

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV PROCESNÍ A ZPRACOVATELSKÉ TECHNIKY

**PILOTNÍ JEDNOTKA S ABSORPČNÍM OBĚHEM PRO
PRODUKCI PRÁCE**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

JAN PAVLÍČKO

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pavličko** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **408899**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav procesní a zpracovatelské techniky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Procesní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Pilotní jednotka s absorpčním oběhem pro produkci práce

Název diplomové práce anglicky:

Pilot unit based on absorption power cycle

Pokyny pro vypracování:

- 1) Zpracujte rešerši zaměřenou na principy, charakteristiky, návrhy a realizace absorpčních oběhů.
- 2) Vypracujte bilanční model (PFID, hmotové a energetické bilance) a projektovou dokumentaci (popis technologie, dispozice zařízení, aparátové listy, atp.) jako podklad pro výrobu pilotní jednotky s absorpčním oběhem pro produkci práce.
- 3) Zařízení zprovozněte, proveďte testovací měření a evaluaci získaných dat.

Seznam doporučené literatury:

Podle doporučení vedoucího práce.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

doc. Ing. Lukáš Krátký, Ph.D., ústav procesní a zpracovatelské techniky FS

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


Datum zadání diplomové práce: **30.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **07.08.2020**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2020**



doc. Ing. Lukáš Krátký, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce



prof. Ing. Tomáš Jirout, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen 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.

8.7.2020

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Pilotní jednotka s absorpčním oběhem pro produkci práce“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Lukáše Krátkého, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Jan Pavlíčko

Poděkování

Děkuji doc. Ing. Lukáši Krátkému, Ph.D. za odborné vedení, potřebné rady a připomínky při vypracování diplomové práce. Mé poděkování patří též Ing. Václavu Novotnému za příležitost věnovat se systému APC s poskytnutím zevrubného vhledu do dané problematiky a Univerzitnímu centru energeticky efektivních budov za poskytnuté experimentální zázemí.

Anotační list

Jméno autora:	<i>Ing. Jan PAVLÍČKO</i>
Název DP:	Pilotní jednotka s absorpčním oběhem pro produkci práce
Anglický název DP:	Pilot unit based on absorption power cycle
Rok:	2020
Studijní program:	N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia:	3909T012 Procesní technika
Ústav:	<i>Ústav procesní a zpracovatelské techniky</i>
Vedoucí DP:	doc. Ing. Lukáš Krátký, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 88 počet obrázků 60 počet tabulek 10 počet příloh 7
Klíčová slova:	Absorpce, produkce práce, APC (Absorption Power Cycle), konverze nízkopotenciálního tepla, konverze tepla na elektřinu, bromid lithný
Keywords:	Absorption, power production, APC (Absorption Power Cycle), low-potential heat conversion, heat to electricity conversion, lithium bromide

Anotace:

Diplomová práce se zabývá návrhem a zprovozněním pilotní jednotky s absorpčním oběhem pro produkci práce, který využívá jako pracovní látku vodný roztok bromidu lithného. Jedná se o nový koncept pro efektivní konverzi nízkopotenciálního tepla na elektřinu. Zařízení poskytuje teoretické výhody oproti alternativám, ale zatím nebylo dle dostupných informací nikdy experimentálně postaveno a vyzkoušeno. V této práci je popsán návrh zařízení z mnoha rovin pohledů a aspektů, následné sestavení a zprovožňování. V poslední části práce jsou ukázány první experimentální výsledky, dle znalosti autora, prvního APC s LiBr na světě.

Abstract:

This thesis deals with the design and commissioning of a pilot unit with an absorption cycle for power production which uses an aqueous solution of lithium bromide as a working fluid. This is a new concept for the efficient conversion of low-potential heat into electricity. Unit working on this principle provides theoretical advantages over alternatives, but according

to the available information it has never been experimentally built and tested. This work describes the design of the system from many viewpoints and aspects, along with subsequent assembly and commissioning. The last part of the work shows the first experimental results, according to the author's knowledge, the first APC with LiBr in the world.

Obsah

1	Úvod	1
1.1	Cíle práce	1
2	Rešerše absorpčních oběhů	2
2.1	Absorpce a desorpce.....	3
2.2	Návrhy a principy absorpčních oběhů	4
2.3	Charakteristiky absorpčních oběhů	7
2.4	Realizace absorpčních oběhů	8
3	Návrh zařízení	13
3.1	Bilanční model	13
3.2	Specifikace komponent.....	21
3.2.1	Absorbér.....	21
3.2.2	Desorbér.....	24
3.2.3	Sběrač kondenzátu.....	24
3.2.4	Mikro turbo-generátor.....	25
3.2.5	Rekuperátor	26
3.2.6	Vývěva	27
3.2.7	Průtokoměry	27
3.2.8	Čerpadla	28
3.3	Dimenzování a konstrukční návrh	28
3.3.1	Nosná konstrukce s opláštěním	31
3.3.2	Potrubní síť.....	37
3.3.3	Teplotní jímký a teplotní čidla.....	45
3.3.4	Celkový model jednotky APC	46
3.4	Analýza funkce a predikce chování kritických komponent.....	49
3.4.1	Koroze	49
3.4.2	Těsnost spojů	49
3.4.3	Chyba teplotních jímek	50
3.4.4	Vývěva	53
3.4.5	Čerpadla	53
3.4.6	Turbo-generátor.....	54

4	Realizace a zprovoznění zařízení.....	55
4.1	Stavba a montáž.....	55
4.2	Zprovoznění jednotky APC.....	57
4.2.1	Testovací smyčka s destilovanou vodou jako médiem - parní oběh	58
4.2.2	Testovací smyčka s médiem LiBr – absorpční oběh.....	60
5	Experimentální část.....	61
5.1	Testovací měření.....	61
5.2	Evaluace dat.....	67
6	Závěr.....	72
	Seznam použité literatury	73
	Seznam obrázků	77
	Seznam tabulek	80
	Seznam příloh.....	81
	Seznam použitých zkratk a symbolů	82

1 Úvod

Termodynamické cykly, které využívají odpadního tepla pro produkci práce, se opět dostávají do popředí zájmu v odborných pracích. Tento trend je silně způsoben snahou snižovat energetickou a ekologickou náročnost provozů a zařízení, tedy využívat v maximální možné míře odpadního tepla již nevyužitelného v primárních procesech získávání tepelné energie. Primárním procesem je míněno například spalování paliva. Odpadní teplo dále nevyužitelné pro proces se klasifikuje do třech kategorií: vysokoteplotní (nad 650°C), středně teplotní (200°C až 650°C) a procentuálně nejvíce zastoupené nízkoteplotní (do 200°C) [25]. Kategorie do 200°C do sebe zahrnuje i zdroje tepla z obnovitelných zdrojů jako je geotermální a energie slunečního záření. Tím, že systém využívá odpadního tepla, se zvyšuje jeho účinnost (snižuje celková energetická náročnost) a dochází i ke snižování emisí CO₂.

1.1 Cíle práce

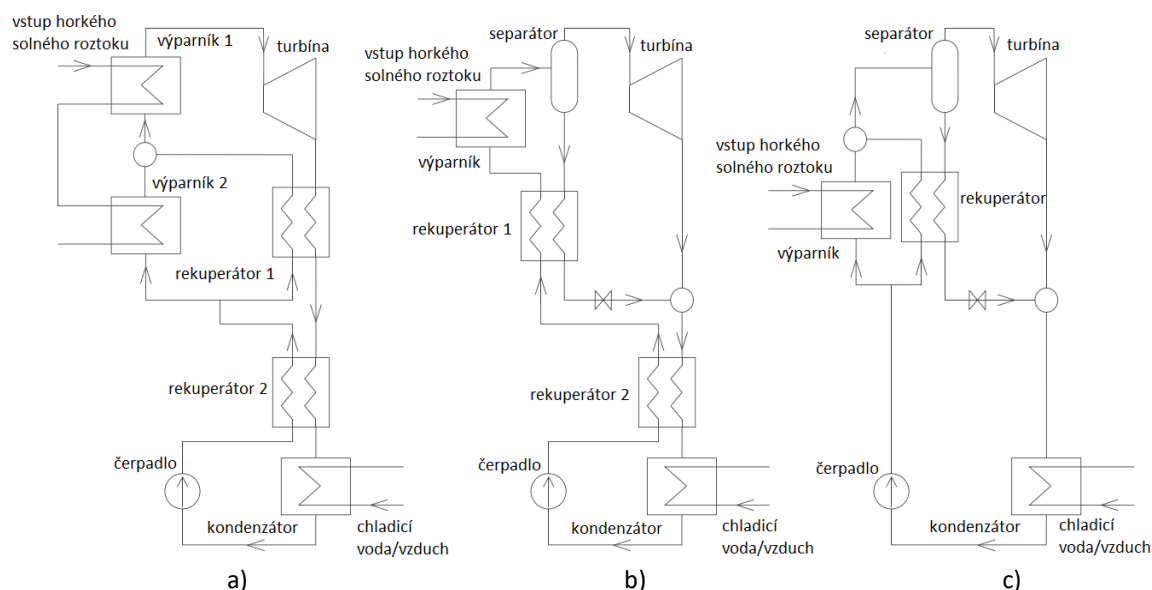
Cílem této diplomové práce je na základě analýzy absorpčních oběhů – jejich principů, charakteristik, návrhů a realizací vypracovat bilanční model a projektovou dokumentaci jako podklad pro výrobu pilotní jednotky APC (Absorption Power Cycle), zařízení zprovoznit a provést testovací měření a evaluaci získaných dat.

Tato práce se proto zabývá problematikou absorpčního oběhu pro produkci práce určeného pro využití odpadního tepla. Dle teoretických prací má tento oběh pro nízké teploty zdrojů tepla potenciál výrazně lepších parametrů, než dostupné alternativy (např. ORC – organický Rankinův cyklus). Na základě teoretických poznatků je navrženo experimentální zařízení, které využívá princip absorpce ke konverzi nízkopotenciálního tepla na elektřinu za pomoci pracovní látky vodného roztoku bromidu lithného. Návrh pilotní jednotky je postaven a uveden do provozu. Práce se následně věnuje popisu zprovoznění, experimentálnímu provozu a posléze i zhodnocení dosažených parametrů z prvních výsledků.

2 Rešerše absorpčních oběhů

Rozvoj a reálný provoz jednotek s absorpčním oběhem se během sto sedmdesáti let zaměřil výhradně na oblast chladicích oběhů a využití oběhu pro produkci práce tak zůstalo v ústraní ve stínu primárně ORC systémů. V následujících podkapitolách jsou shrnuty informace nutné ke správnému pochopení absorpčních oběhů a jsou základem pro realizaci pilotní jednotky generující práci.

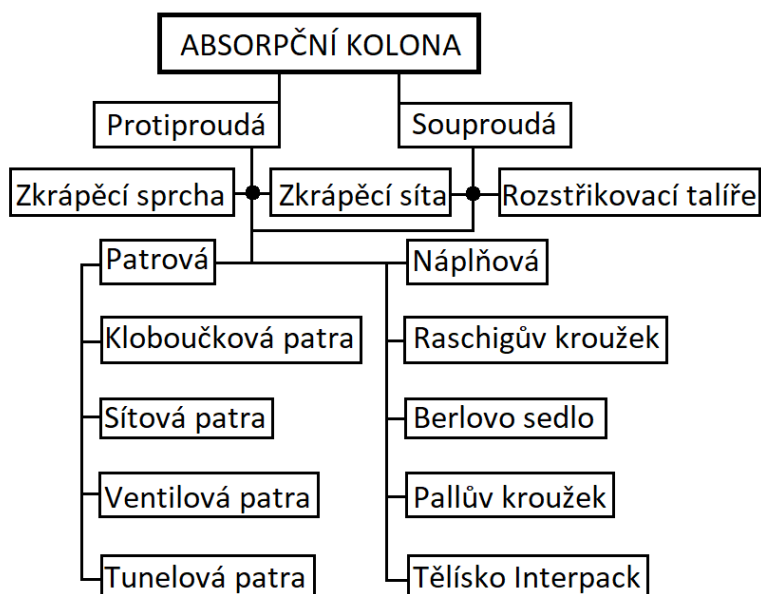
První absorpční oběh byl zrealizován Edmondem Carré začátkem padesátých let devatenáctého století. Vynález spočíval v realizaci chladicí absorpční jednotky, což zapříčinilo následný rozvoj a využití absorpčních procesů v oblasti tehdejší energetiky [3]. Až nástup efektivního kompresorového postupně vytlačil absorpční chlazení do oblasti spíše specifických aplikací, kde je k dispozici levný zdroj tepla. Přibližně o sto let později se studiu absorpčních oběhů věnovali J. D. Maloney Jr a R. C. Robertson. Ti mezi prvními studovali chování absorpčních oběhů využívajících směsi čpavku a vody jako pracovní látky v konfiguraci stejné konstrukce absorbéru a desorbéru tak, jak to bývá běžné u chladicích oběhů. Ve své práci [16] došli k závěrům, že takovéto nastavení nepřináší prakticky žádné výrazné termodynamické zlepšení. Po těchto analýzách přišel s revolučními myšlenkami pro oblast exergetické účinnosti využívání zdrojů Alexander I. Kalina, který v patentech [17] a [18] popsal cyklus v pozměněné konfiguraci. Oproti myšlenkám svých předchůdců uvažoval o samostatné regulaci koncentrace a využití změn teplot (teplotního skluzu) během procesu odpařování a kondenzace. Tento cyklus, viz obrázek 1, byl v řadě reálných aplikací modifikován a komercializován.



Obr. 1. Diagramy Kalina cyklů procesních toků pro a) vysokoteplotní b) středně teplotní c) nízkoteplotní geotermální zdroj [4] – upraveno

2.1 Absorpce a desorpce

Základním pojmem této práce je absorpce – jev, který zahrnuje soubor vlastností látek, jejich atomů či molekul, které prostupují povrchem a vstupují do objemu separačního činidla a je založena na rozdílné rozpustnosti složek plynné fáze do kapalně. Podmínkou procesu je tedy rozpustnost plynu v kapalině, která se mění s teplotou a parciálním tlakem plynu. Dynamika procesu vypadá tedy tak, že s rostoucím parciálním tlakem absorbovaného plynu a s jeho klesající teplotou vzrůstá rovnovážná koncentrace v kapalině – absorbentu. Absorpce nabývá povahy buď fyzikální, nebo chemické a realizuje se v chemickém či procesním průmyslu v kolonách různých konfigurací, viz základní rozdělení na obrázku 2 vytvořeno z [26].



Obr. 2. Základní rozdělení absorpčních kolon podle konfigurace aparátu vytvořeno z [26].

Chemická absorpce funguje na principech reakce složky (např. plynná složka, která má být separována) s rozpustidlem – absorbentem. Pokud je možné regenerovat rozpustidlo, jedná se o vratnou reakci, pokud tato možnost není, jedná se o nevratnou reakci, což znamená nutnost likvidovat rozpustidlo a nahrazovat jeho úbytek novým. V porovnání s fyzikální absorpcí zachovává chemická absorpce příznivější podmínky pro rovnováhu. Velké zastoupení této metody se vyskytuje v průmyslové výrobě při čištění plynů z chemických procesů a při výrobě chemikálií, nicméně pro účely tepelných oběhů není kvůli větší složitosti technologie vhodná.

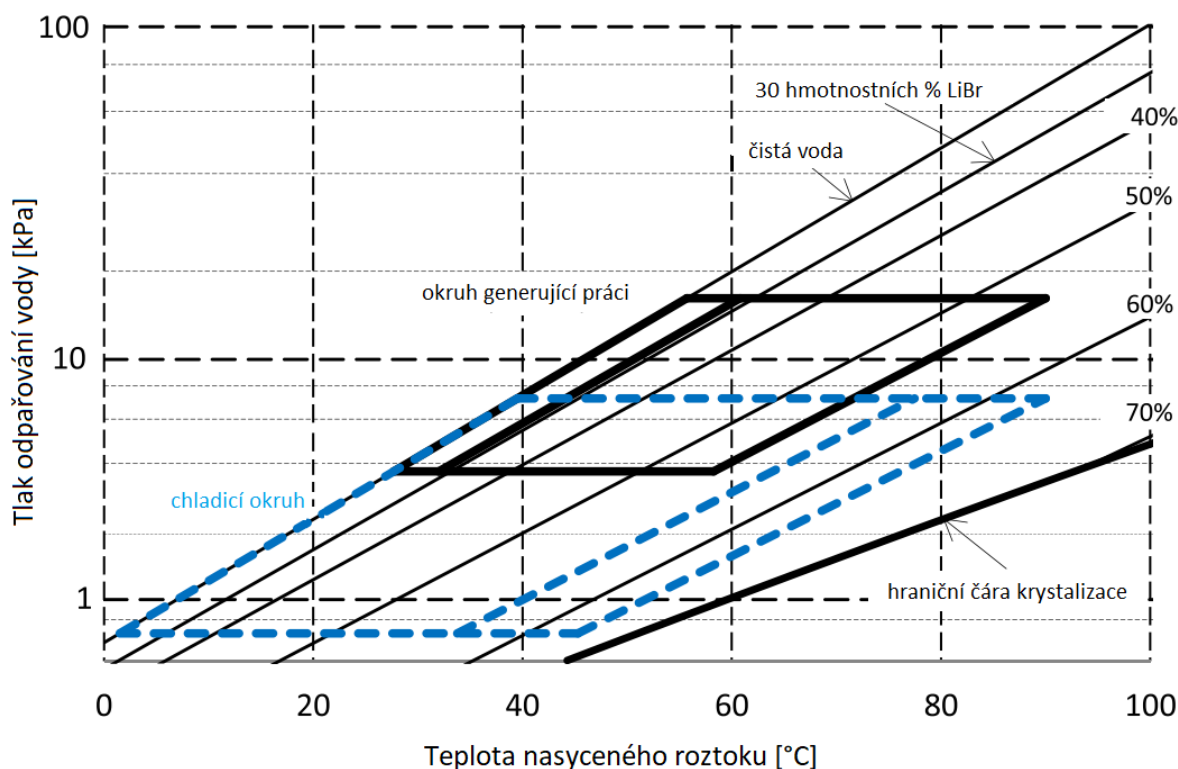
Při fyzikální absorpci oproti chemické nedochází k reakci složky, ale pouze k jejímu pohybu na základě rozdílné rozpustnosti jednotlivých složek do absorbentu. Díky absenci reakce (vazba pouze fyzikální) je možné relativně jednoduše přivedením tepla či snížením tlaku opětovně

vypudit plyn z absorbentu. Tento reverzní proces se nazývá desorpce a společně s absorpcí tak tvoří základ látkově uzavřených tepelných oběhů, které jsou řešeny dále.

2.2 Návrhy a principy absorpčních oběhů

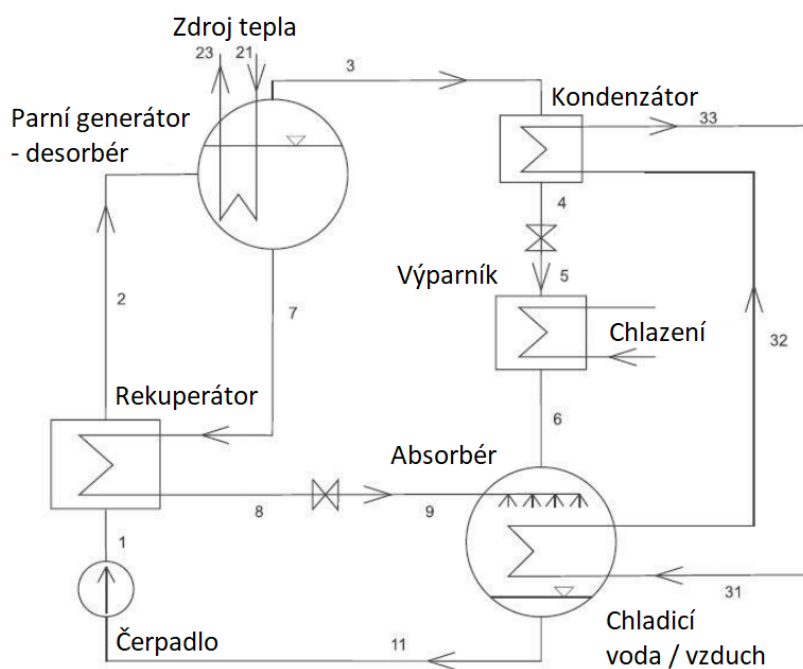
Z předchozí kapitoly je zřejmé, že pracovní médium potřebné ke správné funkci oběhu je složeno ze dvou látek s rozdílnou vypařovací resp. kondenzační teplotou při daném tlaku. Zároveň je vhodné až nutné, aby chování směsi bylo tzv. zeotropní). Jelikož u zeotropních směsí je teplota vypařování závislá na koncentraci složky ve směsi, je zcela zásadní pro takovou směs neexistence azeotropního bodu, tedy bodu, kde by se vícesložková látka chovala jako látka jednosložková. Při použití roztoků s rozpuštěnou pevnou fází látky je zapotřebí pro dané koncentrace se vyvarovat bodu nasycení roztoku, aby se jeho překlenutím neiniciovala krystalizace pevné fáze, která je ilustrativně vyznačena na obrázku 3 [4].

Za základní rozdělení absorpčních oběhů lze považovat oběhy chladicí (obrázek 4) a oběhy pro produkci práce (obrázek 5). V Dühringově diagramu závislosti vypařovacího tlaku vody na teplotě nasyceného roztoku pro vodný roztok bromidu lithného jsou pro názornost zakresleny oba oběhy s nejvyšší teplotou roztoku rovnou 90°C (obrázek 3).



Obr. 3. Dühringův diagram závislosti vypařovacího tlaku vody na teplotě pro nasycený vodný roztok bromidu lithného [4] – upraveno

Zdroj tepla – proud 21 na obrázku 4 absorpčního chladicího oběhu prochází parním generátorem, kde část tepla předává roztoku, který začne vypuzovat chladivo – páry vysokého tlaku. Páry jsou zchlazovány proudem 32 v kondenzátoru, odkud vystupuje chladivo o vysokém tlaku v kapalném stavu. Následuje expanze chladiva na nižší tlak a tím i teplotu ve výparníku. Potřebné teplo pro odpar je odvedeno z okolí a dodáno do výparníku – princip chlazení. Páry chladiva o nízkém tlaku se proudem 6 dostávají do absorbérů, kde se absorbují do bohatého roztoku absorbentu za vzniku tepla. Jelikož se jedná o exotermickou reakci, rovnovážná teplota na začátku absorbérů výrazně vzroste a po celou dobu absorpce je vyšší, než ve výparníku. Teplo vzniklé absorpcí je nutné odvádět do okolí. Chudý roztok je posléze čerpadlem dopravován proudem 2 zpět do desorbérů přes rekuperátor, do kterého je přiveden bohatý roztok z desorbérů proudem 7, dochází zde tedy k předehřevu chudého roztoku a naopak k ochlazení roztoku bohatého, který proudem 9 vstupuje do absorbérů.

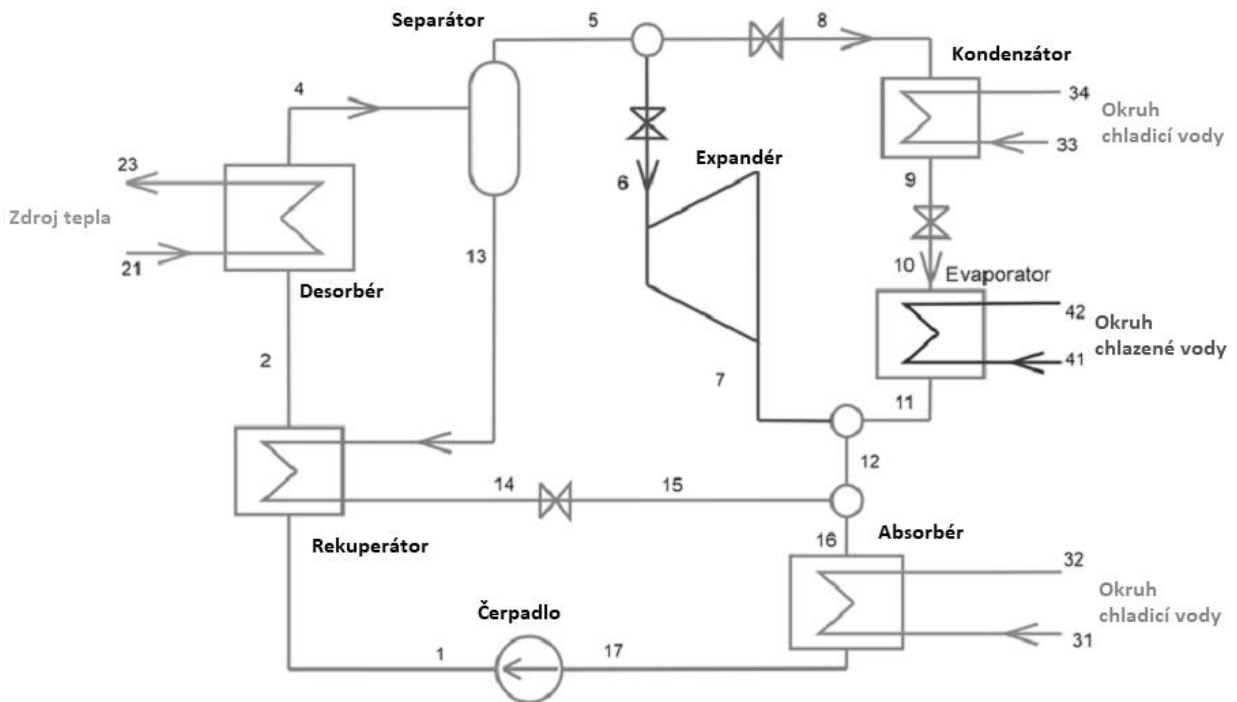


Obr. 4. Absorpční chladicí oběh [4] – upraveno

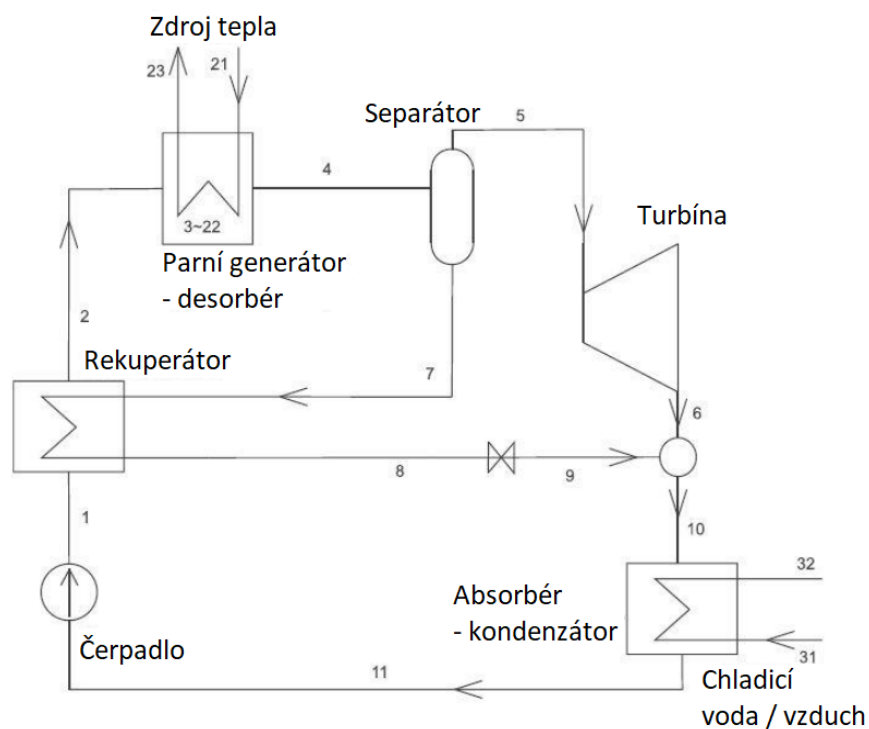
Na obrázku 6, tedy nízkoteplotního absorpčního oběhu pro produkci práce, je schéma obdobné. Hlavní rozdíl spočívá v záměně kondenzátoru a výparníku za turbínu (či obecně expandér), kde je využíváno tlakové diference pracovní látky v plynné fázi. Dále jsou uvažovány všechny výměníky jako protiproudé s rozdělením či sloučením proudů v separátoru a uzlu před absorbérů. Výchozí proud 5 ze separátoru je pára o vysokém tlaku, zbavená kapalnou fází – ta je odváděna do rekuperátoru. Páry procházející turbínou expandují z vysokého tlaku na nižší tlak a tím i teplotu. Teplo vzniklé expanzí je nutné odvádět do okolí. Chudý roztok je posléze čerpadlem dopravován proudem 2 zpět do desorbérů přes rekuperátor, do kterého je přiveden bohatý roztok z desorbérů proudem 7, dochází zde tedy k předehřevu chudého roztoku a naopak k ochlazení roztoku bohatého, který proudem 9 vstupuje do absorbérů.

tlaku na nízký, konají práci v turbíně. Pokud je tedy turbína připojena na motor, je možné v jeho generátorovém režimu vyrábět elektřinu.

Oba oběhy lze teoreticky dále spojit do jednoho zařízení, které by mohlo produkovat elektřinu případně chladit podle aktuálních potřeb. Schéma je pak na obrázku 5.



Obr. 5. Schéma kombinovaného oběhu produkujícího elektřinu a chlad [29] – upraveno



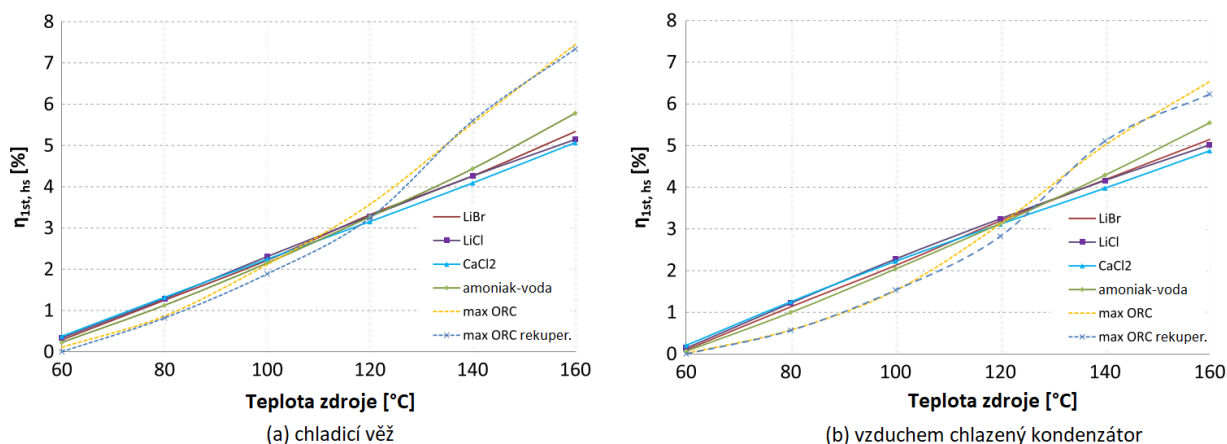
Obr. 6. Nízkoteplotní absorpční oběh pro produkci práce [4] – upraveno

Sumarizace této kapitoly je taková, že absorpční cyklus pro produkci práce je ve své podstatě velmi podobný chladicímu cyklu, ale pára je využita pro konání práce místo toho, aby zkonduzovala, byla škrcena a odpařovala se při nízkém tlaku pro účely chlazení.

2.3 Charakteristiky absorpčních oběhů

U absorpčních mrazicích oběhů je často využíván roztok $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, dvou kapalin, kde chladivem je odpařený amoniak. Chladicí absorpční oběhy lze realizovat také roztokem $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, které nepotřebují projít rektifikací za desorbérem, jelikož oproti $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mají výhodu v podstatně větších rozdílech teplot varu a kondenzace, nedojde tedy ke znečištění páry absorbentem. Nespornou výhodou LiBr oproti amoniaku je též výrazně menší ekologická závadnost. Nevýhoda solí rozpuštěných ve vodě spočívá v omezení teplot, na které je možno chladit, jelikož chladivem je voda a tudíž teploty pod 0°C nepřichází v úvahu.

Z kapitoly 2.2 je evidentní podobnost s organickým Rankinovým cyklem (ORC), zcela zásadní rozdíl ale spočívá v typu média a s tím souvisejících pracovních teplot k dosažení stejných účinností, kdy v absorpčním oběhu je možné využívat výrazně nižších teplot než v ORC. To modifikuje i reálnou podobu zařízení a lze tím pádem tvrdit, že absorpční oběhy jsou charakterizovány požadavkem na funkci a pracovním médiem. Komparace oběhů s vodnými roztoky LiBr, LiCl a CaCl_2 s ORC a s roztokem amoniaku a vody byla provedena pro případ využití odpadního tepla v práci Novotný – Kolovratník vyobrazené na obrázku 7 [4]. Jejich výsledky poukazují na oblast nízkopotenciálního tepla, které pro případy absorpčních oběhů znamenají vyšší dosaženou teoretickou účinnost. Právě tato oblast je předmětem návrhu a provozu pilotního zařízení APC, viz kapitola 3 a dále.



Obr. 7. Maximální energetická účinnost využití zdroje tepla ($\eta_{1st,hs}$) pro APC a pro referenční Rankinovy cykly [4] – upraveno

Účinkem absorpce je také snížení tlaku v prostoru absorbéru, tedy za turbínou. S touto vlastností je vhodné počítat při realizaci zařízení a jeho zprovoznění.

2.4 Realizace absorpčních oběhů

Průmyslové nasazování absorpčních chladicích oběhů se v posledních desetiletích zvyšuje, jelikož nároky na kvalitu vnitřního prostředí stále vzrůstají a je tedy zapotřebí efektivního odvodu tepelné zátěže. Pakliže je možné využívat teplo např. ze solárních kolektorů, geotermálních vrtů, kogeneračních jednotek, ORC systémů ale i z přímých způsobů spalování (viz obrázek 8) ve formách horké vody, páry nebo spalin, může být konvenční kompresorové chlazení výrazně neekonomické. Kompresorové chlazení totiž využívá ke zvyšování teploty a tlaku chladiva kompresor, který spotřebovává více elektrické energie než oběhovává čerpadla v případě absorpčního oběhu. Nevýhodou absorpčního chlazení je nutnost odvodu velkého množství nízkopotenciálního tepla z kondenzátoru a absorbéru (přivedené teplo i chlad), čímž se zvyšují nároky na dimenzování systému odvodu tepla, absorpční jednotky jsou drahé, velké a poměrně neflexibilní.



Obr. 8. Absorpční dvoufázový chladič na spalování plynu, model BZ firmy Broad [5]

Na obrázku 9 je vyobrazeno chladicí absorpční zařízení objektu Univerzitního centra energeticky efektivních budov (UCEEB ČVUT) od firmy Broad. Chladicí výkon této jednotky je 70kW a jako zdroj tepla využívá teplou vodu ze solárních kolektorů a z kogenerační jednotky,

případně z plynových kotlů. Prakticky se tedy již jedná o trigeneraci, tedy výroby tepla, elektřiny a chladu, což zvyšuje účinnost využití tepla z kogenerační jednotky.



Obr. 9. Absorpční chladič BDH6X80/90-38,5/33,5/12-20, instalace UCEEB ČVUT

Za významnou realizaci absorpčního oběhu pro produkci práce lze považovat instalaci geotermální elektrárny využívající principu Kalinova cyklu ve městě Unterhaching v Německu uvedenou do provozu roku 2009, viz obrázek 10. Dle aktuálních informací už elektrárna není v provozu, jelikož ekonomika provozu byla rentabilní pouze v letních měsících z hlediska výroby elektrické energie (v zimním období byl nedostatek přebytečného tepla díky potřebě tepla města). Dostupná data [6]:

Hrubý elektrický výkon: 700 – 3 360 kW

Tepelný výkon: 38 000 kW

Průtok termální vody: 125 l/s

Teplota termální vody: 122°C

Průtok chladicí vody: 630 l/s

Teplota chladicí vody: 11°C

Pracovní látka: $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ v hmotnostní koncentraci 89% NH_3 a 11% demineralizované H_2O

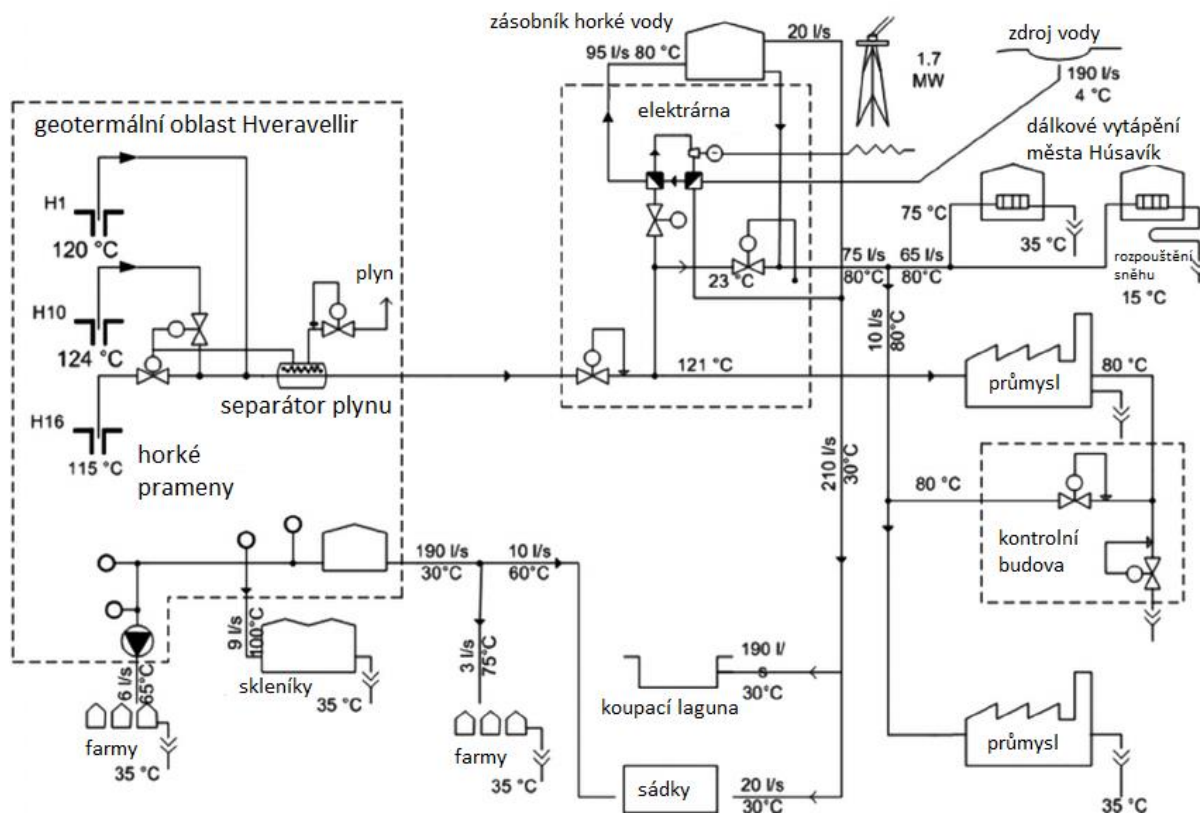


Obr. 10. Geotermální elektrárna s Kalinovým oběhem [6]

Další známou geotermální elektrárnu s absorpčním oběhem je možné nalézt na severu Islandu ve městě Húsavík. Toto zařízení bylo první komerční svého druhu (obrázek 11) a produkovalo 2 MW elektrického a 20 MW tepelného výkonu. Testy z roku 2001 (tabulka 1) ověřily, že čistý výkon elektrárenského Kalina cyklu překročil konstrukční specifikace a dosahoval vysoké spolehlivosti, čímž potvrdil termodynamickou účinnost technologie [19]. Elektrárna je momentálně mimo provoz už více než 10 let z důvodu závažných poruch v technologické části oběhu.

Tab. 1. Shrnutí výsledků testů elektrárny Orkuveita Húsavíkur s Kalina oběhem [21] – upraveno

	28. listopadu 2001	29. listopadu 2001
Průtok geotermální vody [kg/s]	90	90
Vstupní teplota solného roztoku [°C]	122	121
Průtok chladicí vody [l/s]	182	202
Teplota vstupní chladicí vody [°C]	5	5
Hrubý elektrický výkon [kW]	1 823	1 836
Pomocný napájecí výkon [kW]	127	127
Čistý elektrický výkon [kW]	1 696	1 709
Tzv. „korigovaný“ čistý výkon [kW]	1 959	2 060

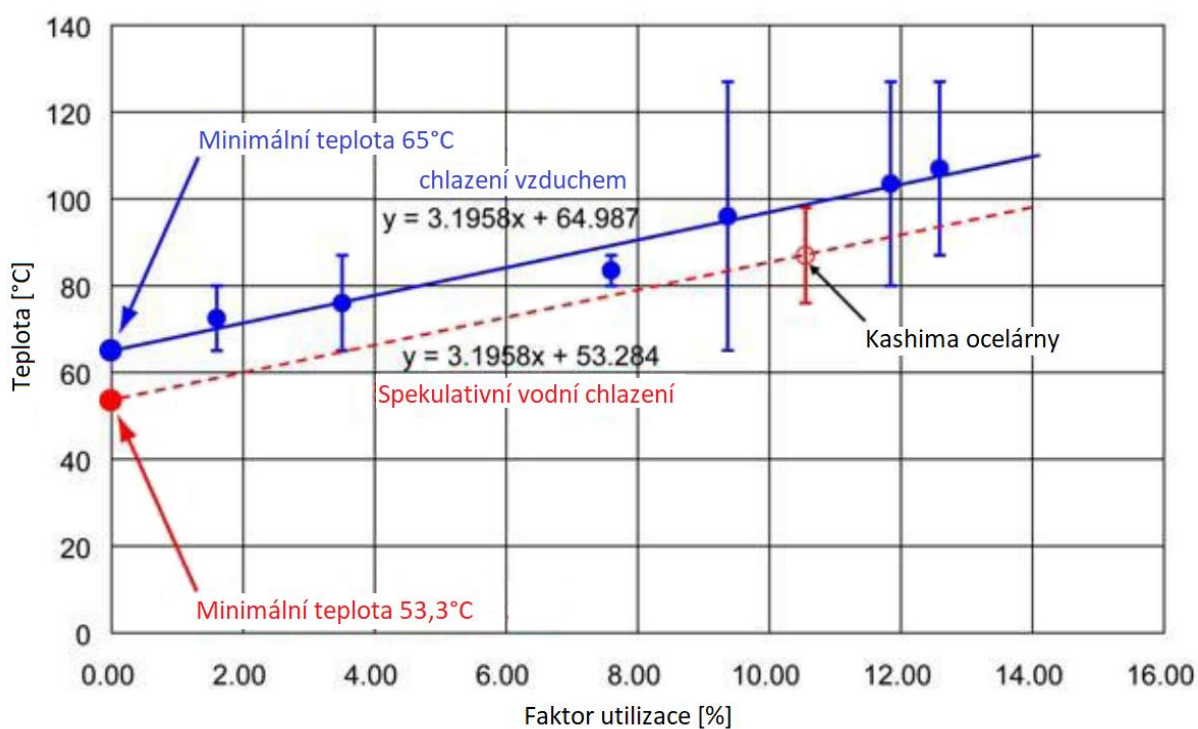


Obr. 11. Procesní diagram zapojení geotermální absorpční elektrárny Húsavík [22] – upraveno

Poměrně čerstvá instalace menší elektrárny EcoGen s Kalina oběhem na obrázku 12 (50 kW elektrického výkonu) byla realizována roku 2011 v Japonsku v oblasti termálních pramenů nedaleko města Tōkamachi a na základě událostí z téhož roku (11. 3. 2011 jaderná havárie Fukušima) tak utvrzuje významnost potřeby decentralizovat výrobu elektrické energie [20]. Obrázek 13 vyobrazuje možný utilizační faktor (množství energie možné odebrat ze zdroje tepla) v závislosti na teplotě vstupní vody.



Obr. 12. Pohled na technologii Japonské elektrárny EcoGen [24]



Obr. 13. Vztah mezi teplotou vstupní vody a utilizačním faktorem v poměru čistého výkonu elektriny k tepelnému příkonu v cyklu Kalina [23] – upraveno

3 Návrh zařízení

Parametry zařízení z hlediska jeho pracovní látky, velikosti, hmotnostním tokům a dalším parametrům definujících funkčnost oběhu jsou založena na několikaletém výzkumu týmu odborníků pod vedením Ing. Novotného. V jednotce je implementována plastová 3D tiskem zhotovená mikroturbína, dimenzována pro výrobu cca 0,4 kW elektrické energie. Regulovatelný přívod tepla na experimentální stanoviště zajišťuje mikroteplárna Wave 50, případně výkonnější verze Wave 120. Shrnutí základních parametrů lze vidět v tabulce 2.

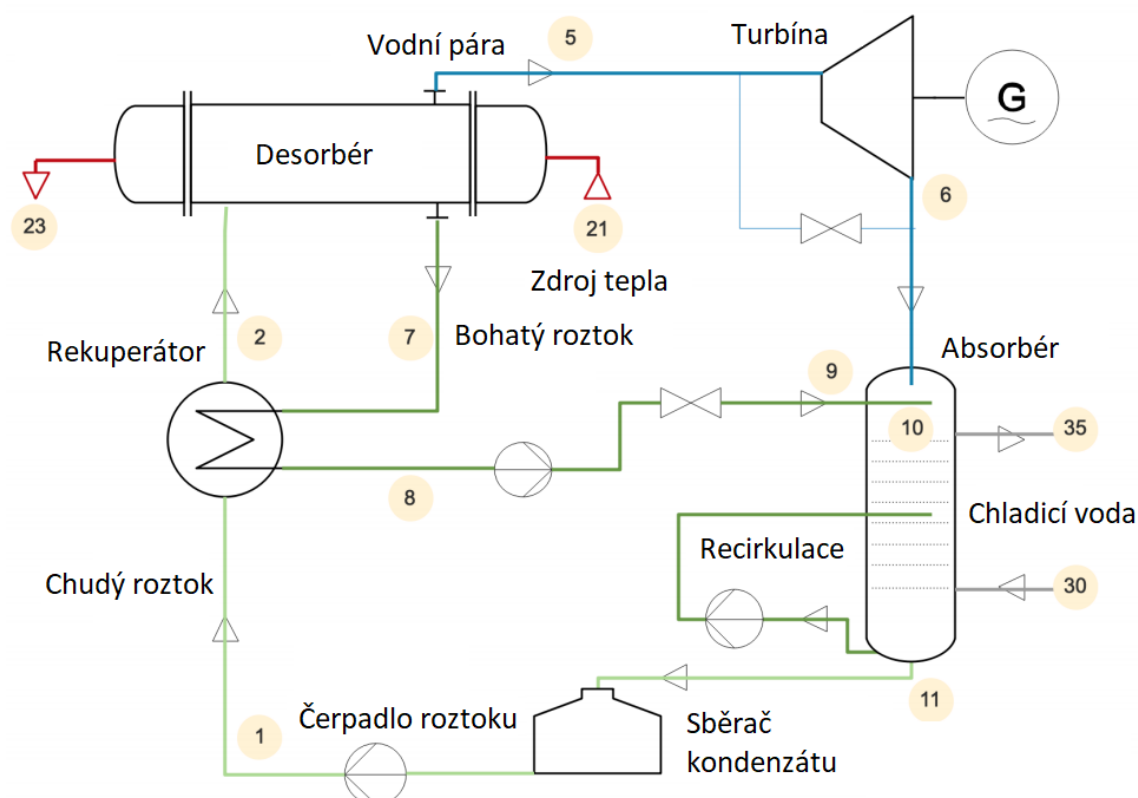
Tab. 2. Shrnutí základních jmenovitých parametrů pro pilotní jednotku APC [9] – upraveno

Položka	Veličina	Hodnota	Jednotka
Zdroj tepla	Vodní smyčka napojena na ORC		
Teplota na vstupu desorbéru	T_{hs}	90	°C
Příkon jednotky APC	Q_{in}	20	kW
Pracovní látka	H ₂ O-LiBr		
Hmotnostní koncentrace chudého roztoku	$\xi_{chudý}$	35	%LiBr/roztok
Hmotnostní koncentrace bohatého roztoku	$\xi_{bohatý}$	50	%LiBr/roztok
Návrhový výkon turbíny	W_{gross}	0,3-0,5	kW
Chlazení	Vodní chladicí smyčka se suchým chladičem		
Vstupní teplota chladicí vody	T_{v_odv}	30	°C
Maximální vstupní teplota vzduchu do chladiče	T_{ext}	25	°C

3.1 Bilanční model

Schéma oběhu je zobrazeno na obrázku 14. Proud (1) – chudý roztok bromidu lithného postupuje výtlakem čerpadla přes rekuperátor, kde je přehříván bohatým roztokem LiBr (7), do desorbéru. Přehřátý proud (2) vstupuje do desorbéru, kde je při daném tlaku intenzivně ohříván trubkami výměníku, vstupním proudem (21) a výstupním proudem (23). Dochází tak ke generování přehřáté vodní páry (5), která je admissním potrubím přivedena na turbínu. V turbíně dochází k expanzi páry, která koná práci a následně je emisním potrubím o nízkém tlaku přivedena do absorbéru. Bohatý ohřátý roztok (7), ze kterého byly desorbovány vodní páry, proudí do rekuperátoru, kde předává část tepla proudu (2) a jako proud (8) vstupuje do

čerpádra řídicího průtok bohatého roztoku (9) do absorbérů. V absorbérů na chladicím potrubí se vstupním (30) a výstupním proudem vody (35) dochází k absorbování par proudu (6) do bohatého roztoku LiBr (9) za vzniku proudu (10), který je nadále chlazen a schopen do sebe absorbovat páry proudu (6). Pokud by absorpce nebyla dostatečná, je možné spustit recirkulaci proudu (10) a tím ještě více snížit jeho teplotu a prodloužit zdržení pro absorpci. Z absorbérů vychází chladný chudý roztok LiBr (11) do sběrnice kondenzátu, kde zaručuje při nátokové výšce kontinuální přísun média pro čerpádro roztoku.



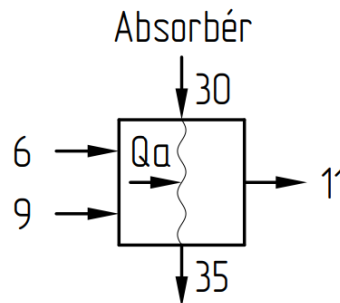
Obr. 14. Schématický diagram APC s čísly proudů odkazujících na model programu EES [9] – upraveno

Platí tyto rovnosti:

- Hmotnostní tok před a za turbínou $\dot{m}_6 = \dot{m}_5$
- Hmotnostní tok na větvi bohatého roztoku LiBr $\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$
- Hmotnostní tok na větvi chudého roztoku LiBr $\dot{m}_{11} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{10}$
- Hmotnostní tok topné vody $\dot{m}_{21} = \dot{m}_{23}$
- Hmotnostní tok chladicí vody $\dot{m}_{30} = \dot{m}_{35}$
- Entalpie bohatého roztoku LiBr před a za čerpádem $h_9 = h_8$

- Entalpie chudého roztoku LiBr před a za čerpadlem $h_{11} = h_1$

Schématický diagram z obrázku 14 byl rozdělen po dílčích zařízeních na jednotlivá bilanční schémata pro stanovení hmotových a entalpických bilancí se zachovaným číslováním proudů:



Obr. 15. Bilanční schéma absorbérů

Z bilančního schéma absorbérů na obrázku 15 jsou určeny tyto rovnice:

Celková hmotnostní bilance (1) – kde \dot{m}_6 vyjadřuje hmotnostní průtok vodních par za turbínou (platí rovnost toků $\dot{m}_6 = \dot{m}_5$), \dot{m}_9 hmotnostní průtok bohatého roztoku LiBr za čerpadlem z desorbérů (platí $\dot{m}_9 = \dot{m}_8 = \dot{m}_7$), \dot{m}_{11} hmotnostní průtok chudého roztoku LiBr (kondenzátu) z absorbérů (platí $\dot{m}_{11} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{10}$). Rovnost hmotnostního průtoku $\dot{m}_{30} = \dot{m}_{35}$ platí pro chladicí vodu.

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_9 = \dot{m}_{11} \quad (1)$$

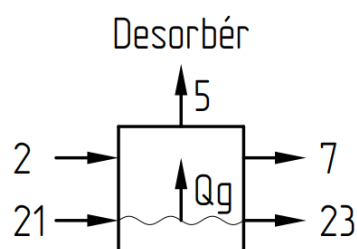
Hmotnostní bilance LiBr (2) – kde x_9 vyjadřuje hmotnostní koncentraci LiBr v bohatém roztoku a x_{11} hmotnostní koncentraci LiBr chudého roztoku.

$$\dot{m}_9 \cdot x_9 = \dot{m}_{11} \cdot x_{11} \quad (2)$$

Entalpická bilance (3), (4) – kde Q_a značí teplo odebrané z absorbérů, h_6 je entalpie páry na emisi turbíny, h_9 entalpie bohatého roztoku LiBr (platí $h_9 = h_8$) a h_{11} entalpie chudého roztoku LiBr (platí $h_{11} = h_1$). Na chladicím okruhu značí h_{30} entalpii vstupní a h_{35} entalpii výstupní vody s teplotami na vstupu T_{30} a výstupu T_{35} , jejichž střední hodnota určuje měrnou tepelnou kapacitu vody $c_{p(30-35)}$.

$$Q_a = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_{11} \cdot h_{11} \quad (3)$$

$$Q_a = \dot{m}_{30} \cdot c_{p(30-35)} \cdot (T_{35} - T_{30}) = \dot{m}_{35} \cdot h_{35} - \dot{m}_{30} \cdot h_{30} \quad (4)$$


Obr. 16. Bilanční schéma desorbéru

Z bilančního schéma desorbéru na obrázku 16 jsou určeny tyto rovnice:

Celková hmotnostní bilance (5) – kde \dot{m}_5 vyjadřuje hmotnostní průtok vodních par z desorbéru, \dot{m}_7 hmotnostní průtok bohatého roztoku LiBr z desorbéru, \dot{m}_2 hmotnostní průtok chudého roztoku LiBr do desorbéru. Rovnost hmotnostního průtoku $\dot{m}_{21} = \dot{m}_{23}$ platí pro chladicí vodu.

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_7 = \dot{m}_2 \quad (5)$$

Hmotnostní bilance LiBr (6) – kde x_7 vyjadřuje hmotnostní koncentraci LiBr v bohatém roztoku a x_2 hmotnostní koncentraci LiBr chudého roztoku (platí $x_2 = x_1$).

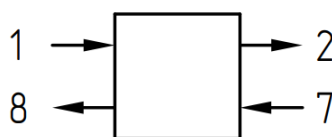
$$\dot{m}_2 \cdot x_2 = \dot{m}_7 \cdot x_7 \quad (6)$$

Entalpická bilance (7), (8) – kde Q_g značí teplo dodané do desorbéru, h_5 je entalpie páry na admisi turbíny, h_7 entalpie bohatého roztoku LiBr na výstupu a h_2 entalpie chudého roztoku LiBr na vstupu. Na chladicím okruhu značí h_{21} entalpii vstupní a h_{23} entalpii výstupní vody s teplotami na vstupu T_{21} a výstupu T_{23} , jejichž střední hodnota určuje měrnou tepelnou kapacitu vody $c_{p(21-23)}$.

$$Q_g = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (7)$$

$$Q_g = \dot{m}_{21} \cdot c_{p(21-23)} \cdot (T_{23} - T_{21}) = \dot{m}_{23} \cdot h_{23} - \dot{m}_{21} \cdot h_{21} \quad (8)$$

Rekuperátor



Obr. 17. Bilanční schéma rekuperátoru

Z bilančního schéma rekuperátoru na obrázku 17 jsou určeny tyto rovnice:

Celková hmotnostní bilance (9), (10) – kde \dot{m}_1 vyjadřuje hmotnostní průtok chladného chudého roztoku do rekuperátoru, \dot{m}_2 hmotnostní průtok chudého roztoku LiBr s dodaným teplem do desorbéru, \dot{m}_7 hmotnostní průtok bohatého roztoku LiBr z desorbéru a \dot{m}_8 hmotnostní průtok bohatého roztoku LiBr po odevzdání tepla v rekuperátoru.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (9)$$

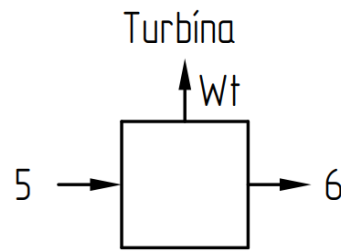
$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (10)$$

Entalpická bilance (11), (12) – kde h_1 je entalpie a T_1 teplota na vstupu a h_2 je entalpie a T_2 teplota na výstupu z rekuperátoru ve větvi chudého roztoku LiBr, h_7 je entalpie a T_7 teplota na vstupu a h_8 je entalpie a T_8 teplota na výstupu z rekuperátoru ve větvi bohatého roztoku LiBr. Měrná tepelná kapacita vody $c_{p(1-2)}$ je určena střední teplotou z T_1 a T_2 na větvi chudého roztoku LiBr a $c_{p(7-8)}$ ze střední teploty z T_7 a T_8 .

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (11)$$

$$\dot{m}_1 \cdot c_{p(1-2)} \cdot (T_2 - T_1) = \dot{m}_7 \cdot c_{p(7-8)} \cdot (T_7 - T_8) \quad (12)$$

Komponenty na následujících listech kromě hmotnostní bilance obsahují energetickou bilanci, jedná se tedy o zařízení, resp. komponenty, které buď spotřebovávají, nebo generují práci. V případě návrhového oběhu se jedná o turbínu (produkuje práci), čerpadlo 1 na větvi chudého roztoku LiBr a čerpadlo 2 na větvi bohatého roztoku LiBr (obě čerpadla spotřebovávají práci).



Obr. 18. Bilanční schéma turbíny

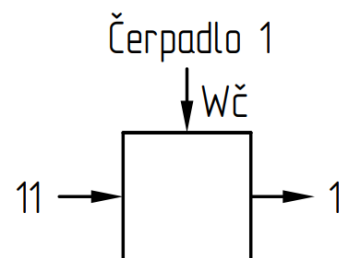
Z bilančního schéma turbíny na obrázku 18 jsou určeny tyto rovnice:

Celková hmotnostní bilance (13) – kde \dot{m}_5 vyjadřuje hmotnostní průtok přehřátých par na admisi turbíny a \dot{m}_6 hmotnostní průtok expandovaných par na emisi turbíny.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (13)$$

Energetická bilance (14) – kde W_t značí hrubý výkon turbíny, h_5 je entalpie páry na vstupu turbíny a h_6 je entalpie páry na výstupu turbíny.

$$W_t = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6(s_5, p_6)) \cdot \eta_t \quad (14)$$



Obr. 19. Bilanční schéma čerpadla 1

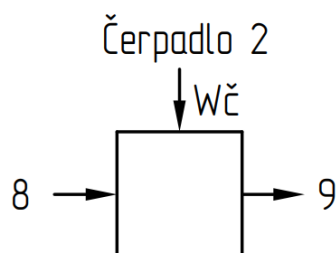
Z bilančního schéma čerpadla na obrázku 19 jsou určeny tyto rovnice:

Celková hmotnostní bilance (15) – kde \dot{m}_{11} vyjadřuje hmotnostní průtok na vstupu a \dot{m}_1 hmotnostní průtok na výstupu čerpadla chudého roztoku LiBr.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (15)$$

Energetická bilance (16) – kde $W_{\epsilon 1}$ značí příkon čerpadla, ρ_{11} hustotu slabého roztoku LiBr, p_{11} tlak před a p_1 tlak za čerpadlem a η_ϵ účinnost čerpadla.

$$W_{\epsilon 1} = \frac{\dot{m}_{11}}{\rho_{11}} \cdot \frac{p_1 - p_{11}}{\eta_\epsilon} \quad (16)$$


Obr. 20. Bilanční schéma čerpadla 2

Z bilančního schéma čerpadla na obrázku 20 jsou určeny tyto rovnice:

Celková hmotnostní bilance (17) – kde \dot{m}_8 vyjadřuje hmotnostní průtok na vstupu a \dot{m}_9 hmotnostní průtok na výstupu čerpadla bohatého roztoku LiBr.

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (17)$$

Energetická bilance (18) – kde $W_{\varepsilon 2}$ značí příkon čerpadla, ρ_8 hustotu slabého roztoku LiBr, p_8 tlak před a p_9 tlak za čerpadlem a η_ε účinnost čerpadla. Reálný tlak před a za čerpadlem však bude obdobný a čerpadlo bude fungovat jako dávkovač, což společně s extrémně malým průtokem bude znamenat téměř zanedbatelné množství práce.

$$W_{\varepsilon 2} = \frac{\dot{m}_8 \cdot p_9 - p_8}{\rho_8 \cdot \eta_\varepsilon} \quad (18)$$

Celková bilance oběhu (hrubý výkon) se následně dopočte z rovnice (19)

$$W_{\text{celk_hr}} = W_t - W_{\varepsilon 1} - W_{\varepsilon 2} \quad (19)$$

Konkrétní údaje nutné pro realizaci zařízení byly vygenerovány výpočetním modelem v programu Engineering Equation Solver (EES) na základě zjednodušeného schématu PFD, viz obrázek 14 [9]. Hodnoty hlavních výsledků bilancí termodynamického modelu jsou zaneseny v tabulce 3, hodnoty hlavních parametrů pak v tabulce 4.

Tab. 3. Hodnoty hlavních výsledků bilancí termodynamického modelu [9] – upraveno

Proud i	T_i [°C]	p_i [bar]	ξ_i [-]	\dot{m}_i [kg·s ⁻¹]	h_i [kJ·kg ⁻¹]	s_i [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
1	44,51	0,146	0,65	0,02603	100,1	0,4483
2	62,42	0,146	0,65	0,02603	147,3	0,5928
5	79,99	0,146	1	0,007809	2649	8,167
6	36,14	0,05993	1	0,007809	2596	8,4421

7	79,99	0,146	0,5	0,01822	172,1	0,5513
8	49,51	0,146	0,5	0,01822	104,7	0,5513
9	49,51	0,05993	0,5	0,01822	104,7	0,4267
10	59,79	0,05993	0,5058	0,02603	852	2,774
11	44,5	0,05993	0,65	0,02603	100,1	0,4482
21	90	2		0,7236	377,1	1,193
23	83,42	2		0,7236	349,5	1,116
30	30	2		0,2616	125,9	0,4367
35	47,9	2		0,2616	200,7	0,6765

Tab. 4. Hodnoty hlavních parametrů z termodynamického modelu [9] – upraveno

Položka	Veličina	Hodnota	Jednotka
Celkový hmotnostní průtok LiBr	\dot{m}_{LiBr}	0,0911	$kg \cdot s^{-1}$
Celkový hmotnostní průtok vody	\dot{m}_{H_2O}	0,0169	$kg \cdot s^{-1}$
Admisní tlak	p_{hp}	14,6	kPa
Emisní tlak	p_{lp}	5,99	kPa
Výstupní teplota topné vody z desorbéru	$T_{hs,out}$	83,42	$^{\circ}C$
Tepelný výkon přenesený desorbéru	\dot{Q}_{in}	20	kW
Tepelný výkon přenesený v rekuperátoru	\dot{Q}_{rec}	1,2	kW
Tepelný výkon přenesený v absorbéru	\dot{Q}_{abs}	19,57	kW
Hrubý výkon turbíny	\dot{W}_{gross}	0,41	kW
Vyžadovaný výkon čerpadla roztoku	\dot{W}_{pump}	0,86	W
Vyžadovaný výkon čerpadla chladicí vody	$\dot{W}_{cw,pump}$	42	W
Vyžadovaný výkon suchého chladiče	\dot{W}_{fan}	73,3	W
Čistý výkon jednotky	\dot{W}_{net}	0,29	kW
Účinnost cyklu dle 1. zákona termodynamiky	$\eta_{1law,gross}$	2,06	%
Čistá účinnost jednotky dle 1. zákona termodynamiky	$\eta_{1law,net}$	1,48	%
Čistá exergická účinnost jednotky	$\eta_{ex,net}$	1,86	%

Je evidentní, že pro návrhové účely potrubí a systému měření, výrobu a montáž je PFD schéma velmi omezené, prakticky nepoužitelné, bylo tedy vytvořeno procesně technologické proudové schéma (PFID) se zanesenými informacemi o:

- zařízeních a aparátech, jejich značek a označení dle normy ČSN EN ISO 10628,
- potrubí a rozvodech, jejich kódovému značení zleva doprava: číslo výkresu, médium a jeho teplota, průměr potrubí, materiál potrubí, absolutní tlak v potrubí v jednotkách *bar*,
- armaturách, jejich typech a velikostech použitých v daných větvích,
- prouděch, jejich číselnému značení korespondujícímu s obrázkem 13, teplotě ve $^{\circ}\text{C}$ a průtoku v jednotkách $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$,
- pozicích měření veličin a způsobu jejich zobrazení či zápisu.

Jelikož se jedná o experimentální jednotku, byl systém hlavní regulace čerpadel ponechán manuální. Zařízení je provozováno buď v režimu simulace turbíny, tj. regulace množství páry, které je taktéž ruční a reguluje se polohou kulového kohoutu na parním potrubí bypassu turbíny, který na základě otevřenosti či uzavřenosti přepouští určité množství par. V druhém režimu je v provozu turbína. Tento režim je také nastaven ručně pomocí otevření kulového kohoutu na hlavním parním potrubí a uzavřením potrubí bypassu turbíny.

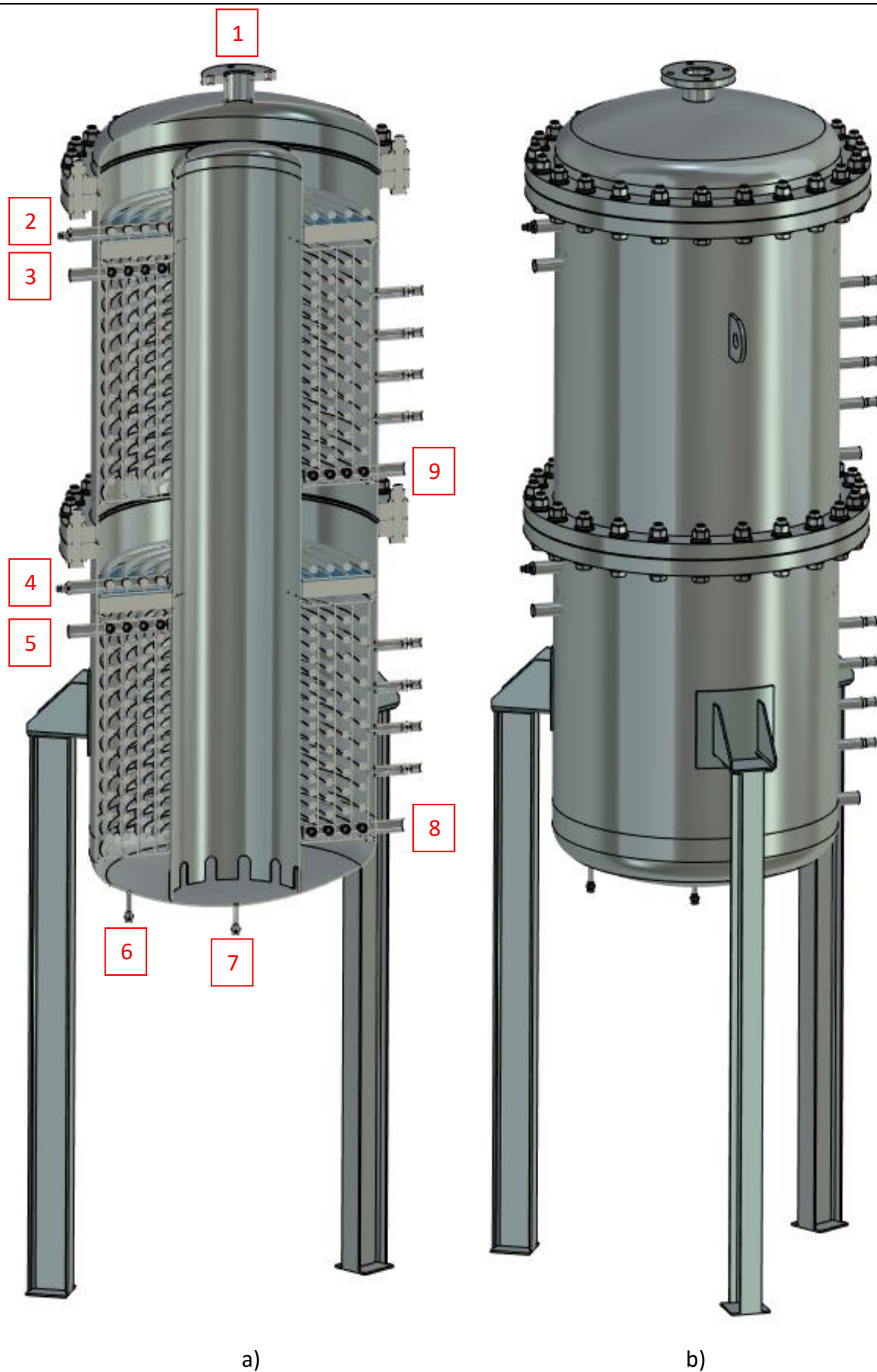
Toto schéma vznikalo simultánně s konstrukčním návrhem a dimenzováním zařízení a následně sloužilo jako jeden z podkladů pro výrobu a stavbu pilotní jednotky. Z důvodu komplexnosti celého technologického úseku, tedy pro větší přehlednost, je PFID schéma přiloženo formou výkresu formátu A2 jako příloha číslo 1.

3.2 Specifikace komponent

Následující podkapitoly zobrazují hlavní komponenty vycházející z výpočtového modelu a zároveň respektující reálná připojení a instalaci. Bližší specifikace těchto zařízení vychází z procesu dimenzování a konstrukčního návrhu, tedy z kapitoly 3.3

3.2.1 Absorbér

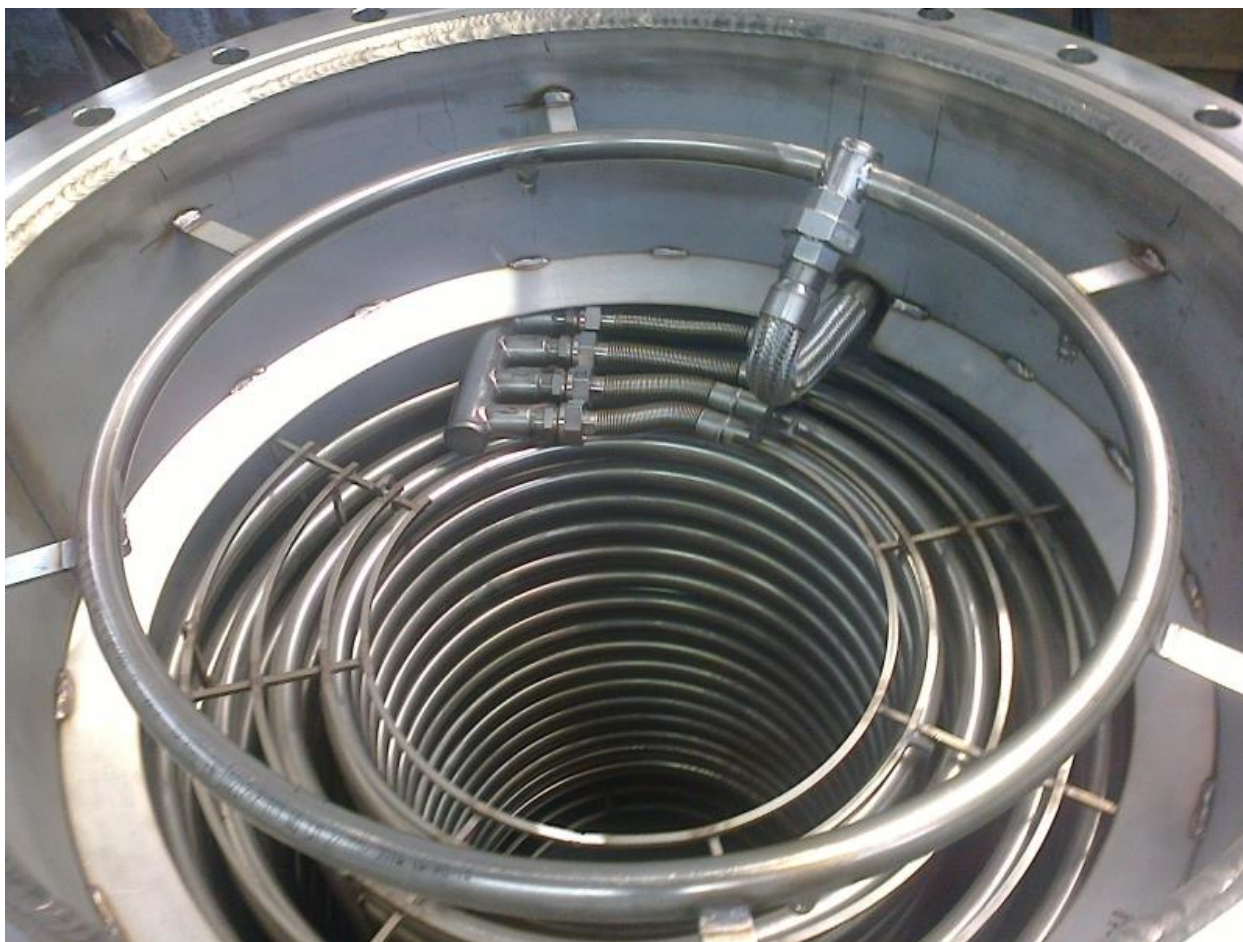
Zásadní komponentou funkčního absorpčního okruhu je správně navržený absorbér. V kooperaci s firmou CERBET, jež má bohaté zkušenosti v oboru designu a realizaci procesních zařízení, byly navrženy kromě absorbéru ještě další, neméně důležité komponenty, konkrétně desorbér a sběrač kondenzátu. Plný model absorbéru a řez modelem lze vidět na obrázku 21.



Obr. 21. Absorbér firmy CERBET a) model v řezu b) plný model

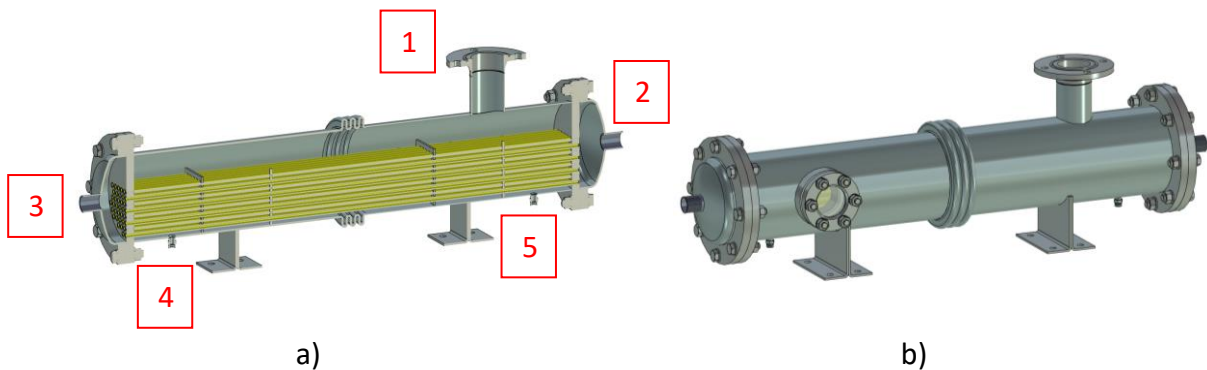
Absorbér na obrázku 21 má vyznačen přípojná místa pro navrženou potrubní síť v kapitole 3.3. Přípojný body bylo nutno optimalizovat oproti původnímu návrhu tak, aby byl zaručen požadavek vysoké těsnosti zařízení a to konkrétně navažením nerezových kuželových šroubení XGAS-10L v bodech (2), (4) a XGAS-12L v bodech (6) a (7). Navařovací příruba EN 1092-1 DN65 (76,1) PN6 typ 01 v bodě (1) je pevným přípojným bodem pro emisní potrubí páry. Vyústění (3), (5), (8) a (9) slouží k připojení pryžových hadic a vedení vody chladicího okruhu.

Konstrukce absorbéru je dvou-sekční spirálový trubkový výměník tepla z korozivzdorné oceli DIN 1.4404 (AISI 316L), kde trubkami DN15 proudí chladicí kapalina. Horní sekce obsahuje distribuční trysky pro bohatý roztok LiBr (nátok bodem (2)) a v případě, že bude docházet ke zhoršení absorpce, je možné recirkulaci roztok na dně absorbéru přečerpát přes bod (6) do distribučních trysek pro spodní sekci (bod (4)). Jedna sekce vytváří na osmdesáti pěti metrech trubek plochu necelých 5,7 m² a s průměrným tepelným tokem 3,437 kW/m² je absorbér schopen odvádět 19,5 kW tepelného výkonu. Detail vrchní sekce, viz obrázek 22.



Obr. 22. Absorbér firmy CERBET, náhled do vrchní sekce [10]

3.2.2 Desorbér



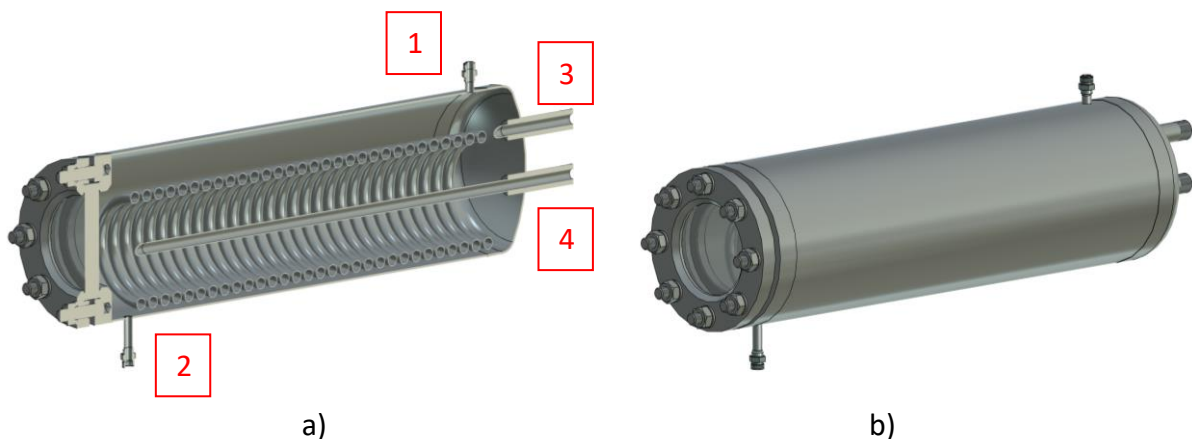
Obr. 23. Desorbér firmy CERBET a) model v řezu b) plný model

Z obrázku 23 je zřetelné uspořádání parního generátoru, tj. stavebnicový horizontální jednochodý výměník tepla s pevnými trubkovicemi uspořádanými do trojúhelníku a s vlnovcovým kompenzátorem teplotních dilatací v plášti. Materiál trubek i pláště je stejně jako v případě absorbéru z korozi vzdorné oceli DIN 1.4404 (AISI 316L). Sedmdesát trubek DN8 tvoří přenosovou plochu přibližně 3 m², kde dochází k průměrnému tepelnému toku 6,512 kW/m² při tepelném příkonu do desorbéru 20 kW.

Výstup vodní páry hrdlem s přírubou EN 1092-1 DN80 (88,9) PN6 typu 01 je označen číslem (1). Vstup (2) i výstup (3) topné vody byl zakončen trubkovým závitem G 5/4". Vstup chudého (4) a výstup bohatého roztoku LiBr (5) byl opět řešen z důvodu těsnosti kuželovým navařovacím hrdlem XGAS-12L.

Průhledítko slouží k vizualizaci procesu varu, odhalení případných anomálií v procesu a ke sledování stavu hladiny při provozu.

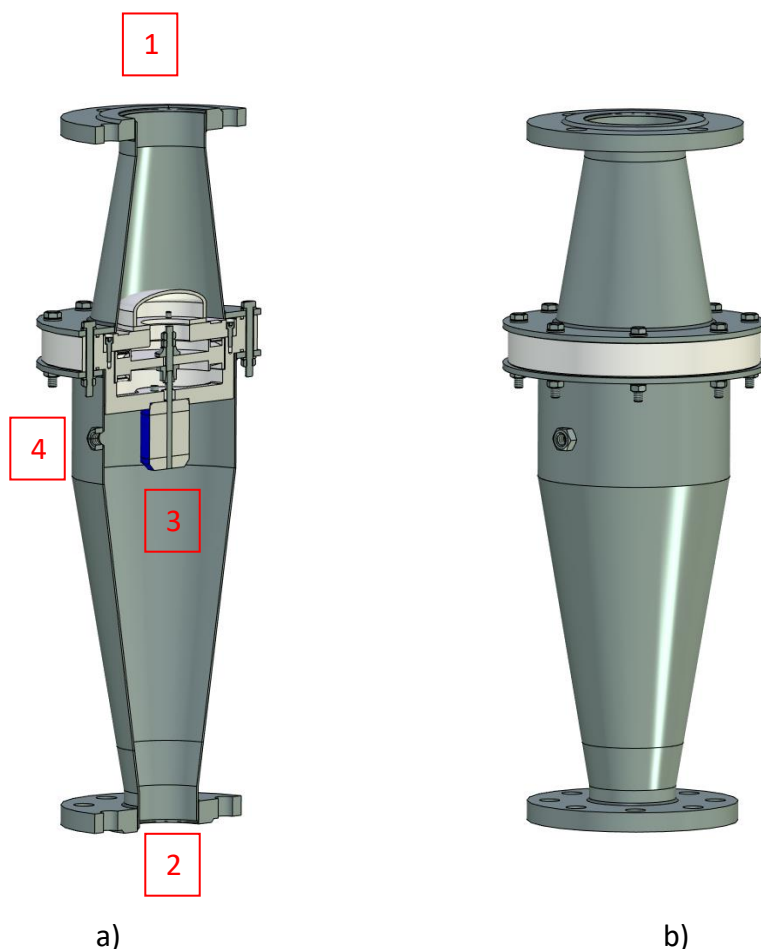
3.2.3 Sběrač kondenzátu



Obr. 24. Sběrač kondenzátu firmy CERBET a) model v řezu b) plný model

Sběrač kondenzátu na obrázku 24 slouží k zachycení a udržení dostatečného množství chudého roztoku. Přípojné místa nátoky chudého roztoku LiBr (1) a výtoku (2) jsou opět řešena kuželovými navařovacími hrdly XGAS-12L. Hrdla (3) a (4) se závitem G 3/4" pak v případě nedostatečného chlazení mohou přivádět z chladicí smyčky vodu. Průhledítko slouží k ověření proběhlé kondenzace, odhalení případných anomálií v procesu a ke sledování stavu hladiny při provozu.

3.2.4 Mikro turbo-generátor

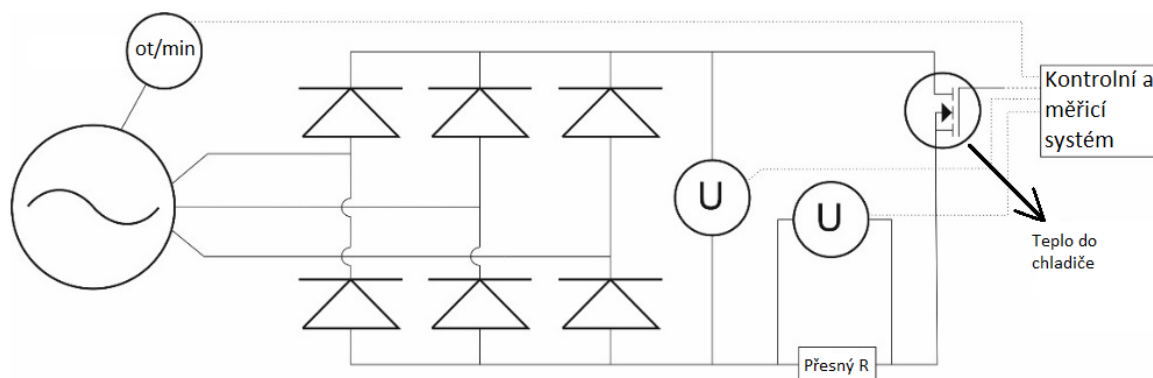


Obr. 25. Mikro turbogenerátor a) model v řezu b) plný model optimalizováno [8]

Vstup páry do turbíny je na obrázku 25 pod číslem (1). Spojení s parním potrubím zajišťuje přivařovací plochá příruba EN 1092-1 typ 01/B DN80 PN6 z nerezové oceli 1.4301. Výstup páry je podlouhlou redukcí veden přes plochou přivařovací přírubu EN 1092-1 typ 01/B DN65 PN16 z nerezové oceli 1.4301. Generátor turbíny s permanentními magnety v nerezovém krytu je umístěn přímo v emisní části (3) a kabelový výstup pro vyvedení výkonu z uzavřené části byl realizován zatěsněnou průchodkou našroubovanou do závitu navařené matice M12 (4).

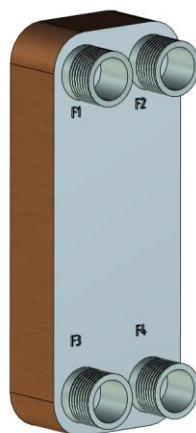
Samotná turbína byla vyrobena 3D tiskem (SLS, polyamid PA 2200) v konfiguraci jednostupňová axiální turbína s očekávanou isoentropickou účinností 36-46% při nominálním výkonu cca 360 W při 15 000 otáčkách za minutu. Velikost otáček byla zvolena jako maximum s přihlédnutím na bezpečnost návrhového zařízení a zkušenosti s dalšími 3D tištěnými turboexpandéry. V ideálním případě by totiž otáčky byly dvojnásobné, tedy 30 000 otáček za minutu, čímž by účinnost turbíny dle návrhových modelů měla dosáhnout až 68 %. Realizované elektrické zapojení, vyvedení, měření a disipaci výkonu lze vidět na následujícím obrázku 26 (Novotný et al. [30], upraveno).

Jako generátor slouží BLDC (brushless DC) motor Turnigy PROPDRIVE V2 4258 500KV v generátorovém režimu, který je pro jednoduchost konstrukce, funkce a těsnění přímo v prostoru pracovní látky. Tím jsou z hermetického prostoru vyvedeny pouze přes průchodku 3 fáze pro generovanou elektřinu. Pro účely ověření funkce systému je pak rotor turbíny připevněn ke generátoru pomocí kleštiny a turbína využívá ložiska generátoru.



Obr. 26. Elektrické schéma zapojení vyvedení výkonu z turbogenerátoru

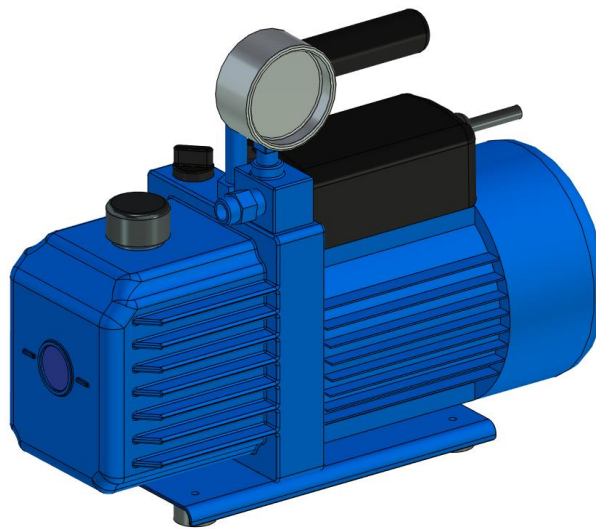
3.2.5 Rekuperátor



Obr. 27. Model deskového výměníku SWEP B5Tx10 1kW (rekuperátor)

Produktová řada firmy SWEP nabízí obsáhlý sortiment produktů deskových výměníků tepla pro různé použití. Řada B5T zajišťuje efektivní výměnu tepla pro nízké průtoky při zachování extrémně malých rozměrů [14]. Materiál deskového výměníku B5Tx10 je nerezová ocel AISI 316 (ekvivalent 1.4401) a limitními parametry jsou maximální pracovní přetlak 31/31 bar, pracovní teplota do 155°C a přenesený výkon 1 kW. Model se specifikovanými připojeními G 3/4" je na obrázku 27.

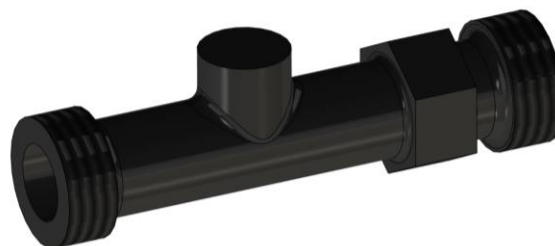
3.2.6 Vývěva



Obr. 28. Model vývěvy V-i 220SV značky Value

Pro vytvoření podtlaku byla použita dvoustupňová olejová rotační vývěva s vakuometrem a solenoid ventilem značky Havog Value, viz model na obrázku 28, o těchto parametrech: výkon 250 W, zdvihový objem 51 l/min, částečný tlak 0,2 Pa, mezní vakuum 15 mikron, připojení 1/4" SAE a objem oleje: 200 ml.

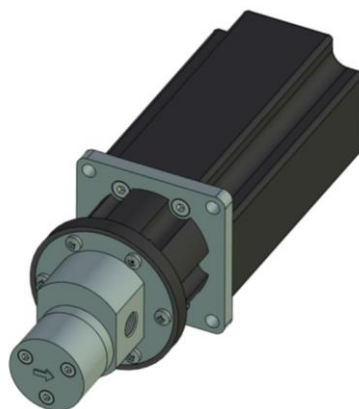
3.2.7 Průtokoměry



Obr. 29. Model průtokoměru LVB-06

Pro měření průtoku byly použity průtokoměry Thermis či Bronkhorst z řady LVB, viz obrázek 29, které fungují na principu vortex a jsou použitelné pro měření průtoku nízkoviskózních kapalin až do teploty 125°C. Pro bohatý a chudý roztok LiBr se jedná vždy o LVB-06 DN6 s rozsahem měření od 0,5 do 10 l/min, v recirkulaci LVB-10 (do 40 l/min), na topné vodě je pak LVB-20 (do 85 l/min) a chladicí vodě LVB-10.

3.2.8 Čerpadla



Obr. 30. Model mikročerpadla TOPSFLO [15] s označením MG204XK&DC24WI

Na obrázku 30 je vyobrazen model použitých zubových čerpadel, ve kterých je pohon absolutně oddělen od pracovní komory a přenos momentu zajišťuje magnetická spojka. Pro dva případy použití čerpadel (čerpadlo chudého roztoku a recirkulační čerpadlo) byl použit jednotný typ. Maximální průtok těchto čerpadel je 2,5 l/min pro referenčních 3000 otáček za minutu, maximální tlak 10 bar a nátoková výška 1 m. Čerpadlo bohatého roztoku se liší pouze ve velikosti maximálního průtoku, který činí 1 l/min pro stejné referenční otáčky. Teplota média by měla být do 100°C a teplota okolí je dána rozsahem -10°C až 50°C, což znemožňuje venkovní experimentální provoz APC v zimě. Přípojnými body vstupu a výstupu čerpadla jsou díry s vnitřními G 1/8" závitů.

3.3 Dimenzování a konstrukční návrh

Primární návrh rozložení komponent vycházel z okrajových podmínek dispozic experimentálního stanoviště, logiky systému, PFD schématu a přidružených fyzikálních vlastností, které by při nevhodném konstrukčním návrhu výrazně pozměnily chování jednotky

vůči teoretickému stavu. Pro základní rozvržení komponent i pro následné dimenzování a detailování byly zohledněny tyto faktory:

- konstrukce – funkční, snadno vyrobitelná, životnost, stabilita, přístup ke kritickým bodům experimentálních uzlů a zástavba daného prostoru
- energetického charakteru – chování generované páry před vstupem do turbíny, chování turbíny
- procesního charakteru – zabývající se chováním aparátů, potrubí a přidružených komponent v rámci celého zařízení, jeho životnosti, funkčnosti a obsluze a servisních zásahů
- logiky řízení – měření a regulace
- ekonomické – cena a rychlost dodání navržených komponent, zhodnocení náročnosti kompletace zařízení

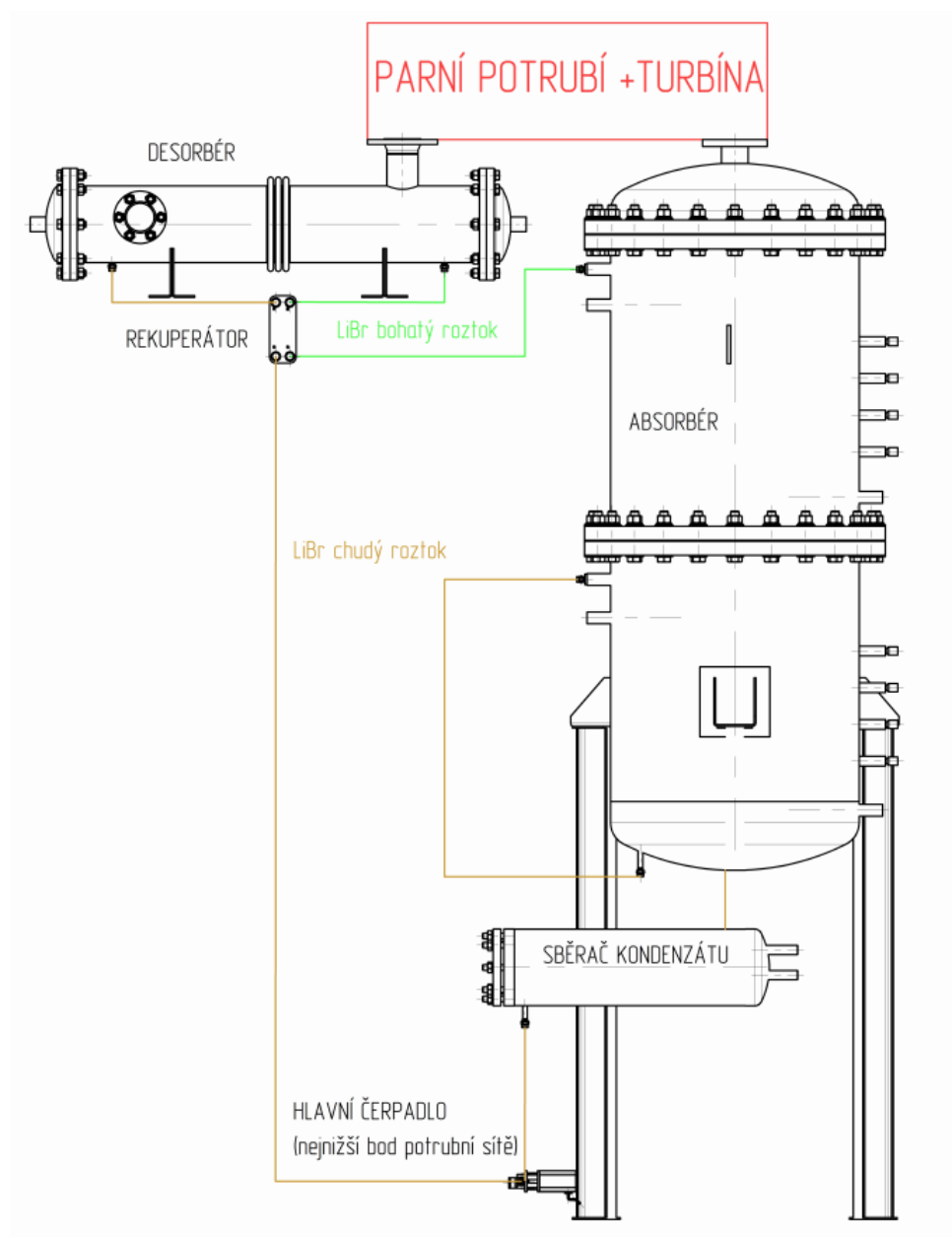
Vzhledem k dispozicím prostor Univerzitního centra energeticky efektivních budov bylo jedinou možnou variantou instalace APC jednotky vně budovy s požadavkem zachování malých rozměrů a to jak půdorysu, tak výšky kvůli případnému stínění solárních stěnových kolektorů. Omezením stavebního charakteru byla nemožnost v zatrávněném prostoru zapustit jakýkoliv element do země, tedy nutnost zajistit demontovatelnost a relativně jednoduchý transport a instalaci bez výkopových a betonářských prací. Vylití betonových patek jako montážních bodů konstrukce k zajištění stability a bezpečnosti bylo nahrazeno vhodným návrhem stabilní konstrukce posazené na betonových dlaždicích na geotextilii zajištěné pouze vlastní vahou.

Při návrzích prostorového uspořádání množiny objektů je vhodné postupovat od prostorově nejvýraznějších položek, případně klíčových uzlů zařízení a pokračovat v implementaci dalších aparátů a zařízení v logickém sledu dle jejich funkce. V případě zařízení APC je dominantním aparátem absorber. Výška absorberu resp. vrchní příruba pro připojení emisního parního potrubí byla dána třemi stojnami, jejichž délkový rozměr byl výsledkem uspořádání absorberu a sběrače kondenzátu, požadavku čerpadla na nátokovou výšku 1 m a manipulačním prostorem pod kulovými kohouty v nejnižším bodě potrubní sítě.

Desorbér jakožto druhý nejobjemnější aparát, který je navíc funkčně úzce spojen parním potrubím s absorberem, byl svou výstupní přírubou umístěn do výškové úrovně vstupní příruby absorberu. Touto pozicí bude zajištěna optimální délka parního potrubí s mikroturbínou.

Rekuperátor energie je vhodné instalovat v blízkosti desorbéru tak, aby potrubí na vstupu a výstupu z desorbéru bylo co nejkratší a bohatý roztok tak mohl předat velké množství tepla chudému roztoku.

S těmito parametry bylo vytvořeno základní schéma uspořádání, viz obrázek 31, na základě kteréhož byl v programu T-Flex zhotoven 3D model zařízení s potrubními sítěmi a všemi regulačními prvky průtoků média, konstrukcí a opláštěním. Z tohoto modelu byla též vytvořena výkresová dokumentace pro výrobu konstrukce a potrubí a sestavné výkresy pro montáž v rámci UCEEB.



Obr. 31. Základní schéma modelového aparátového uspořádání

3.3.1 Nosná konstrukce s opláštěním

Na základě rozvržení základních komponent, viz obrázek 31, a omezujících podmínek definovaných na začátku kapitoly 3.3 byla navržena montovaná konstrukce z obyčejné, zaručeně svařitelné konstrukční oceli S235 s žárově zinkovou povrchovou úpravou, která by měla vyhovovat venkovním podmínkám. Základnu konstrukce tvoří U profily, na které byl posazen absorbér před finálním opláštěním stanoviště tak, aby došlo ke zvýšení váhy celé konstrukce a ke snížení těžiště. Konstrukce kvůli vhodnému přístupu, prostoru pro doplňkové zařízení a případným servisním zásahům obsahuje patro, ze kterého je možno provádět prakticky veškeré úkony spojené s obsluhou, provozem a sběrem dat jednotky APC.

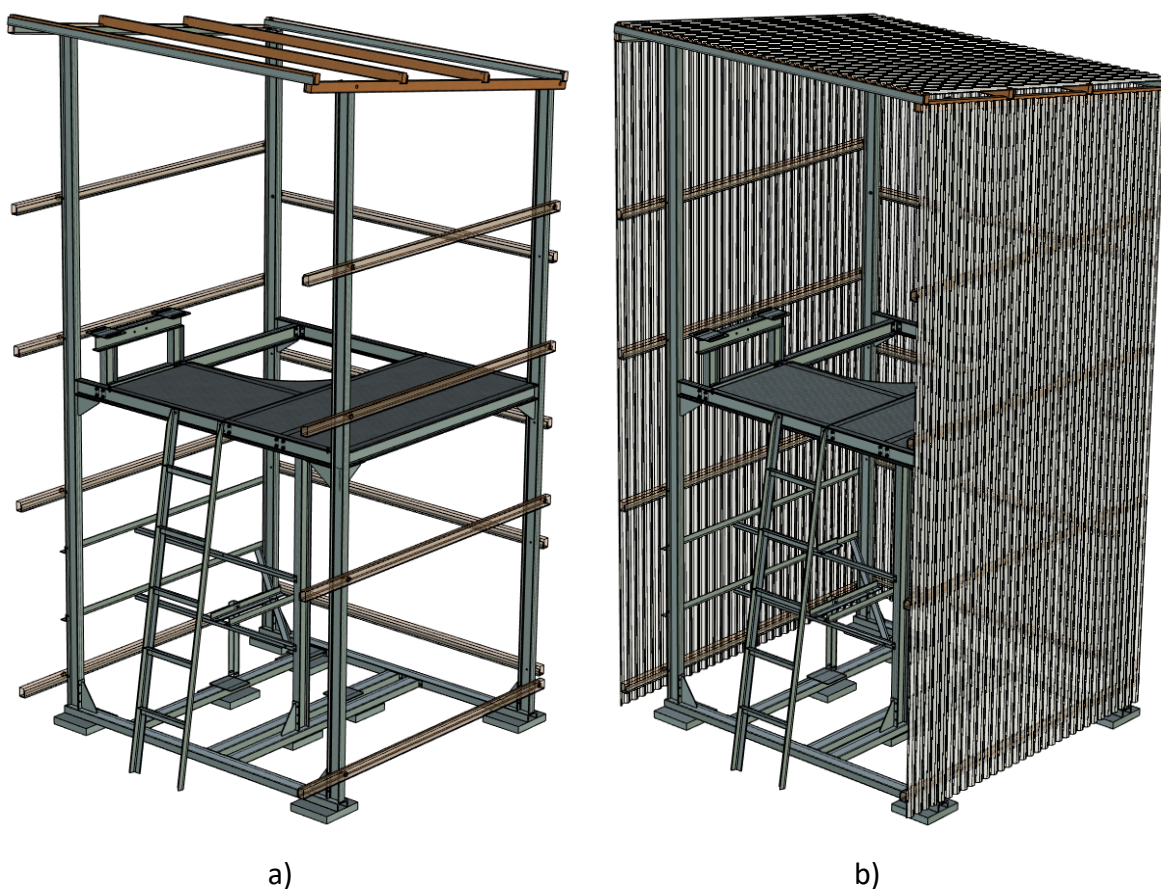
Volba krytiny stěn a střechy byla z důvodu co možná nejjednodušší montáže a maximalizace prosvětlení experimentálního stanoviště určena jako čirý polykarbonátový trapézový plech GUTTA. Na základě doporučených kritérií výrobcem pro montáž plechů byla definována vnější část konstrukce:

- rozteče ocelových L profilů nesoucí montážní dřevěné latě
- velikosti stěn kvůli ekonomice využití polykarbonátových plechů – minimalizovat odpad
- sklon střechy určený diferencí výšky předních a zadních ocelových stojných profilů

Přístupová stěna byla ponechána nezakrytovaná a to z několika důvodů:

- přístupnost k zařízení
- lepší výměna vzduchu
- přívody a vývody silových a datových kabelů, topné vody a její zpátečky, chladicího okruhu
- Administrativně není experimentální stand klasifikován jako stavba
- Blízkost budovy brání nárazovému větru působit z této strany

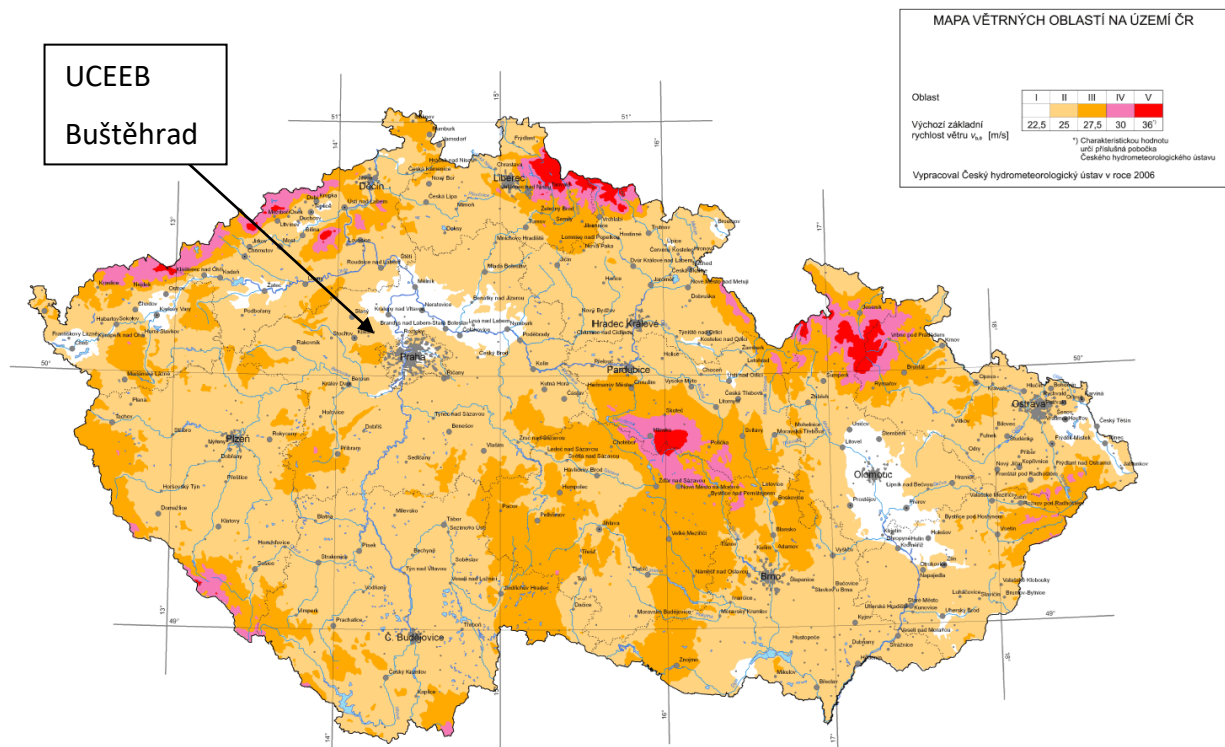
Celková vizualizace konstrukce a opláštění je vidět na obrázku 32, detailněji popsána pak v příloze 2 na sestavném výkrese APC-KO-S00. Zabezpečovací prvky – zábradlí byly instalovány dodatečně po sestavení celého zařízení, tedy po finální podobě vedení hadic pro topné médium.



Obr. 32. Konstrukce a) bez opláštění b) s opláštěním

Jelikož z technologické sekce byl na konstrukci bez opláštění a bez středních střešních L profilů jako první instalován za pomoci jeřábu absorbér, přípojné body a uložení ostatních komponent byly koncipovány s požadavkem na prostorovou stavitelnost vůči teoretické pozici absorbéru, se kterým již při sestavování a propojování zbývajících komponent není možno bez použití techniky hýbat.

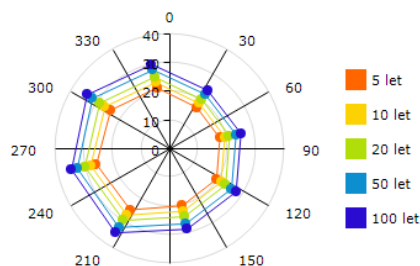
Konstrukce byla navržena tak, aby pro danou větrnou oblast a její extrémní nárazy byla stabilní a aby podlaha prvního patra byla schopna bezpečně během provozu nést až pět osob. Kontrolním výpočtem podle normy ČSN EN 1991-1-4 na namáhání větrem byla potvrzena stabilita. Přestože na obrázku 33 je lokace instalace pilotní jednotky (Buštěhrad) zasazena do oblasti II s přiřazenou základní rychlostí větru $v_{b0} = 25 \text{ ms}^{-1}$, byla kvůli často opakovaným extrémům, viz přehledová tabulka, případně její grafická podoba ve formě větrné růžice na obrázku 34, zvolena hodnota $v_b = 30 \text{ ms}^{-1}$.



Obr. 33. Mapa větrných oblastí na území České republiky [28]

Zem. šířka: 50°9'16.675"N
Zem. délka: 14°11'27.233"E

směr / doba opakování	5 let	10 let	20 let	50 let	100 let
11.25° - 56.25°	17.22	18.86	20.49	22.66	24.30
56.25° - 101.25°	17.87	19.62	21.36	23.67	25.42
101.25° - 146.25°	19.48	21.36	23.25	25.74	27.63
146.25° - 191.25°	20.40	22.34	24.27	26.82	28.76
191.25° - 236.25°	25.47	27.68	29.89	32.81	35.03
236.25° - 281.25°	26.27	28.34	30.40	33.12	35.18
281.25° - 326.25°	24.73	27.00	29.28	32.28	34.56
326.25° - 11.25°	21.76	23.68	25.60	28.14	30.07
všechny směry	29.15	31.45	33.66	36.53	38.69



Obr. 34. Přehled extrémních rychlostí nárazového větru [27]

Pro výpočet nejhoršího možného případu pro ztrátu stability byl uvažován extrémní vítr působící kolmo na boční zešikmenou stěnu. Stěna byla převedena na obdélníkový profil o šířce

$b = 2,48 \text{ m}$ a střední výšce $h = 4,655 \text{ m}$ (plocha $A_{ref} = 11,54 \text{ m}^2$). Charakteristická střední rychlost větru $v_{m(z)}$ ve výšce nad terénem je určena vzorcem (20), kde $c_{0(z)}$ je součinitel horopisu, který byl pro danou oblast zvolen 1 a $c_{r(z)}$ značí součinitel drsnosti terénu ze vzorce (21), kde $z = 4,827 \text{ m}$ je výpočtová výška objektu v nejvyšším bodě a parametry drsnosti terénu pro objekt $z_0 = 0,3 \text{ m}$ společně s referenčním parametrem pro oblast (II) $z_{0II} = 0,05 \text{ m}$ jsou hodnotami z přiřazené kategorie terénu (III). Po provedení výpočtu je charakteristická rychlost větru $v_{m(z)} = 21,5 \text{ ms}^{-1}$.

$$v_{m(z)} = c_{r(z)} c_{0(z)} v_b \quad (20)$$

$$c_{r(z)} = k_r \cdot \ln\left(\frac{z}{z_0}\right) = 0,19 \cdot \left(\frac{z_0}{z_{0II}}\right)^{0,07} \cdot \ln\left(\frac{z}{z_0}\right) \quad (21)$$

Maximální dynamický tlak $q_{p(z)}$ je určen rovnicí (22), kde q_b dle rovnice (23) s parametry rychlosti větru $v_b = 30 \text{ ms}^{-1}$, jeho hustoty $\rho = 1,25 \text{ kgm}^{-3}$ a pro kategorii terénu (III) součinitelem expozice $c_{e(z)} = 1,25$.

$$q_{p(z)} = c_{e(z)} \cdot q_b \quad (22)$$

$$q_b = \frac{1}{2} \rho v_b^2 \quad (23)$$

Vnější síla větru F_v je vypočtena rovnicí (24). Parametry velikosti konstrukce c_s a dynamického součinitele c_d jsou rovny 1, jelikož stavba nepřesahuje 15 m. Tlak větru působící na vnější povrchy w_e je určen z rovnice (25), kde součinitel vnějšího tlaku $c_{pe,10} = 0,8$ zohledňuje velkou zatěžovací plochu A_{ref} konstrukce.

$$F_v = c_s \cdot c_d \cdot w_e \cdot A_{ref} \quad (24)$$

$$w_e = q_p \cdot c_{pe,10} \quad (25)$$

Celková rovnice (26) obsahuje dosazení všech hodnot a výslednou sílu větru na boční stěnu. Tato síla je následně použita v rovnici (27) ve svém působišti poloviční výšky referenční obdélníkové plochy $h/2$ pro výpočet momentu převrácení M_k .

$$F_v = c_s \cdot c_d \cdot c_{e(z)} \cdot \frac{1}{2} \rho v_b^2 \cdot c_{pe,10} \cdot A_{ref} = 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,25 \cdot 30^2 \cdot 0,8 \cdot 11,54 \doteq \underline{\underline{6\,491}} [N] \quad (26)$$

$$M_k = F_v \cdot \frac{h}{2} = 6\,491 \cdot \frac{4,655}{2} \doteq \underline{\underline{15\,108}} [Nm] \quad (27)$$

Stabilitní moment konstrukce M_s a jeho korigovaná úprava M'_s vypočtený z rovnic (28) a (29) musí být větší než moment potřebný k převrácení konstrukce. Veličina F_g udává velikost gravitační síly nezátížené konstrukce, a_1 vzdálenost těžiště v kolmici na klopnou hranu konstrukce.

$$M_s = F_g \cdot a_1 = 744 \cdot 9,81 \cdot 1,2 \doteq \underline{\underline{8\,758}} [Nm] < M_k = 15\,108 [Nm] - \text{nesplňuje} \quad (28)$$

Jelikož je z rovnice (28) zřejmé, že samotná konstrukce nesplňuje stabilitní podmínku pro dané větrné zatížení, byla zavedena korigovaná gravitační síla F'_g . Ta zohledňuje celkové zatížení konstrukce technologií (nutnost přepočítat vzdálenost těžiště a_2 celého zařízení v kolmici na klopnou hranu), čímž je dle rovnice (29) splněno kritérium stability pro zatížení větrem.

$$M'_s = F'_g \cdot a_2 = 1908 \cdot 9,81 \cdot 0,89 \doteq \underline{\underline{16\,659}} [Nm] < M_k = 15\,108 [Nm] - \text{splňuje} \quad (29)$$

Po výpočtu stability konstrukce a větrného zatížení bylo možné provést MKP analýzu v programu Autodesk Inventor 2019 a zkontrolovat tím vhodnost zvolených typů profilů, jejich délku a umístění, velikosti výztužných žeber a celkovou tuhost konstrukce, viz obrázek 35. Program T-Flex 14, ve kterém bylo celé zařízení modelováno, neobsahuje příliš vhodný řešitel pevnostních analýz pro takto složité konstrukce, jelikož v něm nelze definovat dotyky součástí a sestava musí být převedena na jeden celkový jednoduchý „solid“. Materiál konstrukce byl definován typem ocele S235 a s materiálem spojenou volbou meze kluzu v tahu pro výpočet bezpečnosti. Zemním patkám byl přiřazen materiál obecného nevyztuženého betonu, a jelikož se jedná o křehký materiál, je součinitel bezpečnosti pro tyto elementy brán z meze pevnosti v tahu. Pevné vazby se pro statický model nachází pod osmi betonovými patkami.

Simultánními zatěžovacími stavy byly tyto síly:

A – boční vítr (5 x 1 300 N)

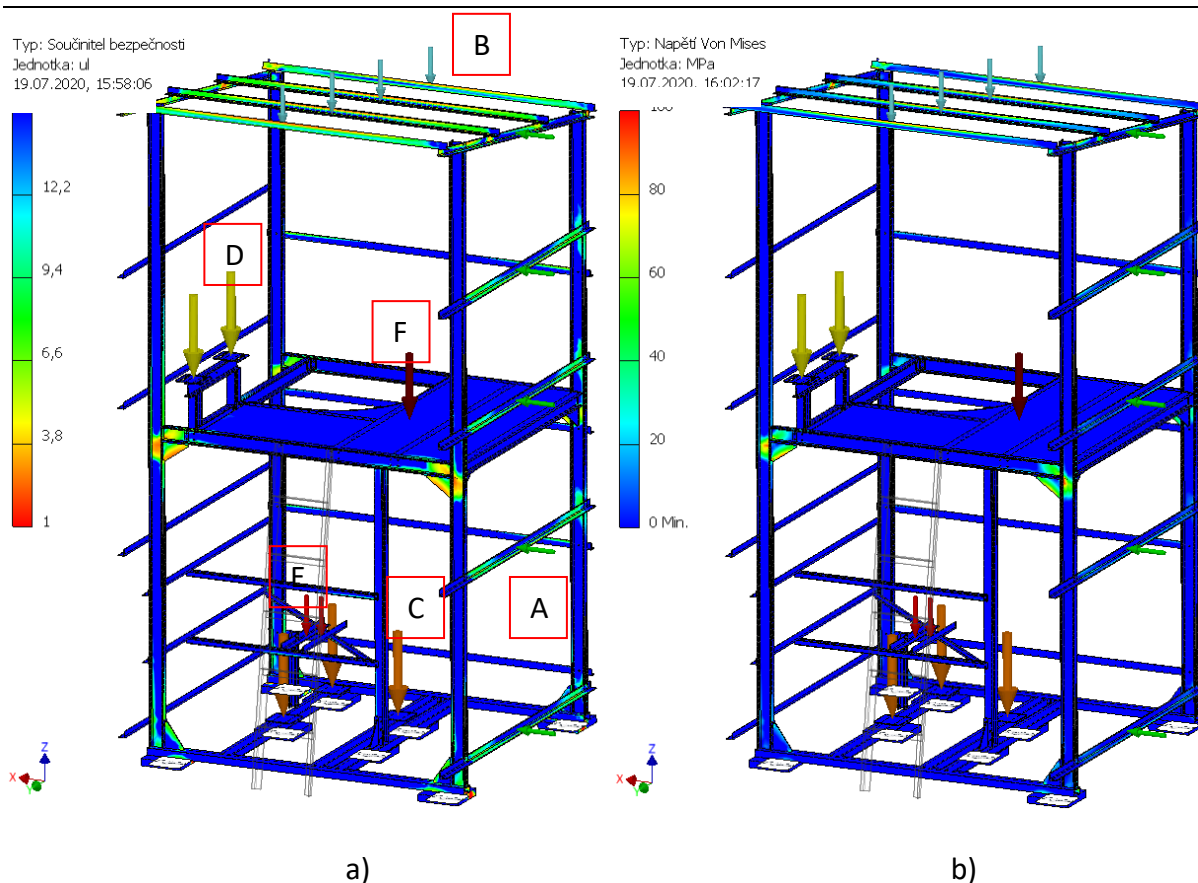
D – desorbér s médiem (2 x 1 000 N)

B – sníh (4 x 1 000 N)

E – sběrač kondenzátu s médiem (2 x 250 N)

C – absorbér s potrubím (3 x 6 600 N)

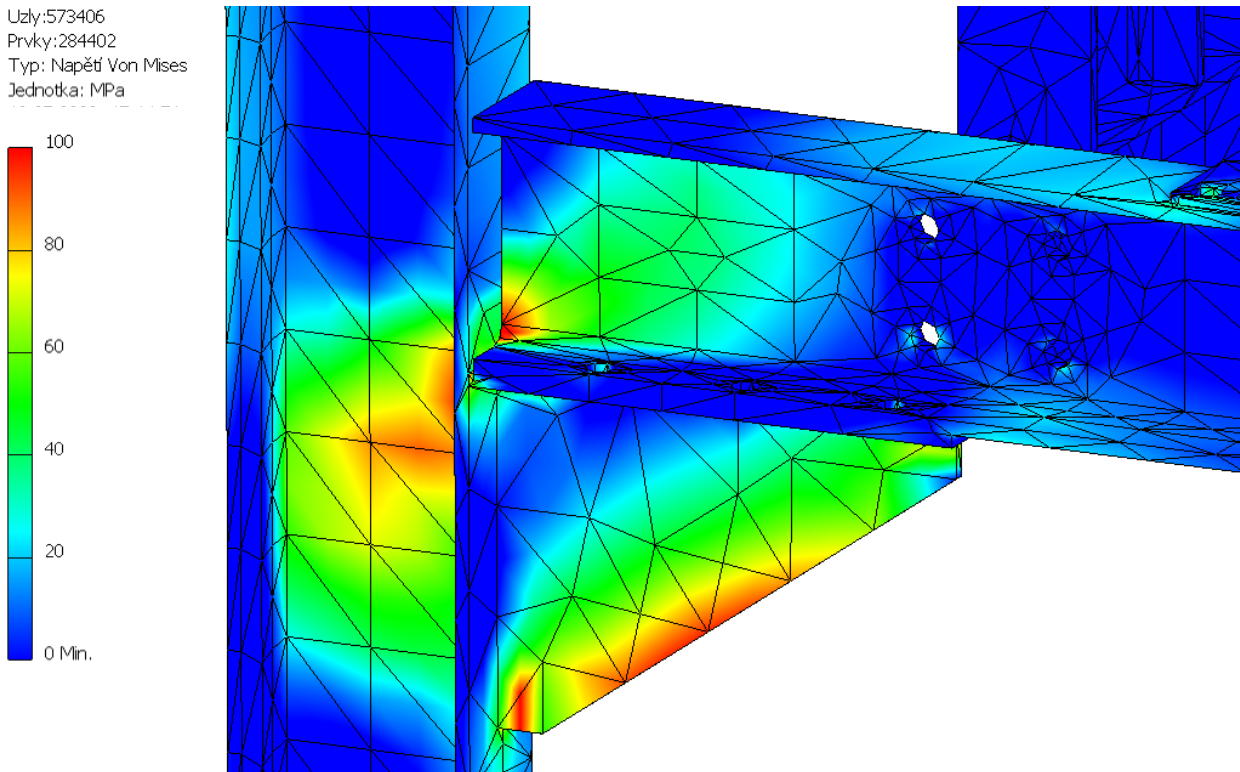
F – ekvivalentní zátěž pěti osob (5 000 N)



Obr. 35. MKP analýza konstrukce, vizualizace a) součinitele bezpečnosti b) napětí

Software Autodesk Inventor defaultně používá k vytvoření sítě Tet4, takzvané čtyřuzlové lineární tetrahedronové elementy, které se obecně rozšířeně používají na složité geometrie, viz obrázek 36, kde program automaticky vyhodnotil velikost prvků. Nevýhodou těchto elementů (oproti např. Hex8 – osmiuzlový lineární hexahedron vhodný pro tělesa typu „solid“) je jejich variabilní kvalita a zešikmení, což v konečném důsledku činí výpočet méně přesným. Program taktéž nevyhodnocuje kritérium ortogonality ani vyhodnocení kvality sítě dle zešikmení elementů, jinými slovy kvantifikace kvality sítě neexistuje a záleží tak více na zkušenostech s vyhodnocováním sítě a zvážením míry reálnosti finálních výsledků. Pro účely zhodnocení stavu konstrukce byly tyto výsledky považovány za dostačující.

Při zkoumání napjatosti nejvíce namáhaných uzlů byly vyřazeny hodnoty jasně neodpovídající skutečnosti, které byly vytvořeny neoptimální sítí v důsledku zaoblení profilů a nízké tloušťky stěn. Napětí v nejkritičtějších místech (styk překladových střešních L-profilů a žebra pod čelním horizontálním I-profilem) při kombinaci všech limitních stavů nepřesahuje 100 MPa a je tak zaručena minimální bezpečnost 2,5. Výsledná výkresová dokumentace je obsažena v příloze 5.



Obr. 36. Detail sítě v namáhaném uzlu horizontálního uchycení I-profilu

3.3.2 Potrubní síť

Při návrhu potrubní sítě bylo nutné vycházet z okrajových podmínek a zásad konstrukce:

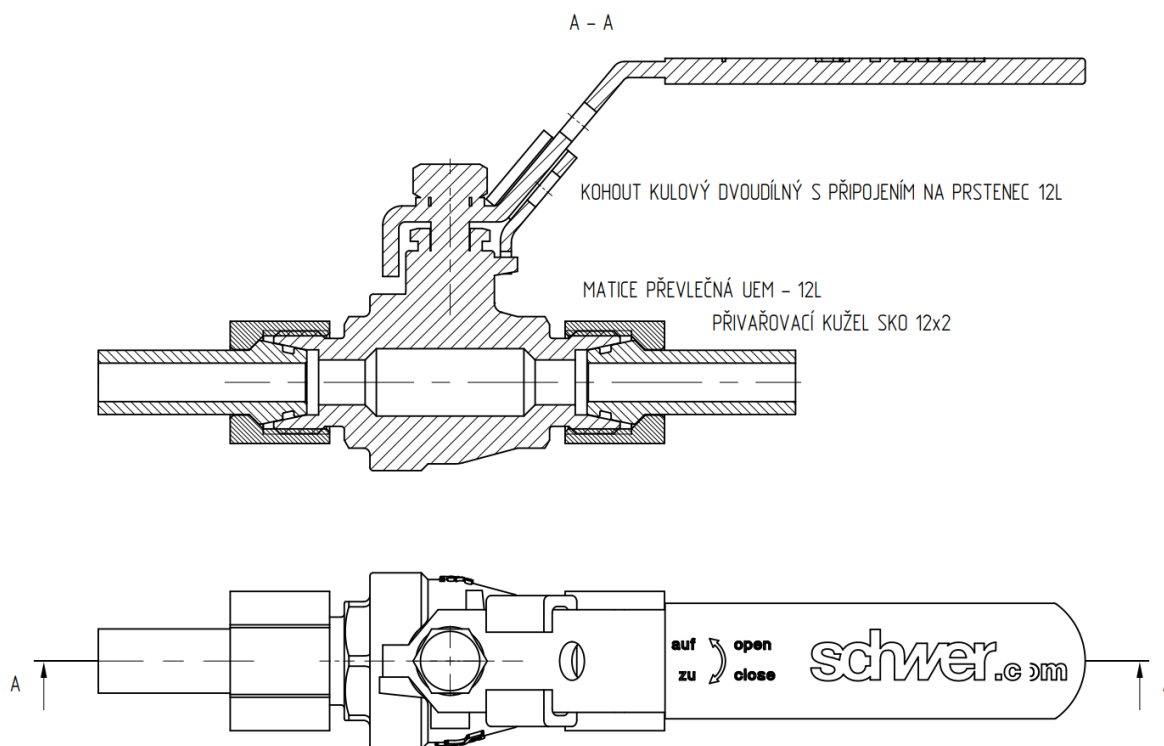
- Výpočtové průměry potrubí pro dané úseky DN6, DN8, DN10, DN65, DN80
- Vlastnosti média LiBr / vodní pára (rychlost proudění, teplota, chemické vlastnosti)
- Smontovatelnost při jakékoliv konfiguraci v rámci geometrických obvodů – pružné členy
- Smontovatelnost obecně – protáčeující se příruby a převlečné matice šroubení
- Dostupnost šroubení, kohoutů a fitinek
- Zaručení těsnosti spojů pro provozní teploty a velmi nízké tlaky
- Životnost a korozní odolnost potrubí
- Prostor pro izolaci
- Prostor pro montáž a manipulaci
- Vyrobitelnost potrubních celků, prostor pro svařování

Pro veškeré potrubí byl zvolen jednotný materiál a to nejdostupnější korozivzdorná ocel 1.4301 (ČSN 17 240, AISI 304), která je velmi dobře svařitelná a sortiment tohoto druhu oceli je

značný. Ocel tohoto typu je dobře odolná proti mezikrystalové korozi i za zvýšených teplot a je tedy vhodná pro potrubí v chemickém a energetickém průmyslu, stejně tak v systémech vyžadujících čistotu. V kombinaci s LiBr je ale nutné zamezit styku média se vzduchem.

K zajištění smontovatelnosti mezi přípojnými body komponent a kompenzaci teplotních roztažností byly použity místo pevných kolen navařovací vlnocové hadice v délkách zvolených dle výrobce v příslušném nominálním průměru. Avšak v řadě případů byly délky hadic optimalizovány – zvětšeny tak, aby nebylo zapotřebí většího množství svarů a nevnášelo se tak do potrubí více vnitřního pnutí a potenciálně nebezpečných míst než je nutné.

Těsnost spojů byla řešena ze zkušenosti s těsněním potrubních spojů menších průměrů (DN6, DN8, DN10) pomocí kuželových šroubení na veškerých pozicích, kde to přípojná místa dovozovala. Příklad takového spojení lze vidět na obrázku 37. Výhody tohoto spojení spočívají v těsnosti, ustavení, v montáži a oproti těsnění na plochu i menší velikosti těsnění. Kuželové plochy středí pozici dílů vůči sobě a dotahováním převlečné matice se přivařovací kužel zasouvá do kuželové díry, kde styk kuželových ploch zajišťuje deformaci těsnicího elementu – O kroužku, který v pevném sevření zajišťuje výbornou těsnost. Díky protáčejíci se převlečné matici je možné přivést potrubí k pevnému přípojnému bodu a potrubí rovnou v pozici smontovat.



Obr. 37. Kuželové spojení kulového kohoutu (model kohoutu převzat pro účely výkresu od firmy Schwer)

Připojovací body bez možnosti aplikace kuželových šroubení (např. rekuperátor SWEP a průtokoměry) bylo nutné vyřešit pomocí připojovacích šroubení s typem závitu G. Těsnost těchto spojů je v závislosti od zvoleného typu a délky závitu možná jako těsnicí kontakt plocha na plochu s mezikusem plochého těsnění, případně těsnění závitem s přídavkem těsnicí teflonové šňůry.

Parní potrubí se svým nominálním průměrem DN65 a DN80 bylo nutné připojovat pomocí přírub dle EN 1092-1 a těsnit plochým těsněním. Jelikož příruby absorbéru a desorbéru jsou navařeny pevně, byl návrh potrubí postaven na navaření límců a točivých přírub na každém nestavitelném přípojném bodu, čímž bude zaručena smontovatelnost i při nedodržení montážního úhlu ustavení. Kulové kohouty pro potrubí o velkém nominálním průměru byly dodány firmou COREX Pardubice s.r.o. [12]. Pro logiku uspořádání potrubí byl výchozím stavem návrh vertikálního ustavení turbíny a to z hlediska nejen rovnoměrnějšího namáhání rotačních i statických částí mikroturbíny, ale i vedení admisního potrubí, které svou metr vysokou vertikální částí působí jako odlučovač kapek unášených parou. Tato konfigurace je velmi důležitá, jelikož za provozu by kapky mohly představovat nebezpečí pro chod a životnost sestavy turbogenerátoru.

Výpočet potrubí

Normalizované prvky jako jsou příruby, kulové kohouty, vlnovcové hadice, mufny a šroubení mají vždy uvedenu hodnotu nominálního tlaku, která značí, že díl je navržen na pracovní přetlak, jehož velikost udává číslo bezprostředně za PN (pro PN16 je pracovní přetlak 16 bar) a do výpočtu nebyly tyto prvky zahrnuty. Potrubí sice pro provoz čelí pouze jednotkám kPa, nicméně zkouška těsnosti byla určena jako zkouška vnitřním přetlakem tak, aby detekční kapalina byla schopna vytvořit v místech případných netěsností bublinu a tím přesně identifikovat místo netěsnost spoje.

Pro návrh byl uvažován absolutní podtlak v potrubí a okolní atmosféra působící jako vnější zatěžovací tlak. Úseky potrubí tedy lze definovat pro potřeby výpočtu jako válcové nádoby zatížené vnějším přetlakem 0,1MPa, které je možné dimenzovat na základě normy EN 13445-3. Jelikož v normě není řečeno, jak probíhá odhad analyzované tloušťky stěny e_a , byl nejprve pro přiblížení proveden výpočet a volba tloušťky stěny při dimenzování na zkušební přetlak pro testy těsnosti dle stejné normy EN 13445-3 pro všechny použité průměry přímého potrubí dle

vzorce (31), kolen na vnitřní straně dle vzorce (32) a na vnější straně dle vzorce (33). Evropská norma EN 13445-3 vztahující se k potrubním celkům a jejich částí, udává veškeré potřebné informace a pravidla návrhu potrubních sítí. Jelikož se dle EN 13445-3 za tlakové nádoby potrubí nepovažuje, nemusí se uvedení do provozu schvalovat příslušným orgánem, ale výpočet pro válcové skořepiny proveden být musí. Geometricky stejná nebo podobná potrubí pracují při jiných teplotách a tlacích, ale tyto veličiny budou pro zjednodušení unifikovány na nejhorší možnou kombinaci. Součinitel svarového spoje byl volen $z=0,7$, čímž odpadá nutnost krom vizuální kontroly provádět další NDT (nedestruktivní testování) zkoušky a zvyšovat tím náklady a čas dodání. Značení ve vzorcích (31), (32) a (33) je popsáno v tabulce 5, stejně tak vypočtené hodnoty.

$$e = \frac{P \cdot D_e}{2f \cdot z + P} \quad (31)$$

$$e_{\text{int}} = e \frac{(R/D_e) - 0,25}{(R/D_e) - 0,5} \quad (32)$$

$$e_{\text{ext}} = e \frac{(R/D_e) + 0,25}{(R/D_e) + 0,5} \quad (33)$$

Tab. 5. Přehled dimenzovaných tlouštěk stěn přímých trubek a kolen pro vnitřní přetlak dle EN 13445-3

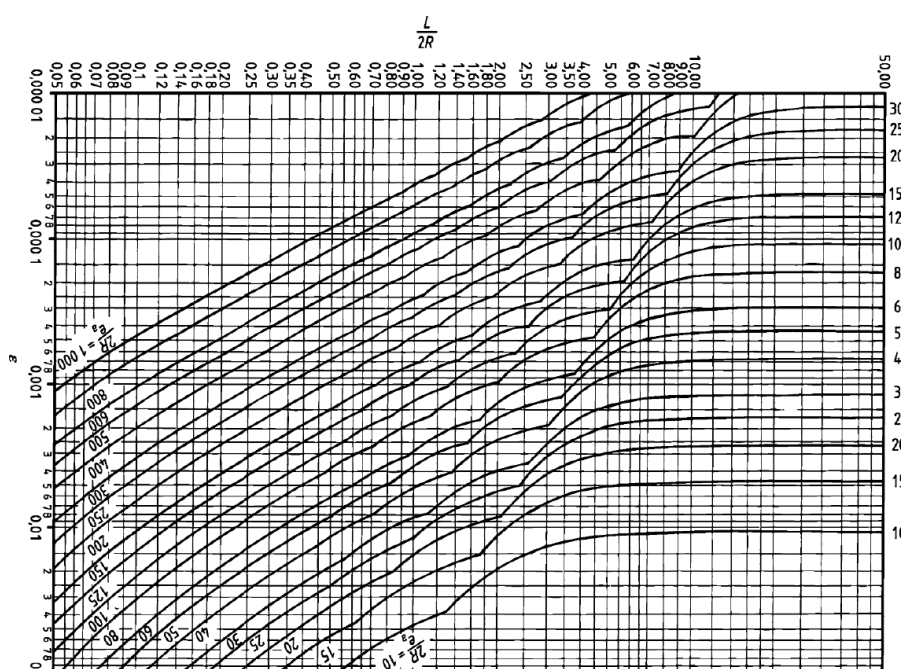
Materiál 1.4301	Veličina	Jednotka	DN6	DN8	DN10	DN65	DN80
Vnější průměr skořepiny	D_e	mm	10	12	14	76,1	88,9
Poloměr ohybu	R	mm	-	-	-	-	133,5
Provozní teplota svarového spoje	T	°C	80	80	80	80	80
Vnitřní tlak	p_c	MPa	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Mez kluzu při 20°C [13]	$f_{(20^\circ\text{C})}$	MPa	210	210	210	210	210
Smluvní mez kluzu při 100°C [13]	$f_{(100^\circ\text{C})}$	MPa	157	157	157	157	157
Součinitel svarového spoje	z	-	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Součinitel bezpečnosti	k	-	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Přímá část							
Požadovaná tloušťka stěny	e	mm	0,017	0,02	0,024	0,13	0,151
Oblouk							
Minimální tloušťka stěny	e_{int}	mm	-	-	-	-	0,189
Minimální tloušťka stěny	e_{ext}	mm	-	-	-	-	0,133

Korozní přídavek na stěnu	c	mm	1	1	1	1	1
Minimální tloušťka stěny	e_{min}	mm	1,017	1,02	1,024	1,13	1,189
Jmenovitá tloušťka stěny	e_n	mm	1,95	1,95	1,95	1,95	1,95

Na základě výsledků dimenzování trubek byla z tabulky 5 zvolená katalogová tloušťka stěn potrubí 2 mm obsahující korozní přídavek, přídavek na možné zeslabení během výrobního procesu a taktéž dostatečná při uvažování bezpečnosti 1,5 v kontrolním výpočtu. Výpočtová hodnota 1,95 mm jako síla stěny e_a bude použita při dimenzování trubek na vnější přetlak podle EN 13445-3 stejně tak bude použita pro certifikaci WPQR. Pro tuto hodnotu byl z rovnice (34) určen tlak P_y , při kterém je dosaženo meze kluzu σ_e pro střední obvodové napětí. Veličina R reprezentuje střední poloměr trubky.

$$P_y = \frac{\sigma_e \cdot e_a}{R} \tag{34}$$

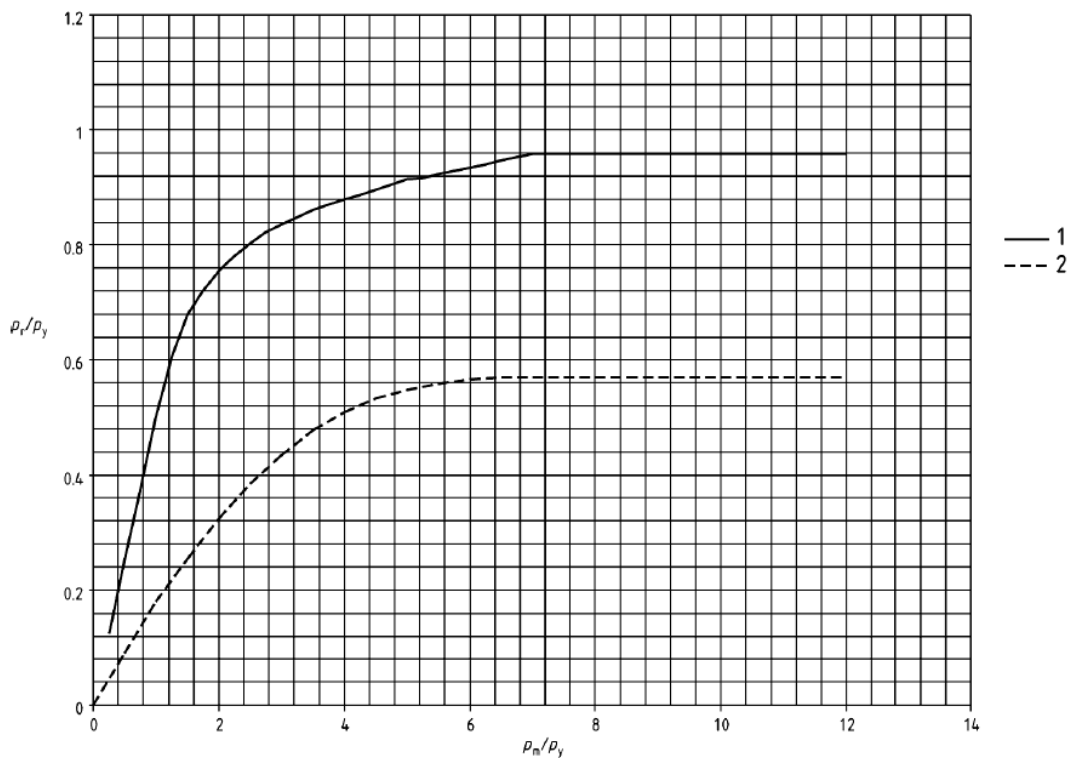
Dalším krokem se určil teoretický tlak P_m při elastické ztrátě stability skořepiny ze vztahu (36) ve kterém figuruje modul pružnosti v tahu E při dané teplotě, síla stěny e_a , střední poloměr trubky R a koeficient ε . Ten je možné určit z obrázku 38 při znalosti poměru $2R/e_a$ a $L/2R$, kde L značí délku válce, případně ho lze vypočítat ze vzorce (35), kde n_{cyl} je celočíselná hodnota značící počet obvodových vln u nevyztužené části válcového pláště.



Obr. 38. Graf pro určení koeficientu ε dle normy EN 13445-3

$$\varepsilon = \frac{1}{n_{cyl}^2 - 1 + \frac{\left(\frac{\pi R}{L}\right)^2}{2}} \left\{ \frac{1}{\left(\frac{n_{cyl}^2}{\left(\frac{\pi R}{L}\right)^2} + 1\right)^2} + \frac{e_a^2}{12R^2(1-\nu^2)} \left(n_{cyl}^2 - 1 + \left(\frac{\pi R}{L}\right)^2 \right)^2 \right\} \quad (35)$$

$$P_m = \frac{E \cdot e_a \cdot \varepsilon}{R} \quad (36)$$



Legenda

1 – Válcové a kuželové pláště

P_m/P_y	0	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50
P_r/P_y	0	0,125	0,251	0,375	0,500	0,605	0,680	0,720	0,755	0,780	0,803	0,822	0,836	0,849	0,861

P_m/P_y		3,75	4,00	4,25	4,50	4,75	5,00	5,25	5,50	5,75	6,00	6,25	6,50	6,75	$\geq 7,00$
P_r/P_y		0,870	0,879	0,887	0,896	0,905	0,914	0,917	0,923	0,929	0,935	0,941	0,947	0,953	0,959

2 – Kulové pláště a klenutá dna

P_m/P_y	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	$\geq 6,5$
P_r/P_y	0	0,090	0,180	0,255	0,324	0,386	0,435	0,479	0,510	0,533	0,548	0,565	0,560	0,570

Obr. 39. Hodnoty P_r/P_y jako funkce P_m/P_y dle normy EN 13445-3

Z diagramu 39 byla určena pro poměr P_m/P_y hodnota P_r/P_y , ze které lze dojít k teoretickému maximálnímu dovolenému přetlaku P_r , který byl následně ponížěn součinitelem bezpečnosti pro konstrukční provozní podmínky $S = 1,5 [-]$. Vstupní a výsledné hodnoty pro dimenzované potrubí z nerezové oceli 1.4301 lze vidět v tabulce 6. Z posledního řádku této tabulky je patrné, že poměr P_r/S nabývá větších hodnot než 0,1 MPa, tudíž zvolená tloušťka stěny pevnostně vyhovuje. Z výpočtového modelu je evidentní, že pro zmenšující se délky potrubí při zachování zbývajících parametrů bude vzrůstat i jejich odolnost proti deformaci, proto pro každý typ potrubí byla volena jejich maximální výpočtová délka jakožto nejkritičtější úsek. V případě zachování všech parametrů kromě průměru potrubí lze pozorovat při zvýšení průměru snížení tuhosti.

Tab. 6. Výpočtové hodnoty potrubí podle EN 13445-3

Veličina	Jednotka	DN6	DN8	DN10	DN65	DN80
e_a	mm	1,95	1,95	1,95	1,95	1,95
$\sigma_{e(100^\circ C)}^{austenitcka}$	MPa	125,6	125,6	125,6	125,6	125,6
S	$[-]$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$E_{(100^\circ C)}$	MPa	194 000	194 000	194 000	194 000	194 000
R	mm	4,025	5,025	6,025	37,075	43,475
L_{max}	mm	1855	350	127	390	997
$L/2R$	$[-]$	230,43	34,83	10,54	5,26	11,47
$2R/e_a$	$[-]$	4,13	5,15	6,18	38,03	44,59
P_y	MPa	60,85	48,74	40,65	6,61	5,63
ε	$[-]$	0,00035	0,003	0,0025	0,001	0,0056
P_m	MPa	32,9	225,85	156,97	10,2	4,87
P_m/P_y	$[-]$	0,54	4,63	3,86	1,54	0,86
P_r/P_y	$[-]$	0,267	0,901	0,875	0,689	0,457
P_r	MPa	16,25	43,92	35,57	4,55	2,57
P_r/S	MPa	10,83	29,28	23,71	3,03	1,72

Přestože by stěny potrubí mohly být menších tlouštěk, bylo zapotřebí nahlížet nejen na výpočet, ale i na technologii výroby, zejména svařitelnost a dodání WPS (Welding procedure specification – specifikace svařovacího postupu) pro daný typ svarových dvojic a dostupnost nerezových trubek.

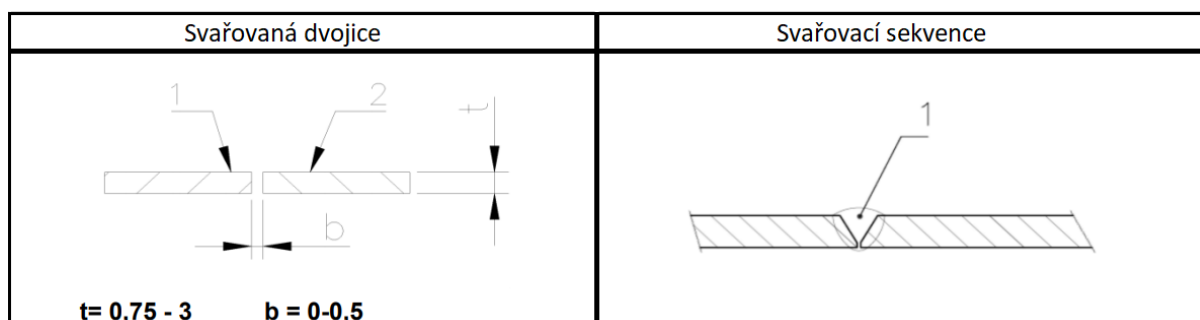
Výrobní výkresy potrubí, viz příloha 3, byly zadány firmě zabývající se výrobou vlnovcových kompenzátorů a potrubí [11]. Firma dodala potrubí s protokolem o kvalifikaci postupu svařování WPQR, stejně tak doložila specifikaci kvalifikovaného postupu svařování WPS s polohami svařování dle ČSN EN ISO 6947. Jelikož vlnovcové hadice končí vždy navařovacím kroužkem, je potřeba vyžadovat příslušné WPQR pro svařování vlnovcových hadic a potrubí dle ČSN EN 13480-1 až -5 (tyto normy definují kategorie, např. potrubí aj.) vycházejících z kvalifikace postupů svařování WPQR dle EN ISO 15614.

WPQR-4913 – vlnovcová hadice / kroužek navařovací – trubka pro DN6, DN8, DN10

WPQR-4901 – trubka – trubka (tupý i koutový svar) pro DN6, DN8, DN10

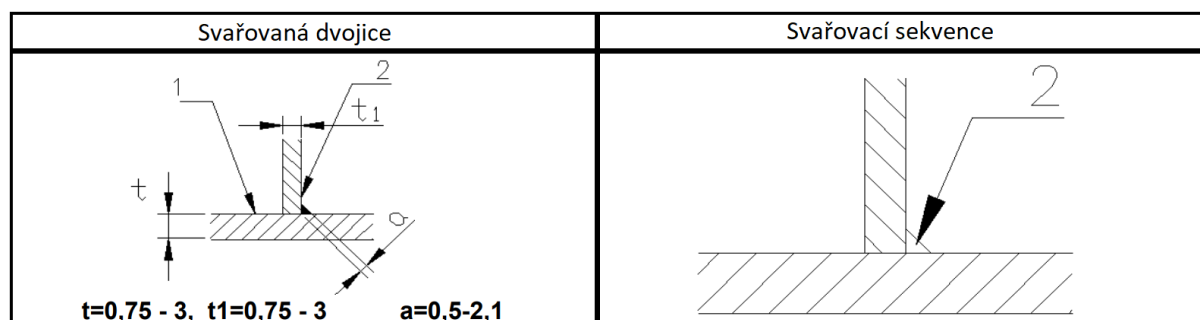
WPQR-4920 – trubka – trubka pro DN65 a DN80

WPS-4920 – viz obrázek 40. Tupé svary zhotovené procesem svařování 145 – TIG pro materiály 1.4301, 1.4541, 1.4571, 1.4404 a jejich kombinace, s odmaštěným povrchem, pro tloušťky materiálu $t = 0,75 - 3$ [mm] a vnějšího průměru většímu nebo rovnému 9 mm, svařovací pozice PA, PC.



Obr. 40. WPS-4920 vizualizace svařované dvojice a sekvence svařování

WPS-4920-1 – viz obrázek 41. Koutové svary zhotovené procesem svařování 145 – TIG pro materiály 1.4301, 1.4541, 1.4571, 1.4404 a jejich kombinace, s odmaštěným povrchem, pro tloušťky materiálu $t = 0,75 - 3$ [mm], $t_1 = 0,75 - 3$ [mm] a vnějšího průměru většímu nebo rovnému 9mm, svařovací pozice PA, PB.

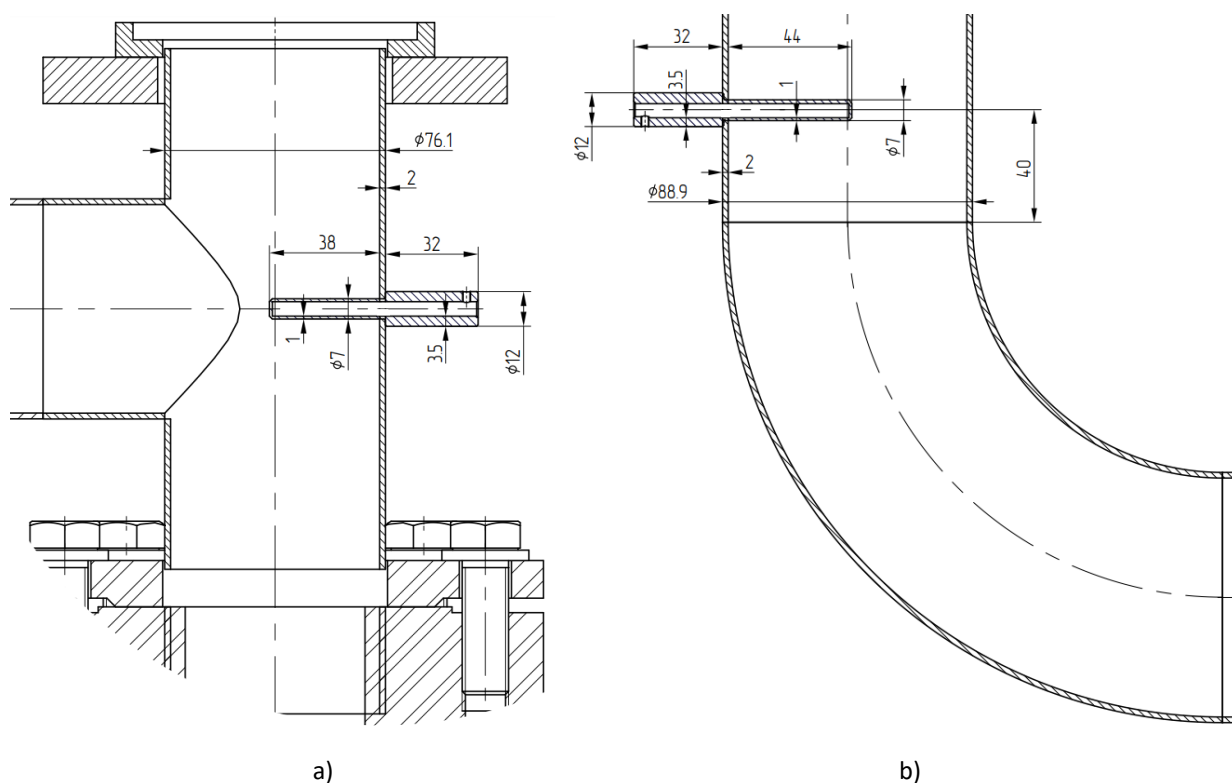


Obr. 41. WPS-4920-1 vizualizace svařované dvojice a sekvence svařování

3.3.3 Teplotní jímky a teplotní čidla

Pro kvalitní řízení a verifikaci fungování a platnosti vnitřních procesů jednotky je důležité mít přehled o teplotách, tlacích a průtoku. Přestože měření tlaku a průtoku je relativně bezproblémové, měřená teplota je často zatížena chybou. Snahou návrhu teplotních jímek a jejich umístění je nevnášet významné odchylky do měření a tím nezatížit výslednou evaluaci a srovnání měřených dat s teoretickými. Zajištění dobrého obtékání jímky médiem je v potrubí zcela zásadní, stejně tak jako styk čidla s jímkou, které bylo řešeno aplikací teplovodivé pasty do vnitřního zakončení jímky tak, aby špice čidla byla plně obklopena. Pro potrubí s extrémně malým světlým průměrem a současně malou tloušťkou stěny není vhodné ani prakticky možné používat zápusťné jímky, snímače je vhodné přilepit na potrubí a měřit tak teplotu povrchu trubky. Při měření povrchové teploty je také vhodné omezit ztráty způsobené odvodem tepla z přívodu k čidlu vedením přívodu kus podél trubky. Obecně však vždy platí nutnost izolace čidla či jímky a jejich okolí.

Pro případ čidel v parním potrubí APC byly voleny zápusťné teplotní jímky UNI 1.4301 vyráběné firmou BHC Jílové, jejichž umístění je viditelné z obrázku 42. Pro případ zapuštěných i nalepených jímek byla provedena izolace vývodu jímky i okolí stěny trubky, jak je ukázáno na obrázku v příloze 7 s izolací desorbéru/teplé vody a teplotním měření na bohatém roztoku.



Obr. 42. Umístění teplotních jímek v parním potrubí a) T kus na emisi b) před kolenem na admisi

3.3.4 Celkový model jednotky APC

Tvorba celkového modelu zařízení byl zcela zásadní fází nutnou pro realizaci projektu. Prostorová složitost aparátů, komponent, jejich přípojných bodů, logiky rozmístění a zástavbových prostor, stejně jako smontovatelnost, montážní přístupnost a snadná obsluha byly zhodnoceny a optimalizovány právě na základě tvorby plného modelu absorpční jednotky pro produkci práce.

Potrubní smyčky s vodou (chladicí a topnou) byly značeny pouze zjednodušeně, jelikož jejich finální podoba se všemi komponentami vycházela z logiky zapojení ostatních potrubních smyček v rámci dalších zařízení experimentálního stanoviště.

Přívod teplé vody byl uvažován z venkovní jednotky Wave 120, která obsahuje systém vlastního řízení, přes který je možné zvyšovat, či snižovat teplotu topné vody. Tato větev je napojena taktéž do budovy UCEEB, kde je v akumulčních nádržích využívána nevyužitá část (pro jednotku APC) topné vody z Wave 120. Topná voda, která již prošla desorbérem je vracena částečně zpět do Wave 120 a částečně do budovy, přičemž je možné ji trojcestným ventilem nechat recirkulovat pouze v rámci topné smyčky APC.

Vhodným napojením na suchý chladič bude možné dostatečně chladit nejen jednotku APC, ale i přebytečné teplo z mikroteplárny Wave, pokud by nastala situace plně nabitých akumulčních nádrží.

Výsledný model pilotní jednotky, vytvořený kompletně v programu T-Flex, je možné vidět na obrázku 43 a 44. Pro lepší přehlednost byly vypnuty stěny jednotky a vybrané typové úseky potrubní sítě mají tato značení:

- Bohatý roztok LiBr – zelené potrubí
- Chudý roztok LiBr – oranžové potrubí
- Pára – bílé potrubí
- Topná voda do desorbéru – červená (1. patro)
- Topná voda z desorbéru – modrá (1. patro)
- Chladicí voda do absorbéru – modrá
- Chladicí voda z absorbéru – červená



Obr. 43. Přední axonometrický pohled na instalaci jednotky APC



Obr. 44. Zadní axonometrický pohled na instalaci jednotky APC

3.4 Analýza funkce a predikce chování kritických komponent

Zařízení a jeho dílčí komponenty mohou obsahovat potenciální kritické oblasti, které by mohly narušovat bezproblémový chod zařízení a způsobovat odchylky výsledků měření od reálných hodnot. Z kritických parametrů lze vyřadit namáhání konstrukce, svarů a šroubových spojení, stejně tak pevnostní hledisko trubek a aparátů, jelikož v těchto případech byly provedeny odborné výpočty a aplikace praktických zkušeností, což dohromady výrazně snižuje riziko nestandardního fyzikálního chování těchto částí. Predikce chování kritických komponent a procesů jsou popsány v následujících podkapitolách.

3.4.1 Koroze

Velmi závažným problémem by mohla být koroze uvnitř aparátů a potrubí díky destilované vodě při zkušebním provozu a roztoku LiBr ve výpočtovém provozu. Roztok LiBr je vysoce korozivní při kontaktu se vzduchem, jelikož volné elektrony z rozpouštění kyslíku do roztoku způsobí elektrochemickou korozi (kontakt LiBr se vzduchem souvisí s těsností, viz následující podkapitola 3.4.2). Problém v kombinaci běžné nerezové oceli, destilované vody a nízkého obsahu oxidu uhličitého ze vzduchu spočívá v procesu disociace vody na ionty H^+ a OH^- . Dochází tak ke zvýšení rozdílu potenciálů a tím ke vzniku elektrochemické koroze kovu.

Probíhající koroze má za následek úbytek materiálu stěn potrubí a aparátů, čímž snižuje jejich výpočtovou pevnost pro provozní parametry a korozní fragmenty mohou ucpat, či poškodit čerpadla a ostatní součásti absorpčního oběhu

3.4.2 Těsnost spojů

Přestože většina potrubních spojů na potrubí s malým průměrem je řešena kuželovými šroubeními a na parním potrubí přírubami s těsněním na plochu, nebyla možnost v některých případech použít jiná, než trubková válcová závitová spojení typu G (průtokoměry, napojení čerpadel, teplotní jímky absorbéru a desorbéru, tlaková čidla na potrubí). Typ závitového spojení G netěsní sám o sobě a je nutné spoj opatřit přídatným těsnicím elementem jako je např. teflonová páska, těsnicí vlákno, tmel, instalatérský len aj. Těsnost těchto spojů se tedy odvíjí od kvality aplikace těsnicích prvků na závity a správné montáže.

V případě tohoto zařízení bylo použito teflonové vlákno na G závitech potrubí vlastního oběhu, předpokládá se testování veškerých spojů přetlakem za použití detekčního spreje na netěsnosti a jejich případné přetěsňování.

Těsnost přírub s plochým těsněním může být narušena přílišným utažením nebo naopak nedotažením přírubových šroubů, stejně tak jako častou demontáží, a je tedy důležitá kontrola povrchů přírub a míry opotřebení těsnění před každou montáží a správné ustavení a smontování dílů.

Jestliže nebude zaručena dostatečná těsnost cyklu, nebude možné dosáhnout požadovaného provozního podtlaku a tím pádem ani najetí na výpočtové parametry. Netěsnostmi, pokud bude zařízení v podtlaku, dojde k vniknutí vzdušného kyslíku do systému, což výrazně urychlí korozi vnitřních stěn potrubí a aparátů. Z hlediska důležitosti pro funkci experimentálního zařízení je tak těsnost nejdůležitějším hlediskem.

3.4.3 Chyba teplotních jímek

Pro dobrou vypovídací hodnotu měřených teplot je vhodné zjistit chybu teplotních jímek. Tato diference reálnosti měřených dat od teoretických hodnot byla provedena pro dvě jímký na parním admisním a emisním potrubí na základě geometrických hodnot z obrázku 42. Přehled vstupních hodnot s popisem veličin pro vzorce následujícího výpočtu lze vidět v tabulce 7. Ostatní hodnoty byly určeny na základě interního know-how UCEEB.

Tab. 7. Vstupní údaje pro výpočet chyby teplotních jímek

Položka	Veličina	Jímka 1 admise	Jímka 2 emise	Jednotky
Průměr jímký v páře	D_p	7	7	mm
Průměr jímký na vzduchu	D_{vzd}	12	12	mm
Tloušťka stěny jímký v páře	s_p	1	1	mm
Tloušťka stěny jímký na vzduchu	s_{vzd}	3,5	3,5	mm
Délka jímký v páře	H_p	66	38	mm
Délka jímký na vzduchu	H_{vzd}	32	32	mm
Materiál		1.4301	1.4301	
Tepelná vodivost materiálu jímký	λ_j	15	15	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

Tepelná vodivost pasty v jímce (vč. teplotního čidla)	λ_{past}	12,5	12,5	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Teplota páry	t_{par}	80	36	$^{\circ}C$
Teplota okolního vzduchu	t_{vzd}	20	20	$^{\circ}C$
Součinitel přestupu tepla z páry do jímky	α_{par-j}	5500	5200	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel přestupu tepla z jímky do vzduchu	α_{j-vzd}	10	10	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

Předpokladem pro zjednodušené řešení byl ustálený stav, pro který platí rovnice (37), kdy teplo z média odvedené do jímky se musí rovnat teplu vedenému osou jímky z části v trubce do části nad trubkou a toto teplo se musí rovnat teplu předanému do okolí z části jímky nad trubkou. Dalším předpokladem je stejná teplota teplovodivé pasty v jímce s teplotou jímky a teplotou měřenou čidlem.

$$Q_{par-j} = Q_{par-ved-celk} = Q_{j-vzd} \quad (37)$$

Dle následujících vzorců (rovnice (38) až (47)) byly vypočteny a iterovány hodnoty tak, aby platil vztah (37). Vysvětlení značení veličin ve vzorcích je zaneseno v tabulce 7 a v tabulce 8, která shrnuje výsledné hodnoty ze vzorců.

$$A_{j-par} \approx \pi \cdot D_p \cdot H_p + \pi \cdot \frac{D_p^2}{4} \quad (38)$$

$$A_{j-vzd} \approx \pi \cdot D_{vzd} \cdot H_{vzd} \quad (39)$$

$$f_p = \pi \cdot (D_p - s_p) \cdot s_p \quad (40)$$

$$f_{vzd} = \pi \cdot (D_{vzd} - s_{vzd}) \cdot s_{vzd} \quad (41)$$

$$f_j = \frac{\pi \cdot (D_p - 2s_p)^2}{4} \quad (42)$$

$$Q_{par-j} = \alpha_{par-j} \cdot A_{j-par} (t_{par} - t_{j-par\phi}) \quad (43)$$

$$Q_{j-vzd} = \alpha_{j-vzd} \cdot A_{j-vzd} (t_{j-vzd\phi} - t_{vzd}) \quad (44)$$

$$Q_{j-past-ved} = \lambda_{past} \cdot (t_{j-par\phi} - t_{j-vzd\phi}) \cdot \frac{f_j}{\frac{H_{vzd}}{2} + \frac{H_p}{2}} \quad (45)$$

$$Q_{j-tr-ved} = \lambda_j \cdot (t_{j-par\phi} - t_{j-vzd\phi}) \cdot \left(\frac{f_p}{\frac{H_p}{2}} + \frac{f_{vzd}}{\frac{H_{vzd}}{2}} \right) \quad (46)$$

$$Q_{par-ved-celk} = Q_{j-past-ved} + Q_{j-tr-ved} \quad (47)$$

Tab. 8. Průběžné a výsledné hodnoty výpočtu chyby teplotních jímek

Položka	Veličina	Jímka 1 admise	Jímka 2 emise	Jednotky
Plocha jímký v páře	A_{j-par}	1489,9	874,1	mm^2
Plocha jímký na vzduchu	A_{j-vzd}	1206,4	1206,4	mm^2
Průřez stěny jímký v páře	f_p	18,9	18,9	mm^2
Průřez stěny jímký na vzduchu	f_{vzd}	93,5	93,5	mm^2
Průřez vnitřního objemu jímký s pastou	f_j	19,6	19,6	mm^2
Teplo předané z páry do jímký	Q_{par-j}	0,621	0,173	W
Teplo předané z jímký do vzduchu	Q_{j-vzd}	0,621	0,173	W
Vedení tepla pastou v jímcce	$Q_{j-past-ved}$	0,042	0,012	W
Vedení tepla stěnou jímký	$Q_{j-tr-ved}$	0,579	0,161	W
Celkové teplo vedené osou jímký	$Q_{par-ved-celk}$	0,621	0,173	W
Iterovaná průměrná teplota jímký v trubce	$t_{j-par\phi}$	79,92	35,96	$^{\circ}C$
Iterovaná průměrná teplota jímký nad trubkou	$t_{j-vzd\phi}$	71,5	34,3	$^{\circ}C$
Teplotní diference – chyba měření	Δt_{par}	0,08	0,04	$^{\circ}C$

Dle provedených výpočtů jsou teplotní čidla schopna měřit v dané konfiguraci ve velkých přesnostech a chyba naměřené teploty by se měla pohybovat v řádech setin. Nyní bude uvažována k této diferenci ještě výrobcem stanovená maximální chyba měření podle třídy

přesnosti teplotního čidla pro danou teplotu. Použita byla čidla Pt100 třídy B, pro které je chyba měření $0,7^{\circ}\text{C}$ při měření teploty 80°C a $0,48^{\circ}\text{C}$ pro měření teploty 36°C . Jedná se o standardní nejistoty měření typu B, tedy při opakovaných měřeních je jejich výskyt trvalý a nemá náhodný charakter. Výsledné nejistoty měření typu B jsou dány součtem dílčích nejistot typu B a teoretický ustálený stav vypadá následovně:

$$\text{Jímka 1: } t_{par} = (80 \pm 0,78)^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Jímka 2: } t_{par} = (36 \pm 0,52)^{\circ}\text{C}$$

Celková kombinovaná nejistota měření však bude závislá dále na standardní nejistotě typu A, která udává chybu na základě opakování měření za předpokladu existujícího normálního rozdělení pravděpodobnosti daných chyb.

3.4.4 Vývěva

Vzhledem k velikosti vývěvy v poměru ke zbytku zařízení vyvstává obava o dosažitelnou míru podtlaku a čas k němu potřebný. Pokud by vývěva byla použita na vakuování během provozu (při neidentifikovatelných netěsnostech oběhu) či pouze s napuštěným médiem, budou plyny a páry nesoucí vodu procházet přes vývěvový olej, se kterým budou tvořit emulzi. Dojde tak ke snížení účinnosti vývěvy a častějším odstávkám kvůli výměně a regeneraci oleje. Do systému je proto mezi vývěvu a přípojku parního potrubí instalován lapač (tzv. cold trap), na jehož stěnách při dostatečném zchlazení z kondenzuje voda z evakuovaných par a plynů a prodlouží se tím výrazně životnost oleje i samotné vývěvy.

3.4.5 Čerpadla

Ruční řízení čerpadel pomocí potenciometrů by mohlo způsobit obtížné hledání ustáleného stavu mezi přítokem slabého roztoku LiBr do desorbéru a odtokem bohatého roztoku a odparem z desorbéru. Neustálený stav by pak způsobil zhoršenou konzistenci měřených dat z důvodu prolínání různých dopravních zpoždění měřených signálů.

Ozubená kola vyrobená z organického termoplastu PEEK (polyetheretherketon) mají relativně nízkou vrubovou houževnatost, hrozí proto nebezpečí vylomení zubů v případě nečistot v oběžném médiu.

Zásadním nebezpečím pro tato čerpadla je zimní období, při kterém je zařízení APC sice odstaveno a pracovní prostory vyplněny dusíkem, ale i přes to mohou teploty výrazně pod bodem mrazu nenávratně poškodit součásti čerpadel.

3.4.6 Turbo-generátor

Technologie výroby turbo-expandéru metodou SLS (selektivní laserové slinování) polyamidového (PA) prášku s sebou krom velkých pozitiv (chemická odolnost, mechanické vlastnosti, teplotní stálost a homogenita výtisku) přináší i vlastnosti, které mohou být v případě vysoko otáčkových zařízení problematické. Jedná se převážně o povrchovou strukturu výtisku, která obsahuje póry a v případě absence povrchové úpravy a impregnace do sebe může absorbovat vodu, čímž dochází k částečnému měknutí a dalším mechanickým změnám PA. Během výroby může také dojít k nerovnoměrnému smrštění materiálu a vnesení dalšího nevyvážku do rotujícího systému. I přes relativní výrobní přesnost a dobré ustavení turbo-expandéru je nutné systém vyvážit a právě od kvality vyvážení pro vysoké otáčky a od povrchové úpravy se budou odvíjet provozní charakteristiky prototypového turbo-expandéru.

4 Realizace a zprovoznění zařízení

Teoretické poznatky předešlých kapitol byly transformovány do reálných součástí zařízení, které po stavbě, montáži a zapojení byly podrobeny bližšímu zkoumání a testování s cílem odhalit případné odchýlení vlastností vůči teoretickým požadavkům. Systém byl na základě zjištěných nedostatků odladěn do provozuschopného stavu a mohlo tak dojít k odzkoušení zařízení nejprve jako parního oběhu a s rámcovými poznatky ho poté spustit s médiem LiBr.

4.1 Stavba a montáž

Při kontrole dodaných dílů byly zjištěny drobné nedostatky a nedodržení některých požadovaných opatření. Mezi, na první pohled viditelné, nedodržení technologického postupu spadá vynechání moření svařovaných aparátů (moření v lázni ve směsi kyseliny dusičné a fosforečné). Vizuálně bylo možné rozpoznat zbarvení v tepelně ovlivněné svarové oblasti, což značí, že došlo k úbytku chromu v povrchové vrstvě a tím vznikla místa s menší korozní odolností. U konstrukce chyběly některé na výkresech předepsané díry a nebyly dodrženy pozice některých svarů, což v konečném důsledku pouze zhoršilo výslednou smontovatelnost.

Po zaměření umístění konstrukce do určeného prostoru byly položeny a srovnány do stejné úrovně betonové dlaždice, každá v teoretickém působišti největších sil od jednotky APC. Následně byla položena geotextilie, na níž byla vůči patkám vycentrována smontovaná základna. Na základnu byly dále našroubovány stojiny, které byly svázány překladovými nosíky. Po sestavení této hrubé konstrukce došlo k ustavení profilů na požadovanou vzájemnou kolmost v prostoru a plnému dotažení všech šroubových spojů, viz obrázek 45 a). Dalším stupněm byla pokládka podlahového plechu typu slza a montáž bočních L-profilů s latěmi pro připevnění vnějšího opláštění (obrázek 45 b)). Tímto byla ukončena první fáze výstavby a před pokračováním v montážních pracích bylo nutné jeřábem umístit absorbér a desorbér na vzniklou konstrukci (obrázek 45 c)).

Druhá fáze výstavby pokračovala namontováním střešních a všech zbývajících konstrukčních profilů a montáží bočních a střešních polykarbonátových trapézových plechů (obrázek 46 a)).

Třetí fáze spočívala v ustavení absorbéru a desorbéru, kdy byla vyrovnána úroveň přírub ustavením desorbéru vůči absorbéru, stejně tak jako jejich osová vzdálenost tak, aby v maximální možné míře odpovídala výkresové hodnotě. Dále došlo k instalaci sběrače

kondenzátu a parního potrubí s turbo-generátorem, stejně tak k instalaci rekuperačního výměníku tepla a veškerého propojení trubkami s příslušnými komponentami (obrázek 46 b)).



Obr. 45. První fáze výstavby jednotky APC



Obr. 46. Druhá, třetí a čtvrtá fáze výstavby APC

Čtvrtou fází představovalo vyvedení topné vody z budovy UCEEB, napojení chladicího okruhu na suchý chladič s možností dochlazovat smyčku z mikroteplárny Wave 120 s vynecháním okruhu APC (obrázek a 47 a)). Instalace rozvaděče s potřebnými čidly a elektrickým vedením (obrázek 46 c)). Připojení vývěvy a řídicí jednotky turbo-generátoru (obrázek 47 b)).



a)

b)

Obr. 47. Čtvrtá fáze výstavby APC a) křižovatka topné vody a zpátečky b) parní potrubí, připojení měření

Izolace vybraných částí systému (desorbér, parní potrubí a blízké oblasti teplotních čidel) byla naplánována po ověření těsnosti systému a kontrole funkce oběhu, tedy po ověření funkce parního oběhu s destilovanou vodou.

Jak se ukázalo nedlouho po smontování konstrukce, jejího opláštění a instalaci technologie, byl prakticky ověřen výpočet na stabilitu, kdy zasáhl orkán Sabine silou větru v oblasti Buštěhradu nárazově až 112 km/h tedy 31 m/s a konstrukce se zařízením bez jakýchkoliv škod vydržela.

4.2 Zprovoznění jednotky APC

Nejprve byl okruh APC bez média kompresorem natlakován na přibližně dva bary a poté se sledoval průběh tlaku v závislosti na čase. Interval byl relativně dlouhý, jelikož fluktuační okolních teplot výrazně měnily výslednou hodnotu tlaku ve smyčce. Systém prokazoval tlakové úbytky a všechny spoje byly vícefázově zkontrolovány detekční kapalinou. Úniky byly v místech dosednutí ploch přírub turbíny z důvodu nedostatečného počtu šroubů stlačující příruba na

těsnicí O-kroužky. Malý tlak od příruby na O-kroužek v meziprostorech šroubů pak způsobil deformaci O-kroužku tlakem uvnitř systému a docházelo tak k úniku. Dalším místem úniku identifikovaným detekčním sprejem bylo kabelové vyvedení z turbíny, kdy průchodka zatěsněna silikonovým tmelem vykazovala mírné průsaky. Tento problém byl vyřešen novou aplikací tmelu ve stavu mírného podtlaku v systému. Po odstranění příčin zjištěných netěsností však docházelo stále k mírnému poklesu tlaku, avšak z pohledu experimentálního, v dostatečném horizontu několika dní.

Systém byl přiveden do podtlaku 5 kPa (čidlo na admisi) během několika hodin, kdy docházelo k vícefázovému preventivnímu odstavení vývěvy kvůli vysokým teplotám povrchu – pasivního chlazení. Po dotěsnění některých oblastí úniků silikonem bylo zařízení připraveno na nasátí destilované vody pro testování smyčky jakožto parního oběhu.

Chladicí a topný okruh byl odvzdušněn natlakováním vodou z řádu budovy UCEEB a experimentální stanoviště tak bylo připraveno pro přivedení pracovního média a následnému prvnímu spuštění.

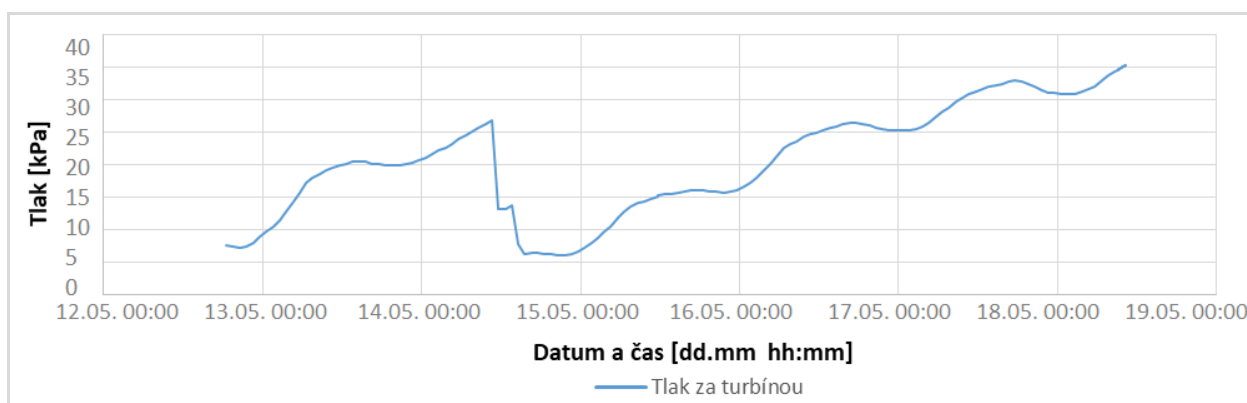
4.2.1 Testovací smyčka s destilovanou vodou jako médiem - parní oběh

Přestože nerezová ocel 1.4301 není příliš vhodná na styk s destilovanou či demineralizovanou vodou, protože neobsahuje vysoký podíl niklu, bylo testování systému provedeno se čtyřiceti litry destilované vody. Jelikož byl systém ve velkém podtlaku, téměř všechny vzduch s rozpuštěnými plyny byl odčerpán, snížilo se tím riziko vzniku elektrochemické koroze na základě rozdílných potenciálů během disociace vody.

Destilovaná voda byla pomocí hadice a podtlaku čerpána v nejnižším místě potrubí (před čerpadlem slabého roztoku) z barelu do systému. Následující den byla opět spuštěna vývěva, aby došlo k odčerpání plynů uvolněných z destilované vody díky podtlaku.

Fyzikální podstata parního oběhu fungovala bez zásadních problémů a bylo zjištěno, že turbína začíná vykazovat vyšší hlučnost a vibrace při hodnotách nad 8 000 otáček za minutu. Z modální analýzy softwarového prostředí Inventor vycházela 1. vlastní frekvence 141 Hz, tedy v přepočtu 8 460 otáček za minutu a tak testování turbo-generátoru bylo vždy provedeno do otáček rotoru 8 000 za minutu, aby turbína nebyla vystavena nebezpečné oblasti otáček a mohlo tak proběhnout testování systému bez nebezpečí fatální poruchy.

Po odladění systému zápisu dat a ověření reálnosti zapisovaných hodnot bylo pozorováno postupné zvyšování tlaku v oběhu viditelné v grafu na obrázku 48. Při hledání možných netěsností bylo zjištěno, že kolem průhledítka desorbéru pronikají malé bubliny vzduchu do destilované vody. Po přepuštění vody do sběrače kondenzátu a vyrovnání tlaku s okolím došlo k demontáži průhledítka a identifikaci hlavní netěsnosti, viz obrázek 49. Jednalo se o zalísované nečistoty (železné piliny a okuje z výroby) do teflonového těsnicího kroužku viditelné ve spodní části obrázku 49. Jelikož byl předpokládán stejný stav i u průhledítka sběrače kondenzátu, byly obě teflonové těsnění odstraněny, systém propláchnut, vyčištěn a přetěsněn pryžovým těsněním NBR.

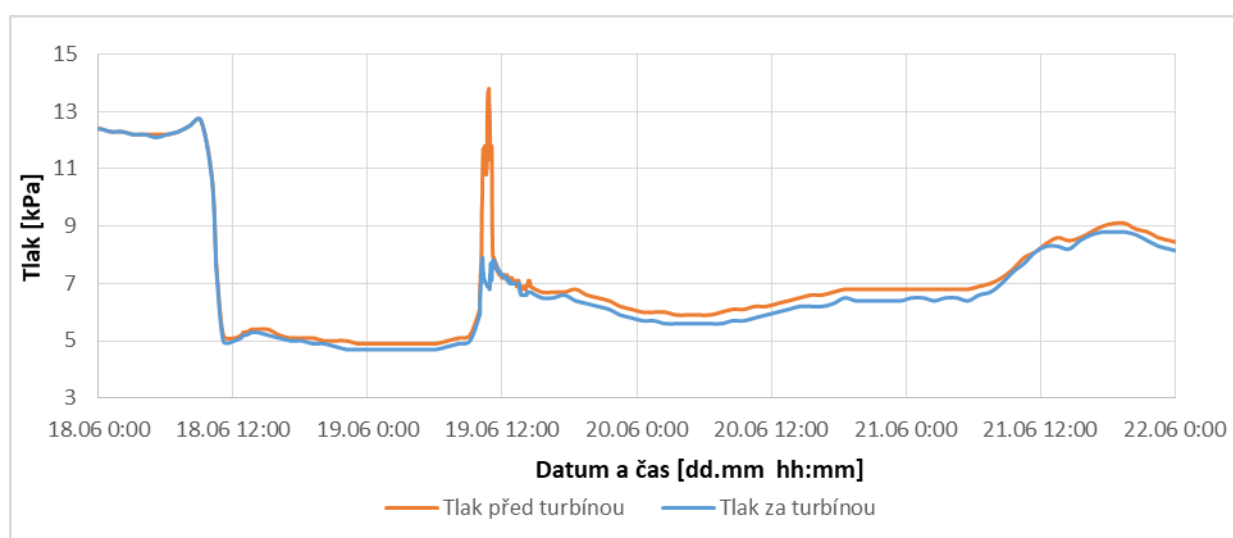


Obr. 48. Vývoj tlaku po odstávce prvního najetí APC s destilovanou vodou jako médiem. V průběhu 14.5. byl zatěsněn jeden ze zdrojů netěsností a provedeno opět vakuování na cca 5 kPa



Obr. 49. Demontáž průhledítka desorbéru, přítomnost nečistot v těsnění

Po přetěsnění průhledítek aparátů a opětovnému vyvakuování s následným najetím na parní oběh byla otestována NBR těsnění. Po skončení experimentu a ustálení teplot a tlaků systém nevykazoval zvyšování hodnot tlaků, soustava byla tedy prohlášena za těsnou. To je ukázáno na průběhu admisního a emisního tlaku na obr. 50, kde bylo po poslední úpravě těsnění provedeno vyvakuování na cca 5 kPa dne 18.6., následně 19.6. bylo provedeno testovací najetí s vodou. Výrazný růst tlaku 21.6. je v důsledku zvýšení okolní teploty. Pro ukončení experimentů s destilovanou vodou následovalo dusíkové vyrovnání tlaku s atmosférou a vytvoření mírného přetlaku k vypuštění veškerého média.



Obr. 50. Graf vývoje tlaku před a za turbínou po vakuování a najetí v ORC režimu s přetěsněnými průhledítky

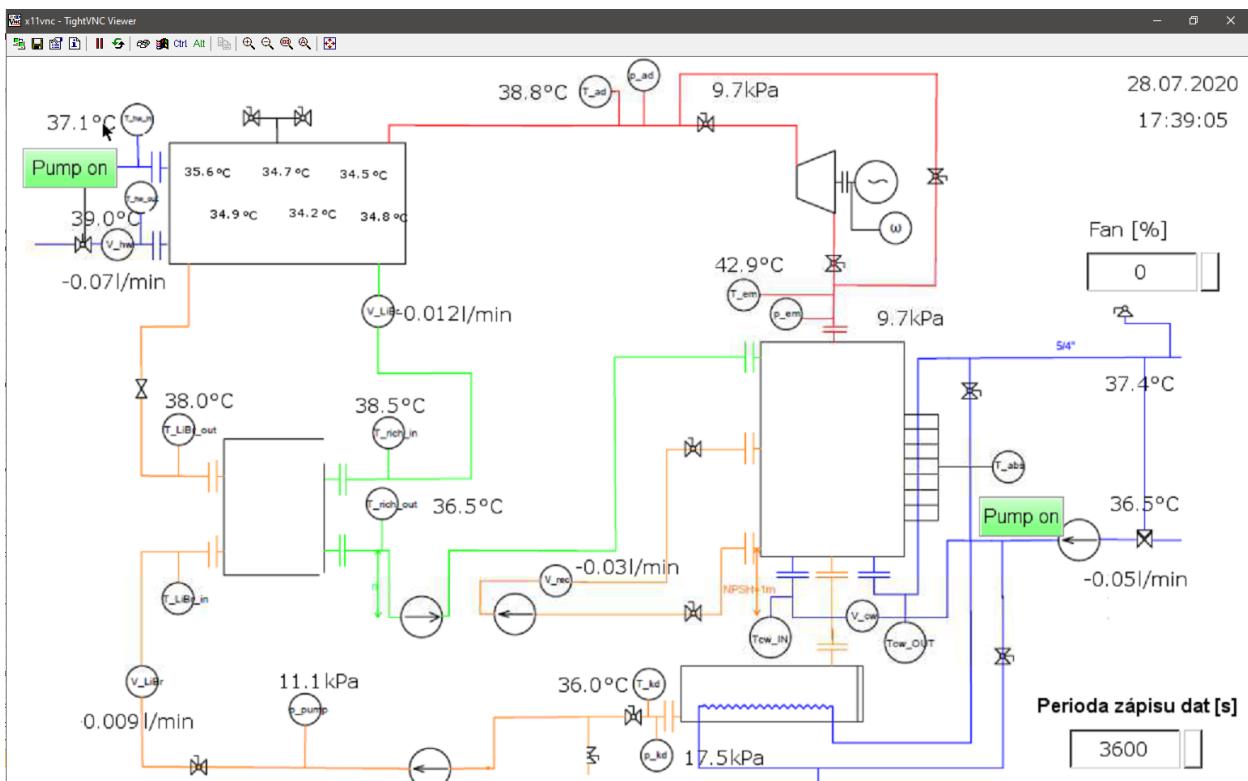
4.2.2 Testovací smyčka s médiem LiBr – absorpční oběh

Příprava oběhu s médiem LiBr probíhala obdobně jako u parního oběhu v předchozí podkapitole. Nejprve bylo zapotřebí dosáhnout co nejnižšího tlaku, kdy 5 kPa bylo stále příliš, čím blíže k absolutní nule, tím lépe. Vzhledem k vysokým teplotám okolí a zbytkovým parám v systému bylo kvůli obavám z přehřátí vývěvy vakuování rozděleno do dvou dnů, přičemž během prvního dne bylo vakuováno na 10 kPa, došlo k napuštění 35 l média LiBr 54% a následující den, kdy se z roztoku LiBr uvolnily rozpuštěné plyny, dovakuováno na maximum. Během evakuace bylo nutné každý den vyměnit olej a intenzivně chladit kondenzační past a vývěvu, čímž bylo dosaženo spodního limitu vytvořeného podtlaku 2,5 kPa na tlakovém čidle admisního potrubí.

Jednotka byla tímto připravena k provozu absorpčního oběhu s médiem LiBr pro využití nízkopotenciálního tepla pro produkci práce, první svého druhu.

5 Experimentální část

Tato kapitola se zabývá představením prvních experimentálních dat a průběhu testování absorpčního oběhu s turbo-generátorem. Průběh vypařování bylo možné pozorovat v průhledítce desorbéru, vizuálně pomocí průhledítek byla hodnocena i výška hladiny ve sběrači kondenzátu a desorbéru. Pomocí výšky hladin byl čerpadly nastavován poměr mezi přítokem slabého a odtokem koncentrovaného roztoku LiBr společně s odparem z desorbéru, aby byl systém v ustáleném stavu. Rychlost čerpadla chladicího okruhu, stejně jako topného okruhu, otáčky suchého chladiče a periodu zápisu dat bylo možno nastavit na dotykovém displeji přímo na rozvaděči nebo přes připojení počítače na interní server UCEEB, viz obrázek 51. Nastavením zátěže v programu řízení a měření parametrů turbo-generátoru dojde k otevření tranzistoru, čímž jsou zvyšovány či snižovány zátěže turbíny. Sinusový průběh proudu je dále dekódován a z něj jsou vyčítány otáčky (elektrické) které dále mohou být nastaveny na danou hodnotu, na kterou pak PID regulátor reguluje zátěž.

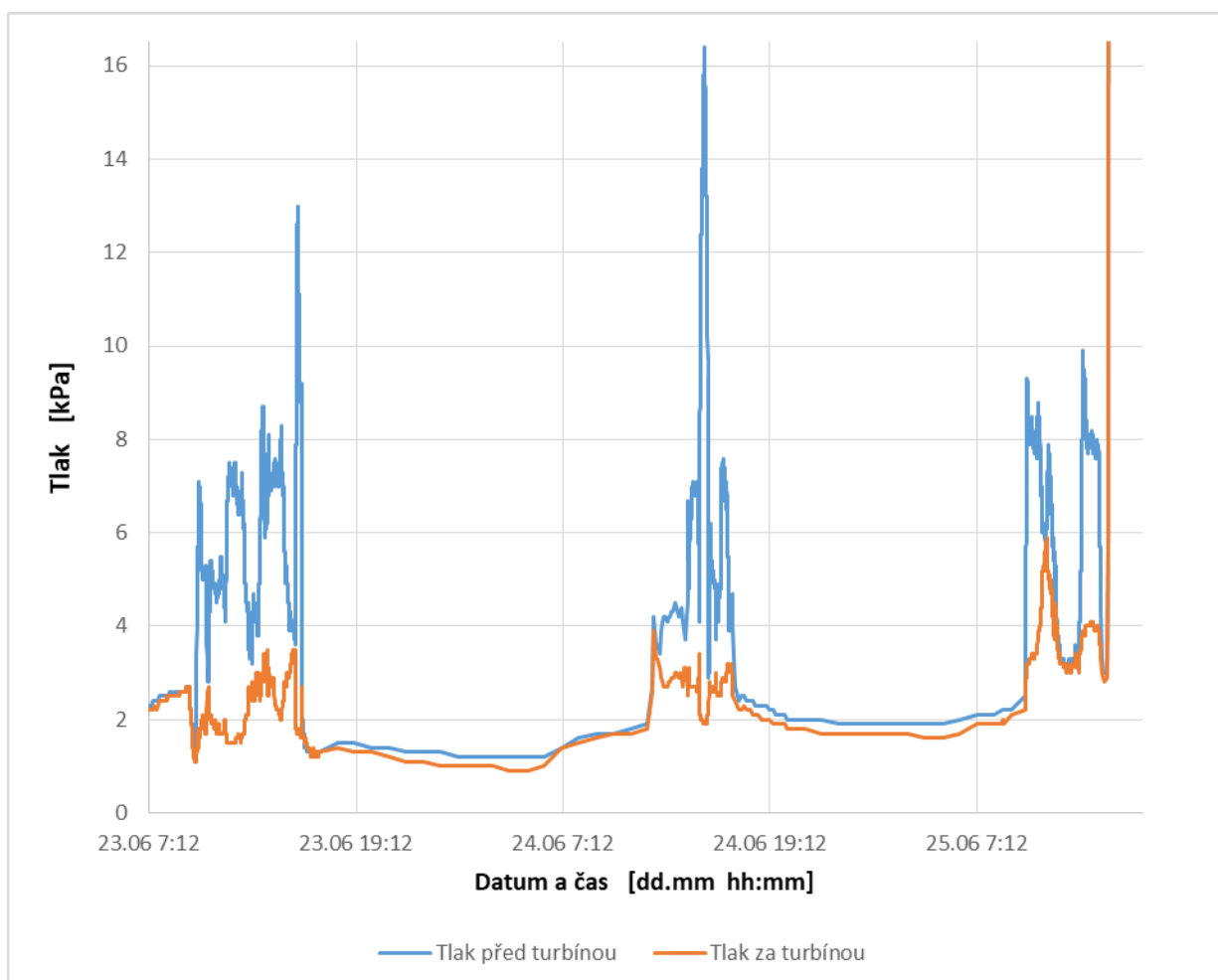


Obr. 51. Panel rozvaděče, schéma a řízení

5.1 Testovací měření

Cílem testovacího měření bylo v ideálním případě přiblížit se návrhovým parametrům a odzkoušet parametrou odevzu oběhu APC pro různá nastavení. Pro reprezentativní data bylo

zapotřebí zajistit ustálené stavy pro daná nastavení systému. Hledání ustáleného stavu bylo ztíženo několika faktory: kolísání teploty a rychlosti přívodní topné vody, ručním nastavováním čerpadel chudého a bohatého roztoku podle výšky hladin v desorbéru a sběrači kondenzátu (relativně velká latence změny) a samotné měření malých průtoků těchto čerpadel pomocí průtokoměrů kolísalo mírně pro chudý roztok a silně pro průtokoměr na větvi bohatého roztoku díky lokálnímu vzniku kavitace (obrázek 54). Tyto faktory způsobovaly výkyvy v měřených datech např. změnami tlaků před a za turbínou, viz obrázek 52. Na obrázku 52 je taktéž zřetelně vidět rozdíl celkového posunutí úrovně tlaků mezi prvním dnem měření, kdy byl použit 54% roztok LiBr a zbylými dvěma dny, kdy byl roztok LiBr naředěn na 50% a pravděpodobně se do systému dostalo malé množství nekondenzujících plynů přísátím z vnějšího vzduchu.

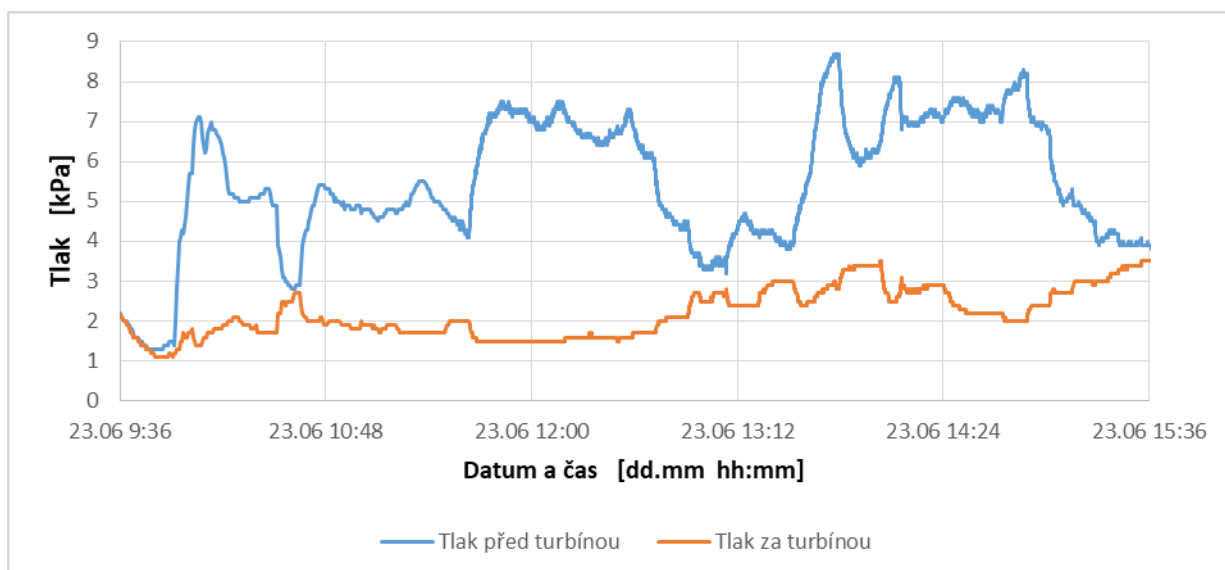


Obr. 52. Vývoj tlaku před a za turbínou v průběhu tří dnů měření (23.6. 54%; 24.6. 50%; 25.6. 50% LiBr)

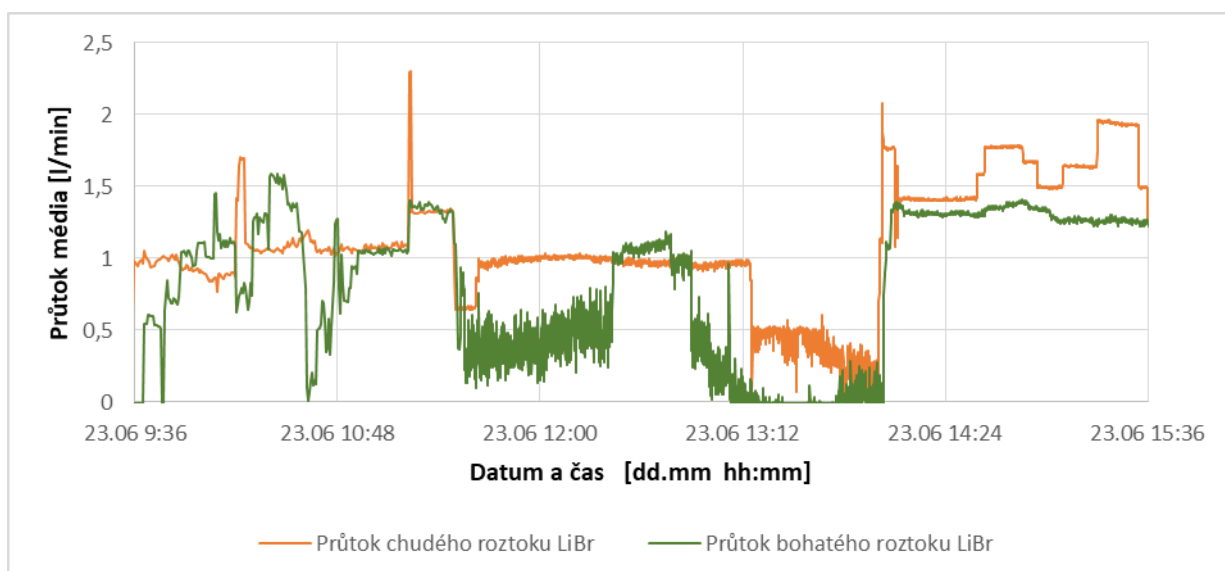
Po přivedení topné vody do desorbéru, spuštění chladicího okruhu a připojení měřicího stanoviště, při částečně otevřeném bypassu kolem turbo-generátoru a zavřené turbínové

admissi, byl roztok LiBr v desorbéru přiveden k varu. Přivedením tepla do roztoku a zahájením absorpce při teplotě 43,3°C v desorbéru je zřetelně z obrázku 53 snížení tlaku na 1,1 kPa. Po zvýšení teploty topné vody na 80°C a přibližném ustálení veličin, byl uzavřen bypass a plně otevřen kulový kohout na admisi turbíny. Následovalo nastavování otáček turbíny od 5 000 do 8 000 ot/min v přírůstcích 500 ot/min ve dvouminutových intervalech, aby byl zachován ustálený stav veličin.

Následně byly prováděny verifikace prvního měření opakováním se snahou přiblížit se přibližně stejným parametrům nastavení systému a zkoušky chování oběhu a turbo-generátorových charakteristik na různých parametrech, viz obrázek 54.



Obr. 53. Vývoj tlaku před a za turbínou v průběhu vybraného úseku měření



Obr. 54. Průběh průtoků bohatého a chudého roztoku LiBr vybraného úseku měření

V měřených datech z obrázku 53, 54 a 55 je dále možné vidět zásahy do systému a různé odezvy:

11:38 – uzavřena admise turbíny, bypass otevřen do polohy 2 (40%), růst tlaku admise a teploty topné vody, poté relativní ustálení parametrů

12:08 – otevření bypassu poloha 3 (52%), mírný pokles tlaku páry, snižování teploty varu v desorbéru

12:25 – zvýšení průtoku bohatého roztoku z desorbéru – zvýšení odvedeného tepla, pokles admisního tlaku

12:33 – otevření bypassu poloha 4 (64%), pokles tlaku páry, snižování teploty v desorbéru

12:53 – otevření bypassu poloha 5 (76%), pokles tlaku páry, snižování teploty v desorbéru

12:55 – nízká teplota v desorbéru, snížení průtoku bohatého roztoku LiBr

13:00 – periodické „prskání“ varu viditelné průhledítkem, slyšitelné v admisním potrubí

13:09 – další spuštění turbo-generátoru, nízká tlaková diference – nižší výkon

13:13 – snížen průtok chudého roztoku, snížen průtok bypassem na polohu 1 (28%), ustalování teplot topného okruhu a desorbéru

13:31 – otevření bypassu poloha 4 (64%), růst tlaku páry, odstavení turbíny – chladnutí

13:40 – zvýšení teploty topné vody na průměrných 85°C

13:48 – otevření bypassu poloha 5 (76%), pokles tlaku páry

13:54 – větší průtoky čerpadel chudého i bohatého roztoku LiBr, počátek ustáleného stavu

14:08 – spuštění turbo-generátoru, vyšší výkony

14:24 – zvýšení průtoku chladicí vody a zvýšení otáček suchého chladiče

14:28 – maximální výkon turbo-generátoru při 7 500 ot/min

14:45 – bypass poloha 1 (38%), odstavení turbíny

14:53 – bypass poloha 2 (40%), pokles tlaku páry, růst přivedeného (i odevzdaného) tepla v důsledku stavu A – varu na nižší teplotě a vyššího vychlazení zdroje tepla

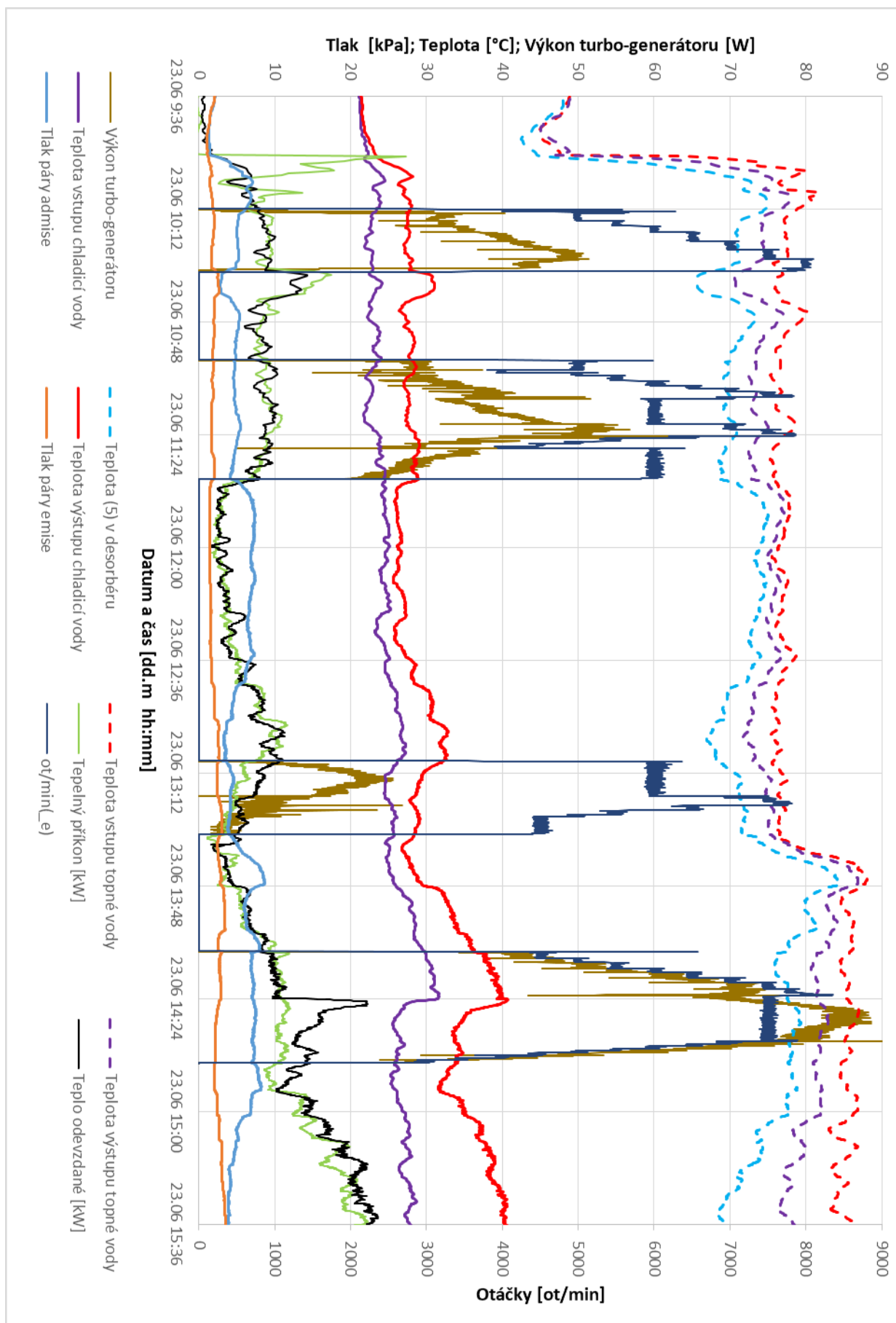
15:01 – bypass poloha 3 (52%), pokles tlaku páry, růst odevzdaného tepla v důsledku stavu A

15:09 – bypass poloha 4 (64%), pokles tlaku páry, růst odevzdaného tepla v důsledku stavu A

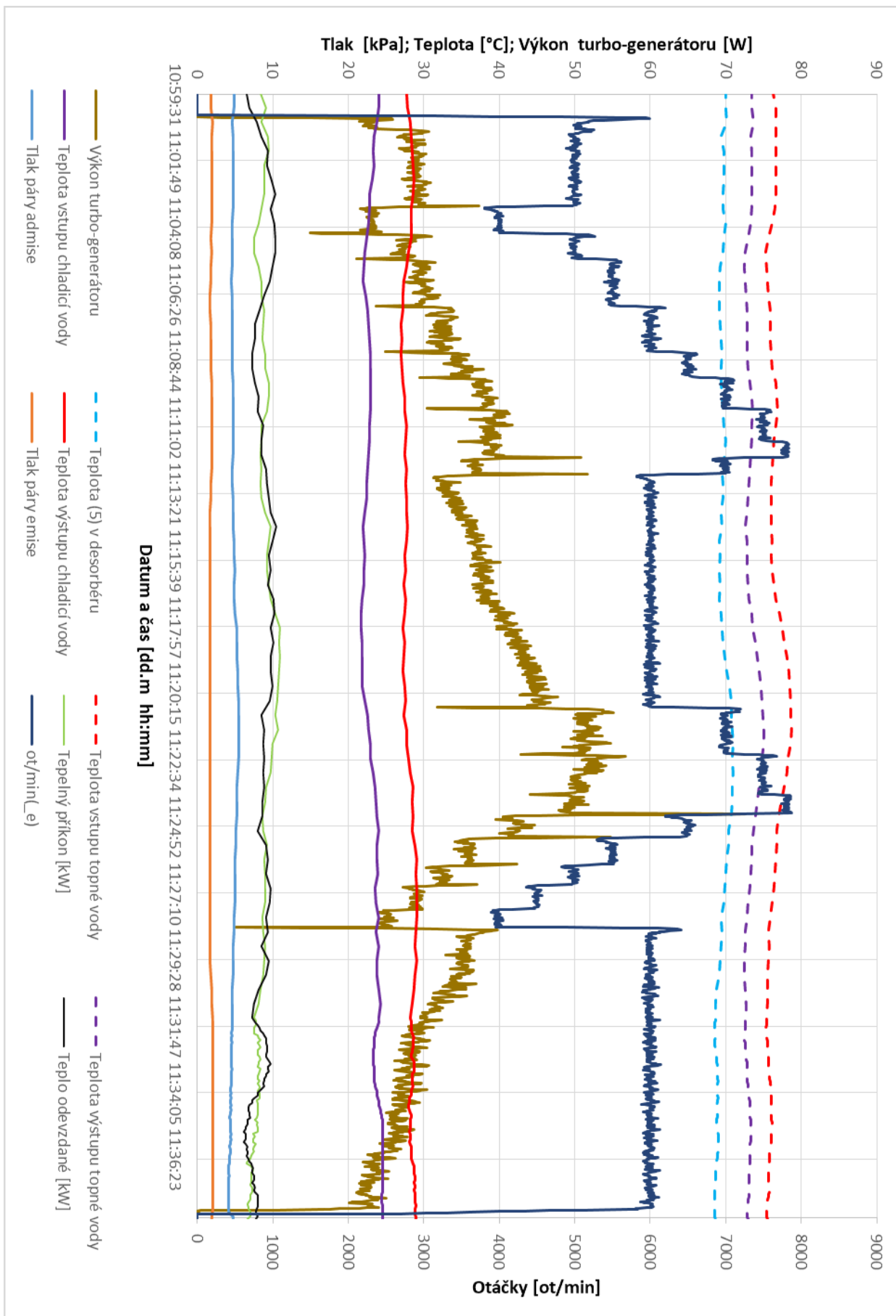
15:17 – bypass poloha 5 (76%), pokles tlaku páry, růst odevzdaného tepla v důsledku stavu A

15:25 – bypass poloha 6 (88%), pokles tlaku páry, růst odevzdaného tepla v důsledku stavu A

15:33 – bypass poloha 7 (100%), pokles tlaku páry, růst odevzdaného tepla v důsledku stavu A



Obr. 55. Přehledový graf vývoje parametrů APC pro různé stavy



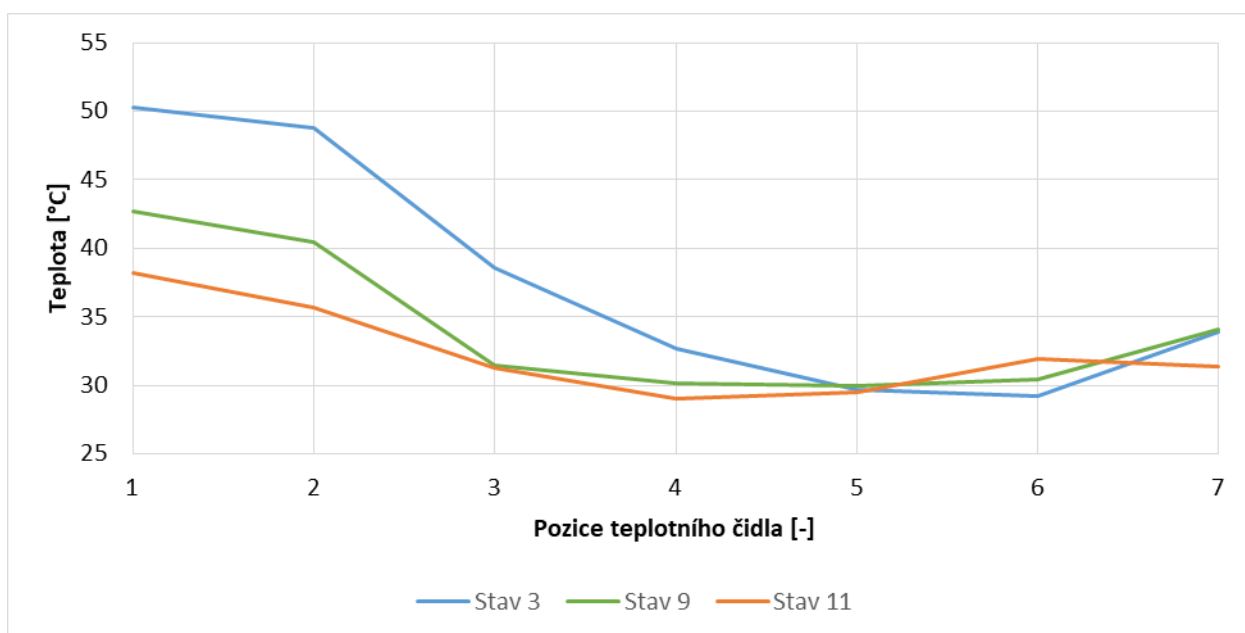
Obr. 56. Detail výkonů při různých otáčkách turbo-generátoru pro ustálený stav

Obrázek 56 detailně vyobrazuje charakteristiky turbo-generátoru při vybraném ustáleném stavu systému pro různé nastavení otáček turbíny. Nejvyšších výkonů (52 W) bylo dosaženo při 7 000 ot/min a tlakovém spádu admise 5,5 kPa a emise 1,7 kPa. Je vidět, že při stejných otáčkách a nižším tlakovém spádu admise 4,8 kPa a emise 1,9 kPa bylo docíleno výkonu pouze 39 W.

5.2 Evaluace dat

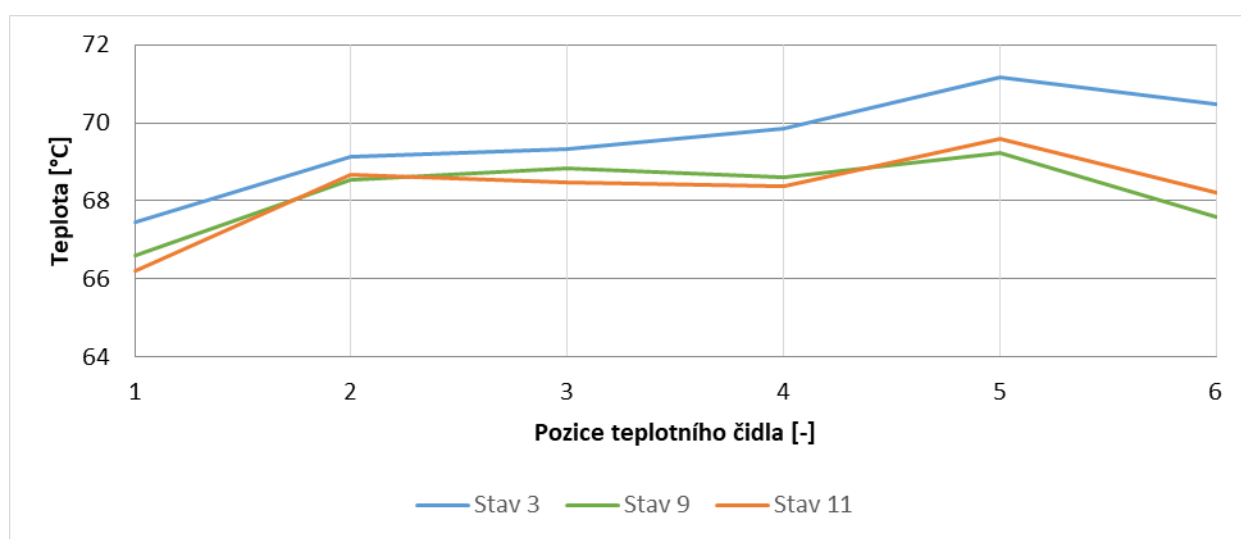
Obrázky 57 a 58 zobrazují teplotní profil v absorbéru a desorbéru pro vybraný ustálený stav oběhu. Hodnoty teplot pro dané čidlo byly zprůměrovány z časového úseku pro stav 3 od 11:02 do 11:13 při najetí turbíny, pro stav 9 od 13:00 do 13:08 a pro stav 11 od 14:10 do 14:23 při opětovném najetí turbíny.

V horní části absorbéru je znatelný teplotní pokles od vstupu páry přes čidlo 1 až k čidlu 4 pro všechny stavy. Spodní (naddimenzovaná kvůli bezpečnosti) část absorbéru byla odzkoušena napojením na chladicí okruh. Jelikož se však teplota na spodních čidlech v průběhu měření nezměnila, byla potvrzena funkce dostatečného chladicího výkonu vrchní části a uzavření a ponechání spodní části chlazení absorbéru jako bezpečnostního prvku (čidla 4 až 7). Vyobrazené teploty spodních čidel jsou díky externímu umístění jednotky APC pravděpodobně ovlivněny teplotou stěny absorbéru způsobené vnějším tepelným ziskem od slunce.



Obr. 57. Vývoj teploty v absorbéru pro vybrané ustálené stavy

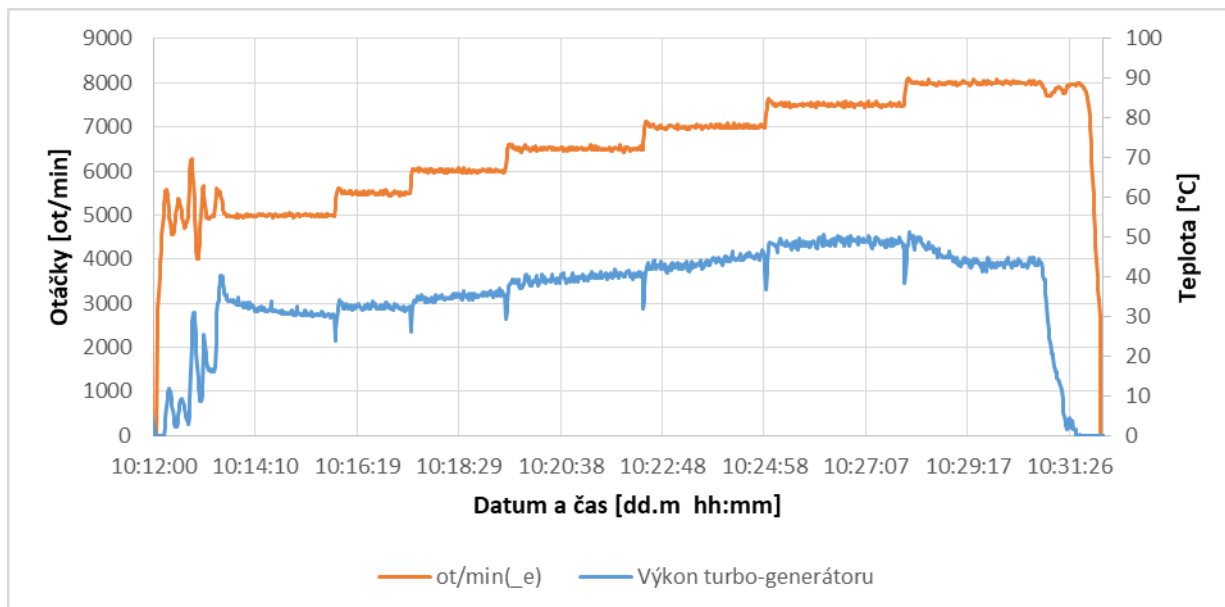
Na obrázku 58 je zřetelný teplotní skluz média podél trubek desorbéru. Přestože v uspořádání protiproudého výměníku by měla nejvyšší teplota být na čidlu 6, je patrné, že nejvyšších teplot dosahuje čidlo 5. Tento jev je způsoben konstrukcí samotného desorbéru, kde horizontální osa boční jímky 6 je umístěna mezi vertikálními osami ústí parního potrubí a výstupem bohatého roztoku LiBr, v důsledku čehož dochází k rychlému odparu na začátku otopných trubek, odtoku bohatého roztoku a fázovému rozdělení směsi na jednotlivé frakce o různých termo-fyzikálních vlastnostech. Naměřený teplotní skluz je ale výrazně nižší, než očekávaný.



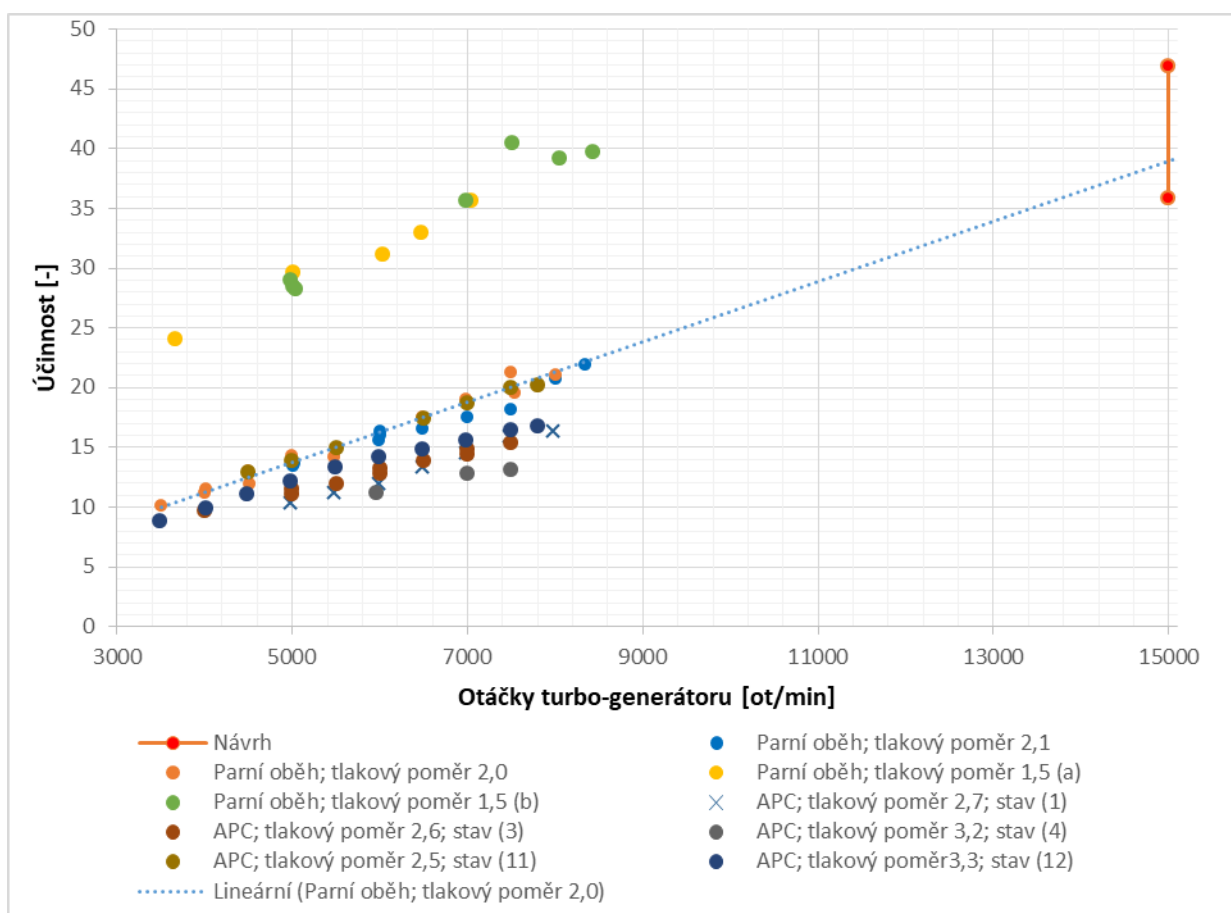
Obr. 58. Vývoj teploty v desorbéru pro vybrané ustálené stavy

Grafy na následujících obrázcích 59 a 60 se vztahují k samotné turbíně, kde na obrázku 59 jsou znázorněny výsledky experimentálního měření výkonové charakteristiky turbo-generátoru v závislosti na otáčkách ve vybraném ustáleném stavu systému. Obrázek 60 pak vyobrazuje porovnání účinností turbo-generátoru a jejich vývoje se změnou otáček v nastavení parního a absorpčního oběhu s různými tlakovými poměry admise a emise. Přestože turbína nebyla vystavena otáčkám návrhovým, měřená data si zachovávají určitou míru linearitu v rozsahu měření. Pakliže by bylo technicky možné dosáhnout návrhových otáček turbo-generátoru, pravděpodobně by mohlo být v APC režimu téměř dosaženo návrhové účinnosti turbíny (ačkoliv reálně je charakteristika turbíny parabolická). Na první pohled je evidentní, že expandér dosahuje vyšších účinností při tlakovém poměru 1,5. Návrh turbíny však počítá s tlakovým poměrem 2, kterému se z APC režimu nejvíce blíží stav 11. Zároveň je účinnost vyšší na vyšších absolutních tlacích, např. stav 11, oproti stavu 3 na nižších absolutních tlacích. Pro dosažení

vyšších účinností turbíny i potenciálně celého cyklu na takto nízkých otáčkách byl roztok LiBr pro další měření naředen na 50%, 45% a 40%. Zpracování těchto dat bude ale až součástí budoucích prací.



Obr. 59. Výkon turbo-generátoru v čase při daných otáčkách pro vybraný ustálený stav



Obr. 60. Závislost účinnosti na otáčkách turbo-generátoru pro vybrané ustálené stavy systému

Tab. 9. Tabulka měřených veličin a výsledných parametrů

Stav		1	2	3	4	9	10	11	12
čas od	hh:mm:ss	10:14:25	10:34:28	11:02:00	11:21:00	13:00:00	13:45:37	14:10:00	14:36:18
čas do	hh:mm:ss	10:28:30	10:39:28	11:13:00	11:23:00	13:08:00	13:47:33	14:23:00	14:44:25
Tlak čerpadlo bohatý roztok LiBr	[kPa]	4,68	5,48	5,00	4,65	5,90	5,55	5,49	5,83
Tlak čerpadlo chudý roztok LiBr	[kPa]	15,16	12,58	14,58	16,85	12,12	16,13	18,96	21,17
Tlak admise turbíny	[kPa]	5,12	2,93	4,71	5,50	3,43	8,66	7,08	7,20
Tlak emise turbíny	[kPa]	1,87	2,59	1,85	1,70	2,62	2,88	2,83	2,20
Teplota výstupu chudého LiBr z SWEP	[°C]	47,45	42,05	47,27	47,98	44,96	52,98	54,00	51,27
Teplota vstupu bohatého LiBr do SWEP	[°C]	70,91	67,18	68,72	70,58	68,44	82,05	76,40	78,56
Teplota výstupu bohatého LiBr z SWEP	[°C]	42,92	39,52	43,45	46,43	45,64	35,89	52,77	51,21
Teplota páry admise turbíny	[°C]	56,93	59,77	61,54	62,45	60,93	66,59	69,33	70,83
Mezní teplota přehřátí páry admise	[°C]	33,31	23,67	31,81	34,58	26,34	43,03	39,21	39,52
Teplota páry emise turbíny	[°C]	35,50	42,35	39,99	40,10	46,37	42,43	47,74	48,75
Mezní teplota přehřátí páry emise	[°C]	16,43	21,66	16,25	14,95	21,85	23,42	23,10	19,01
Teplota vstupu topné vody	[°C]	77,39	76,16	76,17	78,58	76,24	87,96	85,08	85,49
Teplota výstupu topné vody	[°C]	74,30	71,13	73,11	74,93	72,81	86,85	81,30	81,67
Teplota čidlo 1 desorbér	[°C]	67,45	61,59	66,22	67,60	64,74	81,58	73,32	73,03
Teplota čidlo 2 desorbér	[°C]	69,12	63,58	68,66	69,48	67,08	82,30	74,40	75,26
Teplota čidlo 3 desorbér	[°C]	69,33	63,76	68,48	69,30	67,18	82,72	74,69	75,74
Teplota čidlo 4 desorbér	[°C]	69,84	64,41	68,37	69,73	66,94	82,88	75,26	76,42
Teplota čidlo 5 desorbér	[°C]	71,16	65,98	69,58	70,90	67,69	84,29	76,70	78,01
Teplota čidlo 6 desorbér	[°C]	70,47	65,32	68,20	69,70	66,20	79,60	76,00	76,71
Teplota vstupu chladicí vody	[°C]	22,54	23,65	22,70	22,80	26,90	25,65	30,74	26,41
Teplota výstupu chladicí vody	[°C]	27,52	30,76	27,70	27,73	32,27	29,02	38,81	34,15
Průtok topné vody	[m ³ /s]	7,40E-04	7,09E-04	6,89E-04	6,85E-04	6,75E-04	6,81E-04	6,90E-04	7,11E-04
Průtok chladicí vody	[m ³ /s]	4,27E-04	4,28E-04	4,27E-04	4,26E-04	4,30E-04	2,98E-04	3,01E-04	4,29E-04
Otáčky chladiče	[%]	5,1	5,9	6,0	6,0	2,5	1,5	1,5	5,0
Průtok bohatého roztoku LiBr	[m ³ /s]	1,84E-06	1,91E-06	1,81E-06	2,21E-06	1,60E-06	5,04E-07	2,35E-06	2,89E-06
Průtok chudého roztoku LiBr	[m ³ /s]	2,06E-06	9,10E-07	1,75E-06	2,26E-06	3,51E-07	1,05E-07	2,18E-06	2,23E-06
Průtok recirkulace	[m ³ /s]	0	0	0	0	0	0	0	0
Entalpie vstupní topné vody	[kJ/kg]	324,17	319,04	319,08	329,15	319,36	368,57	356,45	358,20
Entalpie výstupní topné vody	[kJ/kg]	311,21	297,93	306,25	313,85	304,99	363,90	340,61	342,14
Hustota vstupní topné vody	[kg/m ³]	973,45	974,19	974,18	972,72	974,14	966,71	968,61	968,34
Průtok topné vody	[kg/s]	0,720	0,690	0,671	0,667	0,658	0,659	0,669	0,688
Přivedené teplo	[kW]	9,33	14,58	8,62	10,21	9,46	3,08	10,59	11,05
Entalpie vstupní chladicí vody	[kJ/kg]	94,73	99,35	95,41	95,81	112,94	107,71	129,02	110,89
Entalpie výstupní chladicí vody	[kJ/kg]	115,55	129,10	116,30	116,40	135,41	121,82	162,72	143,26
Hustota vstupní chladicí vody	[kg/m ³]	997,69	997,43	997,66	997,63	996,59	996,92	995,47	996,72
Průtok chladicí vody	[kg/s]	0,426	0,427	0,426	0,425	0,428	0,297	0,300	0,428
Odvedené teplo	[kW]	8,87	12,70	8,90	8,76	9,63	4,20	10,10	13,84
Základní koncentrace LiBr	[-]	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54
Teplota čidlo 1 absorbér	[°C]	38,09	40,17	41,01	40,16	40,14	39,46	44,72	48,61
Teplota čidlo 2 absorbér	[°C]	34,83	36,43	37,49	36,60	38,21	38,09	42,67	47,24
Teplota čidlo 3 absorbér	[°C]	31,75	32,72	34,01	33,02	35,71	35,95	40,44	45,69
Teplota čidlo 4 absorbér	[°C]	27,52	27,58	28,01	27,41	31,26	30,34	31,43	32,85
Teplota čidlo 5 absorbér	[°C]					29,02	28,50	30,16	28,77
Teplota čidlo 6 absorbér	[°C]					29,51	28,44	30,01	27,93
Teplota čidlo 7 absorbér	[°C]					31,98	29,79	30,41	30,27
Teplota výstup chudého roztoku	[°C]	24,89	25,57	25,23	24,10	29,05	26,41	31,08	28,41
Průměrná teplota	[°C]					31,41	32,11	34,12	33,91
Průtok páry	[m ³ /s]	3,47E-03	5,58E-03	3,23E-03	3,80E-03	3,68E-03	1,19E-03	3,95E-03	4,13E-03
Koncentrace chudý LiBr	[-]		0,423			0,422	0,433		
Koncentrace bohatý LiBr	[-]		0,398			0,406	0,431		
Entalpie admise	[kJ/kg]	2606,45	2612,33	2615,27	2616,83	2614,41	2624,03	2629,56	2632,40
Entropie admise	[kJ/kg K]	8,53	8,80	8,59	8,52	8,74	8,34	8,45	8,45
Entalpie isoentropická emise	[kJ/kg]	2467,00	2593,87	2484,48	2454,31	2574,26	2468,39	2498,19	2465,10
Isoentropický výkon	[W]	483,22	103,07	422,34	618,04	147,58	184,90	519,31	691,25
Výkon (účinnost turbíny 65%)	[W]	314,09	67,00	274,52	401,73	95,93	120,19	337,55	449,31
Účinnost cyklu	[%]	3,37%	0,46%	3,19%	3,94%	1,01%	3,90%	3,19%	4,07%
Účinnost využití	[%]	0,22%	0,05%	0,21%	0,30%	0,08%	0,08%	0,22%	0,28%
Maximální měřený výkon	[W]	49,44		39,28	52,86			71,97	80,48
Maximální účinnost cyklu	[%]	0,53%		0,46%	0,52%			0,68%	0,73%

Z tabulky 9 jsou patrné hodnoty měřených veličin. Hmotnostní průtok páry pro turbínu byl určován z energetické bilance desorbéru namísto hmotnostní bilance a to z důvodu předejít přechodným účinkům ovlivňující průtok (zvyšování či snižování hladiny média v desorbéru při regulaci cyklu [31]). Oproti návrhovým parametrům (90°C) dosahovala teplota vstupní topné vody 85,5°C a hmotnostní koncentrace média byla místo 30% / 50% (chudý / bohatý) zvýšena na 54% pro napuštěný roztok. Společně s teplotou, tlakovým poměrem ale i absolutními tlaky je viditelná změna účinnosti turbo-generátoru, potažmo celého cyklu, viz detail srovnání v tabulce 10. Se zvyšující se teplotou a vyšší polohou absolutních tlaků s větším tlakovým poměrem se zvyšuje i účinnost oběhu.

Tab. 10. Detail vlivu tlakového poměru, teploty a absolutního tlaku na účinnost oběhu

Položka	Jednotky	Stav 1	Stav 3	Stav 4	Stav 11	Stav 12
Tlak admise turbíny	<i>kPa</i>	5,12	5,71	5,5	7,08	7,8
Tlak emise turbíny	<i>kPa</i>	1,87	1,85	1,7	2,83	2,2
Tlakový poměr	-	2,74	3,09	3,24	2,51	3,55
Teplota páry admise turbíny	°C	56,93	61,54	62,45	69,33	70,83
Účinnost cyklu	%	0,53	0,46	0,52	0,68	0,73

6 Závěr

Na základě analýzy absorpčních oběhů je patrná míra absence experimentálních, natož komerčních, zařízení v oblasti využití těchto oběhů pro produkci práce. Komerční instalace využívající nízkopotenciální teplo pro produkci práce, používající pracovní látku směs $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, lze nalézt ve světě pouze v řádech jednotek, přičemž drtivá většina z těchto zařízení je momentálně odstavena. Jako reakce na tyto poznatky byly uveřejněny teoretické výhody pracovní látky LiBr Ing. Novotným a prof. Kolovratníkem v publikaci [4] z kterýchžto vycházel návrh zařízení.

Sestavením základního bilančního schématu byl definován podklad pro výpočet aparátů dodaný ing. Szücsem na základě čehož byly navrženy potřebné části jednotky APC společně se vznikem PFID schématu s definovanými aparáty, potrubním propojením s armaturami, systémem měření a regulace. Tvorbou výkresové dokumentace a kooperační činností s dodavatelem bylo docíleno výroby nenormalizovaných částí experimentálního stanoviště, které bylo následně postaveno ve venkovních prostorách pozemku UCEEB ČVUT.

Samotná stavba a montáž zařízení byla provázena pouze standardními problémy s těsností, které byly po důkladném testování odhaleny a odstraněny. Zařízení bylo záhy připojeno k systému suchého chladiče a k potrubní větvi topné vody mikro-teplárny Wave 50 a Wave 120, čímž bylo připraveno na testovací najetí s destilovanou vodou jako médiem.

Testovací měření v APC režimu odhalilo drobné nedostatky a závady v systému regulace a měření a opakující se problém s těsností. Chyby byly v měření a regulaci odladěny a došlo k výměně vybraných částí těsněných výrobcem.

Přestože při experimentálním měření s roztokem 54% LiBr bylo dosaženo nižších než návrhových parametrů turbíny, tedy i parametrů oběhu jako takového (návrhová účinnost oběhu 1,86%, dosažená maximální účinnost při daných parametrech 0,73%), bylo zaznamenáno množství užitečných experimentálních dat a poznatků pro budoucí analýzy a následnou optimalizaci absorpčního oběhu s médiem LiBr pro produkci práce. Dle dostupné světové literatury se jedná o první zařízení svého druhu.

Na zařízení jsou nadále prováděna experimentální měření pro jiná nastavení systému a méně koncentrovaný roztok LiBr ve snaze zajistit maximální objem experimentálních dat a dosáhnout lepších účinností turbo-generátoru i cyklu a kvantifikovat reálnou aplikovatelnost APC s LiBr.

Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, xiv, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4
- [2] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-857-8095-X.
- [3] FOLEY, Gearoid, DEVAULT, Robert, SWEETSER, Richard. The Future of Absorption Technology in America. a critical Look at the Impact of BCHP and Innovation. *Advanced Building Systems – 2000 Conference*, Updated June 16, 2000. [cit. 30. 06. 2020]. Dostupné z: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2013/11/f4/absorption_future.pdf
- [4] NOVOTNY, Vaclav, KOLOVRATNIK, Michal. Absorption power cycles for low-temperature heat sources using aqueous salt solutions as working fluids. *International Journal of Energy Research* [online]. 2017, 41(7), 952-975 [cit. 30. 06. 2020]. DOI: 10.1002/er.3671. ISSN 0363907X. Dostupné z: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/er.3671>
- [5] Broad air conditioning, absorpční jednotky pro chlazení a vytápění [online]. [cit. 30. 06. 2020]. Dostupné z: <http://www.broad.cz/broad2013/reference.php>
- [6] Tender sale of up to 3.4 MWe Kalina geothermal power plant technology of Unterhaching | Think GeoEnergy - Geothermal Energy News. *Geothermal Energy News | Think GeoEnergy - Geothermal Energy News* [online]. Copyright © ThinkGeoEnergy ehf. 2020 [cit. 02. 07. 2020]. Dostupné z: <https://www.thinkgeoenergy.com/tender-sale-of-up-to-3-4-mwe-kalina-geothermal-power-plant-technology-of-unterhaching/>
- [7] ZHANG, Xinxin, HE, Maogang, ZHANG, Ying. a review of research on the Kalina cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2012, 16(7), 5309-5318 [cit. 02. 07. 2020]. DOI: 10.1016/j.rser.2012.05.040. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032112003747?via%3Dihub>
- [8] SUCHNA, Daniel. *Návrh komponent pro experimentální smyčku LiBr absorpčního oběhu*. Praha ČVUT, 2018. [cit. 02. 07. 2020]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/80562>
- [9] SZUCS, David Juraj. *Návrh experimentální jednotky založeném na absorpčním oběhu pro konání práce a využívající roztok LiBr*. Praha ČVUT, 2019. [cit. 02. 07. 2020]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/83513>

- [10] CERBET - Tvorba výkresové dokumentace a 3D modelace. *CERBET - Tvorba výkresové dokumentace a 3D modelace* [online]. [cit. 02. 07. 2020].
Dostupné z: <http://www.cerbet.cz/reference-35>
- [11] BHC Jílové s.r.o. [online]. Copyright © [cit. 06. 07. 2020]. Dostupné z:
http://bhcjilove.cz/wp/wp-content/uploads/2019/06/KBN_CJ_AJ_2019_05.pdf
- [12] Ventily, klapky, průmyslové armatury - COREX Pardubice. *Ventily, klapky, průmyslové armatury - COREX Pardubice* [online]. [cit. 06. 07. 2020]. Dostupné z: https://corex-pardubice.cz/Uvod/gclid/EAlaIQobChMI_o73xLC46gIVxevtCh3ArA6vEAAYAAAEgISD_D_BwE
- [13] Databáze Techportal.cz. Cr-Ni austenitická ocel odolná korozi. 1.4301. *Dokumenty a právní předpisy* [online]. [cit. 06. 07. 2020]. Dostupné z:
https://www.techportal.cz/searchcontent.phtml?getFile=2AXR_TUAMiBFGAgUc6BzY5pKR4a_RmSdJyeRJhvhWt6GT3USXlrODF32bS3UUhLnzI00RA9x7p75N8MGgz73w
- [14] SWEP brazed plate heat exchangers B5T - SWEP. *SWEP brazed plate heat exchangers - SWEP* [online]. [cit. 06. 07. 2020]. Dostupné z: <https://www.swep.net/products/b5t/>
- [15] MG200XK&DC24WI,China magnetic drive gear pump,oil pump gear pump
China. *Topsflo,The high-end Micro DC Pump leader in China,Micro DC brushless water pump supplier* [online]. Copyright ©Copyright 2014 [cit. 06. 07. 2020]. Dostupné z: <http://www.topsflo.com/micro-gear-pump/mg200xk-dc24wi.html#Curve>.
- [16] MALONEY JD, ROBERTSON RC. *Thermodynamic study of heat power cycles*. Oak Ridge National Laboratory Report. CF-53-8-43; 1953.
- [17] Kalina AI. Generation of energy by means of a working fluid, and regeneration of a working fluid, US 4346561 A, Aug 31, 1982. Dostupné z:
<https://patents.google.com/patent/US4346561>
- [18] Kalina AI. Method of generating energy, US 4548043 A, Oct 22, 1985. Dostupné z:
<https://patents.google.com/patent/US4548043>
- [19] Wasabi Energy acquires Husavik Kalina Geothermal Power Plant in Iceland | Think GeoEnergy - Geothermal Energy News. *Geothermal Energy News | Think GeoEnergy - Geothermal Energy News* [online]. Copyright © ThinkGeoEnergy ehf. 2020 [cit. 08. 07. 2020]. Dostupné z: <https://www.thinkgeoenergy.com/wasabi-energy-acquires-husavik-kalina-geothermal-power-plant-in-iceland/>

- [20] Wasabi Energy starts-up Kalina Cycle EcoGen unit at Japanese Hot Spring | Think GeoEnergy - Geothermal Energy News. *Geothermal Energy News | Think GeoEnergy - Geothermal Energy News* [online]. Copyright © ThinkGeoEnergy ehf. 2020 [cit. 08. 07. 2020]. Dostupné z: <https://www.thinkgeoenergy.com/wasabi-energy-starts-up-kalina-cycle-ecogen-unit-at-japanese-hot-spring/>
- [21] Notes from the North: a Report on the Debut Year of the 2 MW Kalina Cycle® Geothermal Power Plant in Húsavík, Iceland. *ResearchGate | Find and share research* [online]. Copyright © 2010 John Wiley [cit. 09. 07. 2020]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/279704974_Notes_from_the_North_A_Report_on_the_Debut_Year_of_the_2_MW_Kalina_CycleR_Geothermal_Power_Plant_in_Husavik_Iceland
- [22] Húsavík diagram of the multiple uses of the geothermal energy, adapted... | Download Scientific Diagram. *ResearchGate | Find and share research* [online]. Copyright © 2008 [cit. 09. 07. 2020]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Husavik-diagram-of-the-multiple-uses-of-the-geothermal-energy-adapted-from-63_fig20_282726696
- [23] YANAGISAWA, Norio, MURAOKA, Hirofumi, SASAKI, Munetake, SUGITA, Hajime, IOKA, Sei-ichiro, SATO, Masatake, OSATO, Kazumi. Status of development of power generation system using hot spring fluid. *International Geothermal Association – Cool the earth, stay hot with geothermal. Proceedings of the 9th Asian Geothermal Symposium, 7-9 November 2011.* [online]. Copyright © [cit. 09. 07. 2020]. Dostupné z: https://www.geothermal-energy.org/pdf/IGAstandard/Asian/2011/19_Norio_Yanagisawa.pdf
- [24] YANAGISAWA, Norio, MURAOKA, Hirofumi, SASAKI, Munetake, SUGITA, Hajime, IOKA, Sei-ichiro, SATO, Masatake, OSATO, Kazumi. *Starting field test of Kalina system using hot spring fluid in japan.* [online]. Copyright © [cit. 09. 07. 2020]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/266459199_STARTING_FIELD_TEST_OF_KALINA_SYSTEM_USING_HOT_SPRING_FLUID_IN_JAPAN
- [25] Some Efficient Solutions to Recover Low and Medium Waste Heat: Competitiveness of the Thermoacoustic Technology - ScienceDirect. *ScienceDirect.com | Science, health and medical journals, full text articles and books.* [online]. Copyright © 2014 Elsevier Ltd. [cit. 15. 07. 2020]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610214008613>

- [26] RIEGER, František, Václav NOVÁK a Tomáš JIROUT. *Hydromechanické procesy I. V Praze:* Nakladatelství ČVUT, 2007 dotisk. ISBN 978-80-01-03286-2.
- [27] Extrémní rychlosti větru. [online]. Copyright © Ústav fyziky atmosféry AV ČR, v.v.i. [cit. 15. 07. 2020]. Dostupné z: <http://vitr.ufa.cas.cz/extremni-vitr/>
- [28] Větrná a sněhová mapa pokrytí v ČR. *David Štíčka - Fotovoltaické systémy* [online]. Copyright © Fotovoltaické systémy [cit. 16. 07. 2020]. Dostupné z: <http://www.sticka.cz/mapy/>
- [29] NOVOTNY, Vaclav, et al. "Possibilities of water-lithium bromide absorption power cycles for low temperature, low power and combined power and cooling systems." *Energy Procedia* 129 (2017): 818-825. ScienceDirect. | Science, health and medical journals, full text articles and books. [online]. Copyright © 2017 [cit. 16. 07. 2020]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217339632>
- [30] NOVOTNY, Vaclav, et al. "Design and Manufacturing of a Metal 3D Printed kW Scale Axial Turboexpander." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 58714. American Society of Mechanical Engineers, 2019. | Request PDF. ResearchGate | Find and share research [online]. Copyright © 2008 [cit. 16. 07. 2020]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/337066074_Design_and_Manufacturing_of_a_Metal_3D_Printed_kW_Scale_Axial_Turboexpander
- [31] NOVOTNY, Vaclav; PAVLICKO, Jan, et al. "3D-printed Plastic Micro Turboexpander for Absorption Power Cycle – Considerations, Design and First Experimental Results." *PSE 2020, Plzeň* [cit. 03. 08. 2020]

Seznam obrázků

Obr. 1. Diagramy Kalina cyklů procesních toků pro a) vysokoteplotní b) středně teplotní c) nízkoteplotní geotermální zdroj [4] – upraveno	2
Obr. 2. Základní rozdělení absorpčních kolon podle konfigurace aparátu vytvořeno z [26].	3
Obr. 3. Dühringův diagram závislosti vypařovacího tlaku vody na teplotě pro nasycený vodný roztok bromidu lithného [4] – upraveno.....	4
Obr. 4. Absorpční chladicí oběh [4] – upraveno	5
Obr. 5. Schéma kombinovaného oběhu produkujícího elektřinu a chlad [29] – upraveno	6
Obr. 6. Nízkoteplotní absorpční oběh pro produkci práce [4] – upraveno	6
Obr. 7. Maximální energetická účinnost využití zdroje tepla ($\eta_{1st, hs}$) pro APC a pro referenční Rankinovy cykly [4] – upraveno	7
Obr. 8. Absorpční dvoufázový chladič na spalování plynu, model BZ firmy Broad [5]	8
Obr. 9. Absorpční chladič BDH6X80/90-38,5/33,5/12-20, instalace UCEEB ČVUT.....	9
Obr. 10. Geotermální elektrárna s Kalinovým oběhem [6].....	10
Obr. 11. Procesní diagram zapojení geotermální absorpční elektrárny Húsavík [22] – upraveno	11
Obr. 12. Pohled na technologii Japonské elektrárny EcoGen [24]	12
Obr. 13. Vztah mezi teplotou vstupní vody a utilizačním faktorem v poměru čistého výkonu elektřiny k tepelnému příkonu v cyklu Kalina [23] – upraveno	12
Obr. 14. Schématický diagram APC s čísly proudů odkazujících na model programu EES [9] – upraveno	14
Obr. 15. Bilanční schéma absorbéru	15
Obr. 16. Bilanční schéma desorbéru	16
Obr. 17. Bilanční schéma rekuperátoru	17
Obr. 18. Bilanční schéma turbíny	18
Obr. 19. Bilanční schéma čerpadla 1.....	18
Obr. 20. Bilanční schéma čerpadla 2.....	19
Obr. 21. Absorbér firmy CERBET a) model v řezu b) plný model.....	22
Obr. 22. Absorbér firmy CERBET, náhled do vrchní sekce [10].....	23
Obr. 23. Desorbér firmy CERBET a) model v řezu b) plný model.....	24

Obr. 24. Sběrač kondenzátu firmy CERBET a) model v řezu b) plný model.....	24
Obr. 25. Mikro turbogenerátor a) model v řezu b) plný model optimalizováno [8]	25
Obr. 26. Elektrické schéma zapojení vyvedení výkonu z turbogenerátoru	26
Obr. 27. Model deskového výměníku SWEP B5Tx10 1kW (rekuperátor).....	26
Obr. 28. Model vývěvy V-i 220SV značky Value	27
Obr. 29. Model průtokoměru LVB-06	27
Obr. 30. Model mikročerpadla TOPSFLO [15] s označením MG204XK&DC24WI.....	28
Obr. 31. Základní schéma modelového aparátového uspořádání.....	30
Obr. 32. Konstrukce a) bez opláštění b) s opláštěním	32
Obr. 33. Mapa větrných oblastí na území České republiky [28]	33
Obr. 34. Přehled extrémních rychlostí nárazového větru [27]	33
Obr. 35. MKP analýza konstrukce, vizualizace a) součinitele bezpečnosti b) napětí	36
Obr. 36. Detail sítě v namáhaném uzlu horizontálního uchycení I-profilu	37
Obr. 37. Kuželové spojení kulového kohoutu (model kohoutu převzat pro účely výkresu od firmy Schwer).....	38
Obr. 38. Graf pro určení koeficientu ε dle normy EN 13445-3	41
Obr. 39. Hodnoty P_r / P_y jako funkce P_m / P_y dle normy EN 13445-3.....	42
Obr. 40. WPS-4920 vizualizace svařované dvojice a sekvence svařování	44
Obr. 41. WPS-4920-1 vizualizace svařované dvojice a sekvence svařování	44
Obr. 42. Umístění teplotních jímek v parním potrubí a) T kus na emisi b) před kolenem na admisi	45
Obr. 43. Přední axonometrický pohled na instalaci jednotky APC	47
Obr. 44. Zadní axonometrický pohled na instalaci jednotky APC.....	48
Obr. 45. První fáze výstavby jednotky APC	56
Obr. 46. Druhá, třetí a čtvrtá fáze výstavby APC	56
Obr. 47. Čtvrtá fáze výstavby APC a) křižovatka topné vody a zpátečky b) parní potrubí, připojení měření.....	57
Obr. 48. Vývoj tlaku po odstávce prvního najetí APC s destilovanou vodou jako médiem. V průběhu 14.5. byl zatěsněn jeden ze zdrojů netěsností a provedeno opět vakuování na cca 5 kPa	59
Obr. 49. Demontáž průhledítka desorbéru, přítomnost nečistot v těsnění	59

Obr. 50. Graf vývoje tlaku před a za turbínou po vakuování a najetí v ORC režimu s přetěsněnými průhledítky	60
Obr. 51. Panel rozvaděče, schéma a řízení	61
Obr. 52. Vývoj tlaku před a za turbínou v průběhu tří dnů měření (23.6. 54%; 24.6. 50%; 25.6. 50% LiBr).....	62
Obr. 53. Vývoj tlaku před a za turbínou v průběhu vybraného úseku měření	63
Obr. 54. Průběh průtoků bohatého a chudého roztoku LiBr vybraného úseku měření.....	63
Obr. 55. Přehledový graf vývoje parametrů APC pro různé stavy	65
Obr. 56. Detail výkonů při různých otáčkách turbo-generátoru pro ustálený stav.....	66
Obr. 57. Vývoj teploty v absorberu pro vybrané ustálené stavy	67
Obr. 58. Vývoj teploty v desorberu pro vybrané ustálené stavy	68
Obr. 59. Výkon turbo-generátoru v čase při daných otáčkách pro vybraný ustálený stav	69
Obr. 60. Závislost účinnosti na otáčkách turbo-generátoru pro vybrané ustálené stavy systému	69

Seznam tabulek

Tab. 1. Shrnutí výsledků testů elektrárny Orkuveita Húsavíkur s Kalina oběhem [21] – upraveno	10
Tab. 2. Shrnutí základních jmenovitých parametrů pro pilotní jednotku APC [9] – upraveno ...	13
Tab. 3. Hodnoty hlavních výsledků bilancí termodynamického modelu [9] – upraveno	19
Tab. 4. Hodnoty hlavních parametrů z termodynamického modelu [9] – upraveno	20
Tab. 5. Přehled dimenzovaných tloušťek stěn přímých trubek a kolen pro vnitřní přetlak dle EN 13445-3	40
Tab. 6. Výpočtové hodnoty potrubí podle EN 13445-3	43
Tab. 7. Vstupní údaje pro výpočet chyby teplotních jímek	50
Tab. 8. Průběžné a výsledné hodnoty výpočtu chyby teplotních jímek	52
Tab. 9. Tabulka měřených veličin a výsledných parametrů	70
Tab. 10. Detail vlivu tlakového poměru, teploty a absolutního tlaku na účinnost oběhu	71

Seznam příloh

Příloha 1 – PFID schéma

Příloha 2 – Sestavný výkres konstrukce

Příloha 3 – Výkresy potrubní sítě

Příloha 4 – Celkový sestavný výkres a aparátové listy

Příloha 5 – Výrobní výkresy konstrukce

Příloha 6 – Grafy nasycení

Příloha 7 – Fotodokumentace

Seznam použitých zkratk a symbolů

Zkratka	Popis
AISI	American Iron and Steel Institute
aj.	a jiné
APC	Absorption Power Cycle
atd.	a tak dále
BLDC	Brushless direct current
CaCl ₂	Chlorid vápenatý
CO ₂	Oxid uhličitý
ČSN	Československá státní norma – Česká technická norma
ČVUT	České vysoké učení technické
DIN	Deutsches Institut für Normung
DN	Diameter nominal
DP	Diplomová práce
EES	Engineering equation solver
EN	European standard
G	Trubkový závit se stálým průměrem
H ₂ O	Voda
Hex8	Osmiuzlový lineární hexahedron
ISO	International Organization for Standardization
LiBr	Bromid lithný
LiCl	Chlorid lithný
NBR	Nitrile-butadiene rubber
NDT	Nedestruktivní testování
NH ₃	Amoniak
ORC	Organický Rankinův cyklus
PA	Polyamid
PA	Poloha svařování vodorovná shora
PB	Poloha svařování vodorovná šikmo shora
PC	Poloha svařování vodorovná

P&ID	Piping and instrumentation diagram
PEEK	Polyetheretherketon
PFD	Process flow diagram
PFID	Piping, flow and instrumentation diagram
PID	Proportional-integral-derivate
PN	Pressure nominal
RC	Rankinův cyklus
resp.	respektive
SAE	Society of automotive engineers
SLS	Selektivní laserové slinování
TD	Termodynamika
Tet4	Čtyřuzlový lineární tetrahedron
TIG	Tungsten inert gas
UCEEB	Univerzitní centrum energeticky efektivních budov
WPQR	Welding procedure qualification record
WPS	Welding procedure specification

Symbol	Jednotky	Popis
$\eta_{1st,hs}$	[-]	Účinnost využití zdroje tepla dle prvního zákona termodynamiky
T_{hs}	[°C]	Teplota na vstupu desorbéru
Q_{in}	[kW]	Příkon jednotky APC
$\xi_{chudý}$	$[\frac{\%LiBr}{roztok}]$	Hmotnostní koncentrace chudého roztoku
$\xi_{bohatý}$	$[\frac{\%LiBr}{roztok}]$	Hmotnostní koncentrace bohatého roztoku
W_{gross}	[kW]	Návrhový výkon turbíny
T_{v_odv}	[°C]	Vstupní teplota chladicí vody
T_{ext}	[°C]	Maximální vstupní teplota vzduchu do chladiče
\dot{m}_i	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní tok pro proud i (i=1, 2, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 21, 23, 30, 35)
h_i	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie proudu i (i=1, 2, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 21, 23, 30, 35)

x_i	$\left[\frac{\% \text{LiBr}}{\text{roztok}} \right]$	Hmotnostní koncentrace LiBr v roztoku proudu i ($i=2, 7, 9, 11$)
Q_a	$[kW]$	Teplo odebrané z absorbéru
Q_g	$[kW]$	Teplo dodané do desorbéru
$c_{p(30-35)}$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita vody na chladicím okruhu
$c_{p(21-23)}$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita vody na topném okruhu
$c_{p(1-2)}$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita vody na větvi chudého roztoku LiBr
$c_{p(7-8)}$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita vody na větvi bohatého roztoku LiBr
T_i	$[^{\circ}C]$	Teplota proudu i ($i=1, 2, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 21, 23, 30, 35$)
ξ_i	$\left[\frac{\% \text{LiBr}}{\text{roztok}} \right]$	Hmotnostní koncentrace proudu i ($i=1, 2, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 21, 23, 30, 35$)
s_i	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Entropie proudu i ($i=1, 2, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 21, 23, 30, 35$)
p_i	$[kPa]$	Tlak v potrubí proudu i ($i=1, 2, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 21, 23, 30, 35$)
η_t	$[-]$	Účinnost turbíny
η_{ε}	$[-]$	Účinnost čerpadla
ρ_{11}	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota slabého roztoku LiBr
ρ_8	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota slabého roztoku LiBr
W_t	$[kW]$	Hrubý výkon turbíny
$W_{\varepsilon 1}$	$[kW]$	Příkon čerpadla na větvi chudého roztoku LiBr
$W_{\varepsilon 2}$	$[kW]$	Příkon čerpadla na větvi bohatého roztoku LiBr
W_{Celk_hr}	$[kW]$	Celkový hrubý výkon
\dot{m}_{LiBr}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Celkový hmotnostní průtok LiBr
\dot{m}_{H_2O}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Celkový hmotnostní průtok vody
p_{hp}	$[kPa]$	Admisní tlak
p_{hp}	$[kPa]$	Emisní tlak
$T_{hs,out}$	$[^{\circ}C]$	Výstupní teplota topné vody z desorbéru
Q_{in}	$[kW]$	Tepelný výkon přenesený v desorbéru

Q_{rec}	[kW]	Tepelný výkon přenesený v rekuperátoru
Q_{abs}	[kW]	Tepelný výkon přenesený v absorbéru
W_{pump}	[W]	Vyžadovaný výkon čerpadla roztoku
$W_{cv, pump}$	[W]	Vyžadovaný výkon čerpadla chladicí vody
W_{fan}	[W]	Vyžadovaný výkon suchého chladiče
W_{net}	[kW]	Čistý výkon jednotky
$\eta_{1law, gross}$	[-]	Účinnost cyklu dle 1. zákona TD
$\eta_{1law, net}$	[-]	Čistá účinnost cyklu dle 1. zákona TD
$\eta_{ex, net}$	[-]	Čistá exergická účinnost jednotky
v_{b0}	[m · s ⁻¹]	Přiřazená základní rychlost větru
v_b	[m · s ⁻¹]	Zvolená rychlost větru
$v_{m(z)}$	[m · s ⁻¹]	Charakteristická střední rychlost větru
b	[m]	Šířka zatěžovaného profilu větrem
h	[m]	Střední výška zatěžovaného profilu větrem
z	[m]	Výpočtová výška objektu
z_0	[m]	Parametr drsnosti terénu pro objekt
z_{0II}	[m]	Referenční parametr pro oblast II
A_{ref}	[m ²]	Plocha zatěžovaného objektu větrem
$c_{0(z)}$	[-]	Součinitel horopisu
$c_{r(z)}$	[-]	Součinitel drsnosti terénu
$c_{e(z)}$	[-]	Součinitel expozice
c_s	[-]	Parametr velikosti konstrukce
c_d	[-]	Dynamický součinitel
$c_{pe,10}$	[-]	Součinitel vnějšího tlaku
$q_{p(z)}$	[kPa]	Maximální dynamický tlak větru
q_b	[kPa]	Dynamický tlak větru
w_e	[kPa]	Tlak větru na vnější povrchy konstrukce

ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota vzduchu
F_v	$[N]$	Vnější síla větru
M_k	$[Nm]$	Moment převrácení
M_s	$[Nm]$	Stabilitní moment konstrukce
M'_s	$[Nm]$	Korigované úprava stabilitního momentu konstrukce
F_g	$[N]$	Velikost gravitační síly nezatížené konstrukce
F'_g	$[N]$	Korigovaná gravitační síla zohledňující zatížení konstrukce technologií
a_1	$[m]$	Vzdálenost těžiště v kolmici na klopnou hranu nezatížené konstrukce
a_2	$[m]$	Vzdálenost těžiště v kolmici na klopnou hranu zatížené konstrukce
D_e	$[mm]$	Vnější průměr válcové skořepiny
R	$[mm]$	Poloměr ohybu kolena trubky
T	$[^{\circ}C]$	Provozní teplota svarového spoje
p_c	$[MPa]$	Vnitřní výpočtový tlak v potrubí
$f_{(20^{\circ}C)}$	$[MPa]$	Mez kluzu při 20°C
$f_{(100^{\circ}C)}$	$[MPa]$	Mez kluzu při 100°C
z	$[-]$	Součinitel svarového spoje
k	$[-]$	Součinitel bezpečnosti
e	$[mm]$	Požadovaná tloušťka stěny trubky
e_{int}	$[mm]$	Minimální tloušťka stěny vnitřního oblouku trubky
e_{ext}	$[mm]$	Minimální tloušťka stěny vnějšího oblouku trubky
c	$[mm]$	Korozní přídavek na stěnu trubky
e_{min}	$[mm]$	Minimální tloušťka stěny
e_n	$[mm]$	Jmenovitá tloušťka stěny
e_a	$[mm]$	Výpočtová síla stěny
L	$[mm]$	Délka válce
n_{cyl}	$[-]$	Počet obvodových vln nevyztužené části válcového pláště
P_y	$[MPa]$	Tlak, při kterém je dosaženo meze kluzu pro střední obvodové napětí

P_m	[MPa]	Teoretický tlak při elastické ztrátě stability skořepiny
P_r	[MPa]	Teoretický maximální dovolený přetlak
σ_e	[MPa]	Mez kluzu
E	[GPa]	Modul pružnosti v tahu
ε	[–]	Výpočtový koeficient
S	[–]	Součinitel bezpečnosti pro konstrukční provozní podmínky
D_p	[mm]	Průměr jímky v páře
D_{vzd}	[mm]	Průměr jímky na vzduchu
s_p	[mm]	Tloušťka stěny jímky v páře
s_{vzd}	[mm]	Tloušťka stěny jímky na vzduchu
H_p	[mm]	Délka jímky v páře
H_{vzd}	[mm]	Délka jímky na vzduchu
λ_j	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]	Tepelná vodivost materiálu jímky
λ_{past}	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]	Tepelná vodivost pasty včetně teplotního čidla v jímce
t_{par}	[°C]	Teplota par
t_{vzd}	[°C]	Teplota okolního vzduchu
$t_{j-par\phi}$	[°C]	Iterovaná průměrná teplota jímky v trubce
$t_{j-vzd\phi}$	[°C]	Iterovaná průměrná teplota jímky nad trubkou
Δt_{par}	[°C]	Teplotní diference – chyba měření
α_{par-j}	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla z páry do jímky
α_{j-vzd}	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla z jímky do vzduchu
A_{j-par}	[mm ²]	Plocha jímky v páře
A_{j-vzd}	[mm ²]	Plocha jímky na vzduchu
f_p	[mm ²]	Průřez stěny jímky v páře
f_{vzd}	[mm ²]	Průřez stěny jímky na vzduchu
f_j	[mm ²]	Průřez vnitřního objemu jímky s pastou

Q_{par-j}	[W]	Teplo předané z páry do jímky
Q_{j-vzd}	[W]	Teplo předané z jímky do vzduchu
$Q_{j-past-ved}$	[W]	Vedení tepla pastou v jímce
$Q_{j-tr-ved}$	[W]	Vedení tepla stěnou jímky
$Q_{par-ved-celk}$	[W]	Celkové teplo vedené osou jímky

