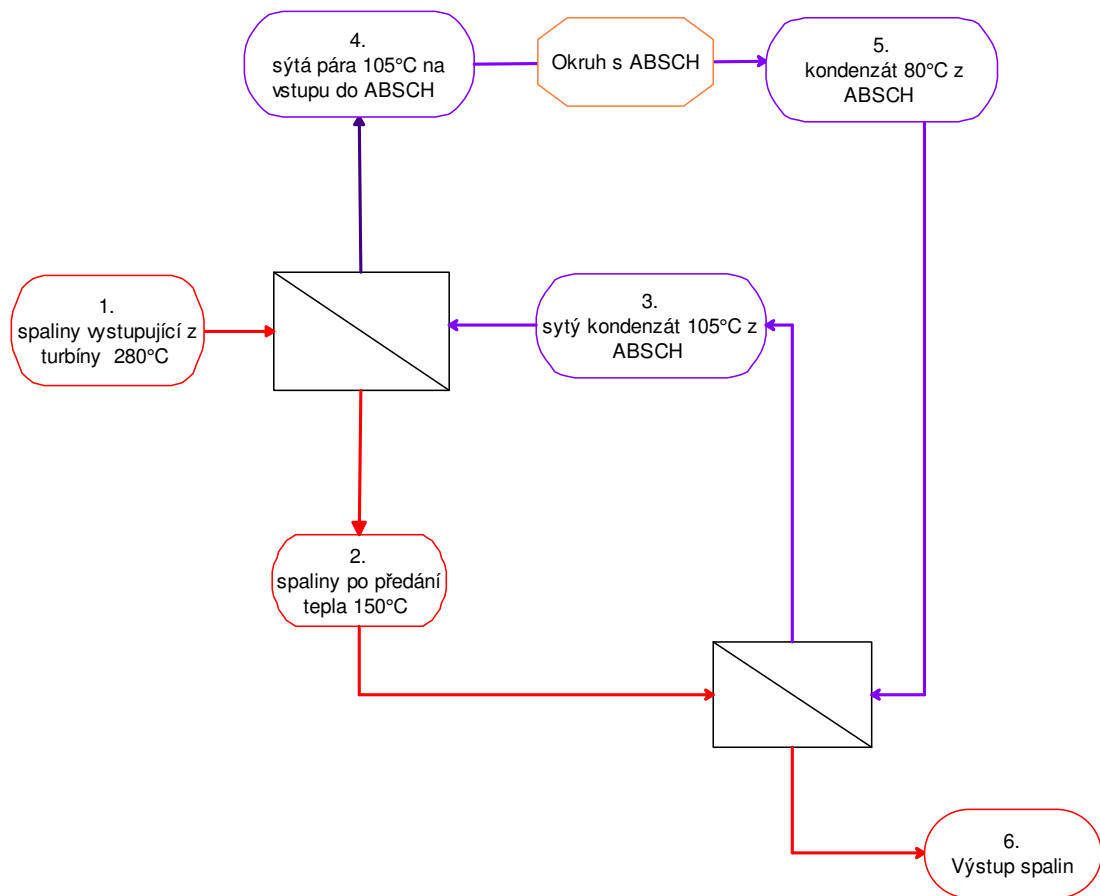


Obrázek 21 Závislost výkonu na teplotě ve výparník

Výkon ze spalin by bylo možné navýšit podchlazením spalin na nižší teplotu.

6.3. Bilanční výpočet při podchlazení kondenzátu

Při podchlazení kondenzátu se zvyšuje využití tepla v oběhu. Předpokládá se, že se do výměníku vrací chladnější kondenzát, a tudíž bude nutné ohřívat médium o více než o jeho výparné teplo. V následném schématu je vpravo dole znázorněn vodní výměník (= ekonomizér) a vlevo nahoře je výparník. V tomto případě je uvažovaná teplota vratného kondenzátu 80 °C. Před vstupem do výparníku je kondenzát ohříván v ekonomizéru odcházejícími spalinami z výparníku. Neznámou v tomto výpočtu je výstupní entalpie spalin za ekonomizérem.



Obrázek 22 Schéma výparníku a ekonomizéru

Stejným postupem jako u bilančního výpočtu výparníku se vytvoří energetická bilance ekonomizéru.

$$P_{26} = P_{35}$$

$$m_{p\ 26} \cdot \Delta h_{26} = m_{p\ 35} \cdot \Delta h_{35}$$

h_5 = entalpie kondenzátu vstupujícího do ekonomizéru při 80 °C [kJ/kg]

h_6 = entalpie spalin na výstupu z ekonomizéru [kJ/kg]

Vypočte se tepelný výkon ekonomizéru.

$$P_{26} = P_{35} = P_{eko} = m_{p\ 35} \cdot \Delta h_{35} = 27,192 \text{ kW}$$

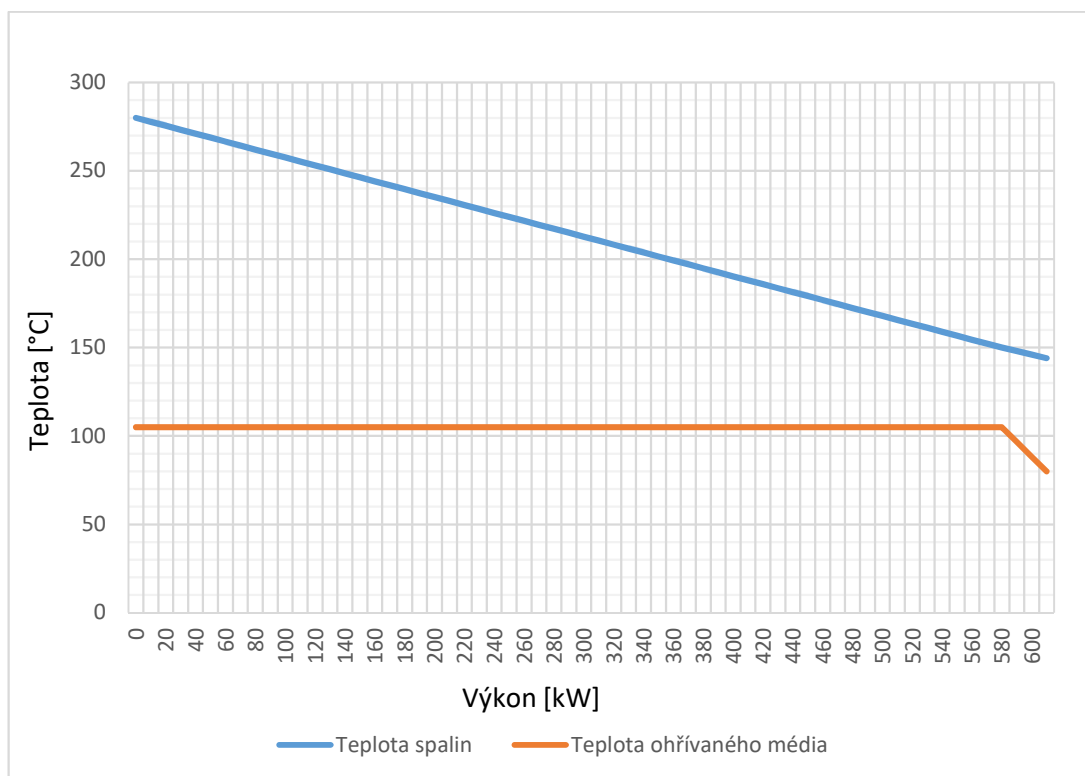
Pomocí energetické bilance ekonomizéru je dopočtena entalpie na výstupu z ekonomizéru.

$$h_6 = 440,182 \text{ kJ/kg}$$

A přes již známou entalpii odvedených spalin se dopočte teplota spalin T_6 na výstupu z vodního výparníku.

$$T_6 = \frac{h_6 \cdot \rho_{sp}}{c_{p6}} = 144 \text{ } ^\circ\text{C}$$

V následujícím grafu na obrázku 23 je znázorněná závislost výkonu na teplotě ve výparníku a v ekonomizéru. Výparník má výkon 580 kW a vodní výměník 27 kW. Dohromady mají výkon 607 kW. Je zde patrné, že výměník, ve kterém se vyrábí pára, má mnohem vyšší výkon nežli výměník pro ohřev vody.



Obrázek 23 Závislost výkonu na teplotě ve výparníku a ekonomizéru

6.4. Účinnost navrženého oběhu

Celková účinnost oběhu s ekonomizérem $\eta_{celk\ s\ eko}$ se spočte jako podíl tepelného výkonu ekonomizéru, výparníku a tepelného výkonu, který se změní na výkon elektrický, ku příkonu v palivu. Pro porovnání je zde vypočtena celková účinnost bez ekonomizéru $\eta_{celk\ bez\ eko}$.

$$\eta_{celk\ s\ eko} = \frac{P_{el} + P_{výp+EKO}}{P_{\ddot{r}}} \cdot 100 = 67,43 \%$$

$$\eta_{celk\ bez\ eko} = \frac{P_{el} + P_{výp}}{P_{\ddot{r}}} \cdot 100 = 65,91 \%$$

$P_{\dot{i}}$ = celkový příkon v palivu [kW]

Účinnost využití odpadního tepla je η_t podílem tepelného výkonu výparníku a do nich vstupujícího tepelného příkonu.

$$\eta_{t\ s\ eko} = \frac{P_{výp+EKO}}{P_{odp}} \cdot 100 = 53,29 \%$$

$$\eta_{t\ bez\ eko} = \frac{P_{výp}}{P_{odp}} \cdot 100 = 50,90 \%$$

Tyto docela nízké účinnosti jsou způsobeny daným využitím tepla ze spalin. Ztráta nevyužitého tepla ve spalinách Z_{sp} se spočítá jako podíl tepla ve spalinách odcházejících z ekonomizéru a celkového příkonu paliva. Opět jsou tu spočítány hodnoty s instalací ekonomizéru i bez něj.

$$Z_{sp\ bez\ EKa} = \frac{Q_{sp}}{P} = 31,23 \%$$

$$Q_{sp\ bez\ EKA} = \Delta h_{2\ při\ 20\ ^\circ C} \cdot m_{p\ sp} = 558,935\ kW$$

$$Z_{sp} = \frac{Q_{sp}}{P} = 29,71 \%$$

$$Q_{sp} = \Delta h_{6\ při\ 20\ ^\circ C} \cdot m_{p\ sp} = 531,743\ kW$$

Q_{sp} = nevyužitá tepla vystupujících spalin [kW]

$$\Delta h_{6\ při\ 20\ ^\circ C} = h_6 - h_{20\ ^\circ C}$$

$$\Delta h_{2\ při\ 20\ ^\circ C} = h_2 - h_{20\ ^\circ C}$$

$m_{p\ sp} = m_{26}$ = hmotnostní průtok spalin [kJ/kg]

Následující hodnoty jsou počítány bez využití ekonomizéru z toho důvodu, že se jeho výkon zdá být malý až zanedbatelný.

7. Podchlazení spalin z kotlů

V původním stavu se jeví jako potenciál využít teplo ze spalin z kotlů vyrábějící technologickou páru.

Roční spotřeba zemního plynu roku 2016 dělala po dobu 8306 hodin průměrně 304 Nm³/hod. Dle přiloženého programu byl spočítán objem spalin 3671 Nm³/hod. S voleným přebytkem spalovacího vzduchu 1,15, výhřevností plynu 35,82 MJ/Nm³ a složením ZP:

„ metan CH₄ 94,16 %

vyšší uhlovodíky C_nH_m	1,21 %
dusík N_2	4,63 %
sirovodík H_2S	0,7 %“ (11)

Objemové složení spalin je následující:

CO_2	8,32%
SO_2	0,00%
N_2+Ar	71,53%
O_2	2,47%
H_2O	17,68%

Teplota spalin je 200°C. Aby se ohřála voda do absorpční jednotky na minimálně 105 °C, teplota spalin z výměníku je volena na 120° C.

Stejný postup výpočtu, jako byl u výparníku s přívodem tepla ve spalinách ze spalovacích turbín, bude použit i při využití tepla ze spalin z kotlů. Výkon ve spalinách se spočte následovně:

$$P_{spK} = m_{spK} \cdot \Delta h_{spK} = V_{spK} \cdot \rho_{spK} \cdot c_{p\ spK} \cdot \Delta T_{spK} = 68,14 \text{ kW}$$

P_{spK} = Výkon ve spalinách [kW]

m_{spK} = hmotnostní průtok ve spalinách [kg/s]

Δh_{spK} = změna entalpie spalin ve výměníku [kJ/kg]

$c_{p\ spK}$ = měrná tepelná kapacita spalin

$$= 1,1697 \text{ kJ/kg.K (spočteno dle programu)}$$

ρ_{spK} = hustota spalin z kotlů

$$= 0,714 \text{ kg/m}^3 \text{ (spočteno dle programu)}$$

ΔT_{spK} = změna teploty spalin ve výměníku

$$= 200-120= 80 \text{ °C}$$

Výkon spalin z kotlů je malý na to, aby pokryl potřebu tepla absorpční jednotky nebo by se na tom podílel. Jeho výkon by byl zapotřebí téměř 10krát vyšší pro pokrytí celé potřeby tepla chladícího zařízení. K tomu by se mělo zvážít skutečnost, že v zimních měsících je zapotřebí více tepla a méně chladu a v letních měsících naopak. Při

sdužení výroby chladu z tepla ze spalin kotlů by to mělo dopad na snížení spočteného výkonu třeba až o 30 %.

8. Chladicí výkon absorpčního chlazení

Chladicí výkon absorpčního chlazení P_{ABSCH} se určí z jeho daného chladicího faktoru COP pomocí přiložených grafů a pomocí tepelného výkonu $P_{výp}$ ze tří turbín vstupujícího do ABSCH přes kotel na odpadní teplo. Z grafů je určena hodnota $COP=0,64$.

$$COP = \frac{P_{ABSCH}}{P_{výp}}$$

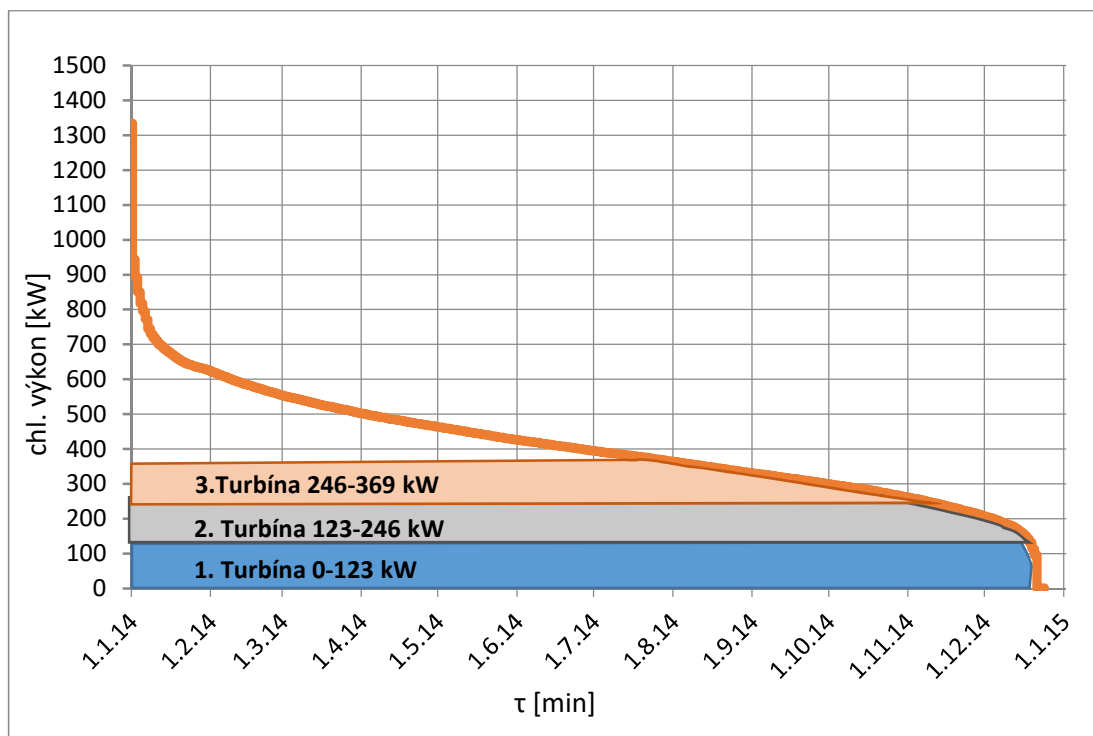
$$P_{ABSCH} = COP \cdot P_{výp} = 370,857 \text{ kW}$$

8.1. Pokrytí spotřeby chladu absorpčního chlazení turbínami

Jedna turbína pokryje 123 kW chladicího výkonu. V následujících grafech na obrázcích 24 a 25 je znázorněn diagram trvání chladicího výkonu a pokrytí tohoto výkonu turbínami. Možné řešení nového stavu bude rozděleno do dvou řešení: absorpční chladicí zařízení, do kterého bude dodáváno teplo ze spalin

- 1) ze tří turbín
- 2) ze čtyř turbín.

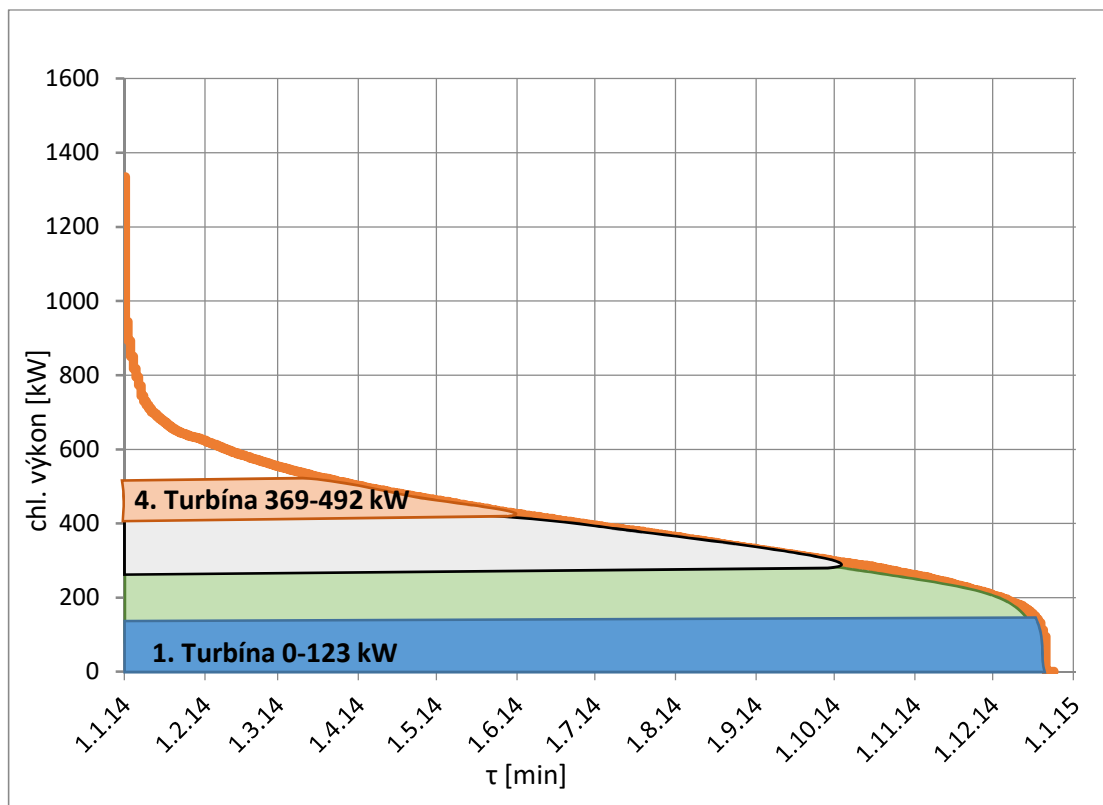
Tato dvě nová řešení budou porovnávána s původním stavem.



Obrázek 24 Pokrytí chladicího výkonu 3 turbínami

V prvním grafu je znázorněno pokrytí chladicího výkonu třemi turbínami. Na obrázku 25 je znázorněno pokrytí čtyřmi turbínami.

Přibližně 6 měsíců ročně je třeba použít špičkový zdroj při instalaci 3 turbín. Funkci zdroje využívaného ve špičkách by zastával ponechaný čpavkový kompresor. Absorpční jednotka by v tomto případě by měla mít výkon 400 kW.



Obrázek 25 Pokrytí chladicího výkonu 4 turbínami

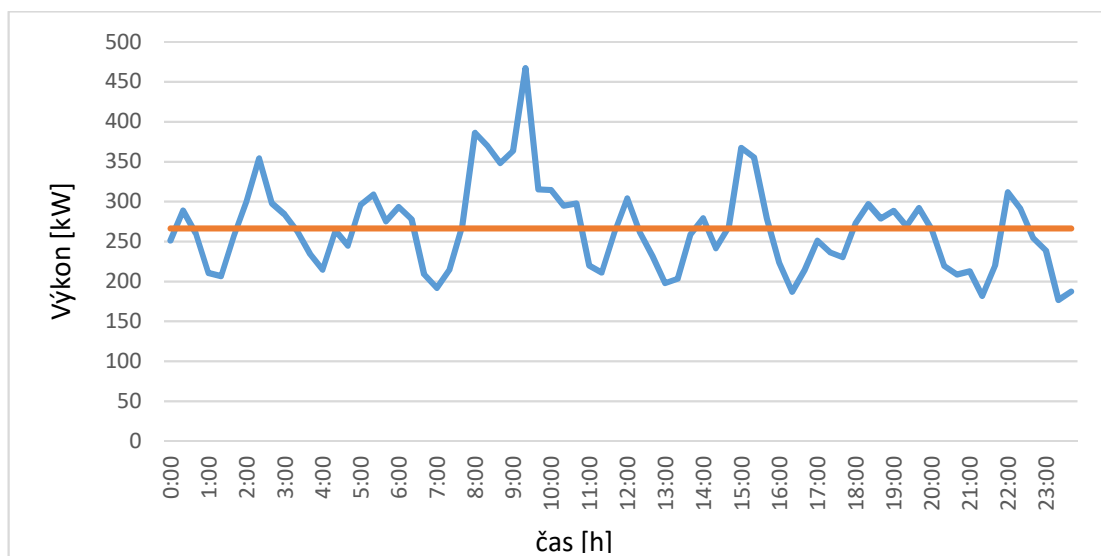
Zhruba 3 měsíce ročně by bylo třeba použít špičkový zdroj pro oběh se 4 instalovanými turbínami. V této variantě bude ideální uvažovat chladicí jednotku s výkonem 500 kW.

Při regulaci výkonů daných turbín je používána při výpočtech jmenovitá účinnost. Objektivnější hodnocení není z důvodu neznámé roční účinnosti. Uvažuje se zde, že turbína má při změně výkonu konstantní účinnost.

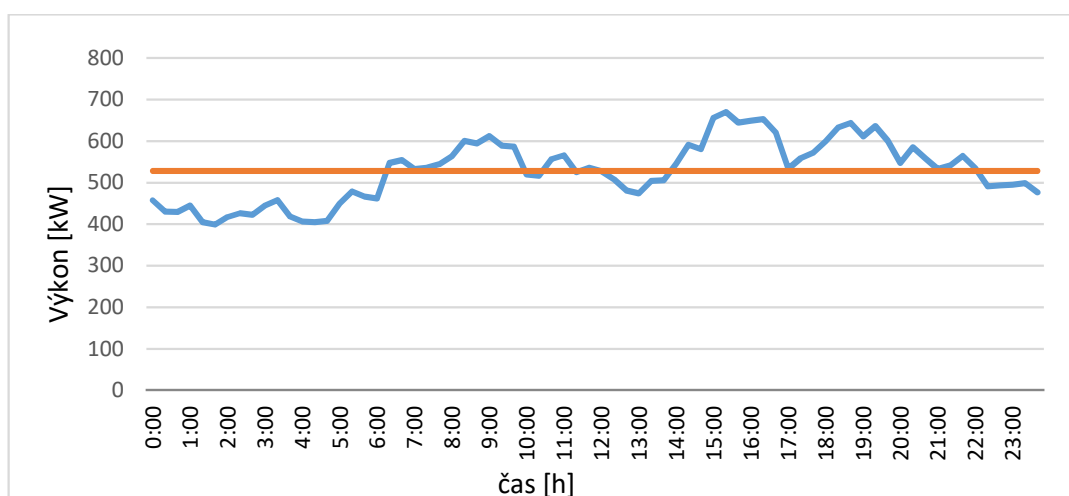
Přestože se jeví, že by chladicí výkon mohl být vyšší, roční využití dalšího nasazeného stroje na pokrytí chladu by byla nízká a v ekonomickém hodnocení by se to tato vlastnost negativně projevila.

Další důležitou charakteristikou chladicího výkonu jsou jeho změny v čase. Předpokládá se, že absorpční jednotka bude výkonově závislá na množství tepla, přivedeného z páry, resp. pomocí odstavení a najíždění turbín by se reguloval výkon absorpční jednotky. Z následujících grafů na obrázcích 26 a 27 jsou patrné

prudké výkyvy výkonu. Ty by se vykrývaly výrobou chladu z kompresorů, které mají lepší schopnost regulace chladu. Další možností je akumulace chladu, to se ale zdá být natolik komplikované řešení, že je výhodnější počítat s kompresory.



Obrázek 26 Výkon kompresorového chlazení – zimní měsíce



Obrázek 27 Výkon kompresorového chlazení – letní měsíce

Vzhledem k tomu, že absorpční chlazení bude nasazeno pro chlazení varní ledové vody, kterou se chladí kompresory CO₂, spilka a chladič kvasnic. Tyto technologie potřebují udržovat stálou teplotu beze změn, takže by slabší regulace navrženého zařízení nemusela tolik vadit.

Průměrná hodnota chladičího výkonu v zimních měsících je 266,3 kW, v letních je až dvakrát větší 528,2 kW.

Shrnutí technické části pro výpočty ekonomického hodnocení

Celkové množství paliva pro navržený oběh, tedy pro všechny 3 instalované turbíny, činí $178 \text{ Nm}_{\text{zp}}^3/\text{h}$. Nevyužité teplo vystupujících spalin bez ekonomizéru je 559 kW a ztráta tepla ve spalinách je 31 %.

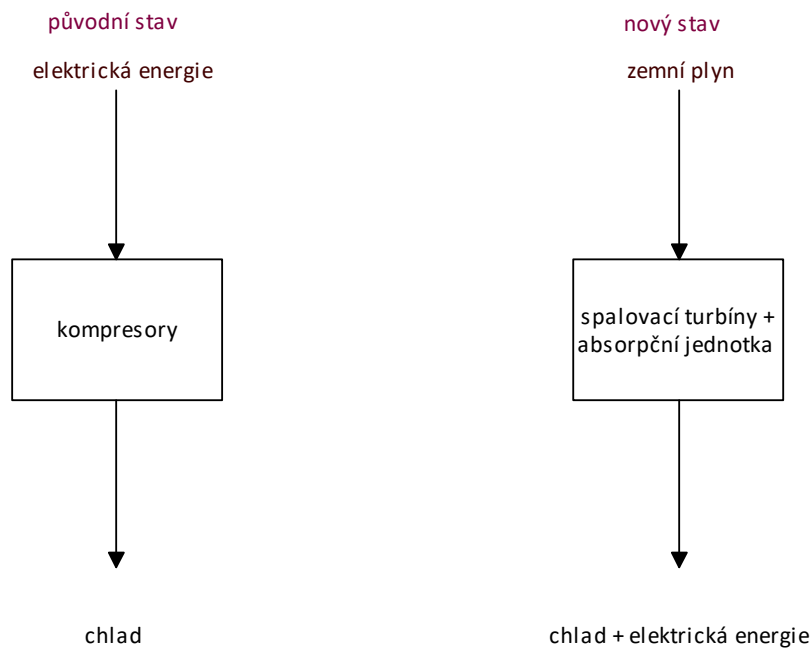
Nevyužitý kondenzát o teplotě 105 °C nemá potenciál k využití pro jiné účely, neboť pivovar využívá teplo z kotlů o vyšších parametrech. Absorpční jednotka potřebuje teplo o teplotě 95-120°C. Při vyšších teplotách teplotnosné látky by klesala účinnost absorpčního zařízení.

Instalací výměníku pro předehřev kondenzátu se zvýší využití tepla v oběhu. Celková účinnost oběhu s ekonomizérem má hodnotu 67 %, tj. o 2,5 % více než bez ekonomizéru. Účinnost využití odpadního tepla z turbíny při využití ohřevu podchlazeného kondenzátu je 53 %, bez ekonomizéru činí 51 %. Výkon ekonomizéru je 27 kW, což je 5 % výkonu výparníku, který činí 579 kW. Výkon obou výměníků dohromady činí 607 kW. Výkon ekonomizéru je tak malý, až zanedbatelný, proto s ním nebude dále počítáno. Využití výkonu spalin je více než dvakrát vyšší než u ekonomizéru, i přesto je malý.

Chladicí faktor pro absorpční chlazení byl odečten z grafu a má hodnotu 0,64 na základě, které se určila teplota syté páry 105 °C pro vstup do chladicí jednotky. Výkon absorpčního chlazení je necelých 370 kW při dodávce tepla ze třech turbín, ze čtyřech turbín to činí necelých 500 kW.

9. Roční provozní bilance

Na obrázku je znázorněna bilance pro původní a nový stav. Dle ní se bude odvíjet postup výpočtu. Pro původní stav se ve variantě objevuje ve vstupních energiích pouze elektrická energie a ve výstupních vyrobený chlad z kompresorů. Pro nové varianty se spalovacími turbínami se uvažuje vstupní energie zemní plyn a výstupní chlad a elektřina. Chlad by se vyráběl jak v absorpčních jednotkách, tak v kompresorech. Kompresory by spotřebovávaly elektřinu vyrobenou z plynových turbín.



Obrázek 28 Schéma bilance

Výpočet pro původní stav

Průměrný roční výkon kompresoru je 402,5 kW. Byl odečten z diagramu trvání chladicího výkonu. Pomocí této hodnoty je dopočítána roční výroba chladu z kompresoru:

$$Q_{chl\ pův.st.} = 402,5 * 24 * 365 = 3\,525\,900 \frac{kWh}{rok}$$

Roční spotřeba elektrické energie na výrobu chladu z kompresorů je

$$P_{el\ kompresor\ pův.st.} = Q_{chl\ pův.st.} * COP = 3\,525\,900 * 5 = 705\,180 \frac{kWh}{rok}$$

Výpočet pro nový stav se 4. turbínami

Z bilance turbíny se vypočítala spotřeba zemního plynu pro jednu turbínu při nominálním výkonu

$$\dot{m}_{pal} = 59,521 \frac{Nm^3_p}{h} = 2,262 \text{ GJ/h.}$$

Roční využití turbín dle diagramu trvání chladicího výkonu je sepsáno v následující tabulce.

Tabulka 2 Využití turbín

	roční využití turbín (%)
1. turbína	95,83
2. turbína	85,42
3 turbína	58,33
4. turbína	31,25

Roční spotřeba zemního plynu za rok je:

$$m_{\text{pal rok}} = 2,262 * 0,01 * (95,83 + 85,42 + 58,33 + 31,25) * 365 * 24 = 53\,661,16 \text{ GJ/rok.}$$

Roční výroba elektrické energie ze 4 turbín pro jmenovitém elektrickém výkonu 200 kW je:

$$P_{\text{el turbíny}} = 200 * 0,01 * (95,83 + 85,42 + 58,33 + 31,25) * 365 * 24 = 4\,745\,000 \text{ kWh/rok}$$

Roční výroba chladu z turbín je spočítána ze známé hodnoty maximálního pokrytí chladicího výkonu jedné turbíny, který činí 123kW. Je uvažováno, že účinnost turbíny nebude závislá na jejím výkonu a počítá se jmenovitou účinností.

$$Q_{\text{chl turb}} = 123 * 0,01 * (95,83 + 85,42 + 58,33 + 31,25) * 365 * 24 = 2\,918\,175 \text{ kWh/rok}$$

Roční výroba chladu z kompresoru se dopočítá ze známé celkové roční spotřeby chladu z původního stavu, od kterého se odečte roční výroba chladu:

$$Q_{\text{chl kompresor}} = Q_{\text{chl pův.st.}} - Q_{\text{chl turb}} = 607\,725 \text{ kWh/rok.}$$

Vzhledem k tomu, že $\text{COP} = 5 = Q_{\text{chl kompresor}} / P_{\text{el kompresor}}$, pak je možné spočítat $P_{\text{el kompresor}}$. Roční spotřeba elektřiny pro kompresor:

$$P_{\text{el kompresor}} = \frac{607\,725}{5} = 121\,545 \text{ kWh/rok}$$

Spotřebovaná a vyrobená energie pro návrh 3 turbín se spočítala obdobně.

V tabulce 3 jsou zaznamenány spočtené vstupující a vystupující energie.

Tabulka 3 Roční bilance energií

	původní varianta		4. turbíny		3. turbíny	
	nakup. energie	vyrobená energie	nakup. energie	vyrobená energie	nakup. energie	vyrobená energie
zemní plyn [Gj/rok]	-	-	53 661	-	47 469	-
elektrina [kWh/rok]	705 180	-	-	4 623 455	-	4 008 613
chlاد [kWh/rok]	-	3 525 900	-	3 525 900	-	3 525 900

10. Výpočet ekonomické efektivity projektu

Výsledkem hodnocení bude kumulovaný diskontovaný cash flow a výpočet ceny chladu za 1kWh a tyto výsledky variant porovnané mezi sebou.

10.1. Předpoklady výpočtu

Výpočet nákladů jednotlivých variant bude proveden pomocí dynamické metody NPV.

Daná NPV se spočítá podle následujícího vzorce

$$NPV = \sum_1^{25} \frac{1}{(1+r)^t} * CF_t \quad (12)$$

NPV = čistá současná hodnota [Kč]

CF_t = peněžní tok [Kč/rok]

r = diskontová sazba [-]

t = doba životnosti [rok]

CF_t = cash flow, peněžní tok v daném roce [Kč]

Cash flow je možné definovat následujícím vzorcem:

$$CF_t = TR_t - VC_t - FC_t - IN_t - O_t \quad (13)$$

TR_t = výnosy

VC_t = proměnné provozní náklady

FC_t = stálé provozní náklady

IN_t = investice

O_t = ostatní náklady z čistého zisku po zdanění, event. zdaněné výnosy

Mezi výnosy spadá vyrobená elektřina v nových stavech a ve všech variantách se jedná dále i o výrobu chladu. Variabilním nákladem ve variantách s turbínami byla spotřeba zemního plynu a v původním stavu spotřeba elektřiny. Ve variabilních nákladech je zahrnuta i údržba turbín z toho důvodů, že je závislá na množství vyrobených kWh. Fixním nákladem je roční náklad na servis kompresorů a opravy turbín. Investiční náklady jsou zúženy na nejvyšší položky, kterými jsou cena kompresorů, cena chladicího zařízení a cena turbín. Žádné ostatní náklady event. výnosy neuvažují.

Tabulka 4 Položky CF

	původní stav	varianty s turbínami
TR_t [Kč]	výroba chladu	výroba chladu + elektrické energie
VC_t [Kč]	nákup elektrické energie	nákup zemního plynu + údržba turbín
FC_t [Kč]	servis kompresorů	opravy turbín
IN_t [Kč]	Kompresory	turbíny + absorpční chlazení
O_t [Kč]	-	-

Důležitou otázkou pro sestavení co nejpřesnějšího odhadu výsledku je vývoj cen jednotlivých energií. Nejsme schopni určit, zdali bude cena elektřiny stoupat či klesat. Pro rok 2017 vypadá cena stabilně. Z toho důvodu se změna ceny elektřiny nezapočítává. Cena zemního plynu byla pro další roky ponechána také konstantní.

Hodnoty jednotlivých položek CF

V tabulce 4 jsou sepsány ceny jednotlivých forem energie, které jsou uvažovány pro daný výpočet.

Tabulka 5 Ceny energií

vykupovaná elektřina [Kč/kWh]	2
zemní plyn [Kč/GJ]	300

Pomocí zvolených cen jednotlivých energií, jsou spočteny ceny spotřebovaných a vyrobených energie viz tabulka 5.

Tabulka 6 Roční platby za energie

	Původní varianta		4. turbíny		3. turbíny	
	nakupovaná energie	vyrobená energie	nakupovaná energie	vyrobená energie	nakupovaná energie	vyrobená energie
zemní plyn [Kč/rok]	-	-	16 098 347	-	14 240 846	-
elektřina [Kč/rok]	1 410 360	-	-	- 9 246 910	-	- 8 017 225
chlاد [Kč/rok]	-	X	-	X	-	X

Ve variantě s turbínami se vyrobená elektrická energie posuzuje jako benefit, proto má zápornou cenu. Za neznámou je zde brána cena vyrobeného chladu z jednotlivých variant. Nejvyššími náklady na nakupovanou elektřinu je varianta se 4. turbínami.

Investice

Do investice variant nových stavů je zahrnuta cena absorpčního chlazení a cena turbín. Byla zjištěna cena absorpční jednotky, ze které se spočetla její měrná cena výkonu za 1 kW. Absorpční jednotka o těchto parametrech není běžnou součástí katalogů. Uvažuje se zde pro zjednodušení lineární závislost výkonu na ceně chladičského zařízení. V tabulce jsou ceny zařízení pro jednotlivé varianty. Pro variantu se 4 turbínami bylo zvoleno chladičské zařízení o výkonu 500 kW a pro variantu se 3 turbínami o výkonu 400 kW.

Tabulka 7 Investice do absorpčního chlazení

výkon zařízení [kW]	cena investice [Kč]	měrná cena investice [Kč/kW]
650	7 890 384	12 139
500 (pro 4 turbíny)	6 069 526	
400 (pro 3 turbíny)	4 855 621	

Tyto turbíny C 200 jsou oceněny dle jednotkového výkonu 50 tis. Kč/kW. Přes tento údaj se dopočte cena jedné a více turbín.

Tabulka 8 Investice do spalovacích turbín

počet turbín	cena investice [Kč]
1 turbína	10 000 000
4 turbíny	40 000 000
3 turbíny	30 000 000

Ve výpočtech je investice splacena v prvním roce a bez úvěru. Odpisy a doba odpisování u původní varianty je známá. Původní varianta se bude odpisovat ještě po dobu 10 let, každý rok se odepíše částka 180 000 Kč.

Provozní náklady bez spotřebované energie

Provozní náklady kompresoru původního stavu na servis jsou známy a uvedeny v následující tabulce. Pro nový stav absorpčního chlazení je uvažován roční provozní náklad na servis a údržbu 1,2 % z investice. Absorpční zařízení je dle výrobce téměř bez údržbový stroj. U spalovacích turbín jsou brány roční opravy turbín 2 % z původní investice za rok a údržba 0,15 Kč/kWh_{el}. Veškeré roční provozní náklady jsou sečteny v tabulce 9. Životnost zařízení spalovacích turbín i absorpčního zařízení je odhadována na 15 let, s vědomím, že spalovací turbíny po 10 letech mohou ztratit na elektrické účinnosti 50 %. Nepřetransformovaná tepelná energie by se objevila v odpadním teple spalin.

Tabulka 9 Provozní náklady

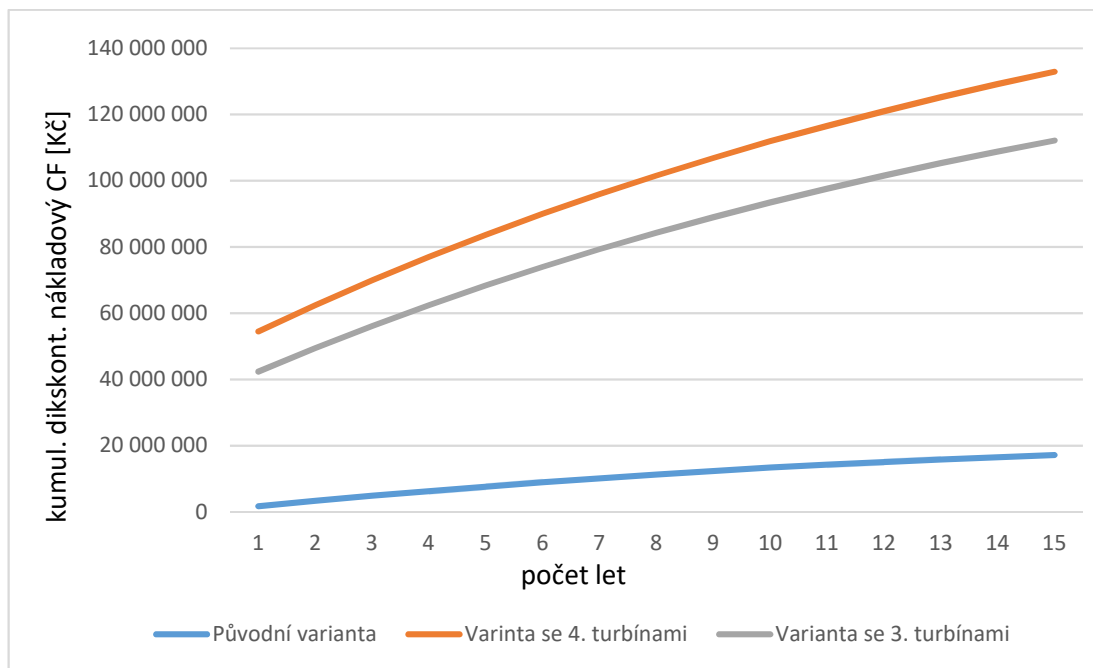
typ varianty	provozní náklady (bez energie) [Kč/rok]
původní stav	125 000
4. turbíny	1 584 584
3. turbíny	1 287 892

10.2. Výpočet nákladového cash flow

Přínos v tomto případě bude brán pouze jako vyrobená elektrická energie z turbín. Cena chladu je neznámá, která bude dále dopočtena. V tomto případě byly zvoleny náklady jako číslo kladné a výnosy záporné. Vzhledem k tomu, že se nepočítá s hlavním benefitem výrobou chladu (v původní variantě s jediným), bude nákladová položka silně převážet přínosy. NPV proto bude dostávat kladné hodnoty. Nejprve jsou veškeré nákladové položky uvedené v předchozím textu sečteny, tak byl vytvořen nákladový cash flow. Následně se spočítal diskontovaný cash flow s diskontní mírou 6 % a z něj se spočítal kumulovaný diskontovaný cash flow. Jednotlivé kroky výpočtu jsou v následující tabulce 10 a znázorněny v grafu na obrázku 29.

Tabulka 10 Rozepsaný výpočet pro kumulovaný diskontovaný CF

	rok	1	2	3	...	13	14	15
původní stav	Odpisy [Kč]	180 000	180 000	180 000	...	0	0	0
	provozní náklady (bez energie) [Kč]	125 000	125 000	125 000	...	125 000	125 000	125 000
	nákup elektřiny [Kč]	1 410 360	1 410 360	1 410 360	...	1 410 360	1 410 360	1 410 360
	CF náklady [Kč]	1 715 360	1 715 360	1 715 360	...	1 535 360	1 535 360	1 535 360
	CF diskont. Náklady [Kč]	1 715 360	1 618 264	1 526 664	...	763 027	719 837	679 091
	CF kumul. diskont. náklady [Kč]	1 715 360	3 333 624	4 860 288	...	15 811 883	16 531 720	17 210 811
4. turbíny	Odpisy [Kč]	46 069 526	0	0	...	0	0	0
	provozní náklady (bez energie) [Kč]	1 584 584	1 584 584	1 584 584	...	1 584 584	1 584 584	1 584 584
	nákup zemního plynu [Kč]	16 098 347	16 098 347	16 098 347	...	16 098 347	16 098 347	16 098 347
	vyrobená elektřina [Kč]	-9 246 910	-9 246 910	-9 246 910	...	-9 246 910	-9 246 910	-9 246 910
	CF náklady [Kč]	54 505 548	8 436 022	8 436 022	...	8 436 022	8 436 022	8 436 022
	CF diskont. náklady [Kč]	54 505 548	7 958 511	7 508 029	...	4 192 444	3 955 136	3 731 260
CF kumul. diskont. náklady [Kč]	54 505 548	62 464 059	69 972 088	...	125 231 836	129 186 972	132 918 233	
3. turbíny	Odpisy [Kč]	34 855 621	0	0	...	0	0	0
	provozní náklady (bez energie) [Kč]	1 287 892	1 287 892	1 287 892	...	1 287 892	1 287 892	1 287 892
	nákup zemního plynu [Kč]	14 240 846	14 240 846	14 240 846	...	14 240 846	14 240 846	14 240 846
	vyrobená elektřina [Kč]	-8 017 225	-8 017 225	-8 017 225	...	-8 017 225	-8 017 225	-8 017 225
	CF náklady [Kč]	42 367 134	7 511 513	7 511 513	...	7 511 513	7 511 513	7 511 513
	CF diskont. náklady [Kč]	42 367 134	7 086 333	6 685 220	...	3 732 992	3 521 690	3 322 349
CF kumul. diskont. náklady [Kč]	42 367 134	49 453 467	56 138 687	...	105 342 488	108 864 178	112 186 528	



Obrázek 29 Kumulovaný diskontovaný nákladový cash flow

Z grafu je patrné, že kumulované náklady nových řešení jsou mnohem vyšší nežli náklady původního stavu. I přesto, že se v daném řešení zjednodušovaly vstupní hodnoty ve prospěch nového řešení, je řešení původního stavu s kompresorem jednoznačně ekonomičtější. Zjednodušení proběhlo například u životnosti turbíny, při které se neuvažovalo snížení výkonu a změna cen vstupních energií, u které se velmi obtížně stanovuje její vývoj.

10.3. Výpočet ceny chladícího výkonu pro dané varianty

Výpočet ceny za 1 kWh chladu je proveden opět za pomoci dynamické metody NPV rozepsané dle následujícího vzorce:

$$\sum_1^{25} \frac{1}{(1+r)^t} * CF_{t \text{ chlad}} = \sum_1^{25} \frac{1}{(1+r)^t} * CF_{t \text{ náklad}}$$

kde,

$CF_{t \text{ chlad}}$ = peněžní tok přínosu v chladu v daném roce

a spočítá se následovně [Kč/rok]

$$CF_{t \text{ chlad}} = Q_{výr \text{ chl } t} * X_{kč}$$

$Q_{výr \text{ chl } t}$ = diskontovaná roční výroba chladu [kWh/rok]

$X_{kč}$ = cena spotřebované 1 kWh chladu [Kč/kWh]

Přes tuto úvahu byla spočtena cena vyrobené kWh chladu pro zvolené varianty v následující tabulce 10. Podrobnosti výpočtu se dají dohledat v příloze.

Tabulka 11 Cena chladu

typ varianty	cena chladu [Kč/kWh]
původní varianta	0,4741
varianta se 4. turbínami	3,6618
varianta se 3. turbínami	3,0906

Dle spočtených cen chladu za 1 kWh je patrné, že nejlépe vychází řešení původní varianty, tedy s kompresorem, který vyrábí chlad z elektrické energie. Investice do nového řešení s turbínami by v tomto případě nebyla efektivní. Při porovnání dvou variant instalací třech nebo čtyřech turbín, vyšla výhodněji varianta se třemi turbínami. Hlavním důvodem je malé využití čtvrté turbíny.

11. Citlivostní analýza

Tato metoda slouží pro určení vlivu vstupních dat na výsledku. V tomto případě jsou vstupními daty investice, provozní náklady a ceny energií. Tato metoda bude použita především pro analýzu nového stavu, co se týče náchylnosti vstupních hodnot na změnu výsledku.

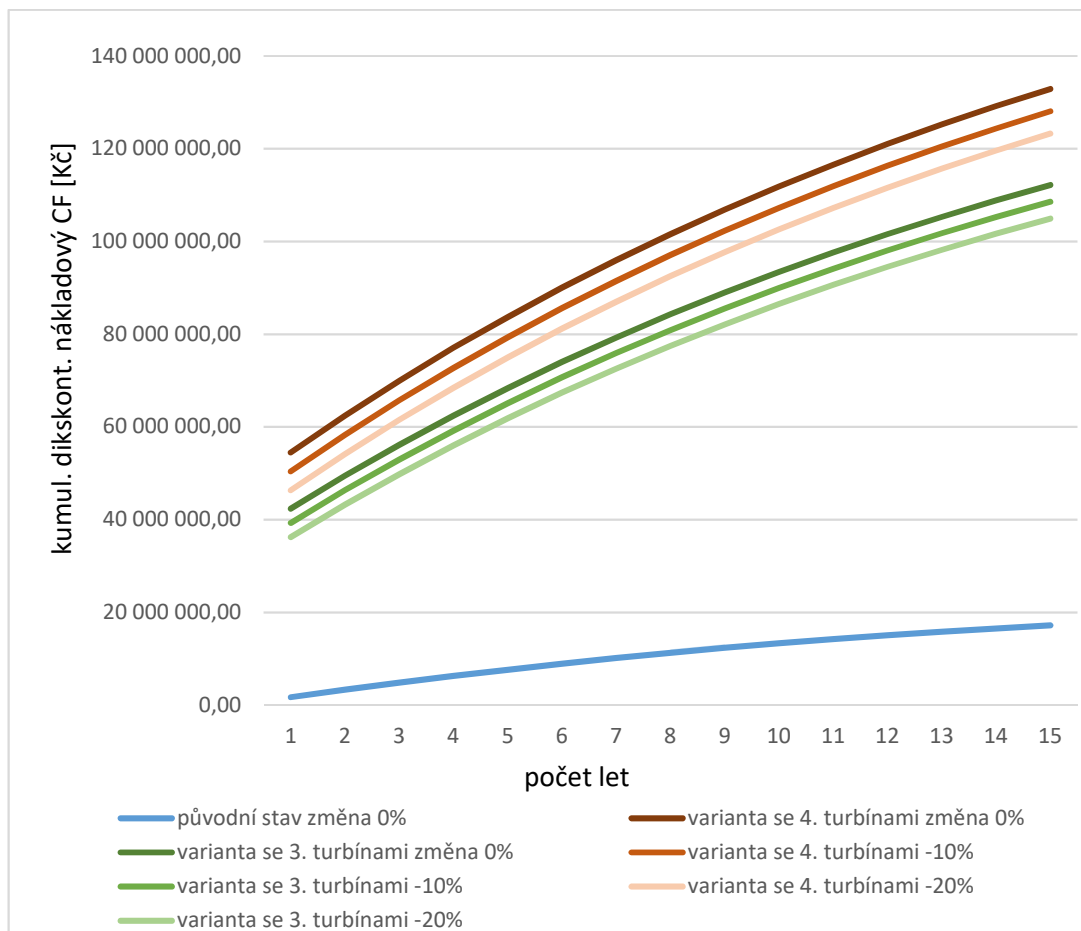
11.1. Vstupní data

Provozní náklady

Tato složka vstupní hodnoty se z větší části odvíjí od velikosti investice a jejich cena je nižší než cena investice. Význam její změny, není proto tolik důležitý a nezabývá se tím dále.

Investiční náklady

Investiční náklady nového stavu se skládají především z ceny absorpčního chlazení a ceny turbíny. Cena absorpčního chlazení je téměř 4krát až 5krát nižší než cena za 3 až 4 turbíny. Z tohoto důvodu se počítalo, jak se by projevila změna investice turbín. Tuto změnu zobrazuje následující graf. Cena turbín byla snížena o 10 % a 20 %.



Obrázek 30 Kumul. diskont. nákl. CF při změně investičních nákladů turbín

Cena investice s řešením se 3 mi turbínami při snížení ceny počáteční investice o 10 % činí snížení všech kumulovaných diskontovaných nákladů o 3,22 %.

Vstupní a výstupní energie

Při srovnání výše investičních nákladů a ročních nákladů na zemní plyn a ročního benefitu elektrické energie, je zřejmé, že cena investice má menší vliv na výsledky oproti cenám energií. Vstupní investice v prvním roce je 2,5krát vyšší oproti nákladům na zemní plyn.

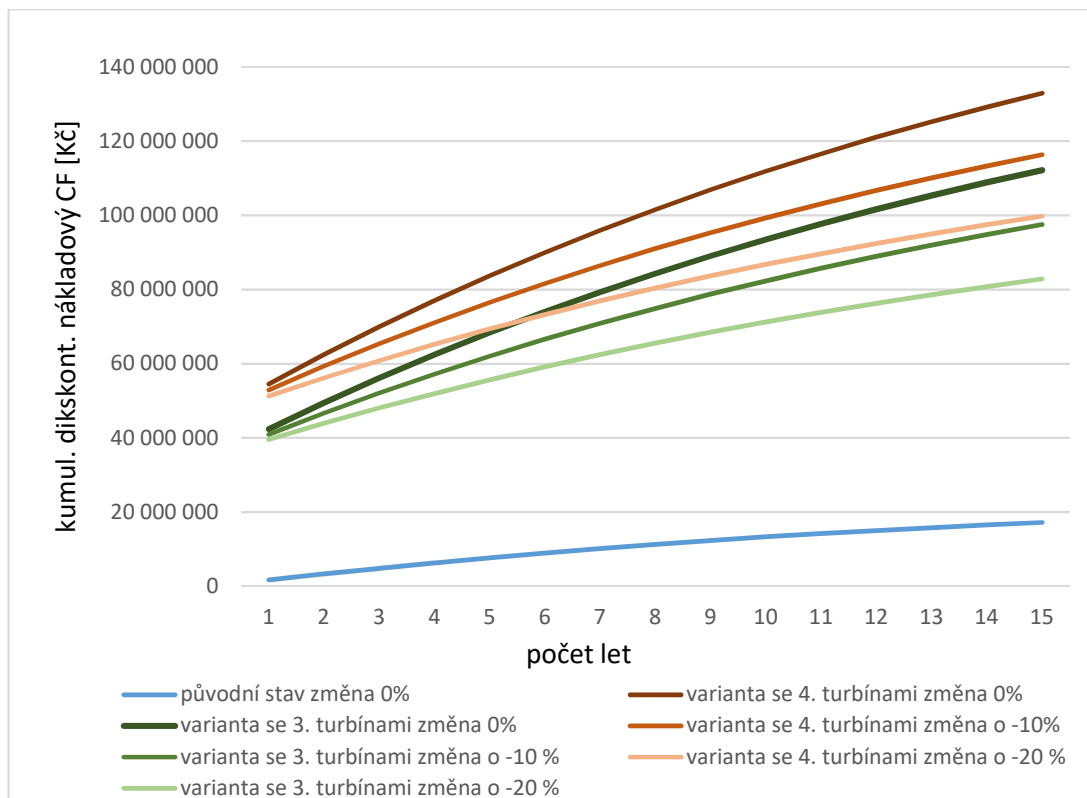
Tabulka 12 Náklady varianty se třemi turbínami v prvním roce

cena investice [Kč]	34 855 621
provozní náklady (bez energie) [Kč/rok]	1 287 892
nákup zemního plynu [Kč/rok]	14 240 846
vyrobená elektřina [Kč/rok]	-8 017 225
CF náklady [Kč/rok]	42 367 134

Nejvyšší podíl na hodnotě celkových nákladů má zemní plyn a pak v následném pořadí: elektrická energie, vstupní investice a provozní náklady. v tomtéž pořadí se dá předpokládat vliv jednotlivých složek na výsledek.

Zemní plyn

Množství zemního plynu je pevně dáno. Měnit se zde může cena zemního plynu za 1 GJ. Stejně jako u investičních nákladů, je v grafu na obrázku 31 je vykreslena opět změna celkových nákladů při změně ceny ZP o 10 % a o 20 %.



Obrázek 31 Kumul. diskont. nákl. CF při změně ceny ZP

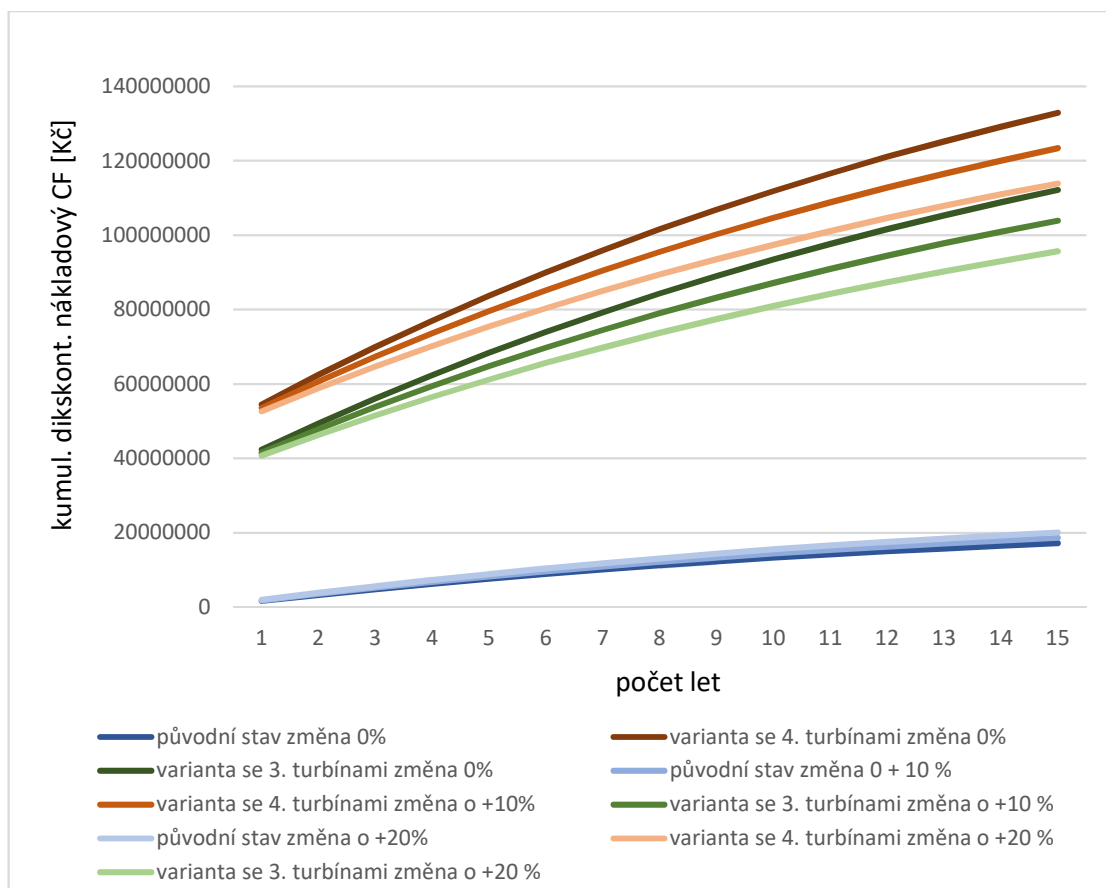
V grafu se křivka zobrazující variantu se třemi turbínami beze změny cen protíná s variantou se 4 turbínami při levnějším ZP o 20 % mezi pěti a šesti lety. Dále se přibližuje křivka varianty se třemi turbínami při levnějším ZP o 10 % ke křivce varianty čtyř turbín s levnějším ZP o 20 %. V kumulovaných nákladech je rozdíl mezi variantou se třemi turbínami při původní ceně ZP a při ceně sníženou o 10 % přibližně o 13 %.

V tuto dobu se zdá být nepravděpodobné, že by cena zemního plynu klesala, spíše naopak.

elektrická energie

Elektrická energie v původním řešení je nákladová položka v novém stavu je benefitem. Při zvyšování ceny elektrické energie se bude znevýhodňovat původní

varianta a zvýhodňovat varianta nová. Postup citlivostní analýzy bude obdobný jako u posuzování ZP. Cena elektrické energie za 1 kWh bude navýšena o 10 % a o 20 %.



Obrázek 32 Kumul. diskont. nákl. CF při změně ceny elektřiny

Ve variantě se třemi turbínami se při zvýšení ceny elektřiny o 10 % sníží celkové náklady o 7,35 %. V původní variantě se náklady zvýší o 8,43 % při zvýšení ceny elektřiny o 10 %. Zvyšování ceny elektřiny v budoucnosti je pravděpodobné.

11.2. Kritická hodnota ceny elektřiny

Zvyšování ceny elektřiny je nejpravděpodobnější jev, který by mohl zvrátit výsledky. Proto byla určeny kritické hodnoty ceny elektřiny:

- 1) Vyjadřuje cenu elektřiny, při které cena chladu za 1 kWh bude stejná pro původní variantu a pro variantu se třemi turbínami.

Tabulka 13 Cena chladu při různé ceně elektřiny 1)

typ varianty	Cena chladu při ceně elektřiny 4,3Kč/kWh [Kč/kWh]	Cena chladu při stávající ceně elektřiny 2Kč/kWh [Kč/kWh]
původní varianta	0,9341	0,4741
varianta se 4. turbínami	0,6458	3,6618
varianta se 3. turbínami	0,4757	3,0906

Cena elektřiny by musela stoupnout na hodnotu 4,3Kč/kWh.

2) Vyjadřuje cenu elektřiny, při které se tři turbíny splatí, bez využití odpadního tepla.

Tabulka 14 Cena chladu při různé ceně elektřiny 2)

typ varianty	Cena chladu při ceně elektřiny 4,75Kč/kWh [Kč/kWh]	Cena chladu při stávající ceně elektřiny 2Kč/kWh [Kč/kWh]
původní varianta	1,0249	0,4741
varianta se 4. turbínami	0,0557	3,2637
varianta se 3. turbínami	-0,0359	2,7894

Záporná hodnota ceny chladu vyjadřuje, že se stala tato položka benefitem, při NPV=0. Cena této elektřiny je 4,75Kč/kWh. Při této ceně elektřiny je cena chladu vyrobeného kompresorem 1,02Kč/kWh.

Z citlivostní analýzy vyplynulo, že největší vliv na celkové náklady má cena zemního plynu. Cena zemního plynu, by se dle prognóz měla zvyšovat, což znevýhodňuje nové stavy s turbínami. Při zvyšování ceny elektřiny se provozní náklady ve variantách s turbínami zvyšují díky jejich benefitu výroby elektrické energie. Je otázkou, jestli se cena elektrické energie zvýší dostatečně natolik, aby se turbína s absorpčním chlazením vyplatila. Investiční náklady v nákladech celkových hrají druhořadou roli. Jejich vliv na celkových nákladech je více 2krát nižší než u elektřiny a 4krát nižší než u zemního plynu. S těmito vstupními hodnotami se varianty s absorpčním chlazením a turbínami dle výsledků nevyplácí.

12.ZÁVĚR

V diplomové práci byly zanalyzovány současné spotřeby zemního plynu, elektrické energie a výroby chladu v pivovaru Popovice. Tato data byla vstupními hodnotami pro návrh kogeneračního systému, který sestával ze spalovací turbíny a absorpčního chlazení. Spalovací turbína byla zvolena od firmy Capstone se jmenovitým elektrickým výkonem 200 kW. Absorpčnímu chlazení je v daném řešení dodáváno teplo z odpadního tepla spalin ze spalovacích turbín přes výparník. Teplota syté páry byla navržena pro absorpční chlazení 105°C. V další části se spočítala energetická bilance navrženého systému. Nejprve se určilo množství paliva pro jednu turbínu a dále se z bilance výparníku spočítal výkon výparníku při instalaci třech turbín. Ten činí téměř 580 kW. Zjistil se výkon navrženého ekonomizéru, který byl malý, a proto se s ním dále nepočítalo. Výkon spalin nainstalovaných kotlů vyšel také malý.

Dále byl určen chladicí výkon jedné turbíny 123 kW. Z tohoto údaje byly vyhodnoceny dvě nové varianty pokrytí chladu, a to se třemi nebo se čtyřmi turbínami, které se porovnávaly s původním stavem v ekonomickém hodnocení. K ekonomické analýze byla použita metoda NPV, pomocí níž byly spočteny kumulované diskontované náklady po dobu 15 let. Navržené varianty se třemi a čtyřmi turbínami měly náklady mnohem vyšší než původní varianta s kompresorem. Mezi novými stavby se v ekonomickém hodnocení lépe umístila varianta se třemi turbínami. Cena chladicího výkonu při navržených cenách blízké současným pro tři turbíny je 3 Kč/kWh a kompresoru je 0,5 Kč/kWh. Nakonec byla provedena citlivostní analýza. Z té vyplynulo, že cena elektřiny by musela stoupnout na 4,3 Kč/kWh, aby varianta se třemi turbínami měla stejnou cenu chladu za 1 kWh jako původní varianta. Při dnešních cenách energií, je instalace nového řešení neekonomická.

13. POUŽITÁ LITERATURA

1. **Pivovar, Černý Orel.** Technologie výroby piva. *Youtube*. [Online] 16. 8 2012. https://www.youtube.com/watch?v=wI_ayV-XuQU&t=784s.
2. **Plzeňský Prazdroj, a.s., pivovar Velké Popovice.** Archiv. *Ministerstvo životního prostředí*. [Online] [Citace: 6. 5 2017.] <http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:r2ep5-EUU-wJ:www.mzp.cz/www/ippc.nsf/D8E90835E46642C9C1256E630034E090/%24file/P OPOVICE%2520-%2520Stru%25C4%258Dn%25C3%25A9%2520netechnick%25C3%25A9%2520sh rnut%25C3%25AD.doc+%&cd=1&hl=cs&ct=clnk&gl=cz>.
3. **Jan, Šurovský.** *Spalovací turbíny: od mikroturbín k elektrárnám*. místo neznámé : nákladem vlastním, 2013. ISBN 978-80-260-4106-1.
4. **Jan, Šurovský.** *Mikroturbína: energetická revoluce pro 21.století*. Praha : Instalace Praha, 2003. ISBN 978- 802-3898-781.
5. **Plzeňská, energetika a.s.** Energie a služby - chlad. *Plzeňská energetika*. [Online] 2011. <http://www.pe.cz/energie-a-sluzby/chlad.htm>.
6. **Kristína, Kázmérová.** větrání a klimatizace. *tzb-info*. [Online] 8. 8 2011. <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7712-sorpcni-chladici-zarizeni>.
7. **GASCONTROL, společnost s r.o.** Gascontrol produkty. *Gascontrol*. [Online] <http://old.gascontrol.cz/produkty/spalovaci-mikroturbiny.html>.
8. **Jiří, Petrák prof.** Konzultace absorpčního zařízení. Praha : autor neznámý, 2017.
9. **Tomáš, Dlouhý.** *Konzultace diplomové práce*. Praha, 2016-2017.
10. —. Teoretické základy splaování. *Přednáška: Spalování a kotle*. ČVUT, Praha, 26. 2 2016.
11. **Schvalovatel: Manažer údržby a služeb.** Místní provozní řád kotelny. Velké Popovice : autor neznámý, 2015.
12. **Martin, Zralý.** *Managment a ekonomika podniku*. Praha : České vysoké učení technické, 2014. 9788001054604.
13. **Dlouhý, Tomáš.** Projektování a ekonomika energetických zařízení. *Fakulta stojní Ústav energetiky*. [Online] 9. říjen 2016.