ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

BÁRA DOLEŽALOVÁ

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Doležalová** Jméno: **Bára** Osobní číslo: **457667**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Sušení čistírenských kalů

Název diplomové práce anglicky:

Drying of a sludge from wastewater treatment plant

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte statickou analýzu sušení čistírenských kalů ohřátým vzduchem.
Práce bude obsahovat:
1) Rešerši vlastností čistírenských kalů a způsobů jejich sušení.
2) Energetickou bilanci sušení čistírenských kalů ohřátým vzduchem.
3) Bilanci sušení kalů s využitím rekuperace tepla a recirkulace vzduchu.
4) Analýzu vlivu různých podmínek sušení kalů na energetickou náročnost procesu.
5) Kvantifikaci vlivu různých podmínek sušení kalů na potřebnou velikost sušárny.

Seznam doporučené literatury:

Šafařík, P., Vestfálová, M.: Termodynamika vlhkého vzduchu. ČVUT Praha, 2016, ISBN 978-80-01-06020-9
Šesták, J., Žitný, R.: Tepelné pochody II, skriptum ČVUT, 2006

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

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

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

Datum zadání diplomové práce: **29.04.2020** Termín odevzdání diplomové práce: **26.06.2020**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2021**

doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

29.4.2020
Datum převzetí zadání

Doležalová
Podpis studentky

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracovala samostatně a že jsem uvedla veškeré informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne 17. 7. 2020 .....

Bc. Bára Doležalová

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Bára Doležalová
Název DP:	Sušení čistírenských kalů
Anglický název:	Drying of a sludge from wastewater treatment plant
Akademický rok:	2019/2020
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky
Vedoucí DP:	doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 63 Počet obrázků: 26 Počet tabulek: 7 Počet příloh: 0
Klíčová slova:	Konvekční sušení, vlhký vzduch, čistírenský kal, suška, tepelná a hmotnostní bilance, rekuperace, recirkulace, analýza statiky sušení
Keyword:	Convection drying, humid air, wastewater treatment plant sludge, dryer, energy and mass balance, recuperation, recirculation, analysis of drying statics
Anotace:	Práce se zabývá popisem procesu sušení čistírenských kalů, výpočtem tepelné a hmotnostní bilance pásové sušky a následnými opatřeními pro zlepšení energetické náročnosti celého procesu sušení. Byl analyzován vliv různých podmínek sušení na energetickou náročnost procesu a potřebnou velikost sušárny.
Abstract:	This thesis deals with the description of drying processes of wastewater treatment sluge, including the energy and mass balance calculations of belt dryer. Subsequent processes leading to better energy intensity of drying process are also discussed. Finally, influence of different conditions of drying process to energy intensity of drying process and dryer size is analyzed at the end of this thesis.

Poděkování

Ráda bych tímto poděkovala mému vedoucímu práce doc. Ing. Tomáši Dlouhému, CSc. za odborný dohled, cenné rady a především čas, který mi byl ochoten věnovat. Dále bych ráda poděkovala svému kolegovi Ing. Miroslavu Donovalovi za cenné rady, zkušenosti a morální podporu při psaní této práce.

Poslední, ale neméně důležité poděkování patří mé rodině, která mi poskytovala neutuchající morální podporu a zázemí.

Obsah

1. Úvod 9
2. Vznik čistírenského kalu 10
2.1 Mechanické čištění 10
2.2 Biologické čištění 12
2.3 Zpracování kalu 13
3. Čistírenské kaly 14
3.1. Vyhláška č. 437/2016 Sb. 14
4. Sušení 15
4.1. Podstata procesu sušení 15
4.2. Typy vazby vlhkosti v materiálu 16
4.3. Určování obsahu vody 17
4.4. Sušící prostředí 17
5. Statika sušení 19
6. Druhy sušek 19
6.1. Kontaktní sušky 20
Lopatková suška 20
Sublimační suška 20
Technologie mikrovlnného ohřevu 20
Infračervené záření 21
6.2. Konvekční sušky 21
Rotační bubnová suška 21
Rozprašovací suška 21
Proudová suška 22
Komorová suška 23
Pásová suška 23
6.3. Solární sušky 25
6.4. Volba druhu sušky 25
7. Tepelná a hmotnostní bilance 26
7.1. Bilanční schéma vzduchové sušky 26
7.2. Definice základních parametrů bilance 26
7.3. Definice vstupních a výstupních pevných parametrů 27
7.4. Základní výpočty pevných parametrů 27

7.5. Vyjádření parametrů na výstupu ze sušky ... 28
7.6. Tepelná bilance sušení ... 30
7.7. Grafické výstupy a shrnutí výsledků ... 31
7.8. Bilance rekuperace tepla z odváděného vzduchu ... 34
7.9. Užití sekundární recirkulace ... 37
7.10. Užití primární recirkulace ... 39
7.11. Teplota ohřevu vzduchu pro sušení ... 41
8. Analýza výsledků ... 42
8.1. Analýza rekuperace tepla ... 42
8.2. Analýza sekundární recirkulace ... 49
8.3. Analýza primární recirkulace ... 50
9. Vliv podmínek sušení na velikost sušky ... 52
9.1. Relativní srovnání povrchů sušeného materiálu ... 52
9.2. Zhodnocení výsledků ... 54
10. Závěr ... 56
Bibliografie ... 57
Seznam obrázků ... 60
Seznam tabulek ... 62

Seznam použitých symbolů a indexů

Veličiny

A, B, C	[1]	Antoinovy koeficienty
c	[kJ/kg·K]	měrná tepelná kapacita
h	[kJ/kg]	entalpie
I	[J/ kg·K]	výparné teplo
k	[W/m^2·K]	součinitel prostupu tepla
M	[kg/s]	hmotnostní průtok
m	[kg]	hmotnost
p	[Pa]	tlak
Q	[kJ]	teplo
q	[kJ/ kg odp. vody]	měrná energetická náročnost
r	[1]	součinitel recirkulace
S	[m^2]	plocha
t	[°C]	teplota
W	[kg/s]	hmotnostní průtok vody
X	[1]	měrná vlhkost
φ	[%]	relativní vlhkost

Indexy

atm	atmosférický
k	kondenzát
ln	logaritmický
m	materiál
O	ohřevu
o	okolí
$p_d^{''}$	parciální tlak syté vodní páry
RB	rosný bod
rec, r	recirkulace
rek	rekuperace
S	sušení
$s, suš$	sušiny
sv	suchého vzduchu
SV	suchý vzduch
v	vzduch
vp	vodní páry
vr	vzduch rekuperace
w	vody

1. Úvod

Doba, ve které nyní žijeme, je charakterizována dynamickým nárůstem populace ve světě. V důsledku toho však roste produkce čistírenských kalů. Současnost je zároveň typická stále se zvyšujícími ekologickými nároky na všechna odvětví lidské činnosti, zpracováním čistírenských kalů nevyjímaje. Otázka, jak s těmito biologickými kaly vhodným způsobem naložit, je tedy velmi aktuální.

Tato práce se zaměřuje na jednu z možností nakládání s čistírenskými kaly, pokud je není možno rekultivovat nebo využít v zemědělství. Jako nejvhodnější se jeví energetické využití kalu, tedy termická destrukce kalů, jejímž prvním krokem je sušení kalů.

První kapitola je rešeršního charakteru a popisuje hospodaření s čistírenskými kaly, aktuální platné vyhlášky a následné technologické možnosti zpracování po zpřísnění podmínek pro použití čistírenských kalů v zemědělství. Dále jsou zde popsány základy sušení, jeho způsoby a základní typy sušek k tomu používaných.

Druhá kapitola se zaměřuje na výpočet tepelné a hmotnostní bilance konkrétního případu sušení, tedy pásové sušky bez jakéhokoli přídavného přihřívání sušicího vzduchu.

Třetí kapitola se věnuje opatřením zlepšujícím energetickou náročnost celého procesu sušení. Výpočet nejprve zahrnuje pouze rekuperaci výstupního vzduchu ze sušky, který ohřívá vstupní vzduch do sušky. V další části je do procesu sušení zahrnuta primární i sekundární recirkulace výstupního vzduchu ze sušky.

V poslední kapitole je zohledněn vliv různých podmínek sušení na velikost sušky. Výpočet je zjednodušený z hlediska teoretického nahrazení sušky jednoduchým protiproudým výměníkem.

2. Vznik čistírenského kalu

Čistírenský kal je produktem procesu čištění odpadních vod v ČOV. Tento proces je složen standardně ze tří na sebe navazujících stupňů čištění. Prvním stupněm je mechanické čištění, při kterém dochází k odstranění především hrubých nečistot pomocí česlí, a mechanickým usazováním. Druhým stupněm je biologické čištění, ve kterém se využívá aerobních a anaerobních způsobů odstraňování organických látek. Třetím stupněm je chemické čištění, při kterém dochází ke konečnému dočištění odpadních vody a k odstranění biogenních prvků. Jednotlivé stupně čištění odpadních vod jsou ve zjednodušené formě popsány níže. [1]

Kal, který vzniká při procesu čištění, lze rozdělit na tři základní druhy:

a) **Primární kal** [1]
   - Odděluje se v primární usazovací nádrži a obsahuje nerozpuštěné sedimentární složky
   - Je stabilizován anaerobními pochody

b) **Sekundární kal** [1]
   - Vzniká při biologickém čištění
   - Odděluje se jako aktivovaný kal v usazovacích nádržích
   - Po 20 až 30 dnech se společně zpracovává s primárním kalem

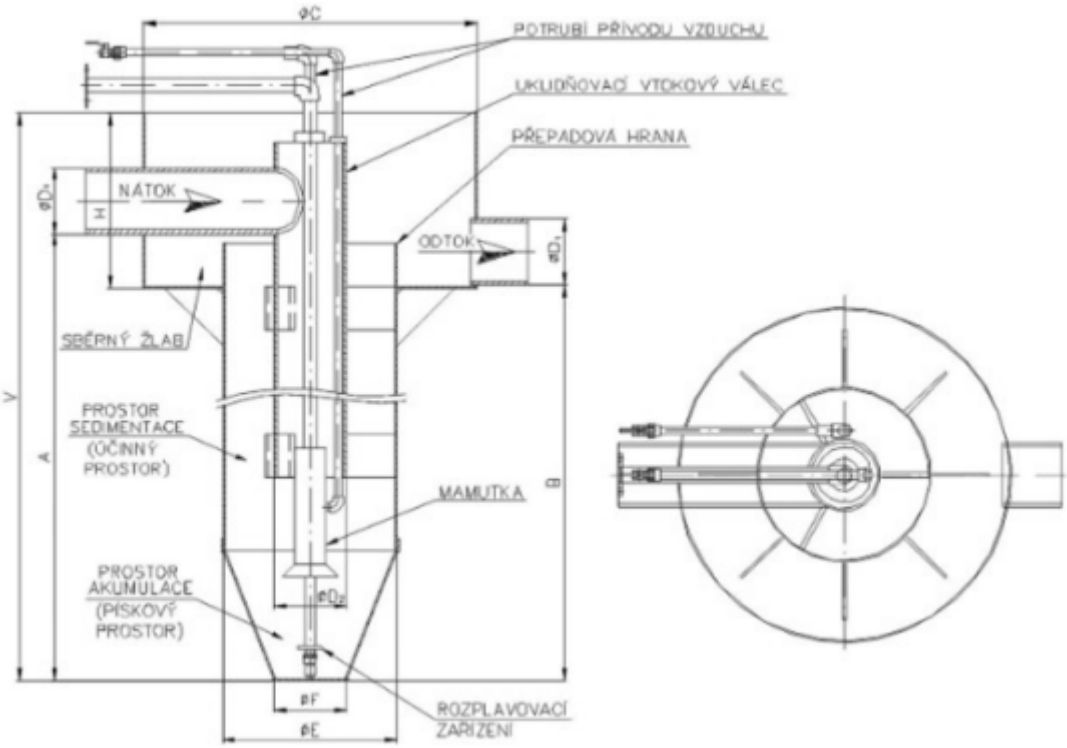
c) **Směsný kal** [1]
   - Jedná se o směs primárního kalu z primárních usazovacích nádrží a kalu, který vzniká v biologickém stupni čištění
   - Ve většině čistíren představuje vstupní materiál pro linky na zpracování kalu

2.1 Mechanické čištění

Fáze mechanického čištění odpadních vod začíná česlemi, které jsou umístěny na vtoku do čistírny a slouží k odstranění nejhrubších nečistot. Česle jsou tvořeny železnými tyčemi skloněnými proti vodě a dle rozteče tyčí je lze rozdělit na hrubé, střední a jemné. Česle mohou být pohyblivé či nepohyblivé a bývají vybaveny stíračem, jehož zuby zapadají do mezer česlic, a shrnují zachycené látky do sběrného žlabu. [1]

Za česlemi mohou být umístěny sítové filtry. Ty slouží k zachycení jemnějších nečistot, které nebyly zachyceny česlemi. Obvykle jsou použity v podobě sítových pytlů, v kterých dochází k záchytu shrabek. Jakmile je pytel naplněn, provede se pomocí zvedacího zařízení jeho výměna. Pytle bývají vyrobeny ze syntetických materiálů a mohou mít dle potřeby různou velikost ok. [1]

Pro zachycení unášených těžších nečistot jsou stupně mechanického čištění vybaveny lapači písku. Dochází zde k záchytu písku, přičemž organický kal je propuštěn dále ke zpracování v dalších částech čistírny. Tyto lapače písku bývají zařazeny za česlemi, případně sítovými filtry. Příkladem takovéhoto lapače je vertikální vírový lapač písku na Obr. 1. Voda zde natéká do vtokového válce, kde dochází ke snížení rychlosti, což způsobí sedimentaci pískových zrn. Voda zbavená písku následně stoupá vnějším mezikružím vzhůru. Lapáky jsou z důvodu zamezení usazování organického kalu provzdušňovány, což je však příčinou vzniku zápachu, který je nutno odvádět do dezodorizace. [1]



Obr. 1:Vertikální vírový lapač písku [1]

Fáze mechanického čištění je zakončena usazovacími nádržemi. V těchto nádržích se usazují látky, které se označují jako primární čistírenský kal. Tento kal může být označen buď jako zrnitý kal, který je tvořen především hlínou a pískem, který se nezachytil v lapácích písku. Případně se může jednat o vločkovitý kal, který vzniká shlukováním jemných částic do vloček. V čistírenském provozu se tento proces vzniku vloček vyvolává uměle pomocí procesu flokulace. Účinnost usazovacích nádrží na vločkovitý kal roste s dobou zdržení odpadních vod, ta by však neměla překročit 2 až 3 hodiny. Průtočná rychlost těmito nádržemi se pohybuje v rozmezí 1,5 – 3 m/h a kal se následně odčerpává pomocí čerpadla na stlačený vzduch. Nejčastějšími typy jsou horizontálně protékané kruhové nádrže s radiálním prouděním a obdélníkové nádrže s podélným prouděním podél delší strany. [1]

2.2 Biologické čištění

Jedná se o technologický proces, který je založen na schopnosti mikroorganismů stravovat a mineralizovat znečišťující látky. Jedná se o obdobu přirozených samočistících pochodů a odstraňují se při něm koloidní látky organického původu včetně choroboplodných zárodků. Procesy biologického čistění mohou být aerobní nebo anaerobní, přičemž nejpoužívanější metodou je aktivace, při které se voda v aktivačních nádržích směšuje s aktivovaným kalem, tj. směsnou kulturou bakterií, hub, prvoků a dalších organismů. [1]

Aktivační nádrže jsou míchané a skládají se ze zón. První zóna se nazývá oxická, což je aerobní oblast, ve které dochází k nitrifikaci a kyslíkové oxidaci. V této zóně je důležitá aerace, tedy provzdušňování. Druhá zóna je nazývána anoxická a dochází zde hlavně k biologické denitrifikaci za vzniku dusíku. Třetí zónou je oblast anaerobní, ve které dochází k depolymerizaci polyfosfátů, desulfataci, anaerobní acidogenezi, acetogenezi a metanogenezi. [1]

Proces zpracování odpadních vod ukončují dosazovací nádrže, do nichž odtéká aktivační směs. Slouží jako prostředí, kde se aktivovaný kal

odděluje flokulací a gravitační sedimentací od vyčištěné odpadní vody. Zachycený aktivovaný kal je výsledným produktem biologického čištění. Část tohoto kalu se vrací do aktivační nádrže, jelikož jeho odváděním ubývá mikroorganismů v nádrži, zbytek se poté zahušťuje. [1]

2.3 Zpracování kalu

Při zpracování kalu z čistírenského procesu se v první fázi kal zahušťuje. K zahušťování dochází v horizontálních šnekových odstředivkách s malou dávkou flokulantu nebo bez flokulantu. Cílem zahušťování je dosažení sušiny přibližně 5-6 %. [1]

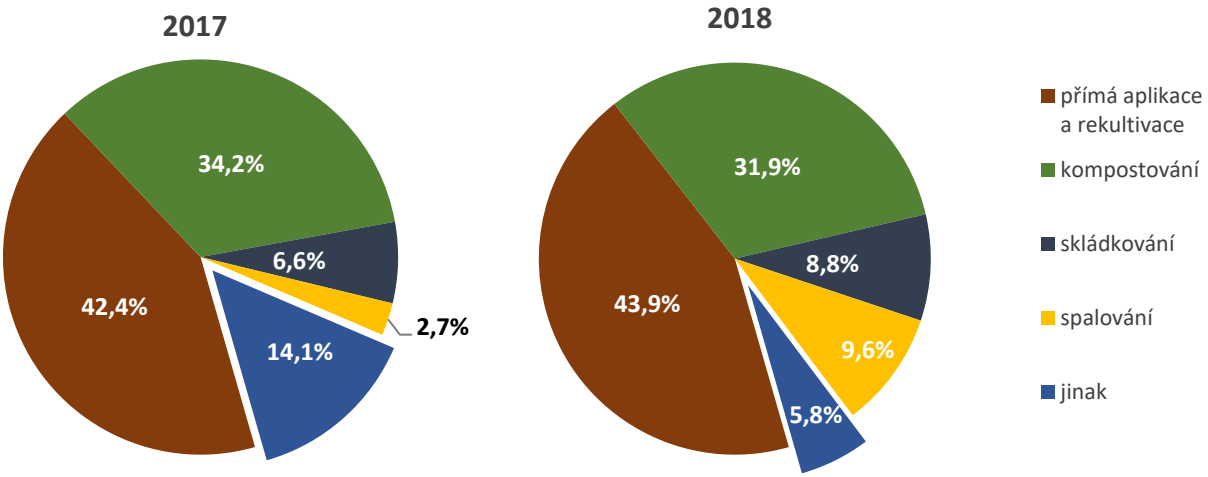
Hlavním cílem technologického zpracování kalu je však jeho stabilizace. Při stabilizaci kalu dochází ke zmenšení množství organické hmoty v kalu, k omezení množství patogenních mikroorganismů a ke snížení zápachu. [1]

Anaerobní stabilizace kalu spočívá v biologickém rozkladu látek za nepřístupu vzduchu. Při této metodě vzniká bioplyn, ve kterém je obsaženo téměř 90 % energie původního substrátu, jedná se tedy o velmi úspornou metodu z hlediska energetiky. Základem je metanová a kyselá fermentace v mezofilním nebo termofilním režimu, ke kterým dochází ve vzduchotěsných reaktorech. [1]

Stabilizované kaly jsou dále zpracovávány a likvidovány, popřípadě využity. Nejčastější využití stabilizovaných kalů je v zemědělství, lze je však také kompostovat, skládkovat nebo sušit a následně energeticky využít. [1]

3. Čistírenské kaly

V České republice bylo za rok 2018 dle Českého statistického úřadu (ČSÚ) vyprodukováno 202 358 t sušiny kalů [2], což je narůst oproti roku 2017 téměř o 14 %. Rostoucí trend lze sledovat ve statistikách již od roku 2013. [2]



Obr. 2: Zneškodnění kalů v ČR za rok 2017 a 2018 [2]

Obr. 2 zachycuje změnu v nakládání s kaly v ČR z pohledu statistiky. Tento trend pravděpodobně ovlivňuje vyhláška č. 437/2016 Sb., která je podrobněji rozebrána v kapitole 3.1.

Na základě Obr. 2 lze konstatovat pokles využívání kalů do kompostů. Pokles je pravděpodobně ovlivněn požadavky na hygienizaci kompostů a může vyvolat nárůst skládkování, které je však v ČR zakázáno. [3] Avšak nejvýraznější změnu lze pozorovat v přesunu z kategorie „jiné" do spalování kalů.

3.1. Vyhláška č. 437/2016 Sb.

Vyhláška o podmínkách použití upravených kalů na zemědělské půdě vstoupila v platnost 1. ledna 2017. Přinesla významné zpřísnění podmínek pro použití čistírenských kalů na půdě, které má zásadní dopad na možnosti jejich využití v zemědělství. [4]

Došlo ke zpřísnění mikrobiologických kritérii a stanovení povinnosti ověření účinnosti hygienizace kalů [5]. Pro obce a města jako provozovatele to představuje problém, který je často obtížně řešitelný, protože je třeba najít technické a ekonomicky přijatelné řešení pro nakládání s kaly. [4]

Zpřísnění mikrobiologických kritérií nabyde účinnosti 1. ledna 2020.

4. Sušení

Sušení je proces, při kterém dochází k vypařování vody či jiné kapaliny z materiálu a následný přestup odpařené páry do okolí. K odpaření kapaliny z materiálu je nutné dodat energii. Právě v závislosti na způsobu přívodu energie existují tyto typy sušení: [6]

- **Kontaktní sušení** – z vyhřívané plochy se teplo předává kondukcí do sušeného materiálu, jedná se tedy o přímý kontakt materiálu s vyhřívanou plochou. Sušky obvykle pracují za nízkých tlaků, což umožňuje urychlit proces sušení. Kontaktní sušky se využívají pro materiály, které jsou citlivé vůči vysoké teplotě, jelikož sušící médium odvádí pouze vlhkost. [6]
- **Mikrovlnné sušení** – radiovými mikrovlnami o frekvenci 915 nebo 2450 MHz je energie předávána látkám s nesymetrickou molekulární strukturou, přičemž orientační polarizace molekul je doprovázena vznikem tepla. [6]
- **Radiační sušení** – povrch materiálu je zahříván infračerveným zářením o vlnové délce 1–2 μm. Sušky jsou vhodné k dosušování materiálu. [6]
- **Konvekční sušení** – teplo přestupuje z proudícího plynu, jímž je horký vzduch nebo spaliny, na povrch materiálu. Sušící materiál je tak v přímém kontaktu se sušícím médiem, které přenáší jak teplo, tak i vlhkost. Jedná se o nejrozšířenější typ sušek. [6]

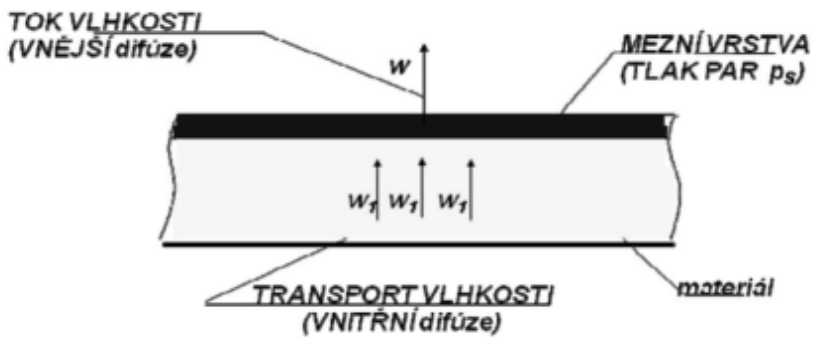
4.1. Podstata procesu sušení

Proces sušení je určen především odpařováním vlhkosti z povrchu materiálu. Tím je narušena rovnováha v materiálu, jelikož vnitřní část má větší obsah vlhkosti a také nižší teplotu, než je povrchová vrstva. Rozdíl obsahu vlhkosti povrchových a vnitřních vrstev vede ke vzniku gradientu vlhkosti, čímž dochází k procesům difuze. [7] [8]

Nejprve probíhá vnitřní difuze od středu směrem k povrchu. Nepřetržité vypařování vlhkosti z povrchu se poté uskutečňuje difuzí páry do okolního prostředí. Na povrchu se vytváří mezní vrstva, u které dochází k nasycení vodní parou, a poté podle vnějších a vnitřních podmínek dosáhne tlaku p_S.

Okolní prostředí je rovno tlaku p_0, přičemž mohou nastat níže uvedené situace: [9] [8]

- **$p_s > p_0$** – nastává tok vlhkosti z mezní vrstvy do vzduchu a dojde k sušení materiálu.
- **$p_s < p_0$** – nastane tok vlhkosti z okolí do materiálu a dojde k vlhčení materiálu.
- **$p_s = p_0$** – materiál dosáhl rovnovážné vlhkosti s okolním prostředím.



Obr. 3: Schéma přenosu hmoty při sušení [9]

4.2. Typy vazby vlhkosti v materiálu

Hlavní složkou rostlinných buněk je voda, jejíž podíl je od 75 % do 90 %. Existují tyto dva typy vlhkosti: [7] [8]

- **Volná vlhkost** – nachází se na povrchu materiálů, ve velkých pórech a v makrokapilárách. Není spojena s molekulami látky a dobře se odstraňuje sušením, ale i mechanickým působením. [7]
- **Vázaná vlhkost** – je tvořena v důsledku vazby s molekulami látky. Ve srovnání s volnou vlhkostí má vyšší hustotu, nerozpouští látky a je tedy i elektricky nevodivá. Materiál je ze zhruba 5 % tvořen vázanou vodou. [7]

Forma vazby vody na materiál určuje, kolik energie je potřeba dodat na odstranění vody z materiálu. Vazby, které je nutné pro sušení narušit, se zpravidla dělí dle rostoucí energie následovně: [10] [7]

- **Chemická vazba** – nejsilnější z vazeb, kterou nelze sušením narušit. [10]

- **Fyzikálně-chemická** – do této skupiny patří vazba adsorpční vlhkosti, osmotického tlaku a pohlcování vody při tvorbě gelů. [10]
- **Mechanická vazba** – neboli kapilární, je nejslabší vazba, která se během sušení odstraňuje nejdříve. Vyplňuje kapilární prostory a její odstranění má za následek změnu vlastností materiálu – pružnost, tažnost a plasticitu. [7] [9]

4.3. Určování obsahu vody

Obsah vody se lze vyjádřit pomocí následujících vztahů: [10] [8]

Měrná vlhkost:

$$X_s = \frac{m_{H_2O}}{m_S} = \frac{kg\ vody}{kg\ sušiny} \tag{1}$$

Relativní vlhkost:

$$\omega = \frac{m_{H_2O}}{m_V} = \frac{kg\ vody}{kg\ vlhkého\ materiálu} \tag{2}$$

Tyto vztahy uvažují vodu vázanou tak, že ji lze odstranit standardním postupem – sušení při 105 °C pod dobu 24 hodin. Nezahrnují tedy chemicky vázanou vodu. [10]

4.4. Sušící prostředí

Sušícím prostředím mohou být spaliny, pára a inertní plyny, ale nejčastěji vlhký vzduch. Jeho stav charakterizuje obsah vlhkosti (měrná a relativní vlhkost), teplota (skutečná teplota, teplota rosného bodu a teplota mokrého teploměru), entalpie a hustota. [10]

- **Měrná vlhkost X_S** – relativní hmotnostní podíl vodní páry. Vztah pro výpočet je uveden v rovnici (1). [10]
- **Relativní vlhkost φ** – poměr hmotnostní koncentrace páry ρ_{wA} k maximální možné koncentraci páry ρ_{wA}'' v nasyceném vzduchu při téže teplotě. Ze stavové rovnice ideální plynu lze vyjádřit relativní vlhkost vyjádřit pomocí parciálního tlaku vodní páry p_{wA} k tenzi par vody ρ_{wA}'' následující rovnicí (3). [10] [8]

$$\varphi = \frac{\rho_{wA}}{\rho_{wA}''} = \frac{p_{wA}}{p_{wA}''} \tag{3}$$

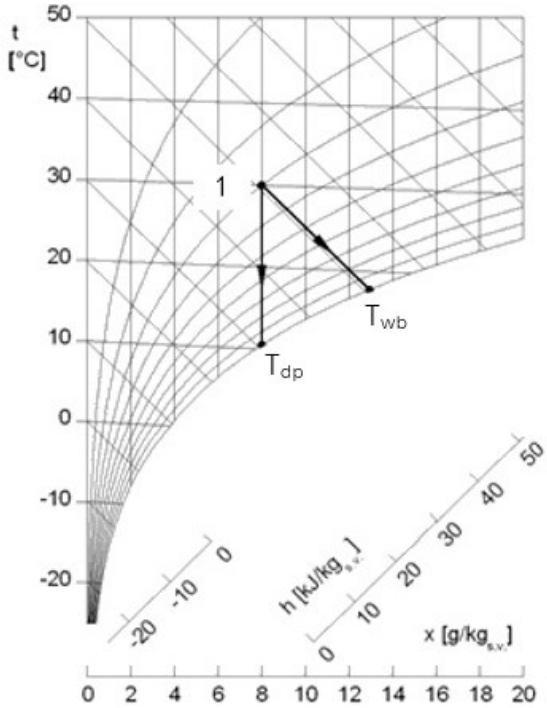
- **Entalpie vlhkého vzduchu** – součet entalpie suchého vzduchu ($c_{pA} \cdot T_A$) a entalpie vodní páry ($r_{FG} + c_{pw} \cdot T_A$), kde měrná tepelná kapacita suchého vzduchu c_{pA} = 1,01 kJ·kg^{-1}·K^{-1}, měrná tepelná kapacita vodní páry c_{pw} = 1,84 kJ·kg^{-1}·K^{-1} a výparné teplo r_{FG} = 2500 kJ·kg^{-1}. Vztah pro výpočet entalpie je vztažen k referenční teplotě 0 °C: [10] [8]

$$h_A = c_{pA} \cdot T_A + X_A(r_{FG} + c_{pq} T_A) \tag{4}$$

- **Teplota rosného bodu T_{dp}** – teplota, při které je vzduch nasycen, a při dalším ochlazování začíná vodní pára kondenzovat. Grafické znázornění je na Obr. 4. [11] Vztah pro výpočet zcela souvisí s měrnou vlhkostí vzduchu: [10] [8]

$$X_A = \frac{M_w}{M_A} \cdot \frac{p''_{wA}(T_{dp})}{p_A - p''_{wA}(T_{dp})} = 0{,}622 \cdot \frac{p''_{wA}(T_{dp})}{p_A - p''_{wA}(T_{dp})} \tag{5}$$

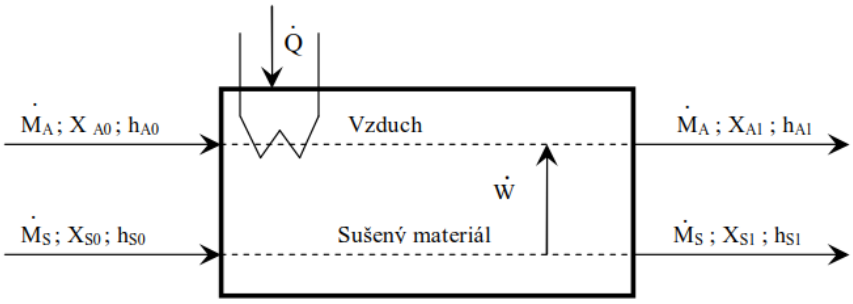
- **Teplota mokrého teploměru T_{wb}** – teplota vody, při níž je teplo potřebné k vypařování vody do vzduchu odebíráno přestupem tepla konvekcí z okolního vzduchu. Je označována také jako mezní teplota adiabatického chlazení. Grafické znázornění je na Obr. 4. [11]



Obr. 4: Mollierův h-x diagram se zakreslením rosného bodu a teploty mokrého teploměru pro daný stav 1 [11]

5. Statika sušení

Statika sušení zahrnuje materiálové bilance sušeného materiálu, sušícího média a tepelné bilance.



Obr. 5: Bilance sušárny [10]

Látková bilance: [10]

$$\dot{M}_A \cdot X_{A0} + \dot{M}_S \cdot X_{S0} = \dot{M}_A \cdot X_{A1} + \dot{M}_S \cdot X_{S1} \tag{6}$$

Hmotový průtok odpařené vody: [10]

$$\dot{W} = \dot{M}_A(X_{A1} - X_{A0}) = \dot{M}_S(X_{S0} - X_{S1}) \tag{7}$$

Energetická bilance: [10]

$$\dot{Q} = \dot{M}_A(h_{A1} - h_{A0}) + \dot{M}_S(h_{S1} - h_{S0}) \tag{8}$$

6. Druhy sušek

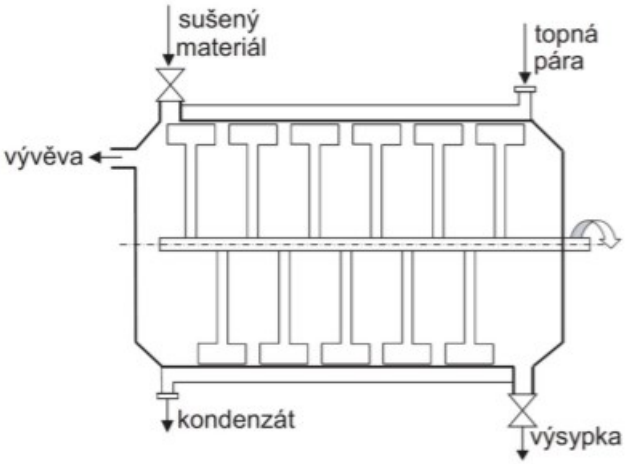
Existuje mnoho různých sušících zařízení, liší se především způsobem, jakým je dodávána energie potřebná k sušení a způsobem transportu materiálu sušárnou:

- **Kontaktní sušky** – tepelná energie je přenášena na materiál vnitřním povrchem strojního zařízení
- **Konvekční sušky** – teplo je přenášeno plynným médiem, obvykle teplým vzduchem, v přímém kontaktu s materiálem
- **Solární sušky** – přestup tepelné energie je zprostředkován třemi způsoby, které je možné kombinovat – solární, kontaktní a konvekční přestup energie

6.1. Kontaktní sušky

Lopatková suška

Jedná se o typickou vakuovou sušku, kde lopatky slouží k mísení materiálu. Kontaktní plocha může být vyhřívaná topnou parou, která v sušce kondenzuje a předává své kondenzační teplo. Tato metoda se využívá k sušení barev, práškových kovů, celulózy a jiných produktů. [6]



Obr. 6: Lopatková suška [6]

Sublimační suška

Princip metody spočívá v prudkém zmražení materiálu, aby vznikly malé ledové krystalky, které nepoškozují strukturu materiálů. Sublimace se provádí za sníženého tlaku od 10 do 100 Pa, kdy se v průběhu přivádí teplo z kontaktních ploch, avšak nesmí být překročena teplota tání ledu. Sušení je energeticky náročné, a proto se používá pouze u produktů, u kterých je extrémní nárok na kvalitu jako čaj, káva, krevní plasma, ovoce, zelenina a jiné produkty. [6]

Technologie mikrovlnného ohřevu

Technologie probíhá při frekvencích 915 až 2450 MHz, kdy ohřev zevnitř vypuzuje vodu k povrchu sušeného materiálu. Používá se při sušení materiálů citlivých na mechanické namáhání a teplotu. Sušení je vhodné pro materiály s buněčnou strukturou, např. dřeva, ale především pro materiály s nízkou vlhkostí jako kůže, keramika, ovoce, rýže a další. Výhodou mikrovlnného sušení ovoce je zachování barvy a chuti. [6]

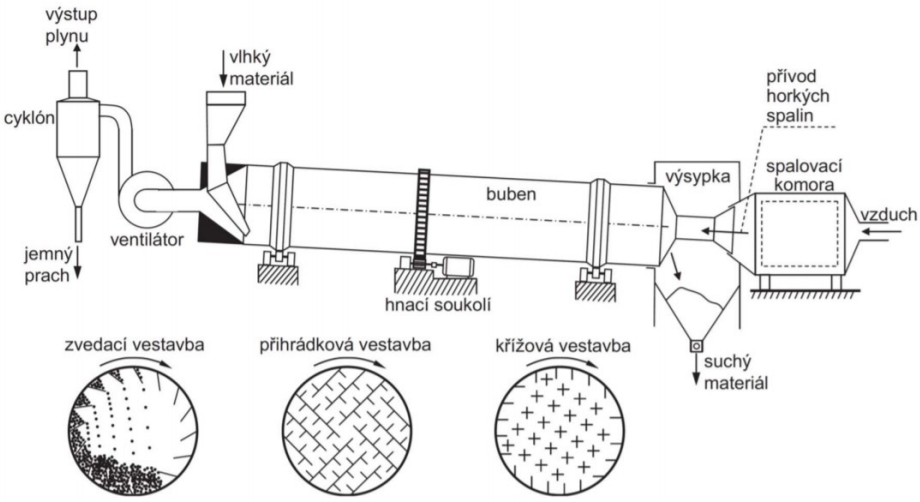
Infračervené záření

Povrchový ohřev materiálu zajišťuje záření, které je emitováno odporově vyhřívanými topnými tělísky nebo porézními keramickými tělísky, na kterých probíhá katalytické spalování plynů. Tato metoda se využívá pro sušení nátěrů automobilů, papíru, textilu a jiných. [6]

6.2. Konvekční sušky

Rotační bubnová suška

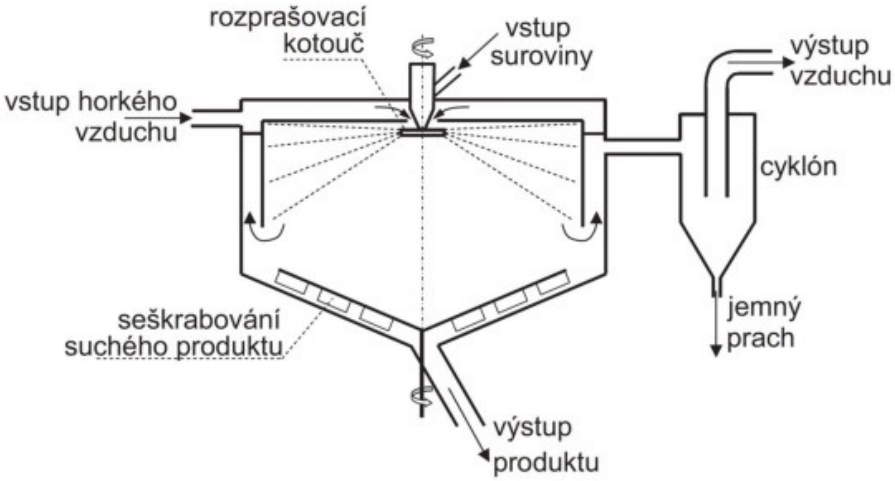
Rotační bubnová suška je kontinuální zařízení s pomalu rotujícím bubnem, který je mírně nakloněn, což umožňuje sušenému materiálu postupně se posouvat směrem k výsypce, kde následně vypadává. Při přesýpání materiálů v sušce dochází ke kontaktu se sušícím plynem, který představuje vzduch nebo spaliny. Suška je vhodná pro polydisperzní materiály, jako keramické materiály či různé chemikálie, které vyžadují delší dobu sušení. [6]



Obr. 7: Rotační bubnová sušárna a tři ukázky vestavby bubnu [7]

Rozprašovací suška

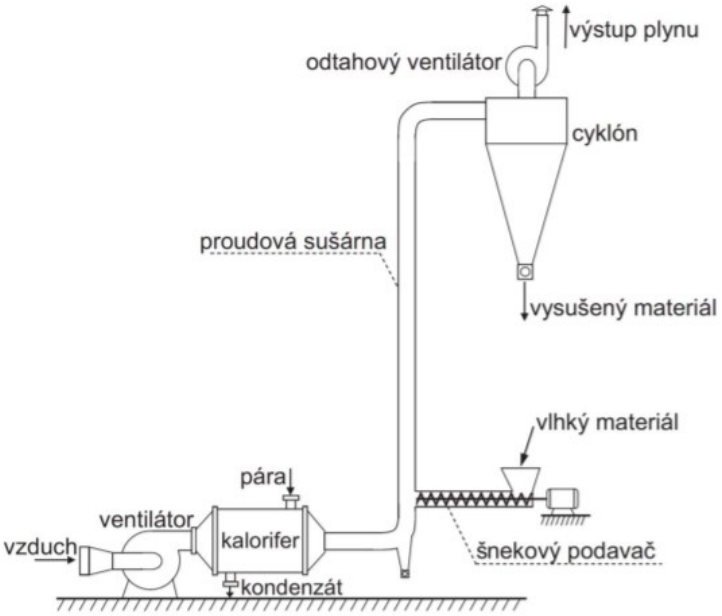
Rozprašovací suška je tvořena svislým válcem s kuželovitým dnem. Sušený materiál je rozprášen pomocí trysek nebo rychle rotujícím kotoučem. Rozprášené kapičky jsou malé a díky odpaření kapaliny z nich vzniká prášek, který se následně seškrabuje ze dna nádoby. Sušení probíhá rychle a mohou se zde sušit i látky citlivé na teplo. Jinak je suška vhodná pro sušení sypkých materiálů či suspenzí jako mléko, vejce, zmrzlinové směsi, škrob, káva a jiné. [6]



Obr. 8: Rozprašovací suška [6]

Proudová suška

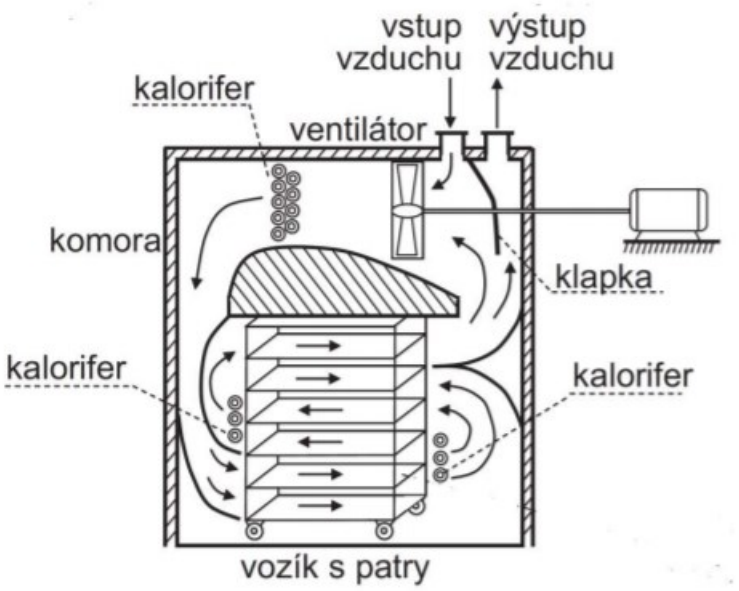
Jedná se o souproudé zařízení, kde je šnekovým podavačem materiál dopraven do proudu horkého vzduchu, který jej suší a zároveň unáší do odlučovače. V odlučovači se poté oddělí suchý materiál, který odchází v dolní části zařízení, a vlhký vzduch, který je odváděn ventilátorem v části horní. Proudová suška je vhodná pro sušení jemnozrnných materiálů, jelikož ty vyžadují pouze krátký styk se sušícím plynem (v rámci několika sekund), a dochází k odstranění volné vody z materiálu. Využívají se k sušení práškovitých, zrnitých nebo vláknitých materiálů jako je škrob, mláto, lepky, kvasinky, polévky a jiné. [6]



Obr. 9: Proudová suška [6]

Komorová suška

Jedná se vsádkovou sušku, do které se zaveze sušený materiál, který se usuší a následně je navezen nový vlhký materiál. Nejedná se tedy o kontinuální provoz. Sušený materiál je rozložen na lískách, které umožňují průchod sušicího plynu, nebo na deskách, kde sušicí plyn proudí podél vrstvy sušeného materiálu. V komoře se nachází kalorifery, což mohou být například výměníky tepla vyhřívané parou. Ventilátor poté žene vzduch přes kalorifery do sušicí komory, kde se zvyšuje vlhkost vzduchu. Část vzduchu následně odchází v horní části sušky, aby byla zajištěna recirkulace vzduchu. Tento druh sušek je vhodný pro sušení, kde převládá vnitřní difúzní odpor, tedy především u kusových materiálů jako ovoce, zelenina a maso. [6]



Obr. 10: Komorová vsádková suška [6]

Pásová suška

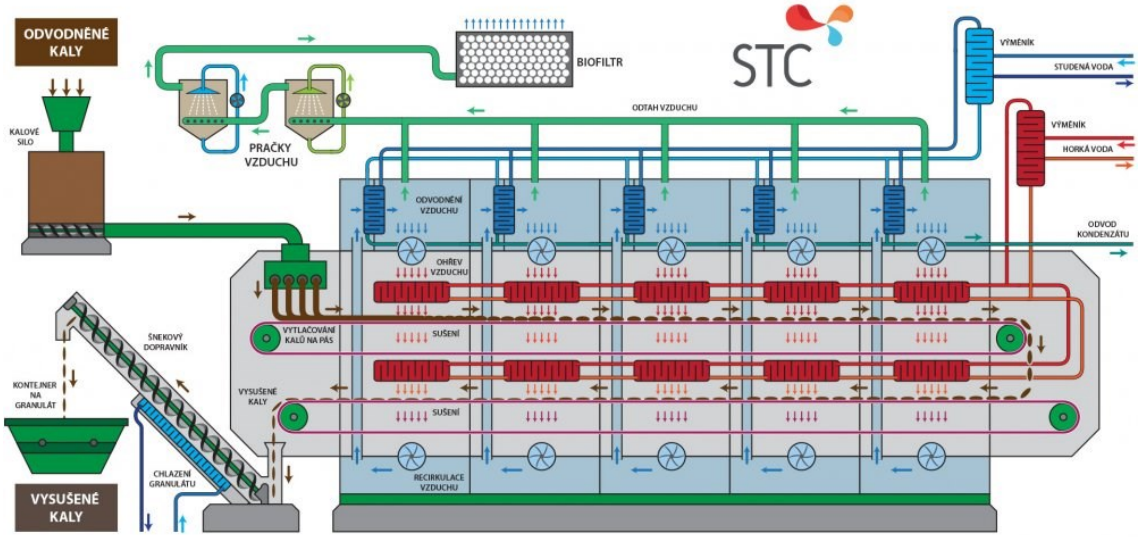
Jedná se o kontinuální sušku, kde je materiál rovnoměrně rozmístěn na pás, který prochází přes komory sušky. Sušící médium, které je ohříváno a chlazeno pomocí výměníku, proudí skrz sušící materiál. Tato metoda je vhodná k sušení obilí, granulí, ovoce, zeleniny, ale také pilin, dřevní štěpky a čistírenských kalů. [10]

Pásové sušárny jsou často označovány jako nízkoteplotní, jejímž provozem právě nevzniká výbušné prostředí, což je jednou z hlavních výhod.

Na Obr. 11 je znázorněno, že odvodněný kal je ve formě kalových housenek rozprostírán po pásu sušky. Kal přepadává z jednoho pásu na druhý, čímž se zároveň obrací. Následně je kal v sušící zóně vysušen na přesně určený obsah sušiny. [12]

Vzduch je často směšován s recirkulačním okruhem ve výměníku a zahříván na potřebnou sušící teplotu. Vzduch je následně pomocí sacích ventilátorů, umístěných pod pásem, hnán skrze pásy s kalem. Vzduch je použitím zvlhčen a následně ochlazen v tepelném výměníku. [12]

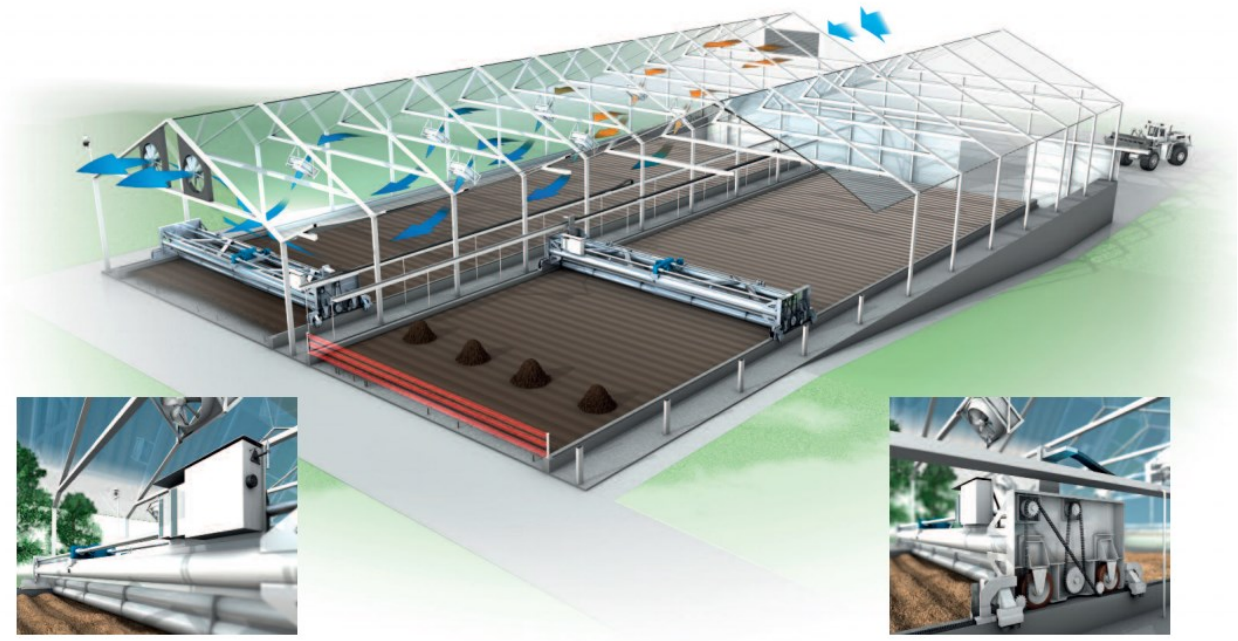
Nepostradatelnou součástí pásové sušky je pračka vypuštěného vzduchu, ve které je použitý vzduch prán dvoustupňovým systémem. Alternativně může být zapáchající vzduch použit v peci pro spalování vysušeného kalu. [12]



Obr. 11: Pásová kontinuální suška na kal [17]

6.3. Solární sušky

Z konstrukčního hlediska je suška podobná velkému skleníku, kde dochází k sušení odparem. Ve skleníku se v podélném směru pohybuje po kolejnicích speciální příčné rotační obracecí zařízení, které materiál obrací, a přitom současně rozprostírá a transportuje jej po podkladní desce od vstupu k výhozu. Jednotlivé sušky se liší způsobem obracení a transportu kalu. V závislosti na lokální sezónních podmínkách je možné použít i dodatečný ohřev dna skleníku. [12]



Obr. 12: Solární suška kalu od firmy Huber [20]

6.4. Volba druhu sušky

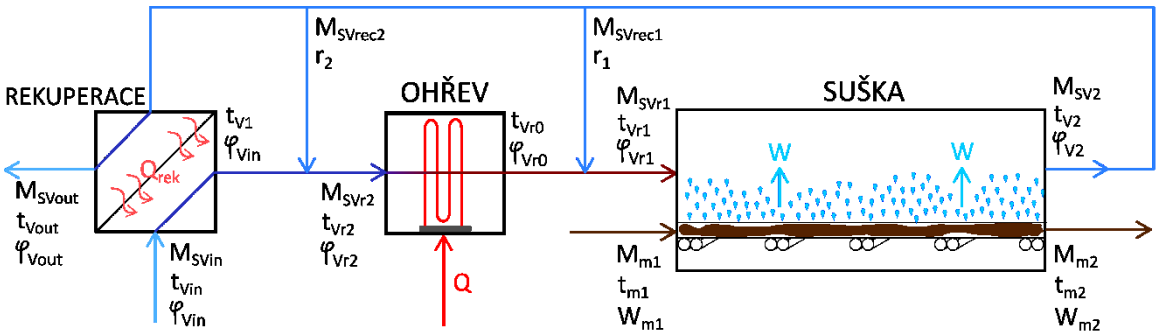
Pro výpočtovou část byla zvolena konvekční suška, a to na základě uvažovaného sušeného materiálu, kterým je biologický kal. Biologický materiál je choulostivý na vyšší teploty a je nutno zamezit jeho přehřátí, což lze snadno korigovat v pásové kontinuální sušce. Zamezení přehřátí takového materiálu lze dosáhnout snížením teploty vstupního sušícího plynu a ohřevem v sušce nebo recirkulací sušícího plynu. [6]

Výhodou pásové sušky je možnost využití odpadního tepla o nízké teplotě (<140 C°). Limitující je však teplota vlastního procesu sušení, velikost sušky a potřebná cirkulace vzduchu uvnitř sušky. [13]

7. Tepelná a hmotnostní bilance

V rámci výpočtové části byla provedena energetická a hmotnostní bilance sušení čistírenských kalů ohřátým vzduchem v nízkoteplotní pásové sušce. Pro menší energetickou náročnost sušení byla do modelu zakomponována rekuperace a dvojitá recirkulace odváděného vzduchu.

7.1. Bilanční schéma vzduchové sušky



Obr. 13: Bilanční schéma vzduchové sušky s rekuperací a dvojí recirkulací

7.2. Definice základních parametrů bilance

Pro výpočet tepelné a hmotnostní bilance byly zvoleny základní podmínky výpočtu:

- Teplota okolí $t_O = 20\,°C$
- Atmosférický tlak $p_{atm} = 101\,325\,Pa.$
- Měrná tepelná kapacita vody [8] $c_{vody} = 4180\,J/kg \cdot K$
- Měrná tepelná kapacita sušiny kalu $c_{suš} = 1450\,J/kg \cdot K$
- Měrná tepelná kapacita vodní páry [8] $c_{vp} = 1840\,J/kg \cdot K$
- Měrná tepelná kapacita suchého vzduchu [8] $c_{sv} = 1010\,J/kg \cdot K$
- Výparné teplo vody [8] $I_w = 2\,500\,000\,J/kg \cdot K$

Tyto parametry byly zvoleny jako pevné a dále se ve výpočtu nemění. Jako volný parametr byla zvolena měrná vlhkost vzduchu na výstupu ze sušky X_{v2}, který byl zvolen tak, aby byla splněna tzv. kondenzační podmínka $\Delta t_{RB} = 5\,°C$. Tedy bezpečný minimální rozdíl mezi teplotou rosného bodu vzduchu $t_{v.RB2}$ a ochlazovací teplotou na výstupu ze sušky t_{v2}, při které by nemělo docházet ke kondenzaci. Tím pádem byla nepřímo zvolena i teplota ochlazení na výstupu ze sušky t_{v2}.

7.3. Definice vstupních a výstupních pevných parametrů

MATERIÁL

Parametry materiálu vstupujícího do sušky:

Hmotnostní průtok kalu na vstupu	$\dot{M}_{m1} = 1\ kg/s$
Hmotnostní podíl vody v kalu na vstupu	$M_{w1} = 80\ hm.\%$
Hmotnostní podíl sušiny v kalu na vstupu	$M_{s1} = 20\ hm.\%$
Teplota kalu na vstupu	$t_{m1} = t_O = 20\ °C$

Parametry materiálu vystupujícího ze sušky:

Hmotnostní podíl vody v kalu na výstupu	$M_{w2} = 10\ hm.\%$
Hmotnostní podíl sušiny v kalu na výstupu	$M_{s2} = 90\ hm.\%$

VZDUCH

Parametry vzduchu vstupujícího do sušky:

Teplota vzduchu na vstupu	$t_v^{IN} = t_O = 20\ °C$
Relativní vlhkost vzduchu na vstupu	$\varphi_v^{IN} = 70\ \%$

7.4. Základní výpočty pevných parametrů

MATERIÁL

Hmotnostní průtok sušiny v kalu na vstupu do sušky:

$$\dot{M}_{s1} = \dot{M}_{m1} \cdot \frac{M_{s1}}{100} \tag{9}$$

$$\dot{M}_{s1} = \dot{M}_{s2} = 1 \cdot \frac{20}{100} = 0{,}2\ kg/s$$

Hmotnostní průtok kalu na výstupu ze sušky:

$$\dot{M}_{m2} = \dot{M}_{m1} \cdot M_{s1} + \dot{M}_{m1} \cdot \frac{M_{s1}}{M_{s2}} \cdot M_{w2} \tag{10}$$

$$\dot{M}_{m2} = 1 \cdot 0{,}2 + 1 \cdot \frac{0{,}2}{0{,}9} \cdot 0{,}1 = 0{,}222\ kg/s$$

Hmotnostní průtok odpařené vody:

$$\dot{W} = \dot{M}_{m1} - \dot{M}_{m2} \tag{11}$$

$$\dot{W} = 1 - 0{,}222 = 0{,}778\ kg/s$$

Hmotnostní průtok vody v kalu na výstupu ze sušky:

$$\dot{W}_{m2} = \dot{M}_{m2} - \dot{M}_{s2} \tag{12}$$

$$\dot{W}_{m2} = 0{,}222 - 0{,}2 = 0{,}022\ kg/s$$

Teplo v materiálu na vstupu do sušky:

$$Q_{m1} = (\dot{M}_{s1} \cdot c_{suš} + \dot{M}_{w1} \cdot c_{vody}) \cdot t_{m1} \tag{13}$$

$$Q_{m1} = (0{,}2 \cdot 1450 + 0{,}8 \cdot 4180) \cdot 20 = 72\,680\ J = 72{,}68\ kJ$$

<u>VZDUCH</u>

Parciální tlak syté vodní páry na vstupu do sušky:

$$p_d^{''IN} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63 + t_o}\right)} \tag{14}$$

$$p_d^{''IN} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63 + 20}\right)} = 2\,343{,}68\ Pa$$

Měrná vlhkost vzduchu na vstupu do sušky:

$$X_v^{IN} = 0{,}622 \cdot \left(\frac{\varphi_v^{IN} \cdot p_d^{''IN}}{p_{atm} - \varphi_v^{IN} \cdot p_d^{''IN}}\right) \tag{15}$$

$$X_v^{IN} = 0{,}622 \cdot \left(\frac{0{,}7 \cdot 2343{,}68}{101\,325 - 0{,}7 \cdot 2343{,}68}\right) = 0{,}01024$$

Entalpie vlhkého vzduchu na vstupu do sušky:

$$h_v^{IN} = c_{sv} \cdot t_o + X_v^{IN} \cdot (I_w + c_{vp} \cdot t_o) \tag{16}$$

$$h_v^{IN} = 1010 \cdot 20 + 0{,}01024 \cdot (2500 \cdot 10^3 + 1840 \cdot 20) = 46{,}17\ kJ/kg$$

7.5. Vyjádření parametrů na výstupu ze sušky

Nejprve bylo nutné určit vhodný rozsah volného parametru X_{v2}. Pro výpočet byla použita měrná vlhkost vzduchu na výstupu X_{v2} v rozsahu od $0{,}035$ do $0{,}083$. Tento rozsah byl zvolen i v závislosti na teplotě ochlazení na výstupu ze sušky t_{v2}, ze kterého nepřímo vychází. V následujících kapitolách výpočtu byl pro názornost výpočtu dosazen pouze prvotně zvolený parametr, tedy $X_{v2} = 0{,}035$.

Teplota ochlazení na výstupu ze sušky

$$t_{v2} = t_{v.RB2} + \Delta t_{RB} \tag{17}$$

$$t_{v2} = 34{,}31 + 5 = 39{,}31°\mathrm{C},$$

kde $t_{v.RB2}$ je spočítána dále v této kapitole.

Parciální tlak syté vodní páry v odváděném vzduchu:

$$p_{d2}^{''} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63 + t_{v2}}\right)} \tag{18}$$

$$p_{d2}^{''} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63 + 39{,}31}\right)} = 7\,118{,}68\ Pa$$

Na základě spočítaného parciálního tlaku syté vodní páry bylo možné dopočítat relativní vlhkost vzduchu na výstupu ze sušky φ_{v2} dle vztahu:

$$\varphi_{v2} = \frac{p_{pv2}}{p''_{d2}} \tag{19}$$

$$\varphi_{v2} = \frac{5\,420{,}89}{7\,118{,}68} = 76{,}15\ \%,$$

kde parciální tlak vodní páry ve vzduchu na výstupu ze sušky p_{pv2} lze vyjádřit jako tlak syté vodní páry při teplotě rosného bodu $t_{v.RB2}$.

$$p_{pv2} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63 + t_{v.RB2}}\right)} \tag{20}$$

$$p_{pv2} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63\ +\ 34{,}31}\right)} = 5\,420{,}89\ Pa$$

Pro výpočet teploty rosného bodu vzduchu na výstupu ze sušky $t_{v.RB2}$ byl použit vztah [14] dle Antoineovy rovnice:

$$t_{v.RB2} = \frac{B}{A - \ln p^0_{Aw}} - C, \tag{21}$$

kde pro výpočet p^0_{Aw} byl použit upravený vztah dle [14]:

$$p^0_{Aw} = \frac{p_{atm}}{\frac{0{,}622}{X_{v2}} + 1} \tag{22}$$

Jako Antoineovy koeficienty [15] byly použity A = 16,5699, B = 3984,92 a C = - 39,724.

$$t_{v.RB2} = \frac{3984{,}92}{16{,}5699 - \ln(5{,}397\,831)} - (-39{,}724) = 34{,}31\ °C$$

$$p^0_{Aw} = \frac{101\,325}{\frac{0{,}622}{0{,}035} + 1} = 5\,397{,}831\ Pa$$

Se spočtenou teplotou rosného bodu $t_{v.RB2}$ lze získat i hodnotu teploty kalu na výstupu ze sušky t_{m2}, jelikož bylo uvažováno, že hodnota $t_{v.RB2}$ je rovna t_{m2}.

Teplo v materiálu na výstupu ze sušky:

$$Q_{m2} = (\dot{M}_{s2} \cdot c_{suš} + \dot{M}_{w2} \cdot c_{vody}) \cdot t_{m2} \tag{23}$$

$$Q_{m2} = (0{,}2 \cdot 1450 + 0{,}022 \cdot 4180) \cdot 34{,}31 = 13{,}14\ kJ$$

Entalpie vlhkého vzduchu odváděného ze sušky:

$$h_{v2} = c_{sv} \cdot t_{v2} + X_{v2} \cdot \left(I_w + c_{vp} \cdot t_{v2}\right) \tag{24}$$

$$h_{v2} = 1010 \cdot 39{,}31 + 0{,}035 \cdot (2500 \cdot 10^3 + 1840 \cdot 39{,}31) = 129{,}73\ kJ/kg$$

7.6. Tepelná bilance sušení

Hmotnost odpařené vody ze sušeného materiálu přechází ve formě páry do sušícího vzduchu. Z jeho definované měrné vlhkosti na vstupu a výstupu ze sušky lze určit potřebný průtok suchého vzduchu suškou. Množství nasávaného suché složky sušicího vzduchu $\dot{M}_{SV}^{IN}$:

$$\dot{M}_{SV}^{IN} = \frac{\dot{W}}{X_{v2} - X_v^{IN}} \tag{25}$$

$$\dot{M}_{SV}^{IN} = \frac{0{,}778}{0{,}035 - 0{,}01024} = 31{,}41\ kg/s$$

Bilance tepla, které je nutné pro sušení materiálu dodat, vychází v případě bez rekuperace tepla z odváděného vzduchu. Teplo ve vzduchu na vstupu do sušky Q_{v1}:

$$Q_v^{IN} = \dot{M}_{SV}^{IN} \cdot h_v^{IN} \tag{26}$$

$$Q_v^{IN} = 31{,}41 \cdot 46{,}17 = 1\ 450{,}08\ kJ$$

Teplo ve vzduchu na výstupu ze sušky

$$Q_{v2} = \dot{M}_{SV2} \cdot h_{v2} \tag{27}$$

$$Q_{v2} = 31{,}41 \cdot 129{,}73 = \ 4\ 074{,}69\ kJ,$$

kde $\dot{M}_{SV2} = \dot{M}_{SV}^{IN}$.

Celkové teplo na vstupu do sušky:

$$Q_1 = Q_{m1} + Q_v^{IN} \tag{28}$$

$$Q_1 = 72{,}68 + 1\ 450{,}08 = 1\ 522{,}76\ kJ$$

Celkové teplo na výstupu ze sušky:

$$Q_2 = Q_{m2} + Q_{v2} \tag{29}$$

$$Q_2 = 13{,}14 + 4\ 074{,}69 = 4\ 087{,}82\ kJ$$

Teplo, které je nutné pro sušení dodat:

$$Q_S = Q_2 - Q_1 \tag{30}$$

$$Q_S = 4\ 087{,}82 - 1\ 522{,}76 = 2\ 565{,}06\ kJ$$

Entalpie vzduchu vystupující z ohřevu:

$$h_{vO} = h_v^{IN} + \frac{Q_S}{\dot{M}_{SV}^{IN}} \tag{31}$$

$$h_{vO} = 46{,}17\ + \frac{2\ 565{,}06}{31{,}41} = 127{,}84\ kJ$$

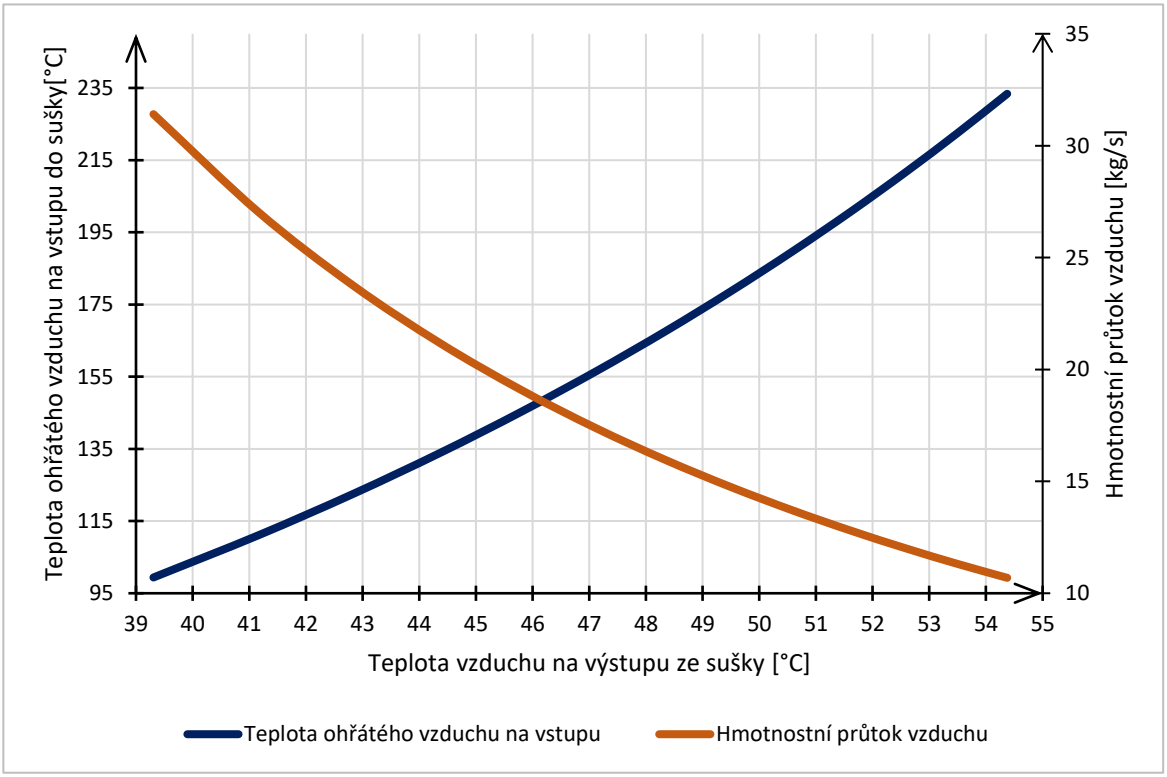
Teplota vzduchu vystupujícího z ohřevu bez použití rekuperace:

$$t_{vO} = \frac{h_{vO} - X_v^{IN} \cdot I_w}{c_{sv} + X_v^{IN} \cdot c_{vp}} \tag{32}$$

$$t_{vO} = \frac{127{,}84 \cdot 10^3 - 0{,}01024 \cdot 2500 \cdot 10^3}{1010 + 0{,}01024 \cdot 1840} = 99{,}38\ °C$$

7.7. Grafické výstupy a shrnutí výsledků

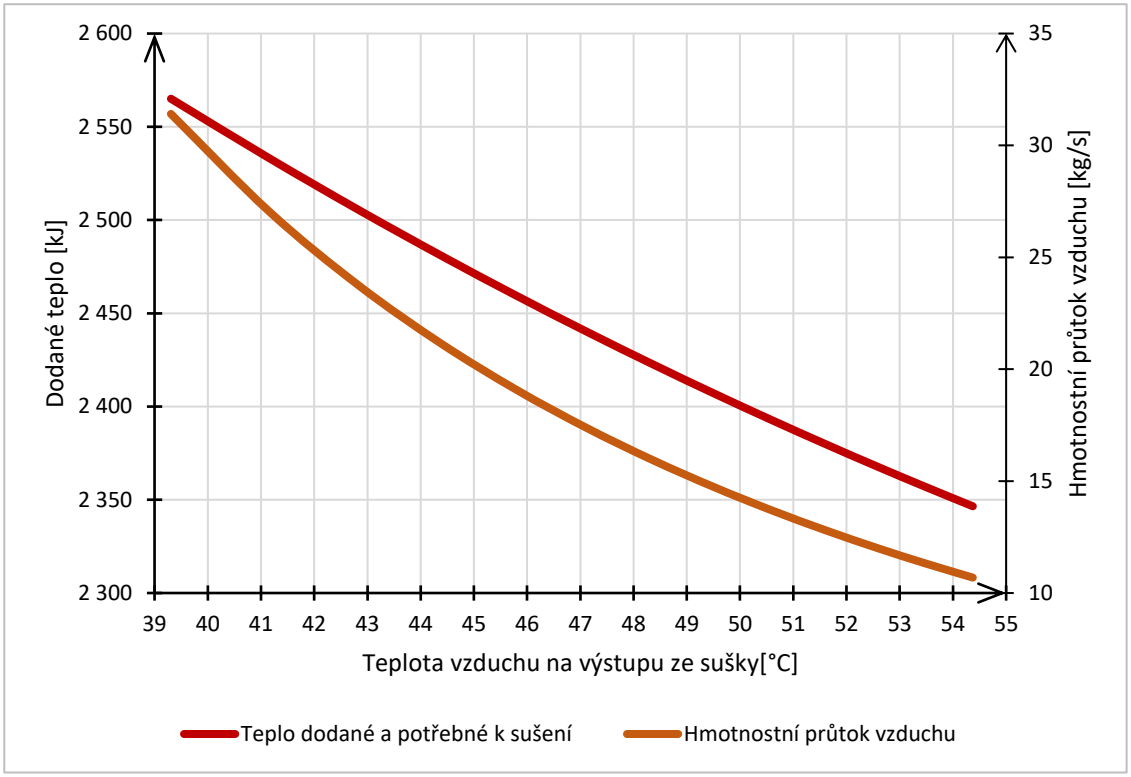
Na základě Obr. 14 lze konstatovat, že s rostoucí teplotou vzduchu na výstupu ze sušky t_{v2} je nutné přivádějící vzduch do sušky t_{vO} ohřívat na vyšší teplotu a v důsledku toho roste i tepelná ztráta. Vzduch na výstupu ze sušky je tedy možné uvažovat jako tepelnou ztrátu. S tím souvisí i klesající hmotnostní průtok vzduchu $\dot{M}_{SV}^{IN}$, jelikož čím méně se ochladí vzduch vystupující ze sušky, tím menší je potřeba sušícího vzduchu.



Obr. 14: Závislost teploty vzduchu na výstupu ze sušky na hmotnostním průtoku a teplotě ohřátí vzduchu

Jelikož teplota vzduchu na výstupu ze sušky t_{v2} je nepřímo spjata s volenou měrnou vlhkostí vzduchu na výstupu ze sušky X_{v2} lze konstatovat, že s rostoucím nasycením vzduchu v sušce roste potřebná vyšší teplota vzduchu, avšak dodané teplo klesá, což vyplývá z Obr. 15.

Klesající potřeba tepla do sušícího procesu souvisí především s klesajícím hmotnostním průtoku vzduchu.



Obr. 15: Závislost teploty vzduchu na výstupu ze sušky na hmotnostním průtoku a potřebném teple k sušení

X_{v2} [1]	0,035	0,039	0,043	0,047	0,051	0,055	0,059
t_{v2} [°C]	39,31	41,16	42,84	44,38	45,80	47,12	48,35
φ_{v2}[1]	0,7615	0,7643	0,7668	0,7691	0,7711	0,7730	0,7747
$p''_{d2}[Pa]$	7 118,68	7 854,15	8 578,40	9 291,91	9 995,09	10 688,30	11 371,88
$p_{pv2}[Pa]$	5 420,89	6 002,91	6 577,89	7 145,99	7 707,32	8 262,01	8 810,19
$t_{v.RB2}$ [°C]	34,31	36,16	37,84	39,38	40,80	42,12	43,35
$t_{m2} = t_{v.RB2}$ [°C]	34,31	36,16	37,84	39,38	40,80	42,12	43,35
Q_{m2} [kJ]	13,14	13,84	14,49	15,08	15,62	16,13	16,60
$h_{v2}[kJ/kg]$	129,73	142,02	154,16	166,16	178,06	189,86	201,58
M_{SV}^{IN} $[kg/s$	31,41	27,04	23,74	21,16	19,08	17,38	15,95
Q_S [kJ]	2 565,06	2 533,12	2 505,37	2 481,00	2 459,41	2 440,13	2 422,80
q_S $[kJ/kg\ odp.vody]$	3 297,94	3 256,87	3 221,19	3 189,86	3 162,10	3 137,31	3 115,02
t_{vO} [°C]	99,38	111,05	122,58	133,98	145,29	156,50	167,64
X_{v2} [1]	49,50	50,59	51,61	52,58	53,50	54,37	
t_{v2} [°C]	0,063	0,067	0,071	0,075	0,079	0,083	
φ_{v2}[1]	0,7763	0,7778	0,7793	0,7806	0,7818	0,7830	
$p''_{d2}[Pa]$	12 046,11	12 711,28	13 367,63	14 015,40	14 654,82	15 286,08	
$p_{pv2}[Pa]$	9 351,96	9 887,45	10 416,75	10 939,99	11 457,26	11 968,67	
$t_{v.RB2}$ [°C]	44,50	45,59	46,61	47,58	48,50	49,37	
$t_{m2} = t_{v.RB2}$ [°C]	44,50	45,59	46,61	47,58	48,50	49,37	
Q_{m2} [kJ]	17,04	17,46	17,85	18,22	18,57	18,90	
$h_{v2}[kJ/kg]$	213,24	224,83	236,37	247,86	259,31	270,72	
M_{SV}^{IN} $[kg/s]$	14,74	13,70	12,80	12,01	11,31	10,69	
Q_S [kJ]	2 407,11	2 392,83	2 379,78	2 367,80	2 356,74	2 346,51	
q_S $[kJ/kg\ odp.vody]$	3 094,85	3 076,50	3 059,72	3 044,31	3 030,10	3 016,95	
t_{vO} [°C]	178,72	189,74	200,71	211,63	222,52	233,37	

Tab. 1: Podrobné výsledky tepelné a hmotnostní bilance sušení

7.8. Bilance rekuperace tepla z odváděného vzduchu

Hlavním parametrem je ochlazení odváděného vzduchu Δt_{vr}, dle kterého lze vyjádřit výstupní teplotu vzduchu t_v^{OUT}.

$$t_v^{OUT} = t_{v2} - \Delta t_{vr} \tag{33}$$

Dle zvoleného ochlazení odváděného vzduchu Δt_{vr} se postup výpočtu dále liší a mohou nastat tři stavy. Podrobnější analýza volby ochlazení odváděného vzduchu Δt_{vr} je uvedena v kapitole 8.1 Analýza rekuperace tepla. Pro názornost výpočtu bylo ochlazení odváděného vzduchu Δt_{vr} zvoleno pro stav a) $\Delta t_{vr} = 4$ ℃ a pro stav c) $\Delta t_{vr} = 6{,}3$ ℃.

- **stav a)** $t_v^{OUT} > t_{v.RB2}$

$$t_v^{OUT} = 39{,}31 - 4 = 35{,}31 \text{ ℃}$$

Nedochází ke kondenzaci vlhkého vzduchu a měrná vlhkost odváděného vzduchu je $X_v^{OUT} = X_{v2}$.

Entalpie vlhkého vzduchu:

$$h_v^{OUT} = c_{sv} \cdot t_v^{OUT} + X_v^{OUT} \cdot \left(I_w + c_{vp} \cdot t_v^{OUT}\right) \tag{34}$$

$$h_v^{OUT} = 1010 \cdot 35{,}31 + 0{,}035 \cdot (2500 \cdot 10^3 + 1840 \cdot 35{,}31) = 125{,}43 \frac{kJ}{kg}$$

Teplo získané z odváděného vzduchu rekuperací:

$$Q_{rek} = \dot{M}_{SV}^{IN} \cdot (h_{v2} - h_v^{OUT}) \tag{35}$$

$$Q_{rek} = 31{,}41 \cdot (129{,}73 - 125{,}43) = 134{,}98\ kJ$$

Dále platí, že parciální tlak vodní páry $p_{pv}^{OUT} = p_{pv2}$, relativní vlhkost z odváděného vzduchu φ_v^{OUT} lze tedy získat pomocí vztahu:

$$\varphi_{v2} = \frac{p_{pv2}}{p_{pv}^{''\ OUT}} \tag{36}$$

$$\varphi_v^{OUT} = \frac{5\,420{,}89}{5\,729{,}09} = 94{,}6\ \%,$$

kde parciální tlak vodní páry na výstupu z rekuperace $p_{pv}^{''\ OUT}$ lze spočítat pomocí vztahu:

$$p_{pv}^{''\ OUT} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63 + t_v^{OUT}}\right)} \tag{37}$$

$$p_{pv}^{''\ OUT} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63 + 35{,}31}\right)} = 5\,729{,}09\ Pa$$

- **stav b)** $t_v^{OUT} = t_{v.RB2}$

$$t_v^{OUT} = 34{,}31\ ℃$$

Ke kondenzaci vzduchu nedojde a relativní vlhkost odváděného vzduchu $\varphi_v^{OUT} = 100\ \%$. Měrná vlhkost odváděného vzduchu je $X_v^{OUT} = X_{v2}$.

Entalpii odváděného vzduchu lze určit z rovnice č. (41)

$$h_v^{OUT} = 1010 \cdot 34{,}31 + 0{,}035 \cdot (2500 \cdot 10^3 + 1840 \cdot 34{,}31) = 124{,}36 \frac{kJ}{kg}$$

Teplo získané z odváděného vzduchu rekuperací Q_{rek} lze určit z rovnice č. (35)

$$Q_{rek} = 31{,}41 \cdot (130{,}48 - 124{,}36) = 192{,}23\ kJ$$

- **stav c)** $t_v^{OUT} < t_{v.RB2}$

$$t_v^{OUT} = 39{,}31 - 6{,}3 = 33\ ℃$$

Dojde ke kondenzaci vlhkého vzduchu. Relativní vlhkost odváděného vzduchu je $\varphi_v^{OUT} = 100\ \%$

Měrná vlhkost odváděného vzduchu

$$X_v^{OUT} = 0{,}622 \cdot \left(\frac{\varphi_v^{OUT} \cdot p_{pv}^{''\ OUT}}{p_{atm} - \varphi_v^{OUT} \cdot p_{pv}^{''\ OUT}} \right) \tag{38}$$

$$X_v^{OUT} = 0{,}622 \cdot \left(\frac{1 \cdot 5\ 041{,}78}{101\ 325 - 1 \cdot 5\ 041{,}78} \right) = 0{,}03257,$$

kde je parciální tlak vodní páry na výstupu z rekuperace $p_{pv}^{''\ OUT}$ vypočítán z rovnice č. (37).

$$p_{pv}^{''\ OUT} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63 + 33}\right)} = 5\ 041{,}78\ Pa$$

Entalpii odváděného vzduchu h_v^{OUT} lze určit z rovnice č. (41):

$$h_v^{OUT} = 1010 \cdot 33 + 0{,}03257 \cdot (2500 \cdot 10^3 + 1840 \cdot 33) = 116{,}74 \frac{kJ}{kg}$$

Množství získaného kondenzátu:

$$m_k = X_{v2} - X_v^{OUT} \tag{39}$$

$$m_k = 0{,}035 - 0{,}03257 = 0{,}00243\ kg/s$$

Teplo získané z odváděného vzduchu za rekuperátorem $Q_{v.rek}$ lze určit z rovnice č. (35):

$$Q_{v.rek} = 31{,}41 \cdot (129{,}73 - 116{,}74) = 408{,}00\ kJ$$

Teplo získané rekuperací z odváděného kondenzátu:

$$Q_{k.rek} = \dot{M}_{SV}^{IN} \cdot m_k (I_w + c_{vp} \frac{t_{v.RB2} - t_v^{OUT}}{2}) \tag{40}$$

$$Q_{k.rek} = 31{,}41 \cdot 0{,}00243 \cdot \left(2500 \cdot 10^3 + 1840 \cdot \frac{34{,}31 - 33}{2}\right) = 190{,}98\ kJ$$

Celkové teplo získané rekuperací:

$$Q_{rek} = Q_{v.rek} + Q_{k.rek} \tag{41}$$

$$Q_{rek} = 408{,}00 + 190{,}98 = 598{,}98\ kJ$$

Entalpie ohřívaného vzduchu za rekuperátorem:

$$h_{v0} = h_v^{IN} + \frac{Q_{rek}}{\dot{M}_{SV}^{IN}} \tag{42}$$

$$h_{v1} = 46{,}17\ + \frac{598{,}98}{31{,}41} = 65{,}24\ kJ/kg$$

Teplota ohřívaného vzduchu za rekuperátorem:

$$t_{v1} = \frac{h_{v1} - X_v^{IN} \cdot I_w}{c_{sv} + X_v^{IN} \cdot c_{vp}} \tag{43}$$

$$t_{v1} = \frac{65{,}24 \cdot 10^3 - 0{,}01024 \cdot 2500 \cdot 10^3}{1010 + 0{,}01024 \cdot 1840} = 38{,}54\ ℃$$

Zde je nutné kontrolovat podmínku $t_{v1} < t_{v2}$. Pokud by tato podmínka nebyla splněna, je nutné snížit Δt_{vr}.

$$38{,}54\ ℃\ < 39{,}31\ ℃$$

Nyní lze spočítat teplo, které je potřeba dodat do sušícího vzduchu z externího zdroje. Toto dodané teplo je sníženo o rekuperované teplo Q.

$$Q = Q_s - Q_{rek} \tag{44}$$

- pro stav a) $Q = 2\ 565{,}06 - 134{,}98 = 2\ 430{,}08\ kJ$
- pro stav b) $Q = 2\ 565{,}06 - 168{,}73 = 2\ 396{,}33\ kJ$
- pro stav c) $Q = 2\ 565{,}06 - 598{,}98 = 1\ 966{,}08\ kJ$

Měrná energetická náročnost sušení:

$$q = \frac{Q}{W} \tag{45}$$

- pro stav a) $q = \frac{2\ 430{,}08}{0{,}778} = 3\ 124{,}39 \frac{kJ}{kg\ vody}$
- pro stav b) $q = \frac{2\ 396{,}33}{0{,}778} = 3\ 081{,}00 \frac{kJ}{kg\ vody}$
- pro stav c) $q = \frac{1\ 996{,}08}{0{,}778} = 2\ 527{,}82 \frac{kJ}{kg\ vody}$

7.9. Užití sekundární recirkulace

Množství recirkulovaného vzduchu je vyjádřeno relativně za pomoci součinitele recirkulace, který se vztahuje k průtoku suchého vzduchu.

$$r_2 = \frac{\dot{M}_{SV}^{rec2}}{\dot{M}_{SV}^{IN}} \tag{46}$$

Jako prvotní odhad byl zvolen součinitel volíme $r_2 = 0{,}5$. Podrobnější analýza volby součinitele sekundární recirkulace je uvedena v kapitole 8.2 Analýza sekundární recirkulace.

Pro zvolenou velikost součinitele r_2 pak lze vyjádřit:

- Množství suchého recirkulovaného vzduchu:

$$\dot{M}_{SV}^{rec2} = r_2 \cdot \dot{M}_{SV}^{IN} \tag{47}$$

$$\dot{M}_{SV}^{rec2} = 0{,}5 \cdot 31{,}41 = 15{,}705\ kg/s$$

- Množství suchého vzduchu po smísení:

$$\dot{M}_{SV}^{r2} = (1 + r_2) \cdot \dot{M}_{SV}^{IN} \tag{48}$$

$$\dot{M}_{SV}^{r2} = (1 + 0{,}5) \cdot 31{,}41 = 47{,}115\ kg/s$$

- Měrná vlhkost vzduchu po smísení:

$$X_v^{r2} = \frac{r_2 \cdot X_{V2} + X_v^{IN}}{1 + r_2} \tag{49}$$

$$X_v^{r2} = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}035 + 0{,}01024}{1 + 0{,}5} = 0{,}01849$$

- Teplo v recirkulovaném vzduchu:

$$Q_{rec2} = \dot{M}_{SV}^{rec2} \cdot h_{V2} \tag{50}$$

$$Q_{rec2} = 47{,}115 \cdot 129{,}73 = 2\ 037{,}34\ kJ$$

- Teplo ve vzduchu z rekuperace:

$$Q_{V1} = \dot{M}_{SV}^{IN} \cdot h_{V1} \tag{51}$$

$$Q_{V1} = 31{,}41 \cdot 65{,}24 = 2\ 049{,}06\ kJ$$

- Teplo ve vzduchu po smísení:

$$Q_v^{r2} = Q_{V1} + Q_{rec2} \tag{52}$$

$$Q_v^{r2} = 2\ 049{,}06 + 2\ 037{,}34 = 4\ 086{,}40\ kJ$$

- Entalpie vzduchu po smísení:

$$h_v^{r2} = \frac{Q_v^{r2}}{\dot{M}_{SV}^{r2}} \tag{53}$$

$$h_v^{r2} = \frac{4\,086{,}40}{47{,}115} = 86{,}74\ kJ/kg$$

- Teplota vzduchu po smísení:

$$t_v^{r2} = \frac{h_v^{r2} - X_v^{r2} \cdot I_w}{c_{sv} + X_v^{r2} \cdot c_{vp}} \tag{54}$$

$$t_v^{r2} = \frac{86{,}74 \cdot 10^3 - 0{,}01849 \cdot 2500 \cdot 10^3}{1010 + 0{,}01849 \cdot 1840} = 38{,}80\ °C$$

- Parciální tlak syté vodní páry po smísení:

$$p_d^{''r2} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63 + t_v^{r2}}\right)} \tag{55}$$

$$p_d^{''r2} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63 + 38{,}80}\right)} = 6\,927{,}92\ Pa$$

- Relativní vlhkost vzduchu po smísení:

$$\varphi_v^{r2} = \frac{p_{atm} \cdot X_v^{r2}}{p_d^{''r2} \cdot (0{,}622 + X_v^{r2})} \tag{56}$$

$$\varphi_v^{r2} = \frac{101\,325 \cdot 0{,}01849}{6\,927{,}92 \cdot (0{,}622 + 0{,}01849)} = 42{,}22\ \%$$

Zde je třeba kontrolovat, aby $\varphi_v^{r2} < 100\ \%$. Pokud by byl ze sušky odváděn velmi teplý vzduch dosti nasycený parou a zvolena vyšší recirkulace, po smísení by mohlo dojít ke klesnutí pod teplotu rosného bodu a kondenzaci, což by bylo v tomto případě nežádoucí.

- Teplota rosného bodu vzduchu po smísení dle rovnic č. (21) a (22):

$$t_{v.RB}^{r2} = \frac{3984{,}92}{16{,}5699 - \ln(2{,}925103)} - (-39{,}724) = 23{,}72\ °C$$

$$p_{Aw}^0 = \frac{101\,325}{\frac{0{,}622}{0{,}01849} + 1} = 2\,925{,}103\ Pa$$

7.10. Užití primární recirkulace

Množství recirkulovaného vzduchu je vyjádřeno relativně za pomoci součinitele recirkulace, který se vztahuje k průtoku suchého vzduchu.

$$r_1 = \frac{\dot{M}_{SV}^{rec1}}{\dot{M}_{SV}^{IN}} \tag{57}$$

Jako prvotní odhad byl zvolen součinitel $r_1 = 0{,}1$. Podrobnější analýza volby součinitele primární recirkulace bude provedena v kapitole 8.3 Analýza primární recirkulace.

Pro zvolenou velikost součinitele r_1 lze vyjádřit:

- Množství suchého recirkulovaného vzduchu:

$$\dot{M}_{SV}^{rec1} = r_1 \cdot \dot{M}_{SV}^{IN} \tag{58}$$

$$\dot{M}_{SV}^{rec2} = 0{,}1 \cdot 31{,}41 = 3{,}14\ kg/s$$

- Množství suchého vzduchu po smísení:

$$\dot{M}_{SV}^{r1} = (1 + r_1) \cdot \dot{M}_{SV}^{r2} = (1 + r_1 + r_2) \cdot \dot{M}_{SV}^{IN} \tag{59}$$

$$\dot{M}_{SV}^{r1} = (1 + 0{,}1 + 0{,}5) \cdot 31{,}41 = 50{,}25\ kg/s$$

- Měrná vlhkost vzduchu po smísení:

$$X_v^{r1} = \frac{r_1 \cdot X_{V2} + (1 + r_2) \cdot X_v^{r2}}{1 + r_1 + r_2} = \frac{(r_1 + r_2) \cdot X_{V2} + X_v^{IN}}{1 + r_1 + r_2} \tag{60}$$

$$X_v^{r1} = \frac{(0{,}1 + 0{,}5) \cdot 0{,}035 + 0{,}01024}{1 + 0{,}1 + 0{,}5} = 0{,}0195$$

- Teplo v recirkulovaném vzduchu:

$$Q_{rec1} = \dot{M}_{SV}^{rec1} \cdot h_{V2} = r_1 \cdot Q_{v2} \tag{61}$$

$$Q_{rec1} = 0{,}1 \cdot 4\,074{,}69 = 407{,}47\ kJ$$

- Teplo ve vzduchu po ohřevu:

$$Q_{vO} = \dot{M}_{SV}^{r2} \cdot h_{vO} = \dot{M}_{SV}^{r2} \cdot h_v^{r2} + Q \tag{62}$$

$$Q_{vO} = 47{,}115 \cdot 86{,}74 + 1\,966{,}08 = 6\,052{,}48\ kJ$$

- Teplo ve vzduchu po smísení:

$$Q_v^{r1} = Q_{vO} + Q_{rec1} \tag{63}$$

$$Q_v^{r1} = 6\,052{,}48 + 407{,}47 = 6\,459{,}95\ kJ$$

- Entalpie vzduchu po smísení:

$$h_v^{r1} = \frac{Q_v^{r1}}{\dot{M}_{SV}^{r1}} \tag{64}$$

$$h_v^{r1} = \frac{6\,459{,}95}{50{,}25} = 128{,}55\ kJ/kg$$

- Teplota vzduchu po smísení:

$$t_v^{r1} = \frac{h_v^{r1} - X_v^{r1} \cdot I_w}{c_{sv} + X_v^{r1} \cdot c_{vp}} \tag{65}$$

$$t_v^{r1} = \frac{128{,}55 \cdot 10^3 - 0{,}0195 \cdot 2500 \cdot 10^3}{1010 + 0{,}0195 \cdot 1840} = 75{,}56\ °C$$

- Parciální tlak syté vodní páry po smísení:

$$p_d^{''r1} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63\ + t_v^{r1}}\right)} \tag{66}$$

$$p_d^{''r1} = e^{\left(23{,}58 - \frac{4044{,}2}{235{,}63\ + 75{,}56}\right)} = 40\ 634{,}23\ Pa$$

- Relativní vlhkost vzduchu po smísení:

$$\varphi_v^{r1} = \frac{p_{atm} \cdot X_v^{r1}}{p_d^{''r1} \cdot (0{,}622 + X_v^{r1})} \tag{67}$$

$$\varphi_v^{r1} = \frac{101\ 325 \cdot 0{,}0195}{40\ 634{,}23 \cdot (0{,}622 + 0{,}0195)} = 7{,}59\ \%$$

- Teplota rosného bodu vzduchu po smísení dle rovnic č. (21) a (22):

$$t_{v.RB}^{r1} = \frac{3984{,}92}{16{,}5699 - \ln(3{,}080027)} - (-39{,}724) = 24{,}60\ °C$$

$$p_{Aw}^0 = \frac{101\ 325}{\frac{0{,}622}{0{,}0195} + 1} = 3\ 080{,}027\ Pa$$

7.11. Teplota ohřevu vzduchu pro sušení

Bez ohledu na použití rekuperace či recirkulace je nutné v sušicím vzduchu pro sušení dodat vždy stejné množství tepla Q_S . Spotřeba externě dodaného tepla může být snížena pouze rekuperací tepla Q_{rek}. Recirkulovaný vzduch neovlivňuje tepelnou bilanci sušky, promítá se pouze do celkového průtoku vzduchu suškou, a tím do teploty vzduchu na jejím vstupu. Teplotu vzduchu za ohřevem lze tedy vyjádřit následujícím vztahem:

$$t_{vO}^{r2} = \frac{h_v^{r2} - X_v^{r2} \cdot I_w}{c_{sv} + X_v^{r2} \cdot c_{vp}} = \frac{h_{vO} - X_v^{r2} \cdot I_w}{c_{sv} + X_v^{r2} \cdot c_{vp}} \tag{68}$$

$$t_{vO}^{r2} = \frac{127{,}84 \cdot 10^3 - 0{,}01849 \cdot 2500 \cdot 10^3}{1010 + 0{,}01849 \cdot 1840} = 78{,}17\ ℃$$

Teplotu vzduchu na vstupu do sušky lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$t_{vO}^{r1} = \frac{h_v^{r1} - X_v^{r1} \cdot I_w}{c_{sv} + X_v^{r1} \cdot c_{vp}} = \frac{h_{vO} - X_v^{r1} \cdot I_w}{c_{sv} + X_v^{r1} \cdot c_{vp}} \tag{69}$$

$$t_{vO}^{r1} = \frac{127{,}84 \cdot 10^3 - 0{,}0195 \cdot 2500 \cdot 10^3}{1010 + 0{,}0195 \cdot 1840} = 75{,}56\ ℃$$

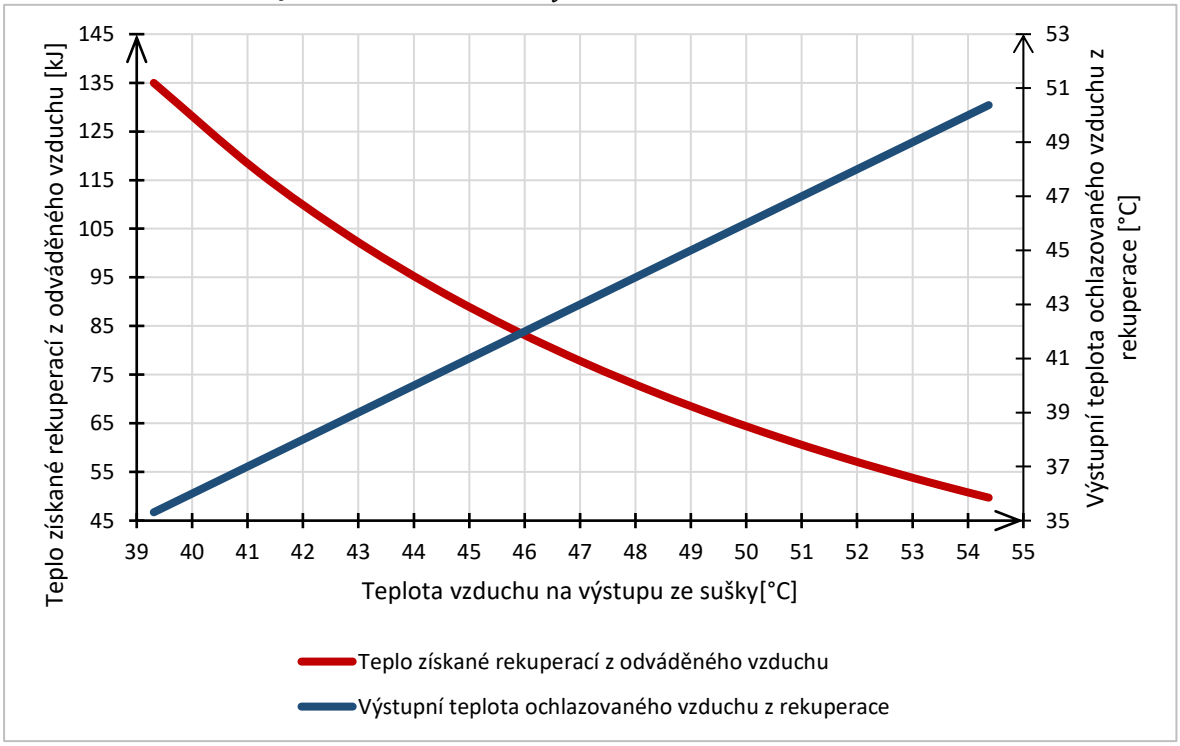
8. Analýza výsledků

8.1. Analýza rekuperace tepla

Při analýze tepelné bilance rekuperace tepla z odváděného vzduchu je nutné respektovat, že rekuperovat lze pouze určité množství tepla. Toto rekuperované množství tepla je omezeno podmínkou $t_{v1} < t_{v2}$, kde t_{v1} značí teplotu ohřívaného vzduchu za rekuperátorem a t_{v2} značí teplotu vzduchu vystupujícího ze sušky.

8.1.1. Rekuperace bez kondenzace vzduchu

Analyzován byl vliv rostoucího nasycení X_v^{OUT}, respektive teploty vzduchu na výstupu ze sušky t_{v2}, na získané teplo Q_{rek} a výstupní teplotu z rekuperace t_v^{OUT}. Jelikož nedochází ke kondenzaci vzduchu bylo možné uvažovat, že měrná vlhkost vzduchu odcházejícího ze sušky X_{v2} je rovna měrné vlhkosti vzduchu odcházející z rekuperace X_v^{OUT}.



Obr. 16: Průběh hlavních parametrů s rostoucím nasycením vzduchu při rekuperaci bez kondenzace vzduchu

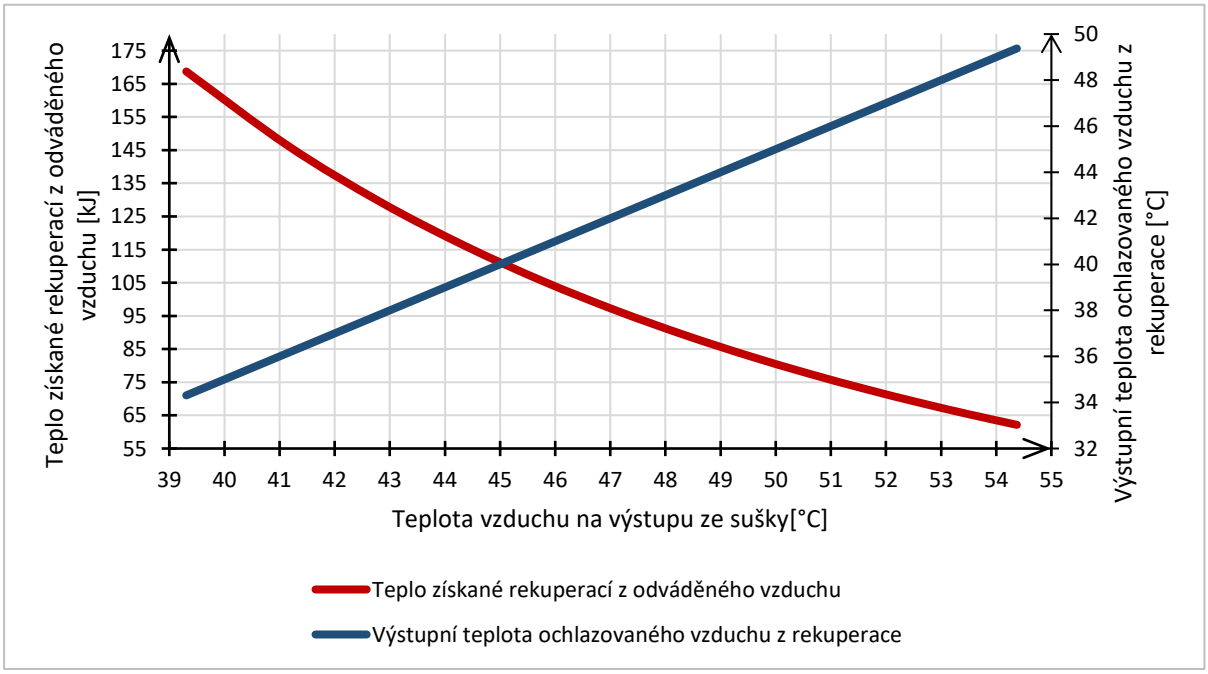
Na Obr. 16 je znázorněno teplo získané rekuperací z odváděného vzduchu Q_{rek}, které klesá s rostoucí teplotou vzduchu na výstupu ze sušky t_{v2}, a teplota ochlazeného vzduchu na výstupu z rekuperace t_v^{OUT}, která s rostoucí teplotou vzduchu na výstupu ze sušky t_{v2} roste.

t_{v2} [°C]	**39,31**	**41,16**	42,84	44,38	45,80	47,12	48,35
t_v^{OUT} [°C]	35,31	37,16	38,84	40,38	41,80	43,12	44,35
$p_{pv}^{''\ OUT}$ [Pa]	5729,09	6339,45	6942,04	7537,05	8124,67	8705,05	9278,36
$X_v^{OUT} = X_{v2}$	0,035	0,039	0,043	0,047	0,051	0,055	0,059
h_v^{OUT} [kJ/kg]	125,43	137,70	149,80	161,77	173,64	185,41	197,11
Q_{rek} [kJ]	134,98	117,01	103,42	92,79	84,25	77,23	71,36
φ_v^{OUT} [1]	0,946	0,947	0,948	0,948	0,949	0,949	0,950
t_{v2} [°C]	50,59	51,61	52,58	53,50	54,37	50,59	
t_v^{OUT} [°C]	46,59	47,61	48,58	49,50	50,37	46,59	
$p_{pv}^{''\ OUT}$ [Pa]	10404,34	10957,28	11503,70	12043,72	12577,46	10404,34	
$X_v^{OUT} = X_{v2}$	0,067	0,071	0,075	0,079	0,083	0,067	
h_v^{OUT} [kJ/kg]	220,30	231,81	243,27	254,69	266,07	220,30	
Q_{rek} [kJ]	62,11	58,40	55,15	52,27	49,71	62,11	
φ_v^{OUT} [1]	0,950	0,951	0,951	0,951	0,952	0,950	

Tab. 2: Výsledky rekuperace bez kondenzace vzduchu

8.1.2. Rekuperace na hranici teploty rosného bodu vzduchu

Stejně jako v předchozí kapitole byl analyzován vliv rostoucího nasycení X_v^{OUT}, respektive teploty vzduchu na výstupu ze sušky t_{v2}, a výstupní teploty z rekuperace t_v^{OUT}. V případě, kdy se vzduch rekuperuje na hranici teploty rosného bodu, dochází oproti předchozímu případu k plnému nasycení vzduchu $\varphi_v^{OUT} = 100$ %.



Obr. 17: Průběh hlavních parametrů s rostoucím nasycením vzduchu při rekuperaci na hranici teploty rosného bodu vzduchu

Na Obr. 17 je znázorněno získané teplo z odváděného vzduchu Q_{rek} a teplota ochlazeného vzduchu na výstupu z rekuperace t_v^{OUT} v závislosti na teplotě vzduchu vystupujícího ze sušky t_{v2}. Trendy křivek jsou obdobné jako v kapitole 8.1.1 Rekuperace bez kondenzace vzduchu.

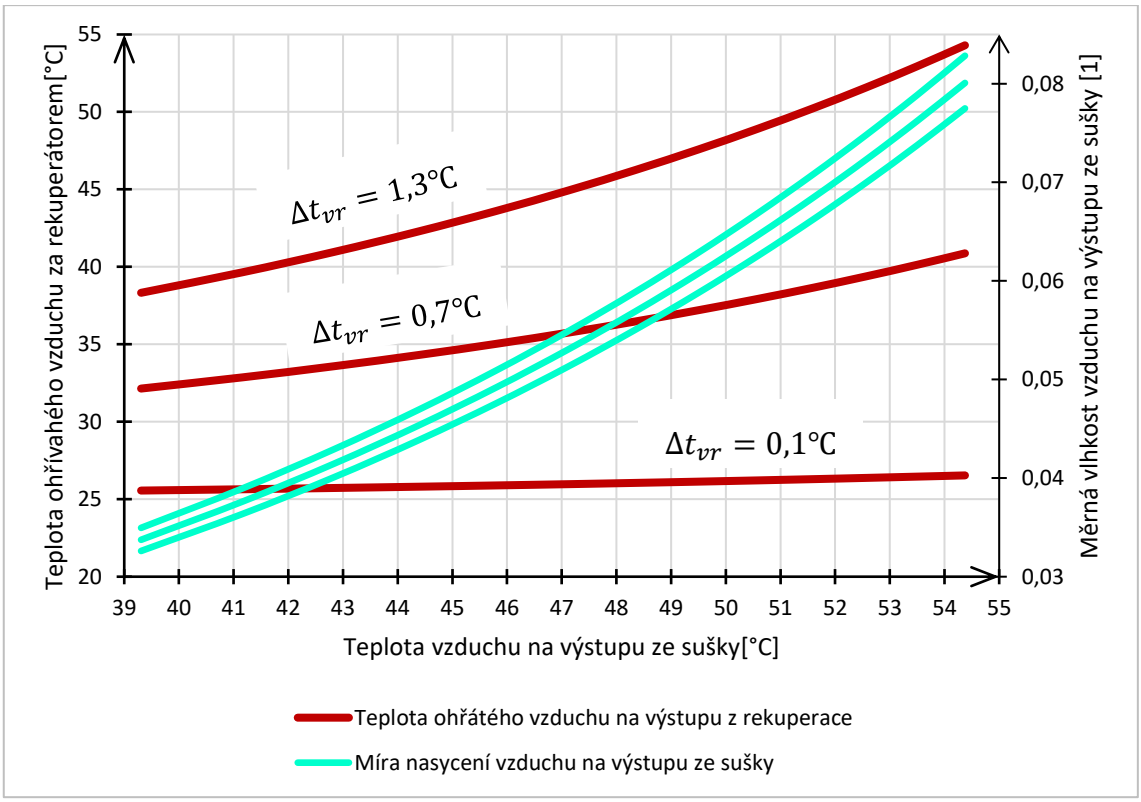
Při $X_v^{OUT} = 0{,}035$ lze vyčíst z Tab. 3, že bylo předáno o $33{,}75\ kJ$ více tepla Q_{rek} než v případě rekuperace bez kondenzace vzduchu. Přitom se výstupní teplota z rekuperačního výměníku t_v^{OUT} snížila jen o $1\ °C$. Na výši předaného tepla Q_{rek} má vlil především nasycení vzduchu na výstupu z rekuperačního výměníku φ_v^{OUT}, kdy v případě rekuperace bez kondenzace vzduchu je relativní vlhkost odcházejícího vzduchu $\varphi_v^{OUT} = 94{,}6\ \%$. V případě rekuperace na hranici teploty rosného bodu vzduchu je $\varphi_v^{OUT} = 100\ \%$.

$t_{v2}\ [°C]$	**39,31**	**41,16**	42,84	44,38	45,80	47,12	48,35
$t_v^{OUT}\ [°C]$	34,31	36,16	37,84	39,38	40,80	42,12	43,35
$\varphi_v^{OUT}\ [1]$	1	1	1	1	1	1	1
$X_v^{OUT} = X_{v2}\ [1]$	0,035	0,039	0,043	0,047	0,051	0,055	0,059
$h_v^{OUT}\ [kJ/kg]$	124,360	136,614	148,711	160,678	172,537	184,304	195,991
$Q_{rek}\ [kJ]$	168,73	146,26	129,27	115,99	105,31	96,54	89,21
$t_{v2}\ [°C]$	50,59	51,61	52,58	53,50	54,37	50,59	
$t_v^{OUT}\ [°C]$	45,59	46,61	47,58	48,50	49,37	45,59	
$\varphi_v^{OUT}\ [1]$	1	1	1	1	1	1	
$X_v^{OUT} = X_{v2}\ [1]$	0,067	0,071	0,075	0,079	0,083	0,067	
$h_v^{OUT}\ [kJ/kg]$	219,165	230,668	242,123	253,535	264,909	219,165	
$Q_{rek}\ [kJ]$	77,64	73,00	68,93	65,34	62,14	77,64	

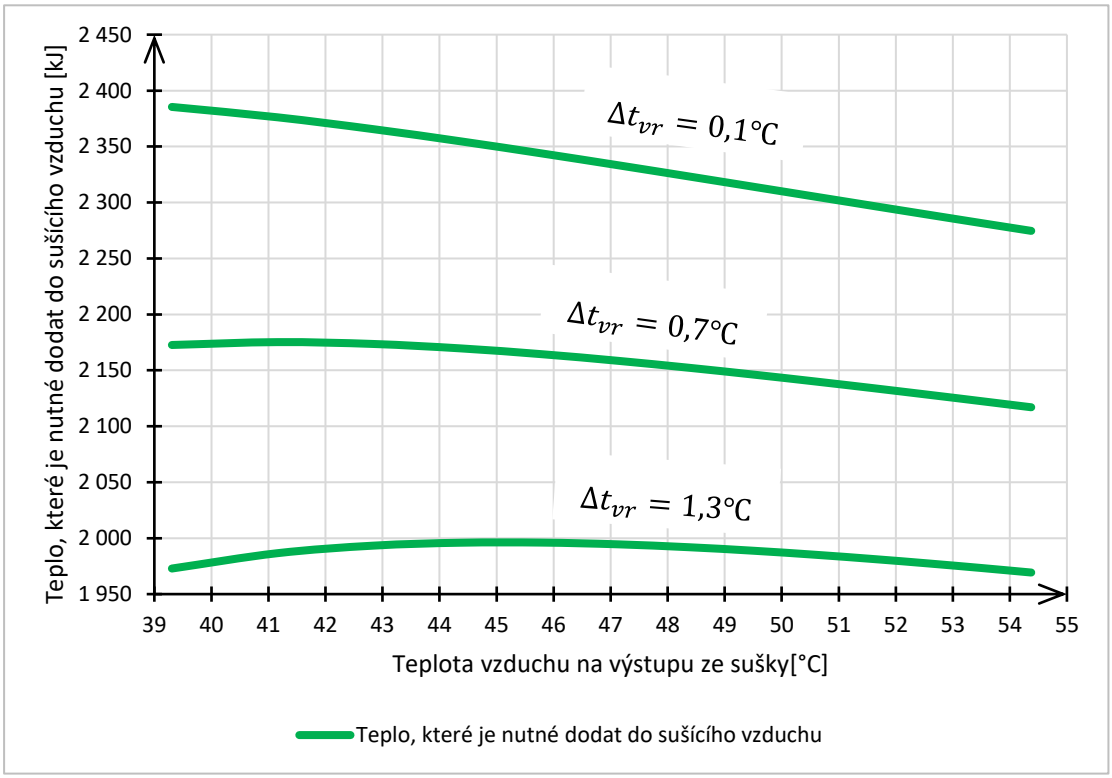
Tab. 3: Výsledky rekuperace na hranici teploty rosného bodu vzduchu

8.1.3. Rekuperace s kondenzací vzduchu

U rekuperace s kondenzací vzduchu, tedy stavu, kdy se teplota vzduchu při rekuperaci dostane pod teplotu rosného bodu vzduchu, byla analýza nejpřínosnější. Především z hlediska získaného tepla Q_{rek} v závislosti teplotě vzduchu vystupujícího z rekuperace t_v^{OUT}. Při analýze byla snižována teplota vzduchu vystupující z rekuperace t_v^{OUT} pod rosný bod vzduchu o $0{,}1$ až $1{,}3\ °C$ s krokem $0{,}1\ °C$.



Obr. 19: Závislost teploty vzduchu na výstupu ze sušky na teplotě vzduchu za rekuperátorem a v závislosti s rostoucím Δt_{vr}



Obr. 18: Závislost teploty vzduchu na výstupu ze sušky na teple, které je potřeba dodat do sušícího vzduchu, a v závislosti s rostoucím Δt_{vr}

Z Obr. 19 lze díky analýze konstatovat, že trend rostoucí teploty ohřívaného vzduchu za rekuperací t_v^{OUT} není lineární, ale s rostoucí teplotou na výstupu ze sušky t_{v2} roste i teplotní rozdíl mezi křivkami. To souvisí s rostoucím nasycení vzduchu vstupujícího do rekuperace. Při $t_{v2} = 39{,}31$ ℃ je mezi křivkami pro $\Delta t_{vr} = 0{,}1$℃ a $\Delta t_{vr} = 0{,}7$℃ rozdíl $0{,}6$℃ a při $t_{v2} = 54{,}37$ ℃ je rozdíl už 1℃.

Tím, že roste teplota ohřívaného vzduchu za rekuperací, se pochopitelně snižuje i teplo, které je potřeba dodat do sušícího vzduchu z externího zdroje, což znázorňuje Obr. 18.

Výsledky pro $\Delta t_{RB} = 0{,}1\ °C$:

t_{v2} $[°C]$	39,31	41,16	42,84	44,38	45,80	47,12	48,35
t_v^{OUT} $[°C]$	34,21	36,06	37,74	39,28	40,70	42,02	43,25
φ_v^{OUT} $[1]$	1	1	1	1	1	1	1
X_v^{OUT} $[1]$	0,03495	0,03894	0,04293	0,04692	0,05092	0,05491	0,05890
h_v^{OUT} $[kJ/kg]$	124,13	136,36	148,43	160,37	172,21	183,95	195,61
t_{v1} $[°C]$	25,56	25,64	25,73	25,81	25,89	25,97	26,05
Q_{rek} $[kW]$	179,67	156,98	139,83	126,41	115,62	106,76	99,34
Q $[kW]$	2385,39	2376,14	2365,54	2354,59	2343,79	2333,38	2323,45
q_S $[kJ/kg\ odp.vody]$	3066,93	3055,04	3041,41	3027,33	3013,44	3000,06	2987,30
t_{v2} $[°C]$	49,50	50,59	51,61	52,58	53,50	54,37	
t_v^{OUT} $[°C]$	43,55	44,95	46,26	47,48	48,62	49,70	
φ_v^{OUT} $[1]$	1	1	1	1	1	1	
X_v^{OUT} $[1]$	0,05989	0,06488	0,06987	0,07486	0,07985	0,08484	
h_v^{OUT} $[kJ/kg]$	198,52	212,98	227,35	241,65	255,88	270,05	
t_{v1} $[°C]$	26,46	27,21	26,98	26,85	26,79	26,81	
Q_{rek} $[kW]$	103,87	105,41	93,51	84,58	77,88	72,87	
Q $[kW]$	2314,06	2305,20	2296,85	2288,99	2281,59	2274,62	
q_S $[kJ/kg\ odp.vody]$	2975,22	2963,83	2953,09	2942,99	2933,47	2924,51	

Tab. 4: Výsledky rekuperace při kondenzaci vzduchu při Δt_{rb} = 0,1 °C

Výsledky pro $\Delta t_{RB} = 0{,}7\ °C$ a $\Delta t_{RB} = 1{,}3\ °C$:

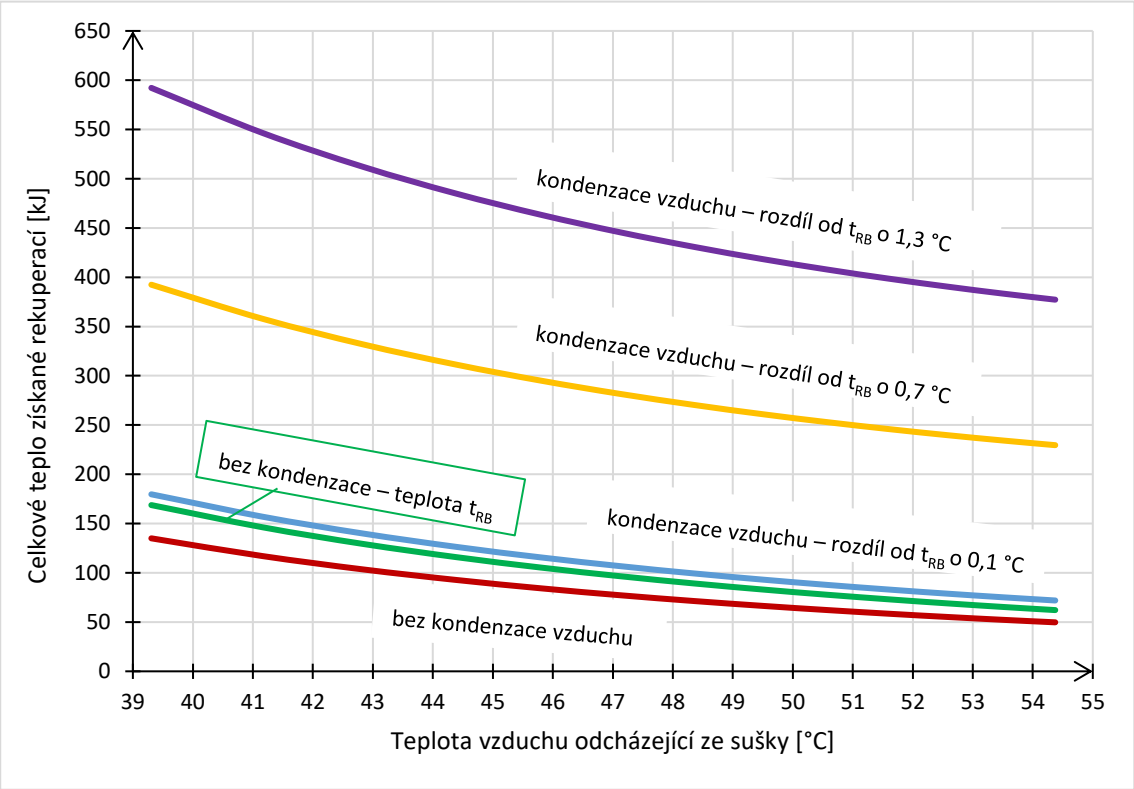
$t_{v2}\ [°C]$	39,31	41,16	42,84	44,38	45,80	47,12	48,35
$t_v^{OUT}\ [°C]$	33,61	35,46	37,14	38,68	40,10	41,42	42,65
$\varphi_v^{OUT}\ [1]$	1	1	1	1	1	1	1
$X_v^{OUT}\ [1]$	0,03374	0,03760	0,04147	0,04533	0,04919	0,05306	0,05692
$h_v^{OUT}\ [kJ/kg]$	120,39	132,28	144,01	155,62	167,11	178,52	189,84
$t_{v1}\ [°C]$	32,14	32,86	33,59	34,31	35,03	35,75	36,48
$Q_{rek}\ [kW]$	392,41	357,90	331,82	311,41	295,03	281,60	270,39
$Q\ [kW]$	2172,65	2175,22	2173,55	2169,59	2164,38	2158,54	2152,41
$q_S\ [kJ/kg\ odp.vody]$	2793,40	2796,71	2794,57	2789,47	2782,78	2775,26	2767,38
$t_{v2}\ [°C]$	49,50	50,59	51,61	52,58	53,50	54,37	
$t_v^{OUT}\ [°C]$	43,80	44,89	45,91	46,88	47,80	48,67	
$\varphi_v^{OUT}\ [1]$	1	1	1	1	1	1	
$X_v^{OUT}\ [1]$	0,06078	0,06464	0,06850	0,07236	0,07622	0,08008	
$h_v^{OUT}\ [kJ/kg]$	201,09	212,28	223,42	234,50	245,54	256,54	
$t_{v1}\ [°C]$	37,20	37,93	38,66	39,40	40,13	40,87	
$Q_{rek}\ [kW]$	260,91	252,80	245,78	239,66	234,29	229,54	
$Q\ [kW]$	2146,20	2140,04	2134,00	2128,13	2122,45	2116,98	
$q_S\ [kJ/kg\ odp.vody]$	2759,39	2751,47	2743,71	2736,17	2728,87	2721,83	

Tab. 5: Výsledky rekuperace při kondenzaci vzduchu při Δt_{rb} = 0,7 °C

$t_{v2}\ [°C]$	39,31	41,16	42,84	44,38	45,80	47,12	48,35
$t_v^{OUT}\ [°C]$	33,03	34,88	36,56	38,10	39,52	40,84	42,07
$\varphi_v^{OUT}\ [1]$	1	1	1	1	1	1	1
$X_v^{OUT}\ [1]$	0,03261	0,03635	0,04009	0,04384	0,04758	0,05132	0,05507
$h_v^{OUT}\ [kJ/kg]$	116,86	128,44	139,86	151,15	162,33	173,41	184,42
$t_{v1}\ [°C]$	38,33	39,65	40,96	42,28	43,60	44,93	46,25
$Q_{rek}\ [kW]$	592,19	546,55	512,04	485,04	463,38	445,62	430,83
$Q\ [kW]$	1972,87	1986,57	1993,33	1995,96	1996,03	1994,51	1991,96
$q_S\ [kJ/kg\ odp.vody]$	2536,54	2554,16	2562,85	2566,23	2566,33	2564,37	2561,10
$t_{v2}\ [°C]$	49,50	50,59	51,61	52,58	53,50	54,37	
$t_v^{OUT}\ [°C]$	43,22	44,31	45,33	46,30	47,22	48,09	
$\varphi_v^{OUT}\ [1]$	1	1	1	1	1	1	
$X_v^{OUT}[1]$	0,05881	0,06255	0,06629	0,07003	0,07377	0,07750	
$h_v^{OUT}\ [kJ/kg]$	195,35	206,22	217,03	227,80	238,52	249,19	
$t_{v1}\ [°C]$	47,58	48,92	50,26	51,60	52,95	54,30	
$Q_{rek}\ [kW]$	418,34	407,66	398,44	390,43	383,41	377,22	
$Q\ [kW]$	1988,77	1985,18	1981,34	1977,37	1973,33	1969,29	
$q_S\ [kJ/kg\ odp.vody]$	2556,99	2552,37	2547,43	2542,33	2537,14	2531,95	

Tab. 6: Výsledky rekuperace při kondenzaci vzduchu při Δt_{rb} = 1,3 °C

8.1.4. Souhrnné srovnání stavů z hlediska předaného tepla



Obr. 20: Srovnání stavů vzduchu dosahujících při rekuperaci

Při porovnání výsledků ze všech tří dosažitelných stavů vzduchu lze z Tab. 4, Tab. 5 a Tab. 6 konstatovat, že při $t_{v2} = 39{,}31\ °C$ je teplo předané v rekuperačním výměníku Q_{rek} v jednotlivých stavech následující:

- Rekuperace bez kondenzace vzduchu: $Q_{rek} = 134{,}98\ kJ$
- Rekuperace na hranici teploty rosného bodu vzduchu: $Q_{rek} = 168{,}73\ kJ$
- Rekuperace s kondenzací vzduchu při $\Delta t_{RB} = 0{,}1\ °C$: $Q_{rek} = 179{,}67\ kJ$
- Rekuperace s kondenzací vzduchu při $\Delta t_{RB} = 0{,}7\ °C$: $Q_{rek} = 392{,}41\ kJ$
- Rekuperace s kondenzací vzduchu při $\Delta t_{RB} = 1{,}3\ °C$: $Q_{rek} = 592{,}19\ kJ$

Z výše uvedených hodnot, stejně tak z Obr. 20, lze konstatovat, že při porovnání stavu rekuperace bez kondenzace vzduchu a rekuperace na hranici teploty rosného bodu vzduchu, dojde k nárůstu předaného tepla v rekuperaci Q_{rek} o 1,25násobek při teplotním rozdílu $1\ °C$. Pokud by byl zachován stejný teplotní rozdíl a při porovnání rekuperace na hranici teploty rosného bodu

a rekuperace s kondenzací vzduchu při $\Delta t_{RB} = 1\ °C$, tedy $Q_{rek} = 496{,}46\ kJ$, dosahuje nárůst předaného tepla v rekuperaci o téměř trojnásobek hodnoty Q_{rek} než při rekuperaci na hranici teploty rosného bodu vzduchu při stejném teplotním rozdílu, tedy $\Delta t_{RB} = 1\ °C$.

Při maximálním možném teplotním rozdílu $\Delta t_{RB} = 1{,}3\ °C$, který vyplývá z podmínky při výpočtu $t_{v1} < t_{v2}$, lze dosáhnout až $Q_{rek} = 592{,}19\ kJ$, tedy 3,5násobku hodnoty Q_{rek} při rekuperaci na hranice teploty rosného bodu.

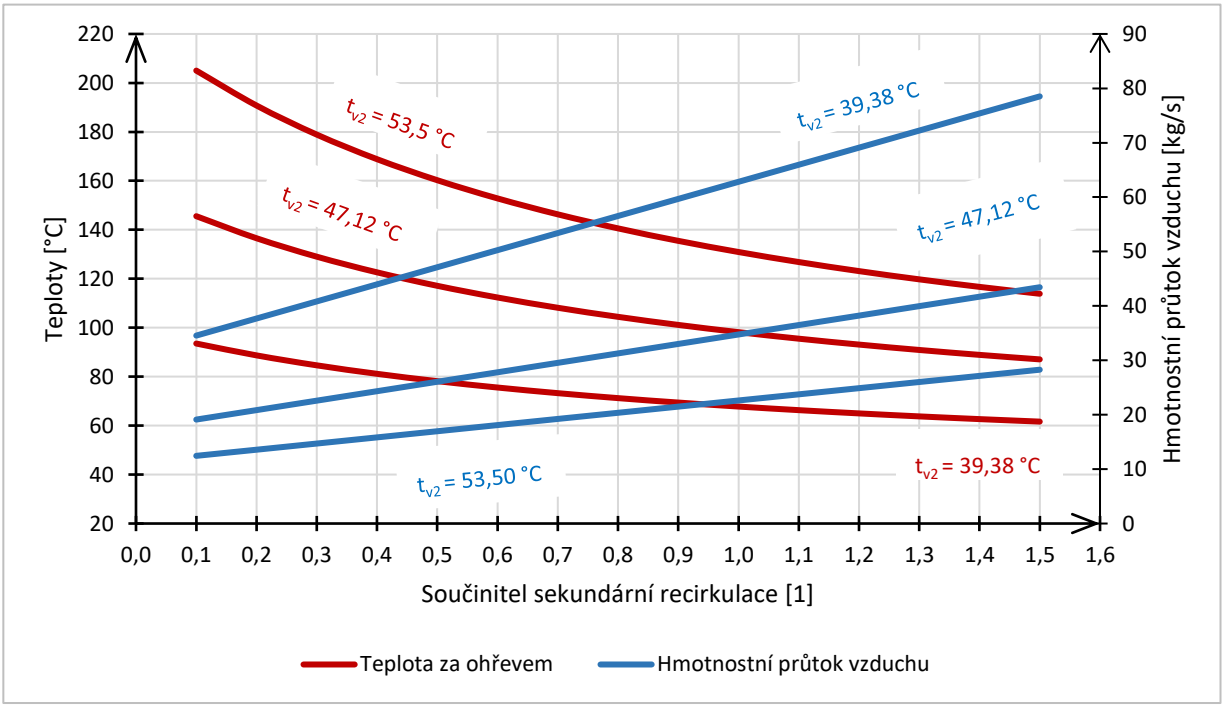
8.2. Analýza sekundární recirkulace

Pro analýzu vlivu relativního součinitele primární recirkulace r_2 na sušící cyklus byly parametry zvoleny v rozsahu:

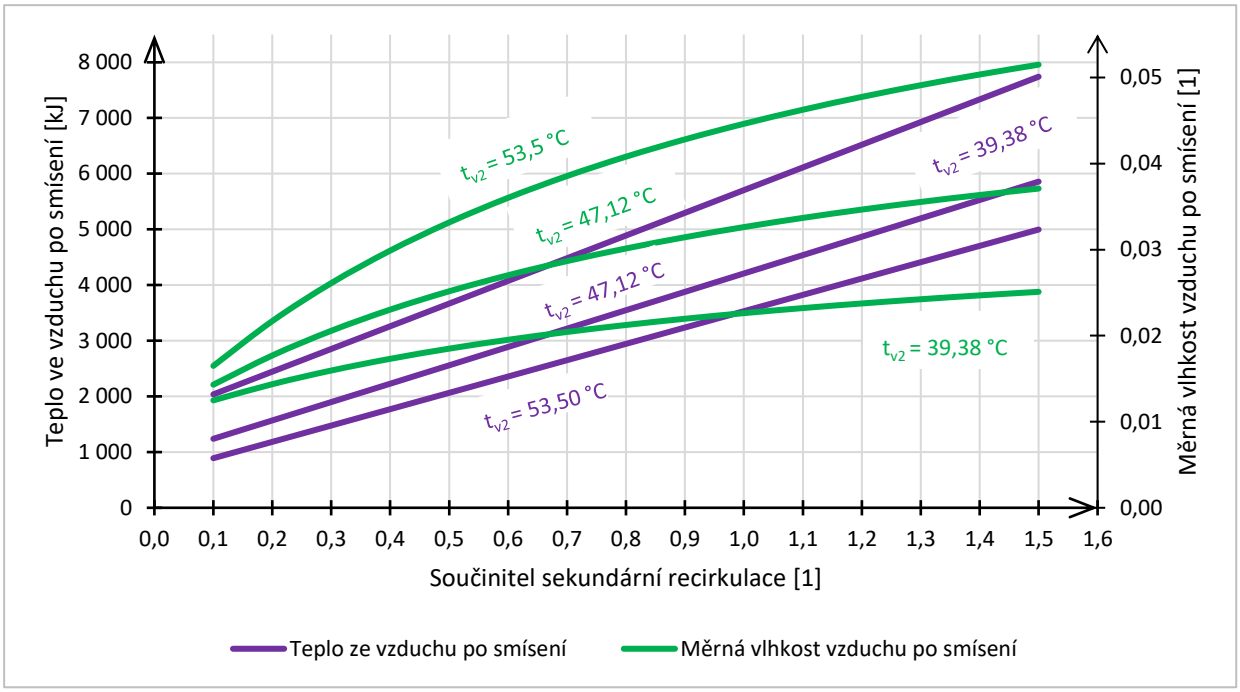
$r_2 = 0{,}1 \div 1{,}5$

$X_{v2} = 0{,}035 \div 0{,}083$

$t_{v2} = 39{,}31 \div 54{,}37\ °C$



Obr. 21: Závislost součinitele sekundární recirkulace na hmotnostním průtoku suchého vzduchu a teplotách



Obr. 22: Závislost součinitele sekundární recirkulace na teplu získaného ze vzduchu a měrné vlhkosti vzduchu po smísení

Z grafických výsledků analýzy vyplývá, že sekundární recirkulace vzduchu odváděného ze sušky zvyšuje průtok vzduchu suškou. Může přispět ke snížení teploty ohřevu sušicího vzduchu, a tím pro jeho ohřev využít teplo na nižší teplotní úrovni jako je například odpadní teplo. Současně umožňuje ovlivnit nasycení a tím i množství sušicího vzduchu.

8.3. Analýza primární recirkulace

Pro analýzu vlivu relativního součinitele primární recirkulace r_1 na sušící cyklus byly parametry zvoleny v rozsahu:

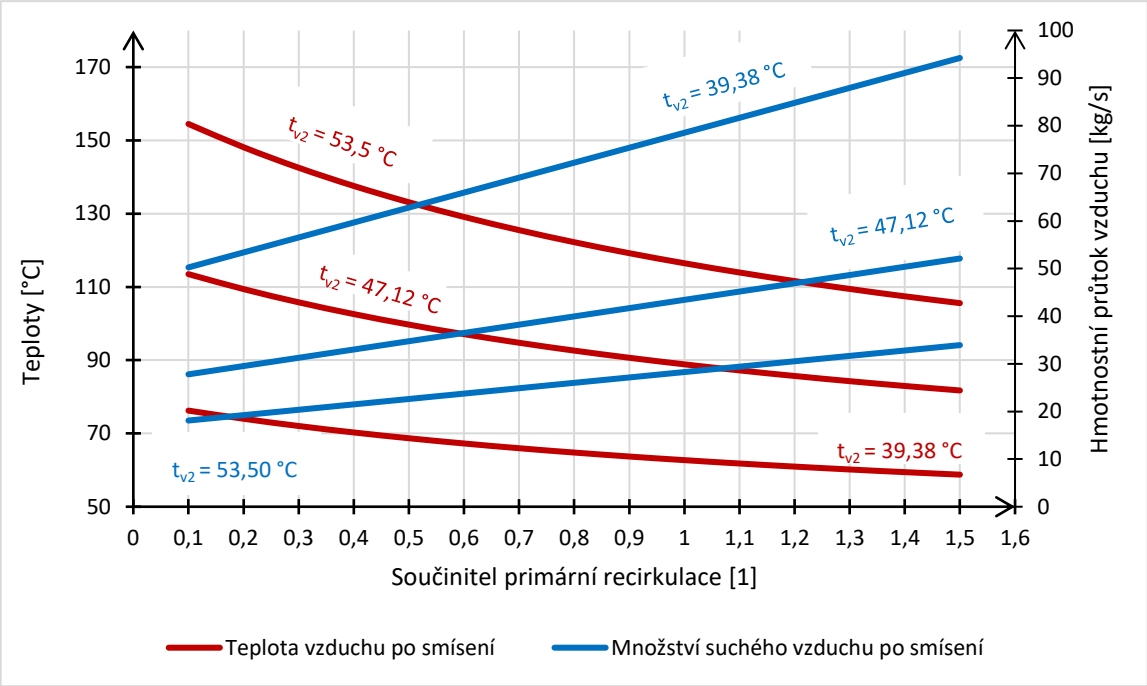
$r_1 = 0{,}1 \div 1{,}5$

$X_{v2} = 0{,}035 \div 0{,}083$

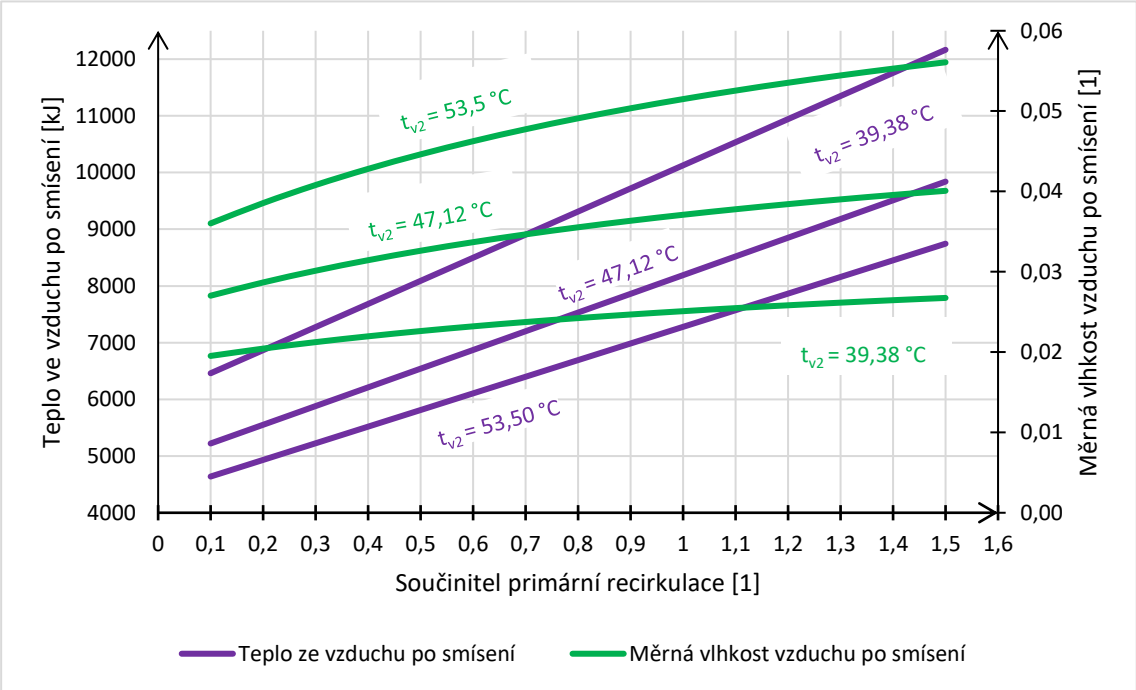
$t_{v2} = 39{,}31 \div 54{,}37\ °C$

$r_2 = 0{,}5$

Z grafických výsledků analýzy uvedených níže v kapitole vyplývá, že primární recirkulace vzduchu odváděného ze sušky zvyšuje průtok vzduchu suškou. Jelikož je řazena až za ohřev, tak může přispět ke snížení teploty sušicího vzduchu a současně umožňuje zvýšit nasycení a tím snížit spotřebu sušicího vzduchu, a tedy i výstupní ztrátu tepla.



Obr. 24: Závislost součinitele primární recirkulace na hmotnostním průtoku suchého vzduchu a teplotě vzduchu po smísení



Obr. 23: Závislost součinitele primární recirkulace na teplu získaného ze vzduchu a měrné vlhkosti vzduchu po smísení

Snížení teploty sušicího vzduchu se využívá, pokud nastane stav, kdy je nedostatek sušicího vzduchu nebo je třeba regulovat teplotu sušení. Může sloužit také při ochraně materiálu sušky proti vysokému teplotnímu namáhání.

9. Vliv podmínek sušení na velikost sušky

Kvantifikace vlivů různých podmínek sušení kalů na potřebnou velikost sušárny byla pojata zjednodušeně, jelikož není možné na základě dosažených výsledků sušku kapacitně dimenzovat.

Suška byla teoreticky nahrazena jednoduchým protiproudým výměníkem, kde dochází k přestupu tepla ze vzduchu do sušeného materiálu a při tom se odpařuje z materiálu voda. Za výhřevnou plochu je tedy považován sušený kal granulované struktury ve formě housenek a velmi zjednodušeným způsobem lze uvažovat, že výkon výměníku je roven celkové energetické náročnosti sušení. Teplotní gradient mezi teplotou vzduchu a teplotou materiálu, respektive teplotou sytosti vzduchu, ovlivňuje sdílení tepla. Za předpokladu, že kolem materiálu je stále stejná rychlost proudění vzduchu a stejná geometrie dané sušky, tak součinitel prostupu tepla k, který charakterizuje sdílení tepla mezi sušeným materiálem a vzduchem, by byl konstantní. Poté lze provést relativní srovnání velikosti ploch, respektive povrchu sušeného materiálu.

9.1. Relativní srovnání povrchů sušeného materiálu

Pro výpočet byl zvolen referenční stav sušky tak, aby plocha sušeného materiálu a energetická náročnost byla nejmenší a zároveň největší teplotní gradient. Vůči tomuto zvolenému stavu byly relativně srovnány další stavy sušení.

Pro názornost výpočtu byl do vzorců dosazen referenční stav 1 a následující stav 2.

Rovnice prostupu tepla [16]

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}, \tag{70}$$

kde

$Q = výkon = celková\ energetická\ náročnost\ sušení\ q_s\ [kJ/kg_{odp.vody}]$

$k = součinitel\ prostupu\ tepla\ [W/m^2 \cdot K]$

$S = velikost\ výhřevné\ plochy = povrch\ sušeného\ materiálu\ [m^2]$

$\Delta t_{ln} = střední\ logaritmický\ teplotní\ spád\ [°C]$

Pro $k = konst.$ lze vyjádřit poměr referenčního (1) a následujícího stavu (2):

$$\frac{Q_1}{S_1 \cdot \Delta t_{ln1}} = \frac{Q_2}{S_2 \cdot \Delta t_{\ln 2}} \tag{71}$$

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{Q_2 \cdot \Delta t_{ln1}}{Q_1 \cdot \Delta t_{\ln 2}} \tag{72}$$

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{3\,031{,}315 \cdot 89{,}188}{3\,013{,}911 \cdot 85{,}286} = \mathbf{1{,}052},$$

kde Δt_{ln} pro protiproudý výměník je [16]

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{A1} - t_{B2}) - (t_{A2} - t_{B1})}{\ln\left(\frac{t_{A1} - t_{B2}}{t_{A2} - t_{B1}}\right)} \tag{73}$$

$$\Delta t_{ln1} = \frac{(233{,}370 - 49{,}374) - (53{,}5 - 20)}{\ln\left(\frac{233{,}370 - 49{,}374}{53{,}5 - 20}\right)} = 89{,}188$$

$$\Delta t_{ln2} = \frac{(222{,}520 - 48{,}5) - (53{,}5 - 20)}{\ln\left(\frac{222{,}520 - 48{,}5}{53{,}5 - 20}\right)} = 85{,}286,$$

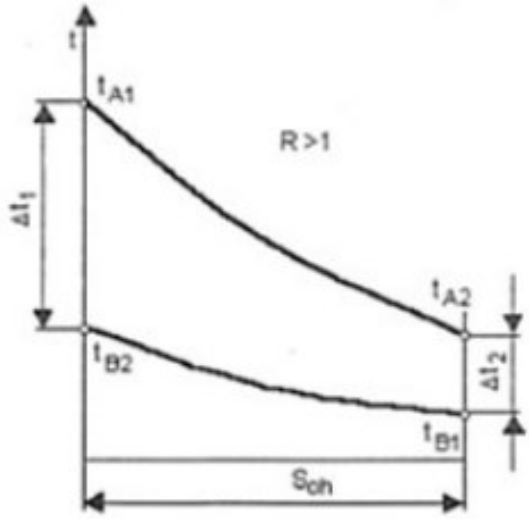
kde

$t_{A1} = teplota\ vstupního\ vzduchu\ do\ sušky = t_{vO}\ [°C]$

$t_{A2} = teplota\ výstupního\ vzduchu\ ze\ sušky = t_{v2}\ [°C]$

$t_{B1} = teplota\ sušeného\ materiálu\ na\ vstupu\ do\ sušky = t_{m1}\ [°C]$

$t_{B2} = teplota\ sušeného\ materiálu\ na\ výstupu\ ze\ sušky = t_{m2} = t_{v.RB2}\ [°C]$



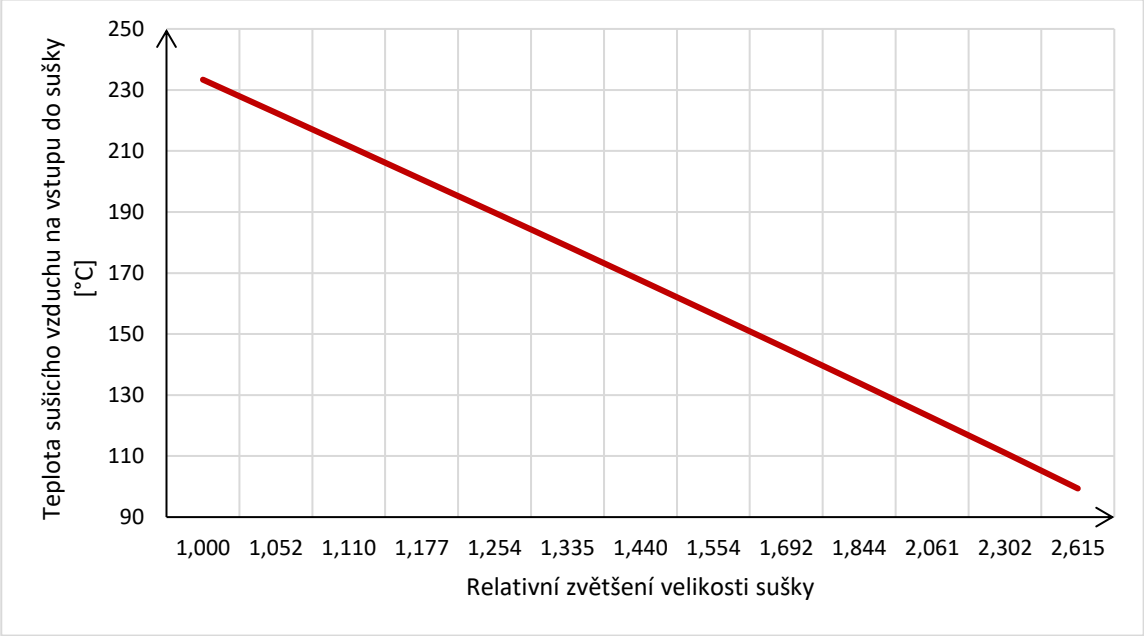
Obr. 25: Schéma zapojení protiproudého výměníku [16]

9.2. Zhodnocení výsledků

Výpočet byl zjednodušen náhradou pásové sušky za jednoduchý protiproudý výměník, kde teplosměnnou plochu představuje povrch sušeného kalku uspořádaného do tvaru housenek. Tato zjednodušená teplosměnná plocha zohledňuje potřebnou velikost sušárny.

STAV	1 - ref	2	3	4	5	6	7
$t_{A1} = t_{vO}$ [°C]	233,370	222,520	211,634	200,708	189,738	178,718	167,641
$t_{A2} = t_{v2}$ [°C]	54,37	53,50	52,58	51,61	50,59	49,50	48,35
$t_{B1} = t_{m1}$ [°C]	20	20	20	20	20	20	20
$t_{B2} = t_{v.RB2}$ [°C]	49,374	48,500	47,581	46,612	45,589	44,504	43,351
Δt_{ln} [°C]	89,188	85,286	81,333	77,324	73,255	69,120	64,913
$q_s [kJ/kg_{odp.v.}]$	3013,91	3031,31	3051,73	3075,94	3104,96	3117,76	3159,15
$S_{(2\div13)}/S_1$ [1]	-	**1,052**	**1,110**	**1,177**	**1,254**	**1,335**	**1,440**
STAV	8	9	10	11	12	13	
$t_{A1} = t_{vO}$ [°C]	156,500	145,285	133,983	122,579	111,053	99,379	
$t_{A2} = t_{v2}$ [°C]	47,12	45,80	44,38	42,84	41,16	39,31	
$t_{B1} = t_{m1}$ [°C]	20	20	20	20	20	20	
$t_{B2} = t_{v.RB2}$ [°C]	42,120	40,801	39,379	37,839	36,158	34,308	
Δt_{ln} [°C]	60,629	56,257	51,789	47,212	42,511	37,666	
$q_s [kJ/kg_{odp.v.}]$	3183,83	3216,81	3226,54	3288,55	3306,63	3327,97	
$S_{(2\div13)}/S_1$ [1]	**1,554**	**1,692**	**1,844**	**2,061**	**2,302**	**2,615**	

Tab. 7: Výsledky vlivu různých podmínek sušení kalů na potřebnou velikost sušárny



Obr. 26: Závislost teploty vzduchu na vstupu do sušky na velikosti sušky

Z výsledkové Tab. 7 a Obr. 26 lze konstatovat, že získaná výhoda v podobě nízké teploty sušení, tedy i možnosti využití nízkopotenciálního tepla, je vykoupena rostoucí velikostí sušky. Při snížení teploty ohřívaného vzduchu na vstupu do sušky z $233{,}370\ °C$ na $99{,}379\ °C$ došlo ke zvětšení sušky 2,615krát.

V řešení se jedná o velmi přibližné porovnání, neboť není zohledněn vliv na kinetiku procesu sušení. To by vyžadovalo experimentální ověření, což však přesahuje rámec zadání diplomové práce.

10. Závěr

Pro uvažovanou hypotetickou pásovou sušku čistírenského kalu s vlhkostí 80 %, ve které bylo jako sušící médium využito vzduchu ohřívaného za pomocí externího zdroje, bylo dosaženo měrné energetické náročnosti $q_s = 3\,297{,}94\ kJ/kg_{odpařené\ vody}$ při teplotě ohřátého vzduchu $t_{vO} = 99{,}38\ °C$ a teplotě ochlazeného vzduchu na výstupu ze sušky $t_{v2} = 39{,}31\ °C$.

Pro lepší využitelnost zbytkového tepla v odváděném vzduchu byl do procesu integrován rekuperační výměník, u kterého byly analyzovány tři stavy – při rekuperaci vzduchu nedojde kondenzaci, dojde ke kondenzaci a nedojde ke kondenzaci při teplotě rosného bodu. Jako nejúčinnější se ukázal stav rekuperace s kondenzací odváděného vzduchu, kdy při teplotě vzduchu odváděného z rekuperace $t_v^{OUT} = 33{,}03\ °C$, tedy $1{,}3\ °C$ pod teplotou rosného bodu, bylo dosaženo měrné energetické náročnosti $q_s = 2\,536{,}54\ kJ/kg_{odpařené\ vody}$ při teplotě ochlazeného vzduchu na výstupu ze sušky $t_{v2} = 39{,}31\ °C$. Oproti původní variantě bez rekuperace došlo tedy v sušce k 22 % úspoře, což činí $761{,}4\ kJ$ na kilogram odpařené vody.

Dále byla do procesu integrována primární a sekundární recirkulace vzduchu. Sekundární recirkulace přispěla ke snížení teploty ohřevu sušicího vzduchu, a tím umožňuje využití tepla nižší teplotní úrovně. Primární recirkulace pomáhá snížit teplotu sušicího vzduchu na vstupu do sušky, a tedy i výstupní ztrátu tepla a celkově napomáhá regulovat proces sušení při nedostatku sušicího vzduchu nebo při vysokém teplotním namáhání sušky.

V poslední kapitole byl velmi zjednodušeným způsobem zhodnocen vliv podmínek sušení na velikost sušky, jelikož z dosažených výsledků nebylo možné sušku kapacitně dimenzovat, k tomu by bylo zapotřebí provést experimentální ověření, což přesahovalo rámec zadání diplomové práce. Z výsledků této kapitoly vyplynulo, že dříve předpokládaná výhoda využití nízkopotenciálního tepla negativně ovlivňuje velikost sušky. Při porovnání nejkrajnějších teplot ohřívaného vzduchu, tedy $t_{vO} = 99{,}379\ °C\ a\ 233{,}370\ °C$ došlo ke zvětšení sušky 2,615krát, v případě sušky s nižší t_{vO}.

Bibliografie

[1] DLOUHÝ, Tomáš. *Čištění odpadních vod*. ČVUT, fakulta energetiky, Praha, 2020. Dostupné také z: http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/ELO-pr10-1.pdf

[2] ČESKÝ STATISTICKÝ ÚŘAD. *Statistická ročenka České republiky 2019* [online]. Vyd. 1. Praha: P.O.S. FACTORY, 2019 [cit. 2020-01-09]. ISBN 978-80-250-2955-8. Dostupné z: https://www.czso.cz/documents/10180/92010906/32019819.pdf/6bf03523-f75f-4335-97db-755c1c466337?version=1.6

[3] Kaly z čistíren odpadních vod. In: *Ministerstvo životního prostředí* [online]. b.r. [cit. 2020-01-09].

[4] HAVELKA, Pavel. Změny v nakládání s kaly z čistíren odpadních vod. In: *EnviGroup* [online]. Česká asociace odpadového hospodářství, 2019 [cit. 2020-01-09].

[5] *§ 10 vyhlášky č. 437/2016 Sb.: Vyhláška o podmínkách použití upravených kalů na zemědělské půdě a změně vyhlášky č. 383/2001 Sb., o podrobnostech nakládání s odpady a změně vyhlášky č. 341/2008 Sb., o podrobnostech nakládání s biologicky rozložitelnými odpady a o změně vyhlášky č. 294/2005 Sb., o podmínkách ukládání odpadů na skládky a jejich využívání na povrchu terénu a změně vyhlášky č. 383/2001 Sb., o podrobnostech nakládání s odpady (vyhláška o podrobnostech nakládání s biologicky rozložitelnými odpady)*. In: . Zákony pro lidi.cz: AION CS 2010-2020, b.r. Dostupné také z: https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2016-437?citace=1

[6] VLASÁK, Oldřich. SOVAK ČR k nakládání s čistírenskými kaly. In: *Sdružení oboru vodovodů a kanalizací ČR* [online]. b.r. [cit. 2020-01-09].

[7] KOS, Miroslav a Oto ZWETTLER. Moderní technologie zpracování kalů s využitím tepla. In: *Sdružení oboru vodovodů a kanalizací ČR* [online]. b.r. [cit. 2020-01-09]. Dostupné z: https://www.sovak.cz/sites/default/files/2019-06/5%20-%20Kos-Zwettler%20-%20VOD-KA%202019%20final.pdf

[8] HASAL, Pavel, Igor SCHREIBER a Dalimil ŠNITA. *Chemické inženýrství I* [online]. 2nd ed. Praha: VŠCHT, 2007 [cit. 2019-04-02]. ISBN 978-80-7080-002-7. Dostupné z: http://147.33.74.135/knihy/uid__isbn-978-80-7080-002-7/pages-pdf/001.html

[9] GRDZELIŠVILI, Gulnara, Pavel HOFFMAN, ed. Sušení rostlinných materiálů. In: *Procesní technika 2010* [online]. Praha: ČVUT, 2010, s. 20 [cit. 2019-05-01].

[10] ŠAFAŘÍK, Pavel a Magda VESTFÁLOVÁ. *Termodynamika vlhkého vzduchu*. 1. Praha: ČVUT, 2016. ISBN 978-80-01-06020-9.

[11] JANÁČOVÁ, Dagmar a Antonín BLAHA. *Procesní inženýrství I, II pro kombinované studium* [online]. Zlín: UTB, b.r. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: https://vyuka.fai.utb.cz/pluginfile.php/37920/mod__resource/content/0/Procesni__inzenyrstvi__v38.pdf

[12] ŠESTÁK, Jiří a Rudolf ŽITNÝ. *Tepelné pochody II*. 1. Praha: ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01630-7.

[13] SCHWARZER, Jan. Teorie vlhkého vzduchu (I). In: *Tzinfo* [online]. b.r., s. 3 [cit. 2019-05-05].

[14] RAČEK, Jakub, Boris DOSKOČIL a Jan ŠEVČÍK. Sušení čistírenského kalu pro podmínky České republiky. In: *Sborník přednášek Konference odpadové vody* [online]. Štrbské pleso, 2012, s. 12 [cit. 2020-01-10].

[15] *Vodní hospodářství: Problematika kalového hospodářství - sušení kalů*. Čkyně: Vodní hospodářství, 2017, 67(4).

[16] MÍKA, Vladimír a Lubomír NEUŽIL. *Chemické inženýrství II.* Vyd. 2. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická, 1999. ISBN 80-7080-359-2.

[17] DOWEY, Morris. Antoine Equation. In: *Solar R&D Projects* [online]. 2011 [cit. 2020-01-07]. Dostupné z: http://www.iedu.com/Solar/Engines/Hydrodyne/AntoineEq.html

[18] DLOUHÝ, Tomáš. *Konstrukční návrh výměníků tepla*. ČVUT, fakulta energetiky, Praha, 2020. Dostupné také z: http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/VTK-pr2-2.pdf

[19] Sušárna kalů na čistírně odpadních vod Karlovy Vary. In: *Stavby Karlovarského kraje* [online]. b.r. [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: http://www.stavbykarlovarska.cz/administrace/foto__objekty/269__100__1494401890__823553__max.jpg

[20] HUBER, CS. *Huber sludge turner solstice: Solar sewage sludge drying* [online]. In: . b.r., s. 5 [cit. 2020-01-10].

Seznam obrázků

Obr. 1:Vertikální vírový lapač písku [1] 11
Obr. 2: Zneškodnění kalů v ČR za rok 2017 a 2018 [2] 14
Obr. 3: Schéma přenosu hmoty při sušení [9] 16
Obr. 4: Mollierův h-x diagram se zakreslením rosného bodu a teploty mokrého teploměru pro daný stav 1 [11] 18
Obr. 5: Bilance sušárny [10] 19
Obr. 6: Lopatková suška [6] 20
Obr. 8: Rotační bubnová sušárna a tři ukázky vestavby bubnu [7] 21
Obr. 8: Rozprašovací suška [6] 22
Obr. 9: Proudová suška [6] 22
Obr. 10: Komorová vsádková suška [6] 23
Obr. 11: Pásová kontinuální suška na kal [17] 24
Obr. 12: Solární suška kalu od firmy Huber [20] 25
Obr. 13: Bilanční schéma vzduchové sušky s rekuperací a dvojí recirkulací 26
Obr. 14: Závislost teploty vzduchu na výstupu ze sušky na hmotnostním průtoku a teplotě ohřátí vzduchu 31
Obr. 15: Závislost teploty vzduchu na výstupu ze sušky na hmotnostním průtoku a potřebném teple k sušení 32
Obr. 16: Průběh hlavních parametrů s rostoucím nasycením vzduchu při rekuperaci bez kondenzace vzduchu 42
Obr. 17: Průběh hlavních parametrů s rostoucím nasycením vzduchu při rekuperaci na hranici teploty rosného bodu vzduchu 43
Obr. 18: Závislost teploty vzduchu na výstupu ze sušky na teple, které je potřeba dodat do sušícího vzduchu, a v závislosti s rostoucím Δtvr 45
Obr. 19: Závislost teploty vzduchu na výstupu ze sušky na teplotě vzduchu za rekuperátorem a v závislosti s rostoucím Δtvr 45
Obr. 20: Srovnání stavů vzduchu dosahujících při rekuperaci 48
Obr. 21: Závislost součinitele sekundární recirkulace na hmotnostním průtoku suchého vzduchu a teplotách 49

Obr. 22: Závislost součinitele sekundární recirkulace na teplu získaného ze vzduchu a měrné vlhkosti vzduchu po smísení 50
Obr. 23: Závislost součinitele primární recirkulace na teplu získaného ze vzduchu a měrné vlhkosti vzduchu po smísení 51
Obr. 24: Závislost součinitele primární recirkulace na hmotnostním průtoku suchého vzduchu a teplotě vzduchu po smísení 51
Obr. 25: Schéma zapojení protiproudého výměníku [16] 53
Obr. 26: Závislost teploty vzduchu na vstupu do sušky na velikosti sušky ... 54

Seznam tabulek

Tab. 1: Podrobné výsledky tepelné a hmotnostní bilance sušení 33
Tab. 2: Výsledky rekuperace bez kondenzace vzduchu 43
Tab. 3: Výsledky rekuperace na hranici teploty rosného bodu vzduchu 44
Tab. 4: Výsledky rekuperace při kondenzaci vzduchu při Δt_{rb} = 0,1 °C 46
Tab. 5: Výsledky rekuperace při kondenzaci vzduchu při Δt_{rb} = 0,7 °C 47
Tab. 6: Výsledky rekuperace při kondenzaci vzduchu při Δt_{rb} = 1,3 °C 47
Tab. 7: Výsledky vlivu různých podmínek sušení kalů na potřebnou velikost sušárny 54