



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

## ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

## ADIABATICKÉ CHLAZENÍ VZDUCHU

ADIABATIC COOLING AIR

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Horina

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. OLGA RUBINOVÁ, Ph.D.

BRNO 2018



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

## FAKULTA STAVEBNÍ

<b>Studijní program</b>	N3607 Stavební inženýrství
<b>Typ studijního programu</b>	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
<b>Studijní obor</b>	3608T001 Pozemní stavby
<b>Pracoviště</b>	Ústav technických zařízení budov

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>Student</b>	Bc. Petr Horina
<b>Název</b>	Adiabatické chlazení vzduchu
<b>Vedoucí práce</b>	Ing. Olga Rubinová, Ph.D.
<b>Datum zadání</b>	31. 3. 2017
<b>Datum odevzdání</b>	12. 1. 2018

V Brně dne 31. 3. 2017

---

doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.  
Vedoucí ústavu

---

prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA  
Děkan Fakulty stavební VUT

## PODKLADY A LITERATURA

1. Stavební dokumentace zadané budovy
2. Aktuální legislativa ČR
3. České i zahraniční technické normy
4. Odborná literatura
5. Zdroje na internetu

## ZÁSADY PRO VYPRACOVÁNÍ

### A. Analýza tématu, cíle a metody řešení (5 až 10 stran)

Analýza zadaného tématu, normové a legislativní podklady

Cíl práce, zvolené metody řešení

Aktuální technická řešení v praxi

Teoretické řešení (s využitím fyzikální podstaty dějů)

Experimentální řešení (popis metody a přístrojové techniky)

Řešení využívající výpočetní techniku a modelování

### B. Aplikace tématu na zadané budově - koncepční řešení (25 až 30 stran včetně grafické části)

Návrh technického řešení ve 2 až 3 variantách v zadané specializaci (včetně doložených výpočtů) v rozpracovanosti rozšířeného projektu pro stavební povolení: půdorysy v měřítku 1:100, stručná technická zpráva (v tématech zaměřených na energetickou náročnost budou využívány metody energetického auditu a aktuální legislativy)

Ideové řešení navazujících profesí TZB (ZTI, UT, VZT) v zadané budově

Hodnocení navržených variant řešení z hlediska vnitřního prostředí, uživatelského komfortu, prostorových nároků, ekonomiky provozu, dopadu na životní prostředí apod.;

### C. Experimentální řešení a zpracování výsledků

Experiment realizovaný v laboratoři nebo reálné budově postihující zadanou problematiku.

## STRUKTURA DIPLOMOVÉ PRÁCE

VŠKP vypracujte a rozčleňte podle dále uvedené struktury:

1. Textová část VŠKP zpracovaná podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (povinná součást VŠKP).
2. Přílohy textové části VŠKP zpracované podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (nepovinná součást VŠKP v případě, že přílohy nejsou součástí textové části VŠKP, ale textovou část doplňují).

---

Ing. Olga Rubinová, Ph.D.  
Vedoucí diplomové práce

## **ABSTRAKT**

Tato práce se zabývá adiabatickým chlazením vzduchu. Adiabatické chlazení je možným druhem chlazení a vlhčení vzduchu s nízkými energetickými nároky. Experimentálně je zkoumán princip odpařovacího zvlhčování s různými druhy použitých materiálů k nalezení té nejefektivnější a prakticky použitelné výplně pro adiabatické chlazení, která by mohla být použita jako součást vzduchotechnického zařízení v praxi. Tyto poznatky jsou použity v praktické části. V projektu se porovnává aplikace vzduchotechnických zařízení s/bez adiabatického chlazení v možném návrhu řešení vzduchotechnického zařízení pro obchodní centrum. Použití VZT s adiabatickým chlazením, jako efektivnější varianta, je poté aplikováno do samotného návrhu.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

vzduchotechnika, vnitřní prostředí, adiabatické chlazení vzduchu, vypařovací chlazení

## **ABSTRACT**

This thesis deals with the adiabatic cooling air. Adiabatic cooling is a possible kind of cooling and air humidification with low energy requirements. Experimentally, evaporative cooler is tested with different types of material in order to find out the most efficient and practically useful filling for adiabatic cooling that could be used as part of the air-conditioning equipment in practice. The results are used in the practical part. The project compares the application of air-conditioning equipment with/without adiabatic cooling in the possible design of the air-conditioning equipment for the shopping center. The use of the air conditioning system with adiabatic cooling, as a more efficient variant, is then applied to the design itself.

## **KEYWORDS**

Air Conditioning, Indoor Climate, Adiabatic Cooling Air, Evaporative Cooling



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE VŠKP**

Bc. Petr Horina *Adiabatické chlazení vzduchu*. Brno, 2018. 101 s., 16 s. příl. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce Ing. Olga Rubinová, Ph.D.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 12. 1. 2018

---

Bc. Petr Horina  
autor práce

## **PODĚKOVÁNÍ:**

Rád bych poděkoval vedoucí diplomové práce paní Ing. Olze Rubinové, Ph.D. za odborné vedení, konzultace, trpělivost a podnětné návrhy k práci.

# OBSAH

Úvod	10
<b>1 Analýza tématu, cíle a metody řešení</b>	<b>11</b>
1.1 Fyzikální podstata	11
1.1.1 Vzduch	12
1.1.2 Adiabatické chlazení vzduchu	20
1.2 Druhy adiabatického chlazení	21
1.2.1 Přímé adiabatické chlazení	21
1.2.2 Nepřímé adiabatické chlazení	22
1.2.3 Dvoufázové chlazení	22
1.2.4 Ekologické chlazení	23
1.3 Adiabatické chlazení v praxi	23
1.3.1 Výhody adiabatického chlazení	23
1.3.2 Výzvy adiabatického chlazení	24
1.3.3 Přístroje používané v praxi	25
<b>2 Aplikace</b>	<b>30</b>
2.1 Analýza objektu	30
2.1.1 Popis budovy	30
2.2 Popis porovnávaných variant	31
2.2.1 Varianta 1 - bez adiabatického chlazení	31
2.2.2 Varianta 2 - s adiabatickým chlazením	31
2.3 Posouzení výhodnosti zvolených variant	33
2.3.1 Tepelná bilance budovy	34
2.3.2 Vlhkostní bilance budovy	37
2.3.3 Energetická náročnost zvolených variant	39
2.3.4 Vyhodnocení výhodnosti zvolených variant	42
2.4 Návrh VZT systému s adiabatickým vlhčením	47
2.4.1 Návrh VZT jednotky	47
2.4.2 Návrh zdroje chladu	50
2.4.3 Návrh kondenzátoru	50
2.4.4 Návrh jednotek fancoil	52
2.5 Úprava vzduchu	54
2.6 Projektová část	57
2.6.1 Technická zpráva	57

<b>3 Experimentální řešení</b>	<b>61</b>
3.1 Popis experimentu . . . . .	61
3.1.1 Obecné informace experimentu . . . . .	61
3.1.2 Cíl experimentu . . . . .	61
3.1.3 Etapy projektu . . . . .	61
3.2 Nástroje pro realizaci projektu . . . . .	62
3.2.1 Dílčí části zkoumané dráhy . . . . .	62
3.2.2 Charakteristika použitých materiálů . . . . .	65
3.2.3 Měřicí přístroje . . . . .	68
3.3 Měření a zpracování dat experimentu . . . . .	72
3.3.1 Vlhčící potenciál dle druhu materiálu . . . . .	73
3.3.2 Vlhčící potenciál dle tloušťky kazet . . . . .	77
3.3.3 Vliv různých průtoků vzduchu náplně . . . . .	82
3.3.4 Vliv různých objemových hmotností náplně . . . . .	84
3.3.5 Vliv různé dodávky vody do náplně . . . . .	86
3.3.6 Vliv různých teplot dodávané vody . . . . .	88
3.4 Vyhodnocení experimentu . . . . .	90
3.5 Závěr experimentu . . . . .	91
<b>Závěr</b>	<b>92</b>
<b>Literatura</b>	<b>93</b>
<b>Seznam symbolů, veličin a zkratk</b>	<b>95</b>
<b>Seznam obrázků</b>	<b>97</b>
<b>Seznam tabulek</b>	<b>100</b>
<b>Seznam příloh</b>	<b>101</b>

## ÚVOD

Tématem diplomové práce je adiabatické chlazení vzduchu. Jako jeden z možných typu chlazení a vlhčení vzduchu je tento termodynamický jev možným nástrojem, jak zlepšovat podmínky vnitřního klimatu budov při nižších spotřebách energie. Uživatelé stále častěji řeší kvalitu čerstvého vzduchu o požadované teplotě, ale zároveň dbají i na spotřebu energie zařízení, která tento komfort zajišťují.

Celá práce je koncipována do tří okruhů. V prvním teoretickém okruhu je věnována pozornost vysvětlení podstaty vzduchu, jeho fyzikálních vlastností, možností chlazení, dále vysvětlení podstaty adiabatického děje, možnosti chlazení dle různých druhů adiabatického chlazení a využití v praxi. Druhým okruhem je aplikace teorie a experimentu v praxi. Zde je porovnávána klasická varianta úpravy mikroklimatu vnitřního prostředí s variantou při použití adiabatického chlazení pro budovu obchodního centra. Nejvýhodnější varianta je poté aplikována do návrhu. Třetí okruh je zaměřen na experimentální sestavení zařízení založeného na adiabatickém chlazení a hledání nejvhodnějších komponentů, které by mohly být použity v praxi.

Cílem práce je tedy popsání adiabatického chlazení vzduchu, experimentální měření s hledáním nejefektivnějšího řešení a následná aplikace této metody v projektu.

# 1 ANALÝZA TÉMATU, CÍLE A METODY ŘEŠENÍ

Kvalita vnitřního mikroklimatu je kritérium, které v dnešní době výrazně nabírá na důležitosti. Zejména je to dáno tím, že v budovách trávíme převážnou většinu dne i noci. Většinu složek mikroklimatu ovlivňuje především kvalita vzduchu. Přívod dostatečného množství kvalitního vzduchu o požadované teplotě je jeden ze základních předpokladů ke spokojenosti uživatelů. Tepelně-vlhkostní mikroklima je ovlivnitelnou složkou mikroklimatu v rámci ochlazování budov a tomu je tato práce věnována.

Zároveň spolu s touto potřebou ideálního mikroklimatu vzniká problém ochlazování a úpravy vlhkosti v budovách. Existují tři metody, které lze využít k ochlazení těchto budov: mechanické větrání, klimatizace na chlazení nebo chlazení odpařováním. [1] Tato práce se zabývá poslední jmenovanou možností, a to chlazením odpařováním, jenž je založeno na termodynamickém ději, a to adiabatickém chlazením. Je to jedním z možných podpůrných prvků, jak docílit správných tepelně-vlhkostních podmínek pro uživatele.

S rozvojem klimatizačních zařízení je spojen růst spotřeby elektrické energie na ochlazování budov v letních měsících, což někdy může přesahovat potřeby energie na vytápění v zimě. V současné době se stále více dbá na environmentální aspekty a udržitelnost navrhovaných budov. Požadavky uživatelů stále rostou nejen na tepelně-vlhkostní mikroklima, ale také na podmínky ekonomické náročnosti budov. S tímto faktem přichází potřeba vyrábět chlad co možná nejefektivněji.

Proto se hledají neekonomičtější řešení. Jedním z takových řešení je zlepšení účinnosti strojního chlazení, které je běžným principem chlazení budov založené na kompresorovém chladícím okruhu, pomocí ochlazování kondenzátoru adiabatickým chlazením. Další využití adiabatického ochlazení je přímo ve VZT jednotce, což je také cílem této práce, a to demonstrovat experimentální pokusy adiabatického chlazení na konkrétní aplikaci u návrhu budovy.

## 1.1 Fyzikální podstata

Tepelně-vlhkostní mikroklima je utvářeno objektivními faktory jako teplotou, vlhkostí, rychlostí proudění vzduchu a také teplotou okolních povrchů. Subjektivní vnímání mikroklimatu je pak ovlivněno produkcí tepla metabolismu, fyzickou námahou, věkem, pohlavím, zdravotním stavem atd. Uživatel rovněž ovlivňuje vnímání mikroklimatu zvoleným oděvem s tepelně izolačními vlastnostmi. Dle stavů těchto faktorů lidské tělo vydává energii do okolí, což má vliv na dosažení tepelné rovnováhy a z ní

vyplývající tepelné pohody. Navíc vnímání tepelné pohody je velmi individuální a i se správnou regulací všech systémů bude určité procento uživatelů nespokojeno.

Mezi faktory ovlivňující tepelnou pohodu, jak uvádí i Centnerová [2], patří vnitřní prostředí, a to konkrétně operativní teplota a vlhkost vzduchu. Tepelnou pohodu v místnosti velmi často naruší nadměrná produkce tepla a vlhkost vyvolaná vnitřními zdroji nebo prostup tepla z vnějšího prostředí obalovými konstrukcemi budov. [3]

Fyzikální podstatou této práce je vzduch a s ním související veličiny.

### 1.1.1 Vzduch

Atmosférický vzduch je z hlediska větrání a klimatizace směsí suchého vzduchu a vlhkosti ( $H_2O$ ), která se vyskytuje ve vzduchu ve formě přehřáté nebo syté páry, vody (mlhy) nebo ledu (jinovatky); tato směs se nazývá vlhký vzduch. [3]

Pro zajištění dobrého vnitřního mikroklimatu v budově, a tím i fyzické a duševní pohody jejich uživatelů, je zapotřebí zajistit přívod vzduchu tak, aby byly zajištěny optimální podmínky pro zdraví člověka. Takové podmínky jsou všeobecně předpokládány od 20 °C do 26 °C a vlhkosti v rozmezí 45-55 %. Teplota spolu s vlhkostí vzduchu a rychlostí proudění se vzájemně ovlivňují a úzce spolu souvisejí. Vlhký vzduch je z hlediska tepelné pohody lepší než suchý vzduch, proto je následující podkapitola věnována přiblížení pojmu vlhkého vzduchu a veličinám, které jej definují.

#### Vlhký vzduch

Vlhký vzduch je směs suchého vzduchu (složený převážně z dusíku, kyslíku, argonu a  $CO_2$ ) a vodní páry stejné teploty. K určování vlhkého vzduchu jsou potřebné dvě základní stavové veličiny (obvykle to jsou tlak a teplota) a jedna veličina určující jeho vlhkost. [3] Graficky je vlhký vzduch znázorněn obrázkem 1.1, založeném na poznatcích Šapošnikova [4].

Důležitou rovnicí je stavová rovnice ideálního plynu, protože se od něj vztah mezi základními stavovými veličinami suchého vzduchu velmi málo liší. Jelikož je vlhký vzduch směsí, je třeba sestavovat rovnici dvakrát. Stavová rovnice v obecném vyjádření má tvar:

$$p = \frac{R_{plyn}}{m_m} \rho T \quad (1.1)$$

kde:

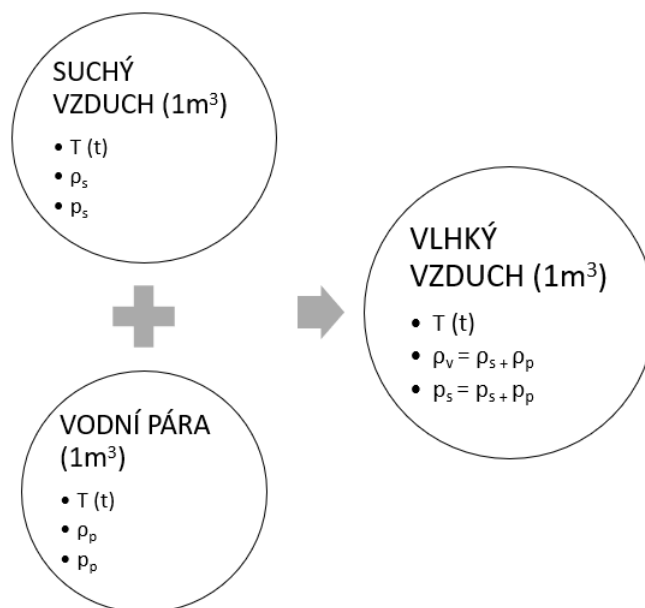
$p$  je tlak,  $Pa$

$R_{plyn}$  je obecná plynová konstanta,  $J/(kmol \cdot K)$  ( $R_{plyn} = 8214,3 J/(kmol \cdot K)$ )

$m_m$  je střední molekulová hmotnost,  $kg/kmol$



$\rho$  je hustota,  $kg/m^3$   
a  $T$  je absolutní teplota,  $K$ .



Obr. 1.1: Skladba vlhkého vzduchu spolu s definujícími veličinami

## Tlak

Tlak je tedy jednou ze základních stavových veličin vlhkého vzduchu. Jak uvádí i Šapošnikov [4], vlhký vzduch lze vytvořit, když do  $1 m^3$  prostoru vyplněného suchým vzduchem o tlaku  $p_s$  a teplotě  $T$  vtlačíme  $1 m^3$  vodní páry o tlaku  $p_p$  a stejné teplotě  $T$ . Na základě Daltonova zákona o tlaku směsi plynů je tedy tlak vlhkého vzduchu ( $p_v$ ) součtem parciálních tlaků  $p_s$  a  $p_p$ , viz vzorec 1.2

$$p_v = p_s + p_p \quad (1.2)$$

kde:

- $p_v$  je tlak vlhkého vzduchu,  $Pa$
- $p_s$  je tlak suchého vzduchu,  $Pa$
- $p_p$  je tlak vodních par,  $Pa$

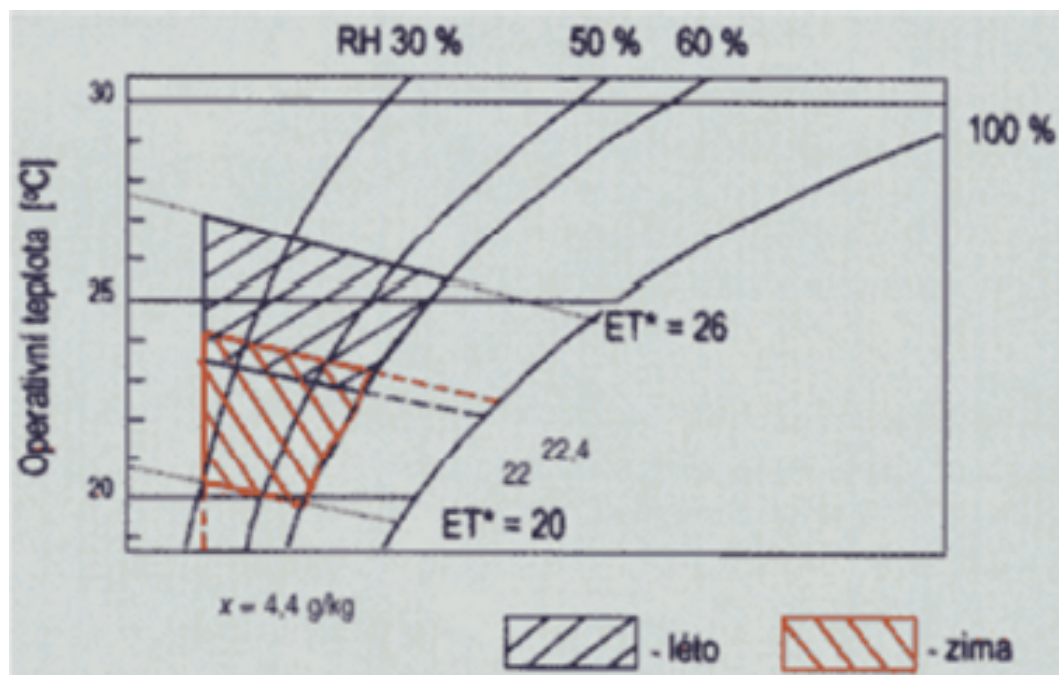
- **tlak suchého vzduchu** ( $p_s$ ) je dílčí (parciální) tlak suché složky vzduchu
- **parciální tlak vodních par ve vzduchu** ( $p_p$ ) je tlakem vodní páry při nasycení vlhkého vzduchu, odpovídá příslušné absolutní vlhkosti, při konstantním tlaku není závislý na teplotě, při nenasyceném vlhkém vzduchu je parciální tlak

vodních par ve vzduchu menší než tlak sytých par při téže teplotě, Chyský [5] udává, že se stanovuje nejčastěji suchým a zvlhčeným teploměrem.

## Teplota

Teplota vzduchu ( $t$ ) je neustále kolísající veličina, která je zásadní při navrhování vzduchotechnických zařízení.

- **operativní teplota** ( $t_o$ ) jako jednotná teplota uzavřeného prostoru je jednou z veličin, na kterých závisí tepelná pohoda, dále je to pak efektivní teplota ( $ET^*$ ) a relativní i měrná vlhkost, což lze vidět na obrázku 1.2



Obr. 1.2: Oblast tepelné pohody v letním a zimním období znázornění v modifikovaném diagramu vlhkého vzduchu, podle normy ASHRAE 55-1992 (obdoba evropské normy ISO 7730 – převzata do českých technických norem jako ČSN EN ISO 7730) [2]

- **efektivní teplota** ( $ET^*$ ) vyjadřuje teplotu prostoru s 50% relativní vlhkostí, který by lidskému organismu odebral stejné množství tepla jako ve skutečnosti, prostory se stejnou efektivní teplotou, při splnění podmínky stejné rychlosti vzduchu, mají na tělo ten samý vliv i přes rozdílnou teplotu a vlhkost
- **teplota rosného bodu** ( $t_{ros}$ ), teplota, kdy pára obsažená ve vzduchu se stane nasycenou a začne kapalnět, tato teplota se též nazývá rosný bod, poté pro

nasyčený vzduch ( $\varphi = 100 \%$ ) platí:

$$t_s'' = t_m'' = t_{r,os} \quad (1.3)$$

kde:

$t_s$  je teplota suchého teploměru, °C

$t_m$  je teplota mokrého teploměru, °C

$t_{r,os}$  je rosná teplota vzduchu, °C

- **teplota mokrého teploměru** ( $t_m$ ) nebo ( $t_{WB}$  z angl. wet bulb) představuje teplotu vody, při níž je teplo potřebné k vypařování vody do vzduchu odebíráno přestupem tepla konvekcí z okolního vzduchu, neboli teplota, kterou vzduch dosáhne při nasycení vypařováním vody, je též měřítkem entalpie vzduchu, v souvislosti s adiabatickým chlazením je označována jako mezní teplota, graficky je znázorněna v h-x diagramu, viz obrázek 1.5
- **teplota suchého teploměru** ( $t_s$ ) je obecně vyšší než mokrého  $t_m$ , protože není vystaven chladicímu účinku vody odpařující se z mokrého mušelínu, suchý teploměr je tedy bez mušelínu

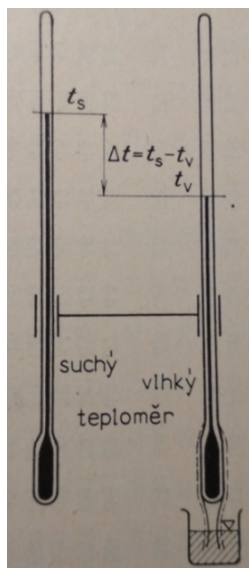
## Vlhkost

Vodní páry jsou důležitým činitelem v oblasti zvlhčování a chlazení vzduchu. Čím je vzduch teplejší, tím může pojmout více vodní páry, tzn. vlhkosti. Podle množství vodních par totiž určujeme vlhkost vzduchu.

Obsah vlhkosti může být různý dle stavu vodní páry, a to nenasycený (přehřátá pára), nasyčený (neboli sytá pára, kdy vzduch obsahuje maximum množství vlhkosti) a přesycený (sytá pára a přebytečná vlhkost tzv. vodní mlha popř. při nižších teplotách i jinovatka). K vlhkosti se pojí několik pojmů jako již zmíněná relativní vlhkost a měrná vlhkost z obrázku 1.2 či vlhkost absolutní.

- **absolutní vlhkost vzduchu** ( $\Phi$ ) udává hustotu [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] vodních par ve vzduchu, též hmotnost vodní páry v objemu  $1 \text{ m}^3$ , není však v praxi běžné užívanou veličinou
- **relativní vlhkost vzduchu** ( $\varphi$ ) charakterizuje stupeň nasycení vzduchu, je to bezrozměrná veličina (často uváděná v % či v desetinném zlomku), která je v praxi nejvíce používaná a též se nazývá poměrnou, jelikož určuje poměr mezi tlakem vodní páry a tlakem nasycené vodní páry při stejných teplotách, při 100% relativní vlhkosti dochází k nasycení a při dalším poklesu teploty dochází ke zkapalnění přebytečného množství vodních par, což se projeví například orosením skla či v přírodě ranní rosou, při změně teploty se mění možnost vzduchu pojmout vodní páry, tzn. mění se i relativní vlhkost vzduchu, dá se

vyčíst z psychrometrické tabulky pro aspirační psychrometr (psychrometr, viz obrázek 1.3, určí  $\Delta t$  na základě rozdílu teplot suchého a vlhkého teploměru, viz předchozí kapitolu o teplotě a spolu s teplotou suchého teploměru  $t_s$  se dá z tabulky vyčíst  $\varphi$ ), mimo jiné se dá vyjádřit rovnicí 1.4



Obr. 1.3: Psychrometr [4]

$$\varphi = \frac{p_p}{p_p''} = \frac{\rho_p}{\rho_p''} \quad (1.4)$$

kde:

$\varphi$  je relativní vlhkost vzduchu

$p_p$  je parciální tlak vodní páry, Pa

$p_p''$  je tlak syté páry, která má stejnou teplotu jako vlhký vzduch, Pa

$\rho_p$  je hustota vodní páry, kg/m<sup>3</sup>

$\rho_p''$  je hustota syté páry, kg/m<sup>3</sup>

- **měrná vlhkost vzduchu** ( $x$ ) je hmotnost vodních par, které připadají na 1 kg suchého vzduchu [g/kg<sub>A</sub> suchého vzduchu], stejně jako relativní vlhkost je v praxi běžně používaná a poměrově ukazuje hmotnosti vodní páry obsažené ve vzduchu a hmotnosti suchého vzduchu, lze ji vyjádřit následující rovnicí:

$$x = 0,622 \frac{p_p}{p_v - p_p} = 0,622 \frac{\varphi p_p''}{p_v - \varphi p_p''} \quad (1.5)$$

kde:

$x$  je měrná vlhkost vzduchu, %

$p_v$  se rovná  $b$ , což je celkový (barometrický) tlak vlhkého vzduchu,  $Pa$

$p_p$  je parciální tlak vodní páry,  $Pa$

$p_p''$  je tlak syté páry, která má stejnou teplotu jako vlhký vzduch,  $Pa$

Při navrhování chlazení budov by se mělo brát v úvahu i zvlhčování vzduchu, které může být buď vodou nebo parou. Zvlhčování vzduchu se provádí z důvodů technologických a pro zajištění tepelné pohody prostředí. [5] U klimatizovaných místností se dá vlhčení zajistit přímo ve vzduchotechnické jednotce, u neklimatizovaných naopak musí docházet k přímému zvlhčování přímo v místnostech, a to zejména během zimního období, kdy při nízkých venkovních teplotách je relativní vlhkost ve vytápěných místnostech příliš nízká.

Vlhkost prostředí neovlivňuje jen odběr latentního tepla z povrchu pokožky, ale má význam i při limitních hodnotách. Vysoká vlhkost (nad 70 % relativní vlhkosti) může mít za následek vznik plísní, podporovat šíření roztočů a vést až k onemocnění dýchacích cest. Zároveň z hlediska tepelné pohody člověka vyvolává pocit dusna. Naopak při nízké vlhkosti (pod 30 % relativní vlhkosti) se šíří prach a alergenní částice.

## Entalpie

Entalpie je součet vnitřní energie (závislé na teplotě plynu) a vnější práce (závislé na tlaku). Jak uvádí Šapošnikov [4], v důsledku vnější práce vykonané 1 kg plynu zároveň ve válci dosáhl teploty  $T$  a nabyl tak vnitřní energii. Z tohoto důsledku tento plyn nabyl pomocí získaného tepla ekvivalentní měrnou energetickou kapacitu  $h$ , které se říká entalpie a lze ji vyjádřit následujícím vzorcem:

$$h = u + pv \quad (1.6)$$

kde:

$h$  je entalpie vzduchu,  $kJ/kg$

$u$  je tepelná vnitřní energie,  $kJ/kg$

$p$  je tlak,  $Pa$

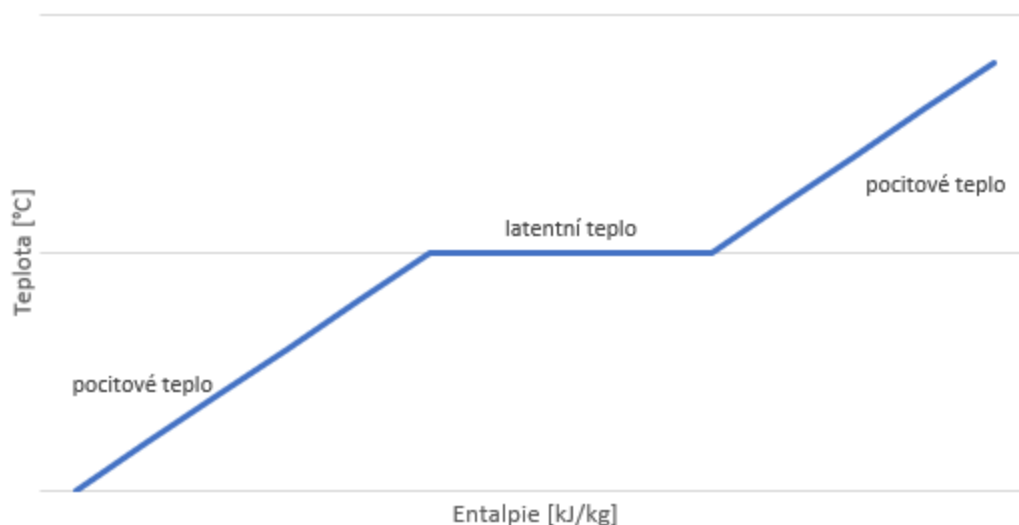
$v$  je objem plynu,  $m^3/kg$

U entalpie mohou nastat dva případy.

- **citelné teplo** je situace, kdy objektu dodáváme teplo zahříváním, dochází tak ke změně teploty a entalpie se mění spolu s ní, toto narůstající teplo se obecně označuje teplo citelné, to je vyjádřeno jako specifická tepelná kapacita, tj. změna entalpie na stupeň změny teploty v  $kJ/(kg \cdot K)$
- **latentní teplo** je druhým případem, kde nedochází ke změně teploty, ale naopak ke změně stavu (pevná látka se přeměňuje na tekutinu, kapalina na

plyn nebo naopak). V tu chvíli toto teplo neovlivňuje teplotu objektu, ale spotřebovává se k přeměně skupenství látky. Toto teplo je vyjádřeno jako  $\text{kJ/kg}$

Grafické zobrazení vystihuje následující obrázek 1.4, kde může docházet například k ohřevu (zpětně chlazení) kapaliny s rostoucí teplotou a následuje var (kapalnění), na obrázku nazvané latentní teplo, dále dochází k přeměně kapaliny na plyn a přechod opět na pocitové teplo, kdy dochází k ohřevu (chlazení) tentokrát již páry.



Obr. 1.4: Závislost teploty a entalpie

Entalpie vlhkého vzduchu teploty  $t$  se vypočte jako entalpie směsi, tj. rovná se součtu entalpií složek [4]:

$$h_v = h_s + xh_p \quad (1.7)$$

kde:

$h_v$  je entalpie vlhkého vzduchu,  $\text{kJ/kg}$

$h_s$  je entalpie suchého vzduchu,  $\text{kJ/kg}$

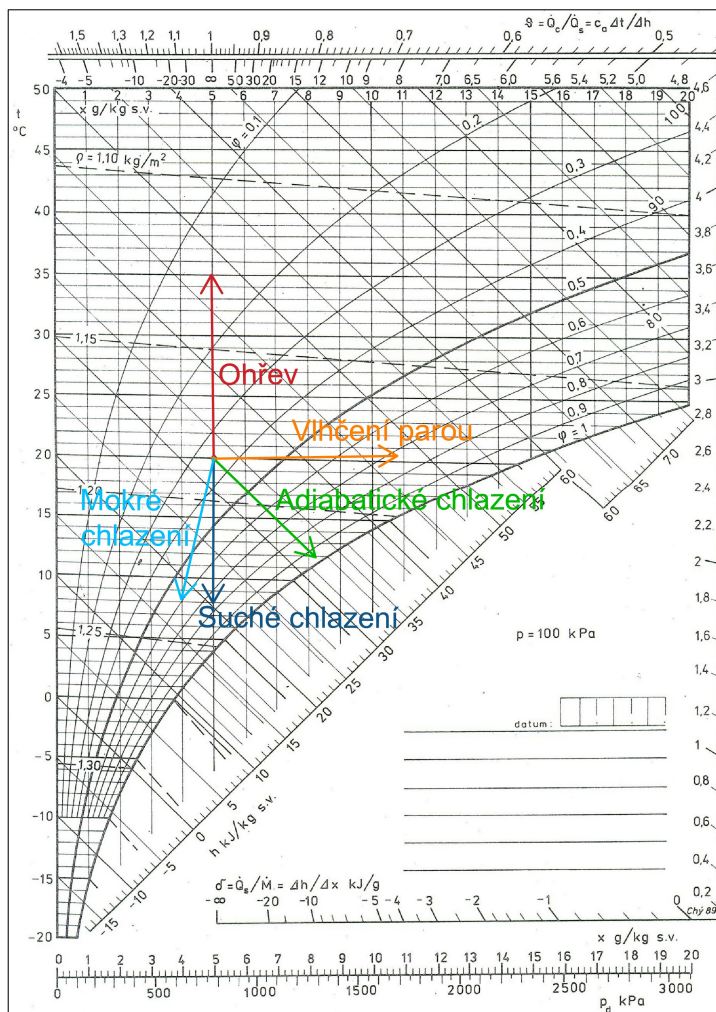
$h_p$  je entalpie vodní páry,  $\text{kJ/kg}$ ,  $h_p$  je pak  $2500 + 1.84 t$  [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$x$  je měrná vlhkost vzduchu,  $\text{kg/kg}$

### Psychrometrický diagram

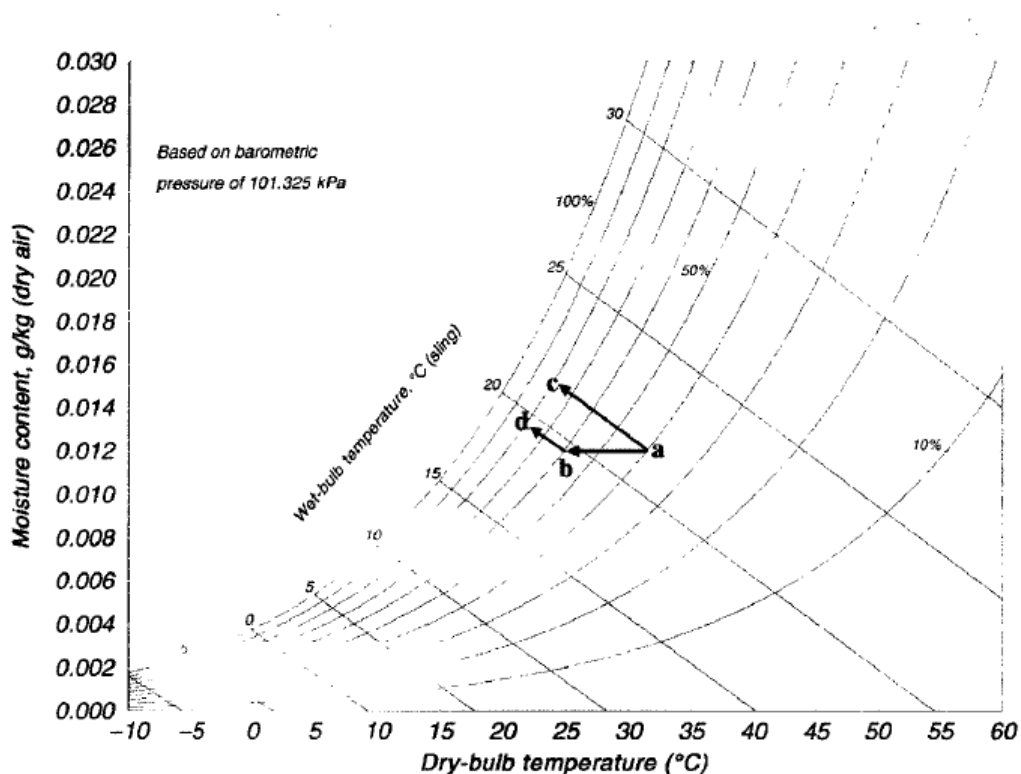
Při navrhování úpravy vzduchu je dobré zakreslovat jednotlivé procesy do diagramu vlhkého vzduchu. Takovými diagramy mohou být:

- **Diagram h-x dle Molliera** znázorňuje závislost entalpie a vlhkosti vzduchu při izobarických dějích, v grafu lze nalézt přímky s konstantní teplotou, křivky relativní vlhkosti, lze z něj tedy vyčíst parametry vlhkého vzduchu, a to teplotu, měrnou entalpii, relativní a měrnou vlhkost, hustotu vlhkého vzduchu) a dále tedy i řešit děje závislé na těchto parametrech jako ohřev, suché a mokré chlazení, vlhčení vzduchu vodou či párou.



Obr. 1.5: Diagram h-x dle Molliera

- další **psychrometrický diagram** pro vlhký vzduch je také založen na h-x souřadnicích, avšak liší se otočenými osami, tento diagram není tak používaný v ČR jako ten předchozí, grafické znázornění je na obrázku 1.6, které je pak dále použito a detailněji popsáno v kapitole 1.2.



Obr. 1.6: Psychrometrický diagram [6]

### 1.1.2 Adiabatické chlazení vzduchu

Všeobecně chlazení vzduchu, jak již bylo řešeno, zajišťují převážně strojní chladicí zařízení. Primární funkcí by pak mělo být snižování teploty. Varianty ochlazování se dělí na dva základní druhy, a to na mokré a suché. V suchém procesu je vzduch ochlazován bez kondenzace vodní páry. Mokrý chlazení je pak chlazení s kondenzací vodní páry na chladiči. Dalším jevem souvisejícím s chlazením vzduchu je i jeho zvlhčování, to je možné vodou či parou. Někdy se používá zvlhčovací zařízení i pro jejich vedlejší průvodní účinky: zachycování smáčivých částic prachu, absorpci pachů a adiabatické ochlazování vzduchu. [5]

Adiabatické chlazení je alternativní chlazení s využitím přeměny citelného tepla na latentní (teplo, které se spotřebovává či uvolňuje při změnách skupenství).

Adiabatické chlazení je proces snižování tepla změnou tlaku vzduchu způsobené objemovou roztažností bez změny entalpie. Jak uvádí Székelyová a kolektiv [3], vzduch se ochlazuje jen při adiabatickém odpařování vody, přičemž mezní teplota adiabatického ochlazování ( $t_{ad}$ ) je nejnižší teplota, na kterou se může ochladit.

Podle Gebauera [7], fyzikální procesy spojené s úpravami vzduchu lze řešit po-



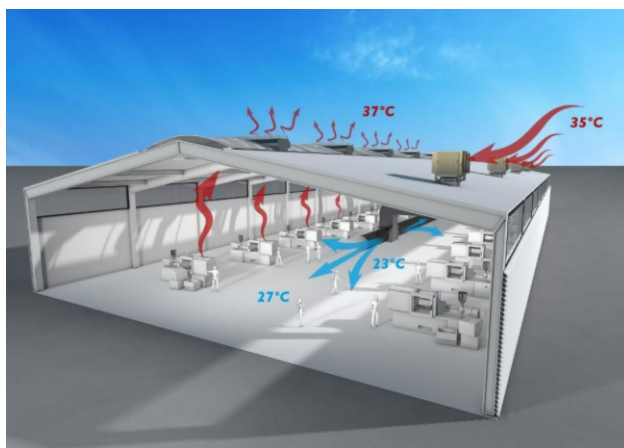
mocí psychrometrie grafickými (h-x diagram dle Molliera) nebo analytickými metodami (algoritmizace a řešení pomocí výpočetní techniky).

## 1.2 Druhy adiabatického chlazení

V ČR často používaný h-x diagram může být také vyjádřen dalším možným psychrometrickým diagramem zobrazeným již na obrázku 1.6, často používaným v anglosaských zemích. Tento diagram je zde využit na popsání druhů adiabatického chlazení, které může být přímé, nepřímé a dvoufázové.

### 1.2.1 Přímé adiabatické chlazení

Bowman a kolektiv [6] definují, že přímé chlazení zahrnuje odpařování vodních kapek v proudu vzduchu, které slouží cílové zóně. Psychrometrický graf zobrazující procesy chlazení odpařováním znázorněný na obrázku 1.6 je pro přímé adiabatické chlazení znázorněn čarou a-c. Dle Bátěka [8] se u přímého adiabatického chlazení přivádí 100 % čerstvého vzduchu, který se odpařením vody adiabaticky ochladí, ale i zároveň zvlhčí. Možný příklad využití u výrobních hal znázorňuje obrázek 1.7. Přímé adiabatické chlazení se hodí především pro suché, horké či teplé klima (někdy se používá i název pouštní chlazení). [9]



Obr. 1.7: Adiabatický jev u průmyslových hal [8]

Výhodou přímého adiabatického chlazení je, že nevyžaduje instalaci dalších zařízení do vzduchových systémů, neboť v našich klimatických podmínkách by měla klimatizační jednotka obsahovat vlhčení pro zimní provoz. [9]

Dle průzkumu [10] zařízení přímého chlazení používají pouze 10 % až 20 % energie standardní klimatizace, ale nemohou udržovat komfort v prostorách se středním až vysokým chladicím zatížením.

Lain [9] shrnuje, že přímé adiabatické chlazení umožňuje výrazně snížit tepelnou zátěž prostoru a splnit požadavky na maximální vlhkost vzduchu, ale na druhou stranu není schopno celoročně zajistit podmínky tepelného komfortu, a je proto nezbytné ho kombinovat s jiným zdrojem chladu. Dále zmiňuje příklad aplikace v pavilonu Indonéska džungle pražské ZOO.

### 1.2.2 Nepřímé adiabatické chlazení

Nepřímé adiabatické chlazení je založeno na přívodu odpadního vzduchu odebraného z budovy, který se zvlhčí tak, aby se co nejvíce přiblížil úplnému nasycení. Vzduch je tak adiabaticky ochlazen. Poté odebírá teplo přiváděnému čerstvému vzduchu bez sdílení vlhkosti, jak lze vyčíst z obrázku 1.6 jako čáru a-b.

Pro nepřímé adiabatické chlazení se často používají i speciální klimatizační jednotky, které využívají sprchování sekundární strany výměníku tepla a které mají vyšší chladicí výkony než prostá kombinace pračky a výměníku. Jako sekundární vzduch je využíván vzduch odváděný z klimatizovaného prostoru, čerstvý vzduch nebo část již ochlazeného primárního vzduchu.[9]

### 1.2.3 Dvoufázové chlazení

Jak uvádí teoreticky Bowman a kolektiv [6] a prakticky v průzkumu zkoumají Huang a kolektiv [10], pro dvoufázové konfigurace (I/DEC) se modely aktivního přímého a nepřímého odpařovacího chlazení používají v kombinaci. Jak je jasné z obrázku 1.6, kde toto chlazení představuje čáru a-b-d, je tato metoda vhodná pro potřeby nižší požadované teploty díky nepřímému chlazení, ale zároveň se poté přechází na přímé chlazení. Bowman a kolektiv [6] však dodávají, že tato konfigurace může mít za následek ztráty chlazení způsobené kondenzací vzduchu s vysokou vlhkostí při kontaktu s povrchy výměníku, dále je pak zvýšená chladicí kapacita jednotky vykoupena zvýšenou tlakovou ztrátou a následným požadavkem na výkon ventilátoru.

Z Huangova průzkumu [10] vyplývá, že dvoustupňová konfigurace má asi o 50 % vyšší nároky než přímé chlazení kvůli sekundárnímu ventilátoru, čerpadlům a přidanému tlakovému odporu na primární proudění vzduchu, ale stále je to jen 30 % z nároků klimatizace. Je však nutné dodat, že průzkum byl realizován v Kalifornii v USA.

### 1.2.4 Ekologické chlazení

Zvláštní typem chlazení může být i pasivní forma adiabatického chlazení, které vychází ze stejného termodynamického principu odpařovacího chladiče. Ekologické chlazení popisuje ve své práci Oropeza-Perez [11]. V tomto případě se používá zdroj vody, např. rybníka, kašny či pádu vody, které se nacházejí v blízkosti budovy, což v kombinaci s průtokem vzduchu díky přirozenému větrání snižuje vnitřní teplotu. Dále Oropeza-Perez [11] shrnuje průzkumy, kde bylo ekologického chlazení použito s výsledky vhodnosti v suchých podmínkách, zároveň však zmiňuje problematiku dostupnosti vody. Příkladem ekologického chlazení může být porézní keramická stěna, která je nenáročná na údržbu a může být zdrojem adiabatického chlazení.

## 1.3 Adiabatické chlazení v praxi

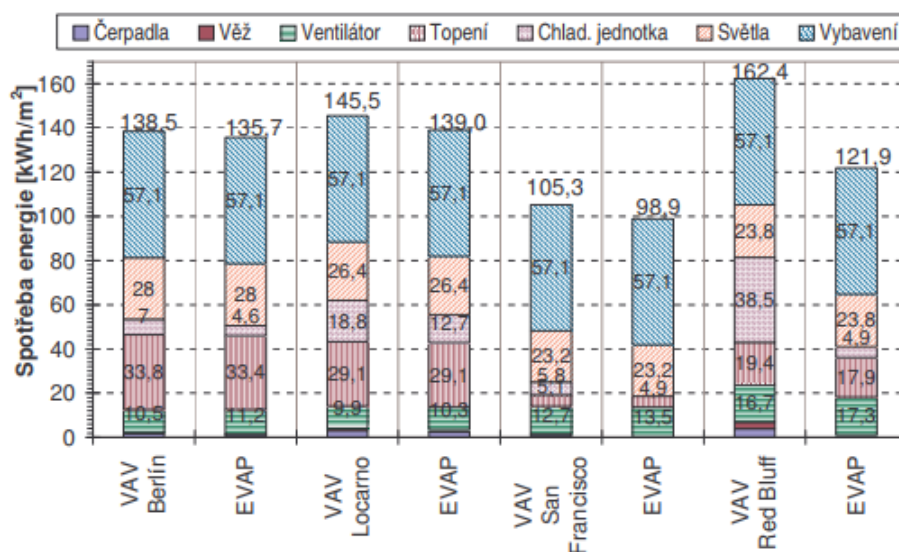
Adiabatické chlazení bylo dříve základní metodou chlazení. V České republice jsou známy především systémy nuceného větrání divadel (Národní divadlo, Státní opera, Karlovy Vary atd.), kde bylo využíváno rozprašování vody do přiváděného vzduchu pro chlazení v letních měsících. [9]

Odpařovací chlazení se rychle stává populární alternativou ke klimatizaci a mechanické ventilaci, protože je schopno splnit požadavky na chlazení zařízení bez souvisejících vysokých kapitálových a provozních nákladů. [1]

### 1.3.1 Výhody adiabatického chlazení

Hlavní výhodou adiabatického chlazení je energetická účinnost. Spotřebovaná energie může být výrazně nižší než při použití samostatné klimatizace. Jednoduchost tohoto systému, což vede k úsporám a k faktu, že jsou adiabatické chladiče (v závislosti na velikosti chladiče a ochlazovaném prostoru) často levnější variantou chlazení jak při instalaci, tak i v provozu a údržbě. Toto potvrzuje i Lain [12], který mimo jiné vychází z výsledků studie z roku 1997, kdy Behne používal ve své studii z roku 1997 kombinaci přímého a nepřímého vzduchového adiabatického chlazení spolu se strojním chlazením pro čtyři různé lokality, viz obrázek 1.8, pro Berlín pak poukazuje na snížení primární spotřeby energie o 35 %, ale kvůli vyššímu odvlhčení při následném strojním chlazení se zredukuje snížení spotřeby primární energie na pouhých 5 %, avšak adiabatické chlazení přispěje ke snížení potřebného instalovaného výkonu strojního chlazení o 40 % a sníží se špičkový el. odběr o 15 %.

Lain [9] při analýze výsledků neopomíná fakt, že alternativní způsoby chlazení využívají větší průtoky venkovního vzduchu, což samo o sobě vede k výraznému



Obr. 1.8: Porovnání celkové spotřeby primární energie referenční budovy pro čtyři lokality při použití adiabatického chlazení [12]

snížení spotřeby energie pro chlazení, neboť většinu chladicí sezóny je teplota venkovního vzduchu nižší než teplota požadovaná.

Jelikož některé typy klimatizací zanechávají vzduch suchý, je další výhodou i dvojitá funkce adiabatického chlazení, a to chlazení a vlhčení zároveň. Hlavně tedy v sušším klimatu je totiž výhodou tohoto systému možnost vlhčit vzduch spolu s jeho ochlazováním. Zároveň častým vedlejším účinkem je i čištění od nežádoucích částic ve vzduchu.

Odpařovací chladiče také snižují problémy s kvalitou ovzduší ve vnitřních prostorech, protože obvykle používají 100 % vnějšího vzduchu a jsou environmentálně neškodné, protože nepoužívají chlorfluoruhlovodíky (CFC), o kterých je známo, že poškozují ozónovou vrstvu. [10]

Adiabatické chlazení je založeno na přírodní bázi s přirozeným procesem chlazení vodou, která vzduch navíc vlhčí, a tím nevytváří dráždivé prostředí pro lidský organismus (podráždění očí či dýchacího ústrojí suchým vzduchem). Samotný proces nemá vliv na životní prostředí.

Ze všech těchto výhod plyne jedna souhrnná, a to ekologičtější chlazení budov.

### 1.3.2 Výzvy adiabatického chlazení

S navrhováním alternativních systémů chlazení nejsou příliš velké zkušenosti, a proto chybí dostatečně jednoduché, ověřené a všeobecně používané výpočtové postupy. [9] Chlazení vzduchu závisí na mnoha faktorech jako klima či typ budovy a provozní

požadavky na chlazení, proto je těžké navrhnout obecný postup při návrhu adiabatického chlazení. Přesto, jak i dodává Lain [9], stále chybí alespoň základní standardní postupy a při návrhu je vhodné použít případné modelování a počítačové simulace na optimalizaci návrhu.

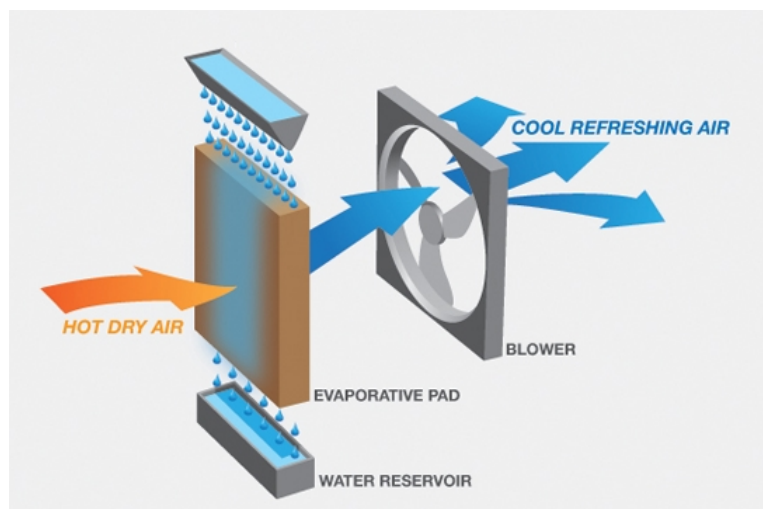
Oropeza-Perez [11] doplňuje další výzvy, a to problém spotřeby vody, kdy se zdá obtížné dosáhnout rozsáhlého využití odpařovacích chladičů v rezidenčním sektoru, zejména v oblastech, kde je problémem dostupnost a distribuce vody. Dále zmiňuje i cenovou dostupnost (i když je nižší než u dalších možností chlazení), přesto se pohybuje v širokém rozmezí cca 80-1400 €, což může být někdy cena nedostupná pro rodiny s nízkými příjmy.

Zároveň Bátěk [8] poukazuje na nutnost zahrnout důležité aspekty při volbě či návrhu adiabatického chlazení, a to:

- ochrana proti kontaminaci vody
- ochrana proti kontaminaci vzduchu
- ochrana proti ukládání vodního kamene
- snadná a levná údržba

### 1.3.3 Přístroje používané v praxi

Moderní chladičí systémy na bázi adiabatického chlazení se obvykle skládají ze tří základních částí - ventilátoru, membrány nebo podložky, která zadržuje (brzí průtok) tekutou vodu, a čerpadla k zásobování vodou.



Obr. 1.9: Chlazení vzduchu adiabatickým odpařovacím chlazením [1]

Ventilátor přivádí teplý vzduch přes vodou navlhčené materiály. Voda se poté odpařuje a vzduch se tak chladí spotřebováváním citelného tepla. Jak se voda v pod-

ložkách odpaří, vzduch se konvekcí zchladí, jak uvádí Székyová a kolektiv [3], výměna tepla mezi vzduchem a vodou v tepelně izolované komoře způsobí, že teplota obíhající vody se zakrátko ustálí na mezní teplotě adiabatického chlazení. Ochlazený vzduch je pak vytlačován ven do místnosti. Vodní médium je postřikováno čerstvou vodou z čerpadla, aby se zajistilo, že se systém nevysuší. To zajistí chod tohoto chlazení efektivně po celou dobu a navíc je díky tomu umožněno teplotu regulovat nastavením průtoku media chladičem.

V dnešní době je tento typ chlazení osvědčeným řešením především v potravinářském, leteckém, logistickém a zpracovatelském průmyslu.

Vzhledem k tomu, že vyžadují napájení pouze pro pohon ventilátorů a čerpadel, odpařovací chladiče spotřebovávají mnohem méně energie než konvenční klimatizační jednotky. [10] Proto je jejich řešení stále více aplikováno a zkoumáno, jako možný doplněk klimatizačních zařízení. Jak uvádí a shrnuje i Oropeza - Perez [11], v závislosti na různých faktorech a dle použití přímého či nepřímého druhu adiabatického chlazení je příkon chladiče mechanických odpařovacích zařízení v rozmezí 285 až 1500 W poskytující až 10 200 m<sup>3</sup> čerstvého vzduchu na hodinu na plochu 130 m<sup>2</sup> s průměrnou spotřebou vody v rozsahu od 15 l/h pro nepřímé chladiče až po 50 l/h pro přímé chladiče. Nejnižší teplota, jenž může být dosažena, je teplota vlhkého teploměru.

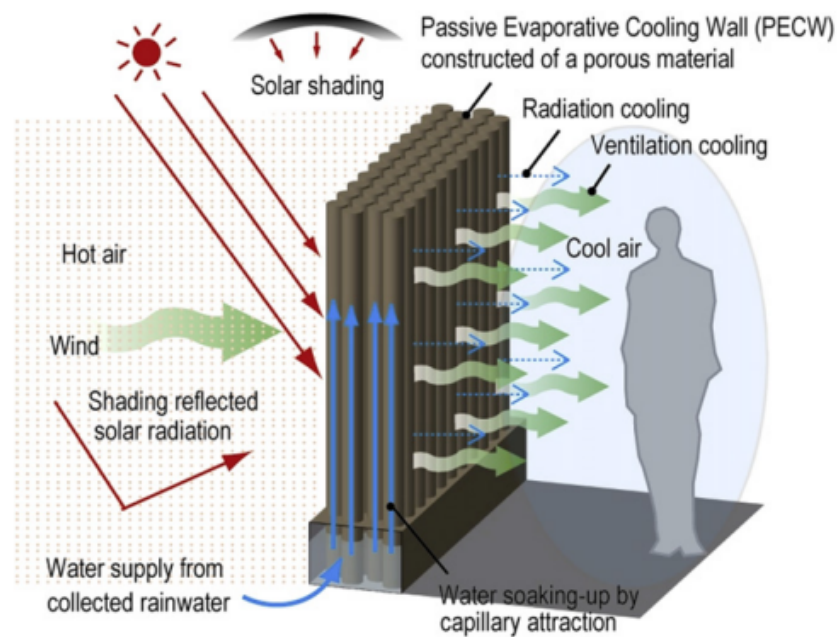
V literatuře jako např. u Chyského [5], Šapošnikova a kol. [4] či Rubinové [7] se nejvíce setkáváme s těmito typy přístrojů:

- **sprchová pračka** je přístroj k zvlhčování, ale při vhodném nastavení může zároveň docházet k chlazení vzduchu, jedná se o rozprašování vody (dle druhu zařízení, intenzitě sprchování, počtu trysek, jejich nastavení vůči proudu vzduchu atd.) dochází k tvorbě vodní mlhy, která se ve vzduchu vypařuje, výhodou je až 99% účinnost při odstraňování rozpuštěných látek ve vodě, zároveň jsou upraveny tak, aby nebyl zdrojem pro růst bakterií, nevýhodou jsou pak překážky v podobě čištění a údržby, navíc účinnost je malá (kvůli zahrnutí faktu práce čerpadla, odporu vzduchu či nízkého odpařovacího procenta rozprašované vody)
- **hybridní pračka** je kombinací dvou adiabatických metod, rozprašováním a odpařováním, čistá voda zde pracuje bez cirkulace a porézní keramický materiál slouží jako eliminátor kapek, ale i jako odpařovací plocha
- **odpařovací zvlhčovače** jsou tvořeny kazetami vyplněnými impregnovanými papíry (blánové pračky) či skelnými vlákny (vložkové pračky) a systému vodního potrubí, které přivádí vodu na horní hranu kazet a smáčí je, při průchodu vzduchu náplní se vzduch adiabaticky ochlazuje, výhodou je nižší spotřeba energie na cirkulaci vody, nevýhodou jsou limitní rychlosti proudícího vzduchu, pro vyšší rychlosti je nutné doplnit kazety eliminátorem kapek

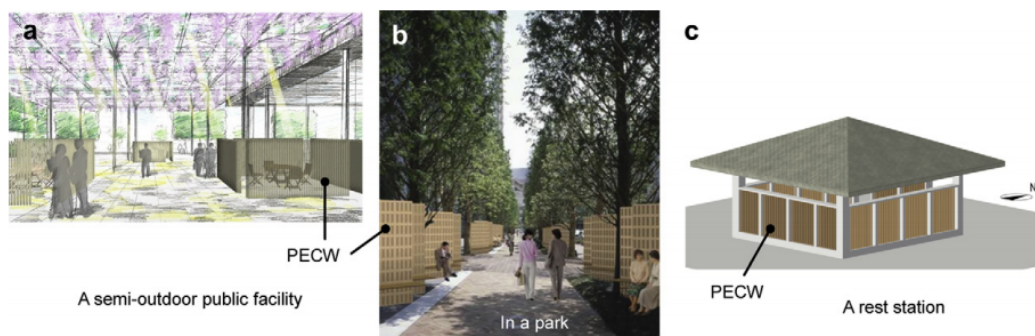
- **zvlhčovače s rotujícími kotouči**, který rotuje a zároveň se na něj přivádí beztlaková voda, pomocí odstředivé síly dochází k rozstříkovaní malých kapiček do prostoru, kde proudí nuceně vzduch, který tyto kapičky roznáší, velké kapky jsou zachycovány ve žlábků umístěného kolem kotouče, kdežto unášené kapičky se vypařují, vzduch se také ionizuje, využití je v textilním průmyslu či zemědělství, výhodou je pak nízká spotřeba energie, nevýhodou je závislost na jakosti vody (spolu se zvlhčeným a zchlazeným vzduchem mohou být přenášeny vápenné částičky)
- **zvlhčovací zařízení pneumatická** používají pneumatické trysky, ze kterých proudí vysokou rychlostí vzduch, který přisává ejetčním účinkem vodu, která se pak šíří v podobě malých kapek (velikost závisí na tlaku vzduchu), výhodou, nevýhodou je potřeba stlačeného vzduchu, vyšší náklady na provoz než u rotujících kotoučů, další překážkou je nutnost zajistit kvalitní kompresory, navíc je zde hrozba úniku maziva z kompresorů do vzduchu
- **ultrasonické zvlhčovače** jsou založeny na vysokofrekvenčním vlnění, kdy se voda přeměňuje na mikroskopickou mlhu, výhodou je nízká spotřeba energie a vysoká přesnost regulace, nevýhodou [13] je častá produkce většiny rozpuštěných minerálů v mlze ve formě aerosolizovaného „bílého prachu“, ty dle této studie iniciovaly buněčnou odezvu, ale nezpůsobily těžké akutní záněty v plicní tkáni, výsledkem studie pak bylo doporučení používat demineralizovanou vodu místo kohoutkové, aby se předešlo nežádoucím účinkům
- **chladicí věže** jsou dvojího typu (otevřené a uzavřené), u otevřené je teplá chladicí voda rozstříkována pomocí trysek na výplň, ventilátor vhání vzduch přes tuto výplň směrem vzhůru, chlazená voda se dostává přímo do kontaktu s venkovním vzduchem, část vody se odpaří, a tím odebere teplo zbylé chladicí vodě, ochlazená voda odkapává do jímky a je vrácena zpět do systému, výhodou je vyšší účinnost oproti uzavřené variantě, nevýhodou pak ekonomická vhodnost pouze pro vyšší výkony, naopak u uzavřené chladicí věže chlazená kapalina proudí trubkovnicí, tato trubkovnice je skrápěna vodou, která proudí v cyklu, ventilátor vhání vzduch směrem vzhůru, přitom se část vody odpaří, a tím odebere teplo chlazené kapalině, čerpadlo nasaje vodu, která skapala do spodní jímky, a znovu ji skrápí trubkovnicí s chladicí kapalinou, výhodou je chlazená kapalina v uzavřeném cyklu, kde nedochází k jejím ztrátám, nevýhoda je ekonomická vhodnost pouze pro vyšší výkony

Dalším, zvláštní typy přístrojů v praxi využívající adiabatického chlazení mohou být součástí estetického návrhu kašen či fontán. Jako vedlejší efekt může díky tomu docházet ke chlazení způsobem, kdy vítr profukuje tuto vodu a pasivně se tak chladí, voda je však aktivně čerpána v cirkulačním okruhu kašny či fontány.

Pasivním adiabatickým chlazením v praxi se zabývala práce He a kolektivu [14], kde shrnují více možností užití adiabatického chlazení jako kropení střeš a stěn při použití materiálů absorbujících vodu. Dalším využitím, z této práce vyplývajícím, je možnost využít adiabatické chlazení ve veřejných prostorách, kdy vítr profukuje stěny z porézního materiálu, který má spodní okraj umístěný ve vodě. Příklady [14] možného ekologického chlazení jsou na obrázcích 1.10 a 1.11.



Obr. 1.10: Schematický popis pasivní odpařovací chladicí stěny vyrobené z porézního materiálu s vysokou schopností namáčení vodou [14]



Obr. 1.11: Nápady na použití pasivní odpařovací chladicí stěny ve venkovních prostorách [14]



Podobná řešení lze v praxi použít v rámci urbanistického plánování měst. Příkladem z praxe může být Hotel de Ushüaia na španělském ostrově Ibiza. Jak uvádí Woods [15], zvlhčená terakotová zeď, označovaná jako Greenwall systém Eco.bin, viz obrázek 1.12, byla navržena společností Urbanarbolismo a využívá vlastnosti adiabatického chlazení, kdy vítr profukuje terakotovou zeď vyplněnou rostlinami, které udržují vodu, a tím i chladí profukující vzduch a dopřává tak návštěvníkům chladnější vzduch.



Obr. 1.12: Greenwall systém Eco.bin [15]

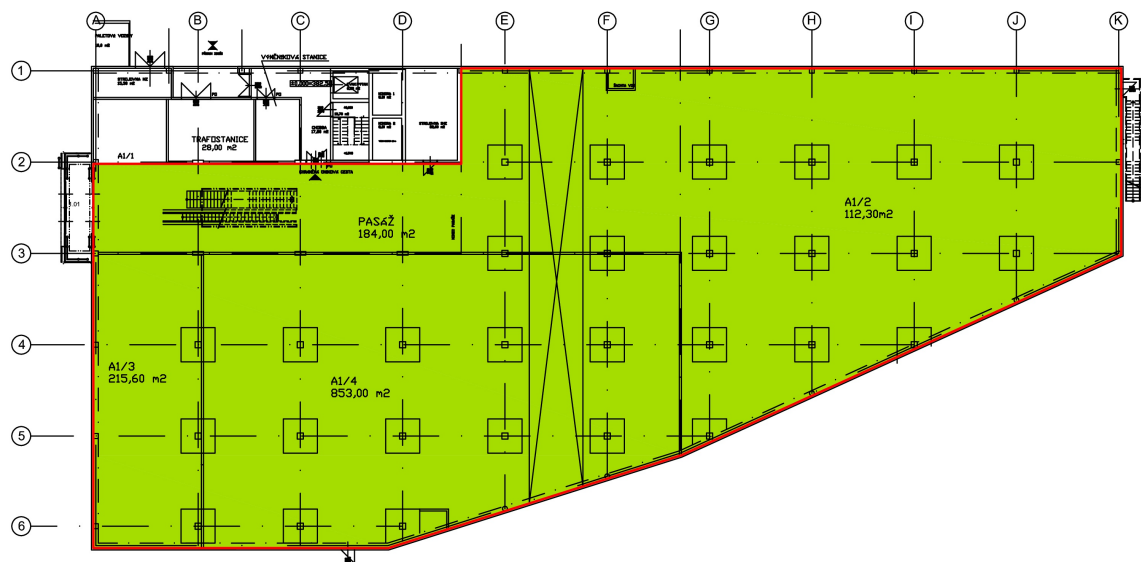
## 2 APLIKACE

### 2.1 Analýza objektu

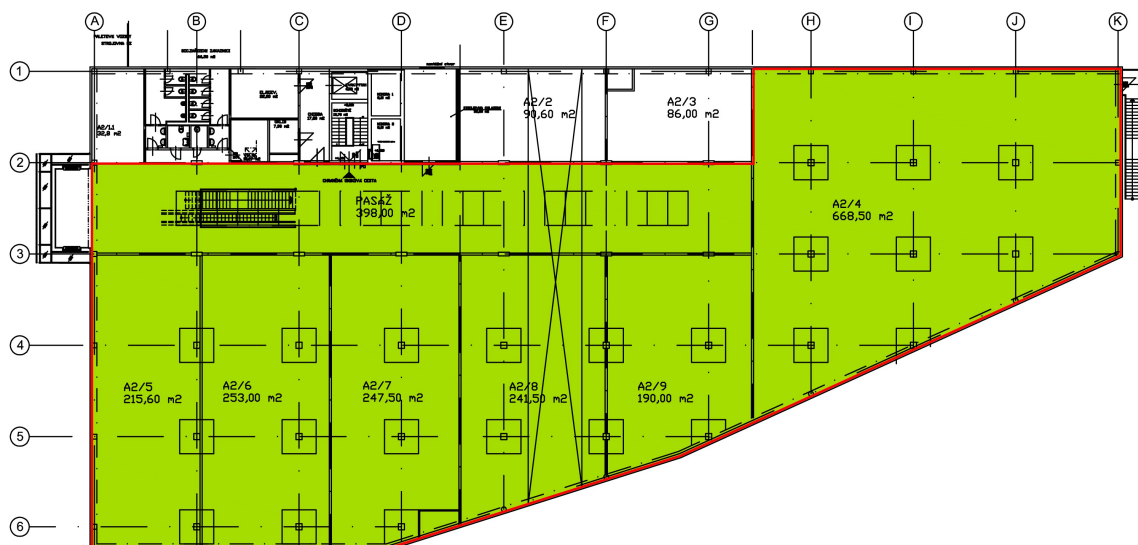
Tato část diplomové práce je věnována aplikaci zkoumaného tématu, tedy adiabatickému chlazení, na vybraném objektu. Bude zde nastíněn systém ve dvou variantách a poté rozpracována varianta, která se bude jevit jako výhodnější.

#### 2.1.1 Popis budovy

Jedná se o objekt obchodního centra se dvěma nadzemními podlažími a celkovou podlahovou plochou  $5\,232\text{ m}^2$ . V budově jsou jak obchodní prostory, tak technické zázemí a také prostory pro zaměstnance. Tato práce se bude věnovat úpravě vnitřního mikroklimatu obchodních prostor. K budově byly poskytnuty pouze výkresy půdorysů prvního a druhého nadzemního podlaží. Z tohoto důvodu byly parametry, jež není možné vyčíst z výkresů, voleny v obvyklých mezích. Budova je ze železobetonové skeletové konstrukce s opláštěním z lehkých obvodových panelů. Zastřešení stavby je předpokládáno také lehkou panelovou konstrukcí. Vnitřní dělicí konstrukce v obchodní části jsou uvažovány jako montované sádkartonové příčky. V části obchodů nejsou žádné průsvitné stavební konstrukce do vnějšího prostředí. Pouze u komunikačních prostor pasáže je zamýšleno střešní okno v 2.NP o ploše  $117\text{ m}^2$  a do prostoru pasáže v 1.NP je vstupováno přes zdvojené prosklené automatické dveře.



Obr. 2.1: Obchodní dům 1.NP s vyznačenou upravovanou částí



Obr. 2.2: Obchodní dům 2.NP s vyznačenou upravovanou částí

## 2.2 Popis porovnávaných variant

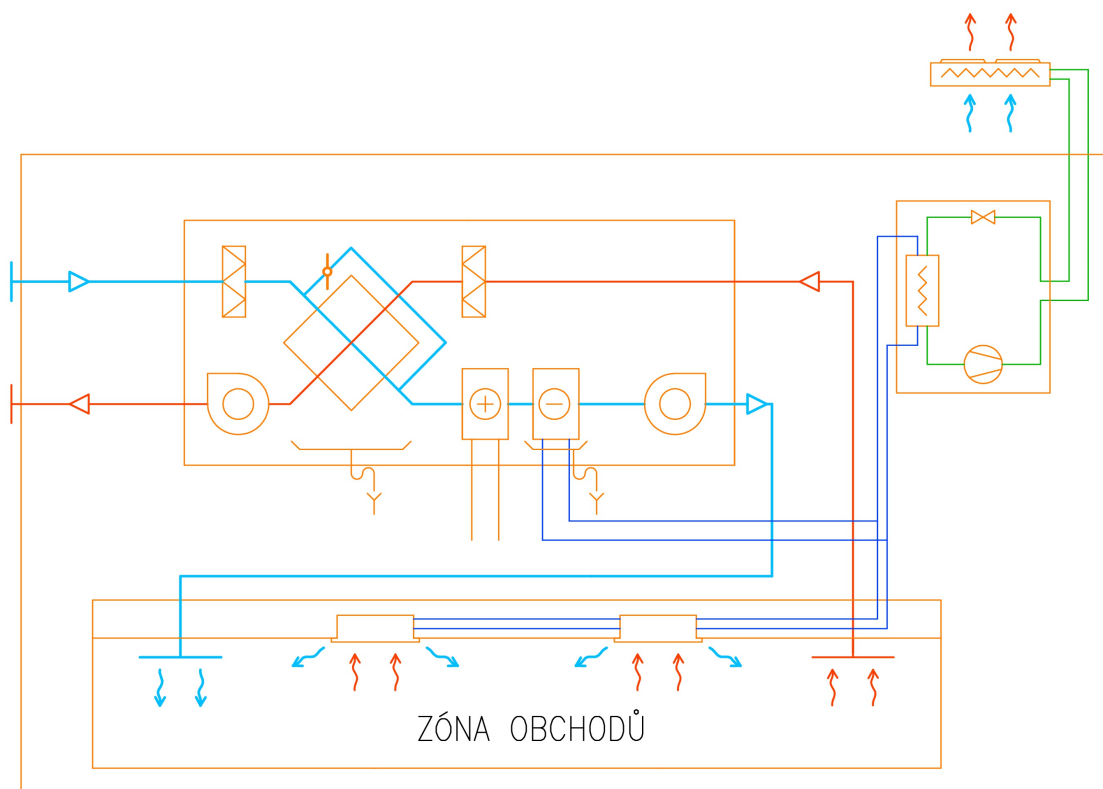
### 2.2.1 Varianta 1 - bez adiabatického chlazení

V první zamýšlené variantě (viz schéma 2.3) je úprava interního mikroklimatu zajištěna pomocí centrální vzduchotechnické jednotky, která je opatřena zpětným získáváním tepla, vodním chladičem, vodním ohřevem a také filtrací přívodního i odvodního vzduchu. Tato jednotka by pokrývala část tepelných ztrát v zimním období a část tepelných zisků v období letním. Zbylé části tepelných bilancí by byly pokryty pomocí čtyřtrubkových podstropních jednotek fancoil instalovaných lokálně v jednotlivých obchodních celcích. Tyto jednotky by byly napojeny do výměňkové stanice zajišťující topnou vodu pro zimní období a také ke zdroji chladu připravující chladicí vodu pro období letní. Zdroj chladu by byl volen centrální, umístěný ve strojovně chlazení, s odděleným kondenzátorem situovaným na střeše budovy. V této variantě by se jednalo o běžný vzduchem chlazený srážník pracující se vnějším vzduchem.

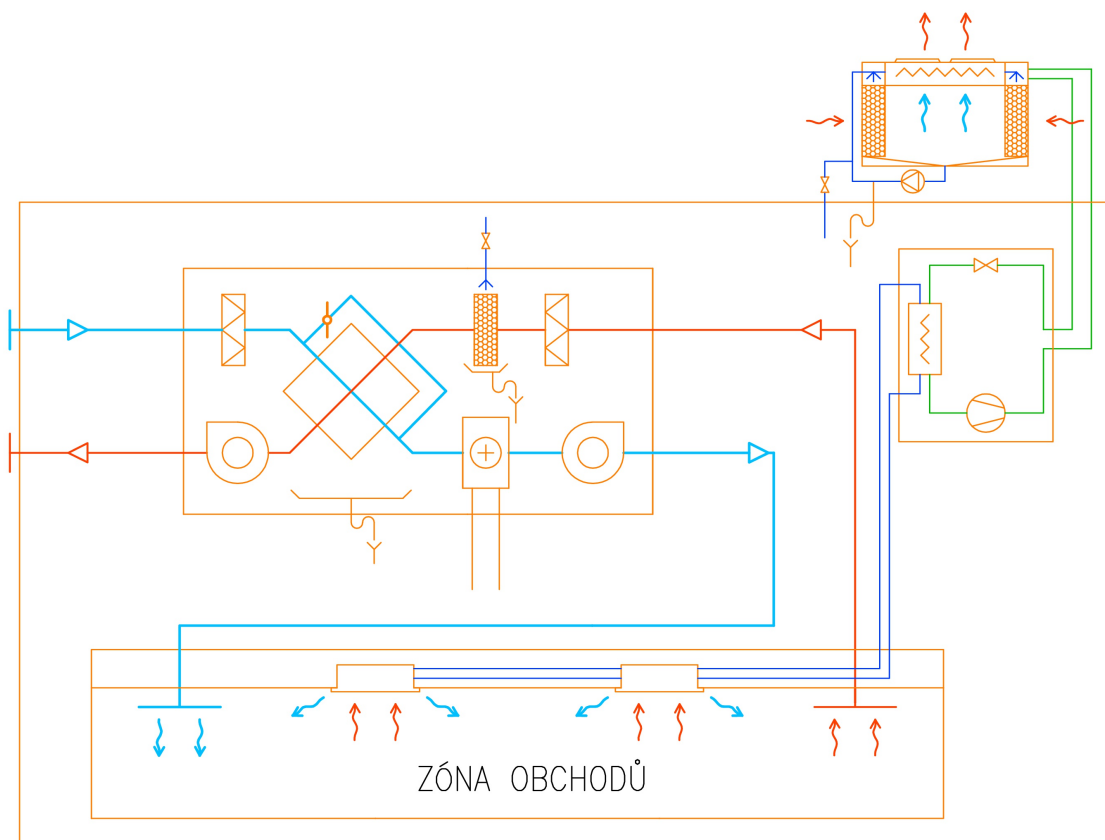
### 2.2.2 Varianta 2 - s adiabatickým chlazením

U této varianty (viz schéma 2.4) by byla zachována koncepce systému z varianty 1, ovšem byla by doplněna o prvky adiabatického chlazení. Vzduchotechnická jednotka by byla vybavena náplňovým zvlhčovačem odváděného vzduchu z budovy. Toto by umožnilo odváděný vzduch adiabaticky ochladit a ten by poté odebral teplo přiváděnému vzduchu přes deskový výměňník ve vzduchotechnické jednotce.

Přidání zvlhčovače na stranu odváděného vzduchu by umožnilo eliminovat chladič ve vzduchotechnické jednotce na straně přívodního vzduchu. Toto řešení nedokáže dodávat konstantní zvolené teploty za všech stavů vzduchu ve vnitřním a venkovním prostředí, ovšem v kombinaci s mechanickým chlazením, které pokryje zbylou část tepelných zisků, by mělo vést ke značným úsporám na elektrické energii, která je k mechanickému chlazení potřebná. Dalším prvkem systému, kde je vhodné uplatnit adiabatické chlazení, je vzduchem chlazený kondenzátor zdroje chladu. V této variantě by byl kondenzátor vybaven náplňovým zvlhčovačem před vstupem vzduchu do tepelného výměníku, což by umožnilo přivádět na teplosměnnou plochu vzduch ochlazený téměř na teplotu mokrého teploměru a tím výrazně snížit kondenzační teplotu v kompresorovém chladicím okruhu. Účinnost odpařovacího zvlhčování u této varianty byla založena na experimentálním měření a byla uvažována 90%.



Obr. 2.3: Schéma systému bez adiabatického vlhčení



Obr. 2.4: Schéma systému s adiabatickým vlhčením

## 2.3 Posouzení výhodnosti zvolených variant

Z hlediska kvality tvorby vnitřního prostředí jsou obě varianty rovnocenné. Proto byl, za účelem posouzení výhodnosti zvolených variant, dbán důraz především na energetickou náročnost systému jako celku v letním období, kde se naplno projevují jejich odlišnosti. Pro tento účel byla zvolena metoda hodinového výpočtu provedena v měsících od května do září. Komplexní výpočet zahrnující všechny tepelně-vlhkostní děje probíhající v budově je stále velmi náročné provést. Byly tedy zavedeny předpoklady, jež výpočet zjednodušují. Tím hlavním předpokladem je, že zkoumaný prostor obchodů byl uvažován jako jedna zóna. Další předpoklady budou uvedeny u jednotlivých sekcí sestavující algoritmus. Výpočet byl proveden pro historicky korigovaná klimatická data města Prahy, a dále pak také pro klimatické data naměřené v rocích 2015 a 2016 meteorologickou stanicí provozovanou Ústavem vodního hospodářství krajiny na fakultě stavební VUT. Data z let 2015 a 2016 byly do výpočtu zařazeny proto, aby bylo zjištěno, jak systémy fungují v nadprůměrně teplých létech, které jsou čím dál tím častější. Tato data obsahovala hodinové průměry teploty a relativní vlhkosti venkovního vzduchu a také intenzitu solárního

záření. Výpočet byl proveden v tabulkovém procesoru Excel od společnosti Microsoft. Příklad výpočtu pro jeden den pro variantu s adiabatickým vlhčením je uveden v příloze č. 04.

### 2.3.1 Tepelná bilance budovy

Tepelné zisky budovy byly počítány hodinově dle metodiky výpočtu normy ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů [16]. Ve výpočtu je uvažována konstantní vnitřní teplota 26 °C. Tímto krokem je zanedbána akumulace tepla budovy. Je tedy do výpočtu vnesená jistá chyba, ovšem neměla by znamenat zásadní nepřesnost u zkoumané budovy obchodního centra, která má většinu stavebních konstrukcí na bázi lehkých montovaných prvků. Z rovnice 2.1 byla počítána celková suma zisků, jež je nutné odvést pomocí strojního chlazení. Hodiny, kdy je celková suma tepelných zisků záporná, nejsou do bilance chlazení započítávány, neboť v budově nevzniká potřeba odvádět teplo.

$$Q_{chl} = \sum Q_{prostup} + \sum Q_{rad} + \sum Q_{lidé} + \sum Q_{osv} + \sum Q_{vybav} + Q_{VZT} \quad (2.1)$$

kde:

$Q_{chl}$  je potřebný citelný chladicí výkon k odvedení tepelných zisků

$Q_{prostup}$  jsou tepelné zisky prostupem

$Q_{rad}$  jsou tepelné zisky radiací

$Q_{lidé}$  jsou tepelné zisky od lidí

$Q_{osv}$  jsou tepelné zisky od osvětlení

$Q_{vybav}$  jsou tepelné zisky od vybavení

$Q_{VZT}$  jsou tepelné zisky větráním

#### Tepelné zisky prostupem

Všechny konstrukce do vnějšího prostředí byly považovány za lehké a tudíž nebylo uvažováno s fázovým posunem teplotního kmitu. Pouze konstrukce podlahy se takto označit nedá, byly zde ovšem uvažovány konstantní teploty na obou stranách konstrukce (teplota zeminy 12 °C), a tak tedy nemůže docházet k fázovému posunu. Součinitele prostupu tepla byly brány na doporučených úrovních podle normy ČSN EN 730540 [17].

$$Q_{prostup} = U_{kc} * S * (t_r - t_i) \quad (2.2)$$

kde:

$U_{kc}$  je součinitel prostupu tepla konstrukcí,  $W/(m^2 * K)$

$S$  je plocha konstrukce,  $m^2$

$t_r$  je rovnocenná sluneční teplota,  $^{\circ}C$

$t_i$  je teplota uvnitř zóny,  $^{\circ}C$

### Tepelné zisky radiací

Tepelné zisky radiací byly uvažovány u střešního okna v 2.NP a také u vstupního portálu v 1.NP. Charakteristika součinitele prostupu tepla střešního okna byla předpokládána pro izolační trojsklo ( $U_w=0,7 \text{ W}/m^2\cdot\text{K}$ ) s úpravou pro snížení prostupu solárního záření ( $g=0,35$ ). Vzhledem k rozměrům okna a jeho umístění není uvažováno s neosluněnou částí okna. Zdvojené automatické dveře byly modelovány jako jednoduché s  $U_w=0,7 \text{ W}/m^2\cdot\text{K}$  a  $g=0,6\cdot 0,6=0,36$ . Podíl prosklení byl uvažován 0,9 pro střešní okno a 0,7 pro vstupní portál.

$$Q_{rad} = S * I * T_D \quad (2.3)$$

kde:

$S$  je plocha průsvitné konstrukce,  $m^2$

$I$  je intenzita slunečního záření dopadající na rovinu okna,  $W/m^2$

$T_D$  je celková poměrná propustnost přímé radiace závislá na úhlu mezi normálou k oknu a slunečními paprsky

### Tepelné zisky od lidí

Počet lidí přítomných v zóně byl založen na maximální obsazenosti budovy a součiniteli obsazenosti v danou hodinu. Maximální obsazenost byla uvažována dle Nařízení vlády č. 361/2007 Sb. [18] na 0,2 osoby/ $m^2$  volné prodejní plochy. Volná prodejní plocha je v tomto případě zvolena na polovinu skutečné podlahové plochy zóny. Z těchto předpokladů vyplývá 1 osoba na 10  $m^2$  podlahové plochy, potažmo 466 osob celkem.

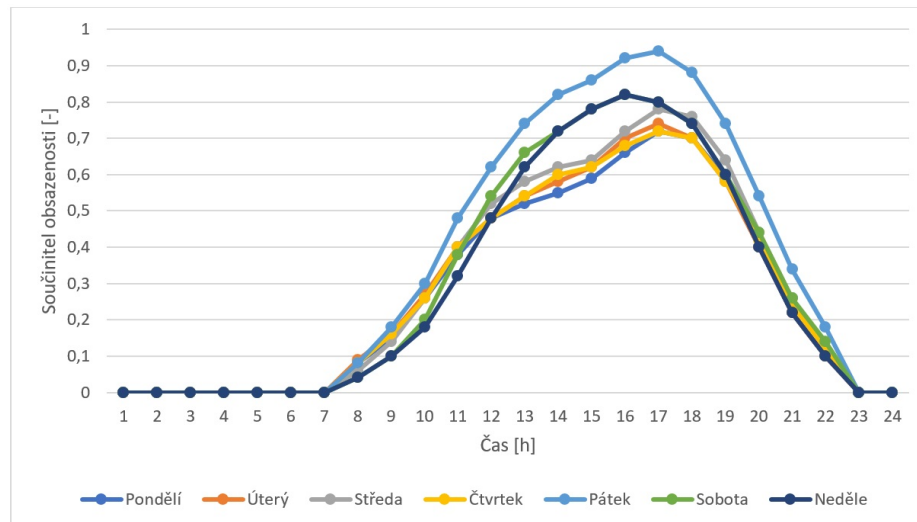
$$Q_{lidé} = n_i * 6,2 * (36 - t_i) \quad (2.4)$$

kde:

$n_i$  je počet lidí v zóně

$t_i$  je vnitřní teplota vzduchu,  $^{\circ}C$

Součinitele obsazenosti pro jednotlivé hodiny byly převzaty z grafů, jež internetový vyhledávač Google zveřejňuje u jednotlivých obchodů pod názvem „oblíbené časy k plánování návštěvy“. Křivky součinitele obsazenosti jsou zobrazeny na obrázku 2.5 a odpovídají Galerii Vaňkovka umístěné v Brně.



Obr. 2.5: Součinitel obsazenosti v závislosti na čase

### Tepelné zisky od osvětlení

Tepelné zisky od osvětlení byly založeny na předpokladu požadované intenzitě osvětlení 300 luxů. Dále byly uvažovány zářivky s účinností 80 lm/W. Při ideálním rozložení svítidel tedy vychází zatížení 3,75 W/m<sup>2</sup>. Toto rozložení je však velmi těžko dosažitelné a bylo tedy zatížení navýšeno na 5 W/m<sup>2</sup>. Osvětlení bylo uvažováno konstantní v předpokládané otevírací době 8-22 hodin. Do plochy pro svícení není zahrnuta pasáž ve 2.NP. Zde osvětlení zajišťuje velké střešní okno.

$$Q_{osv} = p * S * c_1 \quad (2.5)$$

kde:

$p$  je příkon svítidel na m<sup>2</sup>, W/m<sup>2</sup>

$S$  je celková podlahová plocha pro svícení, m<sup>2</sup>

$c_1$  je součinitel současnosti svítidel (uvažován jako 1 od 8-22 hodin, jinak 0)

### Tepelné zisky od vybavení

Tepelná zátěž vybavením byla uvažována 2,5 W/m<sup>2</sup>.

$$Q_{vybav} = p * S * c_1 \quad (2.6)$$

kde:

$p$  je příkon instalovaného vybavení na m<sup>2</sup>, W/m<sup>2</sup>

$S$  je celková podlahová plocha, m<sup>2</sup>

$c_1$  je součinitel současnosti vybavení (uvažován jako 1 od 8-22 hodin, jinak 0)



### Tepelné zisky větráním

Tepelné zisky větráním vycházejí u obou variant vždy záporné, protože je uvažováno s nižší teplotou přívodního vzduchu z VZT jednotky, než je teplota interiéru. U varianty bez adiabatického chlazení je uvažována nejvyšší dodávána teplota 20 °C. U provedení jednotky s adiabatickým chlazením je vlhčení odváděného vzduchu spuštěno v momentu, kdy by teplota přiváděného vzduchu (se zapnutým zvlhčováním) stoupla nad 18 °C. Poté teplota vzduchu přiváděného do místností závisí na potenciálu adiabaticky ochladit stav vzduchu odváděného z vnitřního prostředí a venkovním stavu vzduchu v danou hodinu. Je zde zanedbáno ohřátí vzduchu ve vzduchovodech. U obou jednotek je uvažováno s deskovým výměníkem s konstantní účinností 70 %. U obou variant je teplota 18 °C zvolena jako minimální pro přiváděný vzduch. Množství vzduchu bylo zvoleno na 25 m<sup>3</sup>/h\*osoba dle Nařízení vlády č. 361/2007 Sb [18].

$$Q_{VZT} = V * \rho * c * (t_p - t_i) \quad (2.7)$$

kde:

$V$  je průtok vzduchu přiváděný do zóny, m<sup>3</sup>/h

$\rho$  je hustota vzduchu, kg/m<sup>3</sup>

$c$  měrná tepelná kapacita vzduchu, J/(kg \* K)

$t_p$  je teplota vzduchu přiváděného do zóny, °C

$t_i$  je teplota vzduchu v zóně, °C

### 2.3.2 Vlhkostní bilance budovy

Vlhkostní bilance budovy je sestavována také hodinově, a to i se zahrnutím akumulace vlhkosti v čase ve vzduchu uvnitř budovy. Do bilance jsou zahrnuty všechny hlavní prvky, které vlhkost uvnitř budovy ovlivňují. Tyto prvky jsou vnitřní zisky od lidí, úprava vzduchu ve VZT jednotce a také odvlhčení vzduchu v kazetových jednotkách fancoil.

$$x_{i+1} = x_i + \frac{\sum X_{lidé} + \sum X_{VZT} + \sum X_{fancoil}}{M} \quad (2.8)$$

kde:

$x_i$  je měrná vlhkost v zóně pro danou hodinu, kg/kg

$X_{lidé}$  je celková suma vodních zisků od lidí, kg/h

$X_{VZT}$  je celková suma zisků větráním, kg/h

$X_{fancoil}$  je celková suma vodních zisků v jednotkách fancoil, kg/h

$M$  je hmotnostní množství vzduchu v zóně, kg

### Vodní zisky od lidí

Vodní zisky od osob jsou stanoveny na základě ČSN 73 05 48 [16] dle přílohy 1. na 143 g/h\*osoba. Celkové vodní zisky od lidí tedy vycházejí z počtu lidí přítomných v zóně pro danou hodinu.

$$X_{lidé} = n_i * 0,143 \quad (2.9)$$

kde:

$n_i$  je počet lidí přítomných v zóně

### Vodní zisky větráním

Vodní zisky větráním vycházejí z vlhkosti přiváděného vzduchu do zóny. Většinu času v simulovaném období je měrná vlhkost vzduchu přiváděného do zóny shodná s měrnou vlhkostí ve vnějším prostředí. Pouze u varianty s instalovaným vodním chladičem ve VZT jednotce může při chlazení docházet k odvlhčování vzduchu. U varianty s adiabatickým chlazením nedochází ke srážení vlhkosti v deskovém výměníku, a je tak zachována měrná vlhkost vzduchu procházejícího VZT jednotkou.

$$X_{VZT} = m * (x_p - x_i) \quad (2.10)$$

kde:

$m$  je hmotnostní průtok přiváděného vzduchu do zóny, kg/s

$x_p$  je měrná vlhkost přiváděného vzduchu do zóny, kg/kg

$x_i$  je měrná vlhkost vzduchu v zóně, kg/kg

### Odvhlčení vzduchu v jednotkách fancoil

Úprava vzduchu v jednotkách fancoil vychází, z hlediska vlhkostní bilance, vždy neutrální a nebo záporná v závislosti, zda dochází k suchému či mokrému chlazení. U jednotek fancoil byla uvažována střední teplota chladiče 10 °C, což odpovídá chladicí vodě o teplotách 7/13 °C. Průtok vzduchu chladícími jednotkami byl stanoven podle potřebného chladícího výkonu, který byl určen hodinově dle rovnice 2.1. Teplota přiváděného vzduchu z jednotek byla volena vždy o 8 °C nižší než je teplota v místnosti. Na základě těchto údajů bylo psychrometrickými výpočty určeno odvlhčení recirkulovaného vzduchu.

$$X_{fancoil} = m_V * (x_p - x_i) \quad (2.11)$$

kde:

$m_V$  je hmotnostní průtok přiváděného vzduchu do zóny, kg/s

$x_p$  je měrná vlhkost přiváděného vzduchu do zóny, kg/kg

$x_i$  je měrná vlhkost vzduchu v zóně, kg/kg

### 2.3.3 Energetická náročnost zvolených variant

V této kapitole budou popsány rozdíly v energetické náročnosti zvolených variant.

#### Určení celkového chladicího výkonu

Celkový potřebný chladicí výkon na straně výparníku je určován dle rovnice 2.12. Tato rovnice respektuje energetickou náročnost odvlhčení vzduchu v jednotkách fan-coil a u varianty bez adiabatického chlazení i v chladiči VZT jednotky.

$$Q_{celk} = m_V * (h_1 - h_2) \quad (2.12)$$

kde:

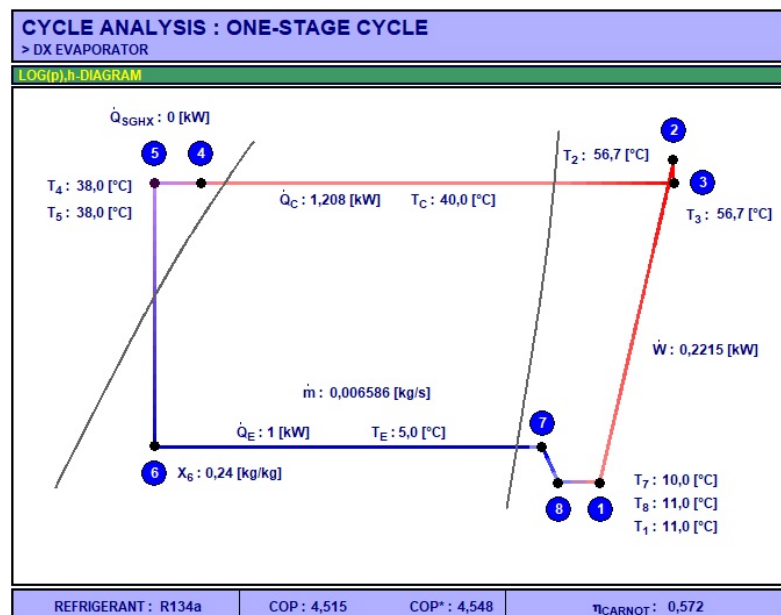
$m_V$  je hmotnostní průtok vzduchu chladičem, kg/s

$h_1$  je entalpie vzduchu před vstupem do chladiče, kJ/kg

$h_2$  je entalpie vzduchu za chladičem, kJ/kg

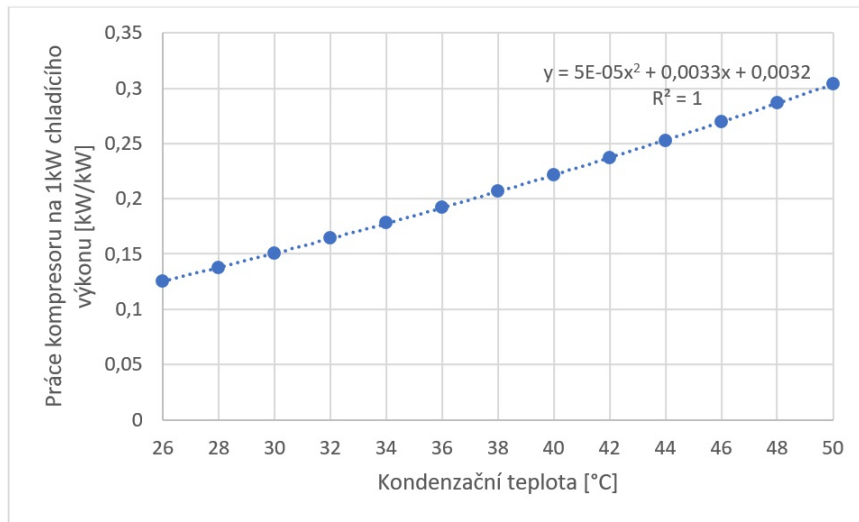
#### Práce kompresoru v chladivovém okruhu

Pro určení práce, kterou je nutné vložit do chladivového okruhu prostřednictvím kompresoru, byl využit program CoolPack.

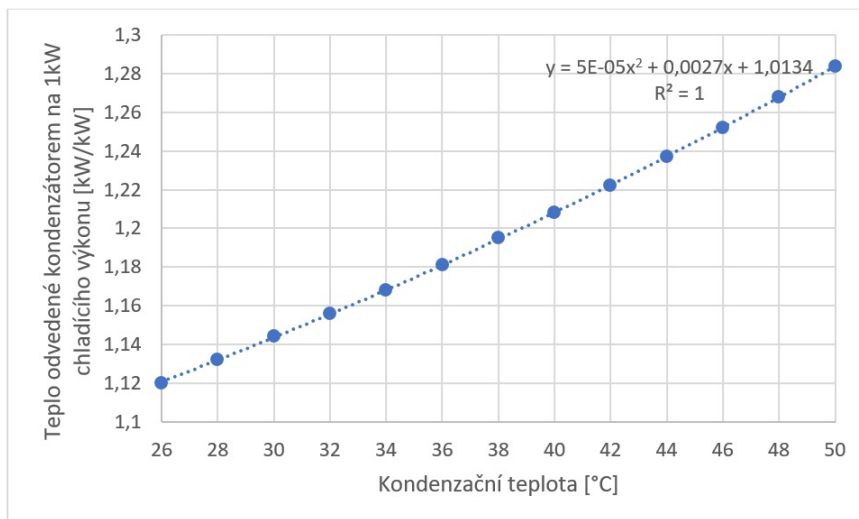


Obr. 2.6: Kompresorový cyklus v programu CoolPack

Byly zde simulovány okruhy s konstantní výparnou teplotou 5 °C a proměnlivou kondenzační teplotou od 26 °C do 50 °C. Výsledkem byla práce kompresoru a množství tepla, které je nutné sdílet prostřednictvím kondenzátoru pro 1 kW chladícího výkonu na straně výparníku v závislosti na kondenzační teplotě. Zaznamenanými údaji pak byly proloženy polynomické funkce druhého stupně, jež tyto závislosti znázorňují.



Obr. 2.7: Potřebná práce kompresoru v závislosti na kondenzační teplotě pro 1 kW chladícího výkonu



Obr. 2.8: Teplo, které je nutné sdílet prostřednictvím kondenzátoru, v závislosti na kondenzační teplotě, pro 1 kW chladícího výkonu

Funkce (viz obr. 2.7 a 2.8) byly použity v hodinovém výpočtu pro určení celkové energie nutné k provozu chladičového cyklu za dané období. Byl zde zaveden předpoklad ideální škálovatelnosti výkonu kompresoru. Ve výpočtu byla uvažována rozdílná kondenzační teplota pro dané varianty. Systém s obyčejným vzduchem, chlazeným kondenzátorem, měl kondenzační teplotu o 15 K vyšší, než byla teplota venkovního vzduchu. U systému s adiabatickým předchlazením vzduchu před kondenzátorem byla kondenzační teplota určována postupem, kdy byl venkovní vzduch adiabaticky ochlazen s vlhčící účinností 90 % a teplota, kterou vzduch dosáhl, byla navýšena také o 15 K.

### Energetická náročnost kondenzátoru

Předřazení náplňového zvlhčovače před kondenzátor zvýší tlakovou ztrátu a tím i požadavek na výkon ventilátoru při daném průtoku vzduchu. Pro zohlednění tohoto jevu v energetické bilanci byl předpokládán kondenzátor, jenž obsahuje tepelný výměník, 6 ventilátorů a 20 m<sup>2</sup> průřezové plochy náplňového zvlhčovače. Podrobnější návrh kondenzátoru bude prezentován v kapitole 2.4.3. Tlaková ztráta náplně byla uvažována v závislosti na rychlosti vzduchu v náplni, a to dle naměřených hodnot z kapitoly 3.3.2 pro dřevovlnu tloušťky 5 cm s objemovou hmotností 40 kg/m<sup>3</sup>. Tlaková ztráta výměníku byla uvažována jako rovna tlakové ztrátě náplně. Tudíž měl kondenzátor se zabudovaným adiabatickým předchlazením vzduchu vždy dvakrát vyšší tlakovou ztrátu než bez adiabatického vlhčení. Ventilátory byly zvoleny od společnosti Ziehl-Abegg typ FN071-ZIA.DG.A7P3. Pro každou variantu kondenzátoru bylo vypočteno 5 pracovních bodů ventilátoru v závislosti na dopravovaném množství vzduchu a tlakové ztrátě. Výpočet byl proveden v návrhovém programu stejné společnosti. Z tohoto výpočtu vyplývá nutný příkon ventilátoru při různé rychlosti vzduchu v náplni, což je znázorněno na obrázku 2.17. Potřebné množství vzduchu bylo určováno hodinově z tepelné bilance kondenzátoru znázorněné v rovnici 2.13. Ohřátí vzduchu v kondenzátoru bylo uvažováno 7 K. Dále byl uvažován příkon oběhového čerpadla na 25 W, pokud bylo vlhčení v provozu.

$$V_{kond} = \frac{Q_C}{\rho * c * \Delta t} \quad (2.13)$$

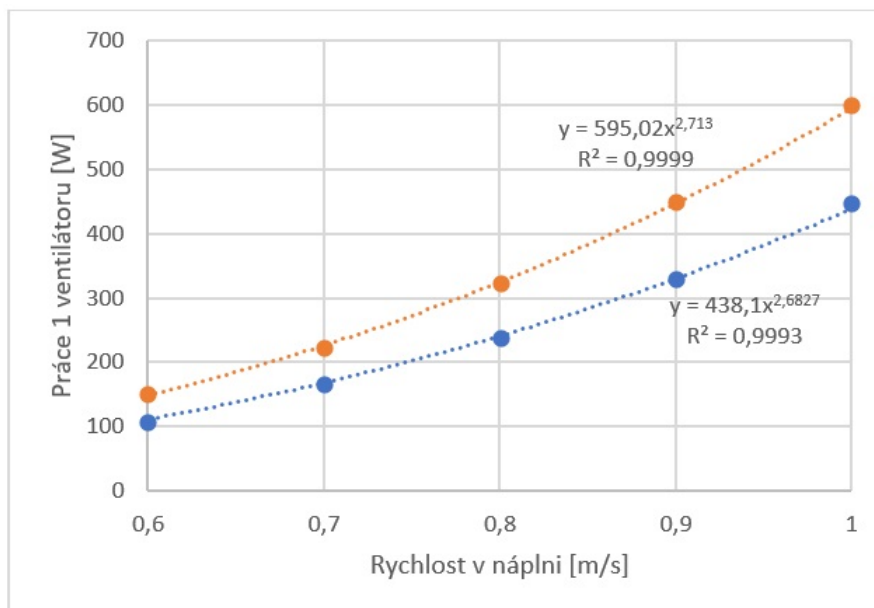
kde:

$Q_C$  teplo potřebné k sdílení pomocí kondenzátoru, W

$\rho$  hustota vzduchu, kg/m<sup>3</sup>

$c$  tepelná kapacita vzduchu, J/kg \* K

$\Delta t$  ohřátí vzduchu v kondenzátoru, K



Obr. 2.9: Práce jednoho ventilátoru v závislosti na rychlosti vzduchu v náplni

### Spotřeba vody

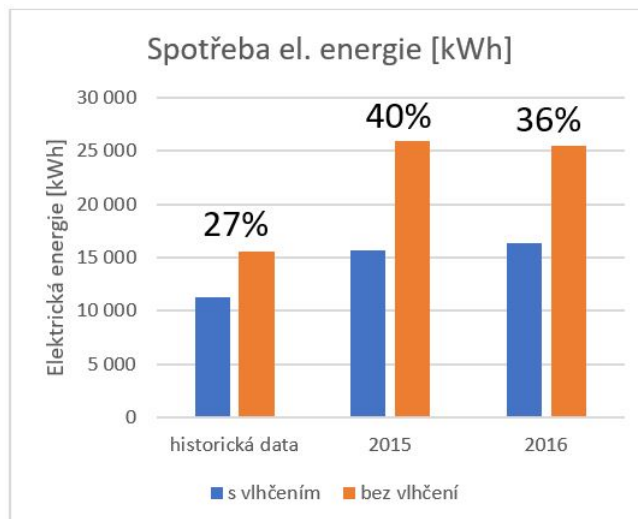
Spotřeba vody byla ve výpočtu zjišťována pro kondenzátor i VZT jednotku vždy na základě aktuálního průtoku vzduchu prvky a měrné vlhkosti před a za vlhčicí náplní. Celková spotřeba vody byla navýšena o 20 % pro pokrytí možných ztrát.

### 2.3.4 Vyhodnocení výhodnosti zvolených variant

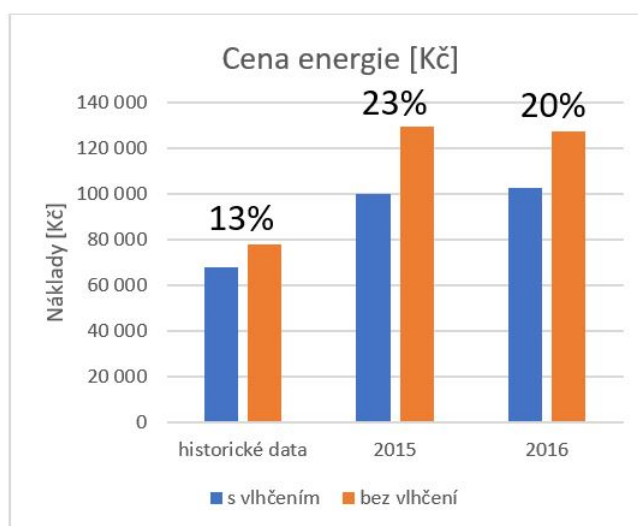
Hlavní výstupy provedených výpočtů a sezónních simulací pro jednotlivé varianty jsou shrnuty v tomto vyhodnocení.

Na obrázku 2.10 je patrné, že suma práce, již musí odvést kompresor za letní období, je o 27 % nižší pro variantu s adiabatickým vlhčením. V nadprůměrně teplých létech, jaké bylo například v roce 2015, je úspora na práci kompresoru ještě vyšší a to až 39 %.

Obrázek 2.11 zobrazuje orientační provozní náklady obou variant v korunách, aby bylo možné zohlednit i cenu vody, která je odpařována. Dále je zde i započteno množství elektrické energie potřebné k běhu ventilátorů umístěných na kondenzátoru a oběhového čerpadla kondenzátoru. Cena 1kWh byla stanovena na 5 Kč a 1 m<sup>3</sup> vody byl započítáván jako 75 Kč. V tomto parametru se rozdíl mezi oběma variantami sníží, ovšem stále zůstává znatelně výhodnější varianta s adiabatickým vlhčením a to hlavně v teplých létech.



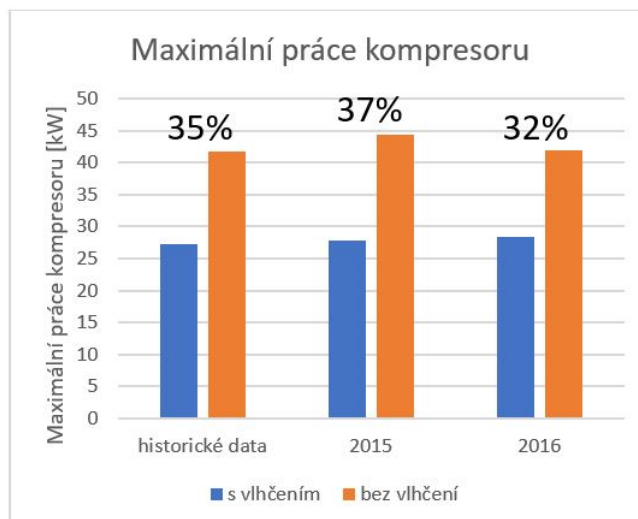
Obr. 2.10: Spotřeba elektrické energie kompresorů



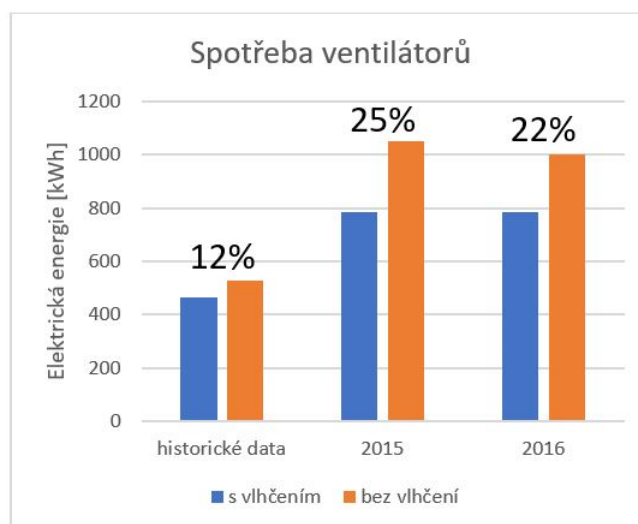
Obr. 2.11: Provozní náklady systémů

Dalším z parametrů, který byl sledován, byla maximální hodinová práce kompresoru. Ta ukazuje (viz obr. 2.12), na jakou práci by musel být dimenzován kompresor zdroje chladu. Z analýzy vyplývá, že kompresor, u varianty s adiabatickým chlazením, může mít až o třetinu nižší výkon. Tento fakt by mohl zajistit výrazné investiční úspory a kompenzovat tak vyšší výdaje na pořízení složitějšího kondenzátoru.

Poslední z posuzovaných parametrů byla spotřeba ventilátorů. Výsledné kumulované spotřeby pro ventilátory umístěné na kondenzátoru jsou zobrazeny na obrázku 2.13.



Obr. 2.12: Maximální práce kompresorů

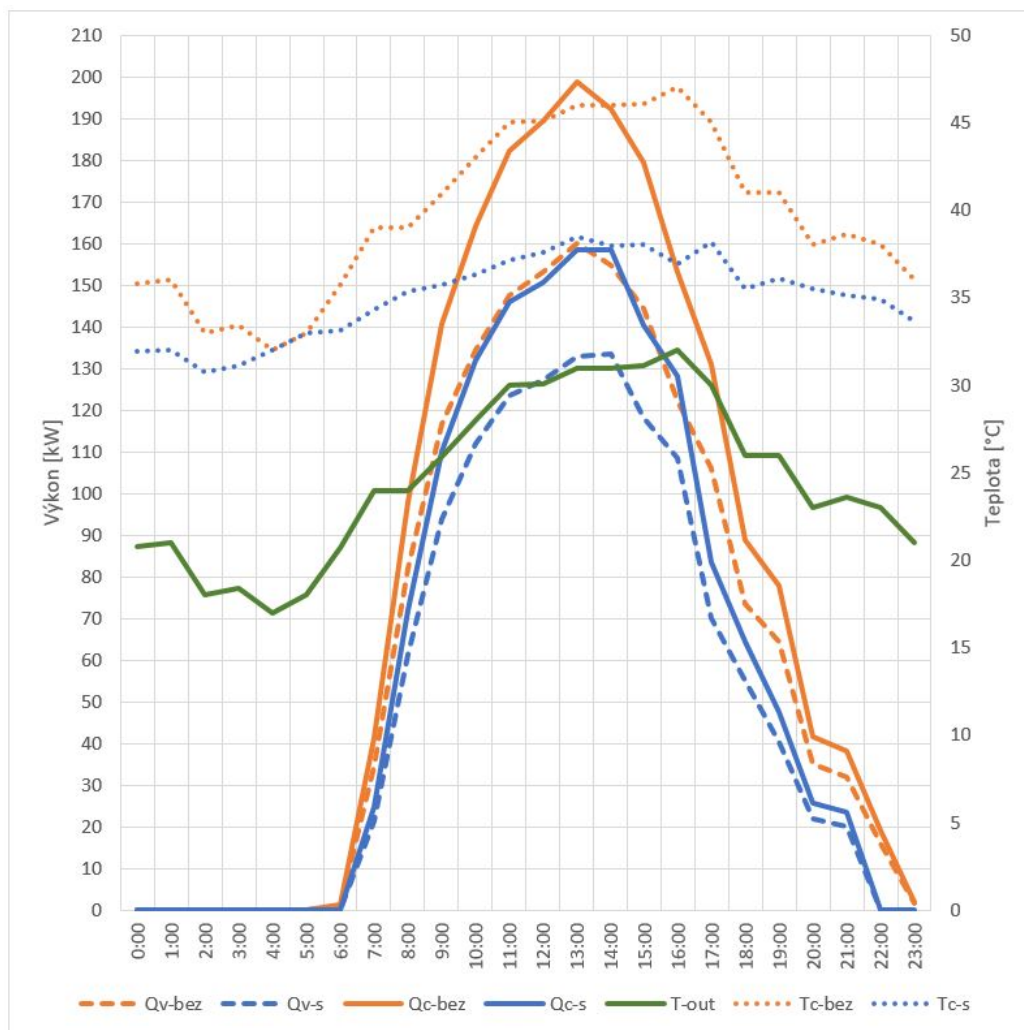


Obr. 2.13: Spotřeba ventilátorů umístěných na kondenzátoru

Je patrné, že i přes vyšší tlakovou ztrátu kondenzátoru s adiabatickým vlhčením je výsledná sezónní spotřeba menší než u kondenzátoru bez adiabatického vlhčení. To je zapříčiněno hlavně tím, že celkově varianta s adiabatickým chlazením má menší nároky na strojní chlazení díky předchlazení vzduchu ve VZT jednotce a taky díky faktu, že při nižších kondenzačních teplotách je příznivější poměr mezi teplem odebraným na výparníku a teplem, které je nutné sdílet na kondenzátoru zdroje chladu. V poslední řadě byly porovnány příkony VZT jednotek pro jednotlivé varianty.

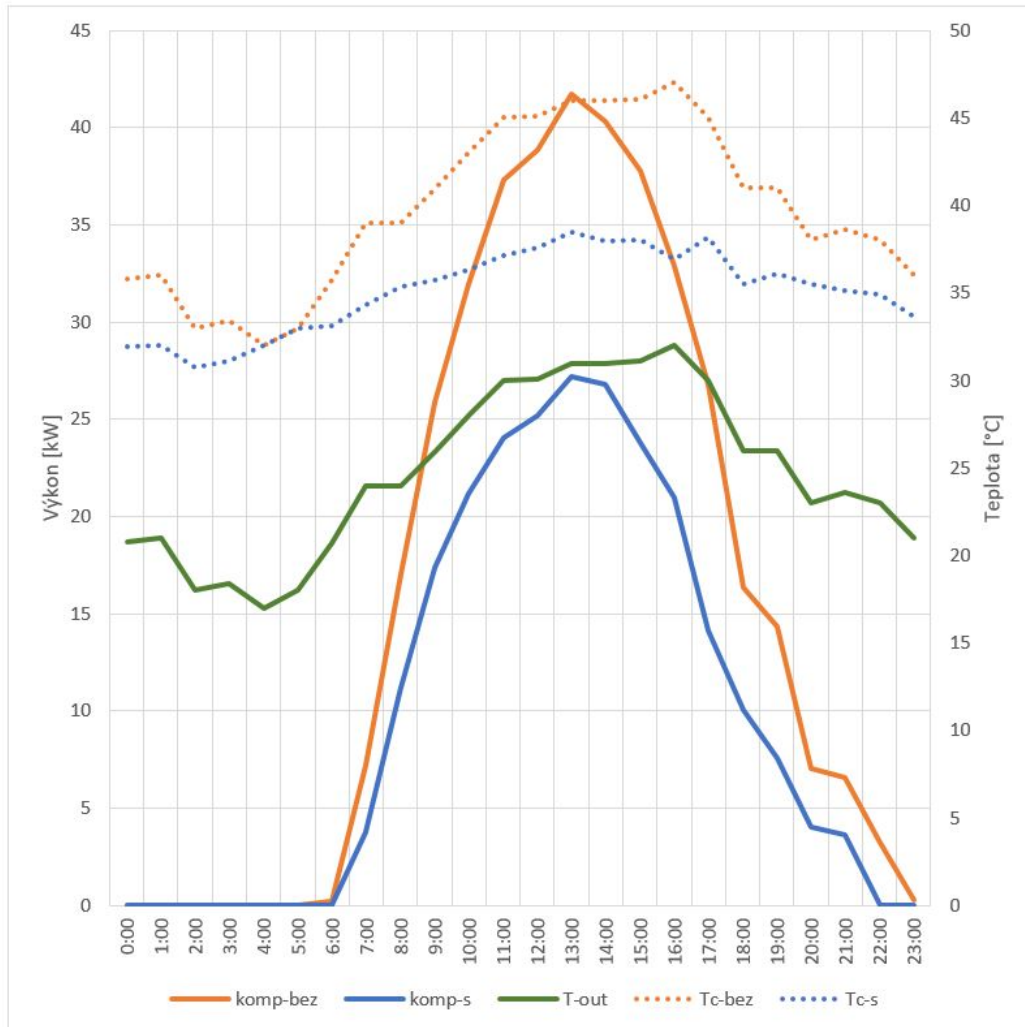


Přidání odpařovacího zvlhčovače na stranu odváděného vzduchu způsobí také vyšší tlakovou ztrátu jednotky v této větvi, ovšem umožní eliminovat chladič a eliminátor kapek na straně vzduchu přiváděného, a tak se součtový příkon obou ventilátorů téměř schoduje pro obě varianty. Průběhy výkonů výparníku a kondenzátorů pro obě varianty pro nejteplejší den v simulovaném období 8.8. jsou znázorněny na obr. 2.14.



Obr. 2.14: Výkony výparníků a kondenzátorů pro obě varianty

Na obr. 2.15 jsou pak zaznačeny hodinové výkony kompresoru pro obě varianty. Z těchto průběhů je patrné, že největší úspory díky adiabatickému chlazení vznikají především v hodinách s extrémními zatíženími uvnitř budovy ve spojitosti s vysokou venkovní teplotou.



Obr. 2.15: Práce kompresorů pro obě varianty

Z provedené analýzy vychází jako výhodnější varianta verze systému s využitím adiabatického chlazení a bude tedy rozpracována v dalších kapitolách této práce.

## 2.4 Návrh VZT systému s adiabatickým vlhčením

### 2.4.1 Návrh VZT jednotky

Vzduchotechnická jednotka byla navržena pomocí software AeroCAD od společnosti Remak. Skladba zařízení byla zvolena v přívodní větvi jako filtr, deskový rekuperátor, ohřívač, ventilátor a tlumič hluku. V odvodní větvi se pak nachází filtr, tlumič hluku, prázdná komora, deskový rekuperátor a ventilátor. Do prázdné komory, před zpětné získávání tepla, bude umístěn odpařovací zvlhčovač. Komora je vybavena vanou pro odvod přebytečné vody. U vzduchotechnické jednotky by bylo vhodné využít akumulaci vody v dřevovlně a provozovat systém vlhčení bez oběhové vody. Toto by zajistilo nejlepší možné hygienické podmínky na úkor drobným ztrátám vody či maximální dosažené vlhkosti. Voda by byla dle návrhu dávkována přerušovaně a množství by se vypočítávalo dle stavu odvodního vzduchu z místnosti. Celkové množství dopravovaného vzduchu a množství vzduchu dodávaného do jednotlivých místností je v tabulce 2.1.

Tab. 2.1: Tabulka místností

název místnosti	plocha ( $m^2$ )	světlá výška (m)	objem ( $m^3$ )	požadavek ( $m^3/h \cdot os$ )	počet osob	přívod ( $m^3/h$ )	odvod ( $m^3/h$ )
Zařízení č. 1							
A1/2	1080,6	4,00	4322,2	25	108	2700	3160
A1/3	215,6	4,00	862,4	25	22	540	540
A1/4	853,0	4,00	3412,0	25	85	2130	2130
Pasáž 1.NP	217,5	4,00	870,0	25	22	460	0
Pasáž 2.NP	398,0	4,00	1592,0	25	40	1000	1000
A2/4	668,5	4,00	2674,0	25	67	1670	1670
A2/5	215,6	4,00	862,4	25	22	540	540
A2/6	253,0	4,00	1012,0	25	25	630	630
A2/7	247,5	4,00	990,0	25	25	620	620
A2/8	241,5	4,00	966,0	25	24	600	600
A2/9	190,0	4,00	760,0	25	19	480	480
Celkem						11370	11370

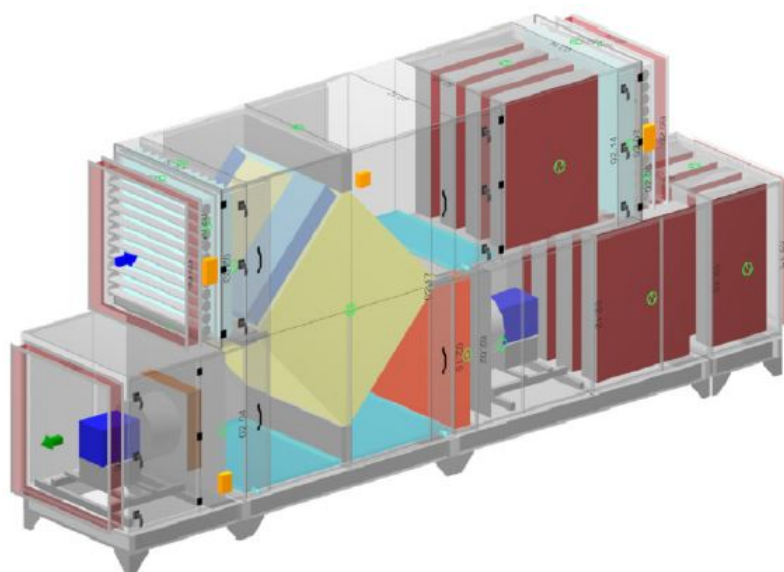
Tlakové poměry, pro které byla jednotka navržena, jsou zřetelné z dimenzování nejneprůzračnější větve přívodního potrubí (tab. 2.2) a odvodního potrubí (tab. 2.3). Systém jako celek je navržen rovnotlaký.

Tab. 2.2: Přívodní potrubí, nejnepříznivější větev (místnost Pasáž 1.NP)

U	V ( $m^3/h$ )	L (m)	$v'$ (m/s)	A (m)	B (m)	d (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	$\xi$ (-)	Z (Pa)	Z+R*L (Pa)
1	230	3,7	2,40	0,18	0,18	0,18	2,51	0,351	0,6	2,3	3,6
2	460	4,7	2,70	0,315	0,18	0,229	3,10	0,329	1,2	6,9	8,5
3	730	4,2	3,00	0,315	0,28	0,296	2,95	0,249	0,6	3,1	4,2
4	1000	4,9	3,30	0,315	0,28	0,296	4,04	0,444	0,3	2,9	5,1
5	1300	5,6	3,60	0,63	0,28	0,388	3,06	0,138	0,6	3,4	4,1
6	1600	5,6	3,90	0,63	0,28	0,388	3,76	0,202	0,3	2,5	3,7
7	1900	5,6	4,20	0,63	0,28	0,388	4,47	0,275	0,3	3,6	5,1
8	2200	5,6	4,50	0,63	0,355	0,454	3,78	0,191	0,6	5,1	6,2
9	2510	2,2	4,80	0,63	0,355	0,454	4,31	0,242	0,3	3,3	3,9
10	4630	5,6	5,10	0,63	0,5	0,558	5,26	0,308	1,1	18,3	20,0
11	5230	6,8	5,40	0,63	0,5	0,558	5,94	0,384	0,6	12,7	15,3
12	5830	13,2	5,70	0,8	0,5	0,615	5,45	0,267	2,7	48,2	51,7
13	11370	2,0	6,00	1,0	1,0	1,000	4,02	0,284	0,6	5,8	6,4
Tlaková ztráta výústky											20
Celkem											158
Přívodní potrubí - sání do jednotky											
1	11370	7,3	6,00	1,0	1,0	1,000	4,02	0,284	2,1	20,4	22,5
Tlumič hluku											15
Žaluzie (1600x1000)											55
Přívodní potrubí celkem											250

Tab. 2.3: Odvodní potrubí, nejneprůzračnější větev (místnost A1/3)

U	V (m <sup>3</sup> /h)	L (m)	v' (m/s)	A (m)	B (m)	d (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	ξ (-)	Z (Pa)	Z+R*L (Pa)
1	270	4,3	2,25	0,315	0,18	0,229	1,82	0,135	0,6	1,2	1,8
2	540	4,9	2,50	0,315	0,18	0,229	3,64	0,441	0,3	2,4	4,6
3	850	5,6	2,75	0,315	0,28	0,296	3,43	0,329	0,6	4,2	6,1
4	1160	5,6	3,00	0,63	0,28	0,388	2,73	0,113	0,6	2,7	3,3
5	1470	5,6	3,25	0,63	0,28	0,388	3,46	0,173	0,3	2,1	3,1
6	1770	5,6	3,50	0,63	0,28	0,388	4,16	0,243	0,3	3,1	4,5
7	2070	5,7	3,75	0,63	0,28	0,388	4,87	0,322	0,6	8,5	10,4
8	2370	5,9	4,00	0,63	0,355	0,454	4,07	0,218	0,9	8,9	10,2
9	2670	6,3	4,25	0,63	0,355	0,454	4,58	0,271	0,3	3,8	5,5
10	2970	6,7	4,50	0,63	0,5	0,558	3,38	0,136	0,6	4,1	5,0
11	3270	6,8	4,75	0,63	0,5	0,558	3,72	0,162	0,6	5,0	6,1
12	3570	19,1	5,00	0,63	0,5	0,558	4,06	0,191	0,3	3,0	6,6
13	5370	9,7	5,25	0,8	0,5	0,615	5,02	0,230	0,9	13,6	15,9
13	5600	5,9	5,50	0,8	0,5	0,615	5,24	0,248	0,3	4,9	6,4
13	5830	6,6	5,75	0,8	0,5	0,615	5,45	0,267	2,1	37,5	39,2
13	11370	2,0	6,00	1,0	1,0	1,000	4,02	0,094	0,6	5,8	6,0
Tlaková ztráta výústky											20
Dřevovlna 5 cm, 2 m/s											110
Celkem											265
Přívodní potrubí - sání do jednotky											
1	11370	12,4	6,00	1,0	1,0	1,000	4,02	0,094	1,8	17,5	18,6
Tlumič hluku											15
Výfuková hlavice											30
Přívodní potrubí celkem											328



Obr. 2.16: Navržená vzduchotechnická jednotka

### 2.4.2 Návrh zdroje chladu

Maximální hodinový výkon, který je požadován na výparníku zdroje chladu, v provedené analýze pro historicky korigovaná klimatická data je 133,5 kW. Je tedy nutné instalovat zdroj chladu se stejným výkonem nebo vyšším. Zdroj chladu bude umístěn ve strojovně chlazení a bude mít oddělený kondenzátor, který bude situován na střeše budovy.

### 2.4.3 Návrh kondenzátoru

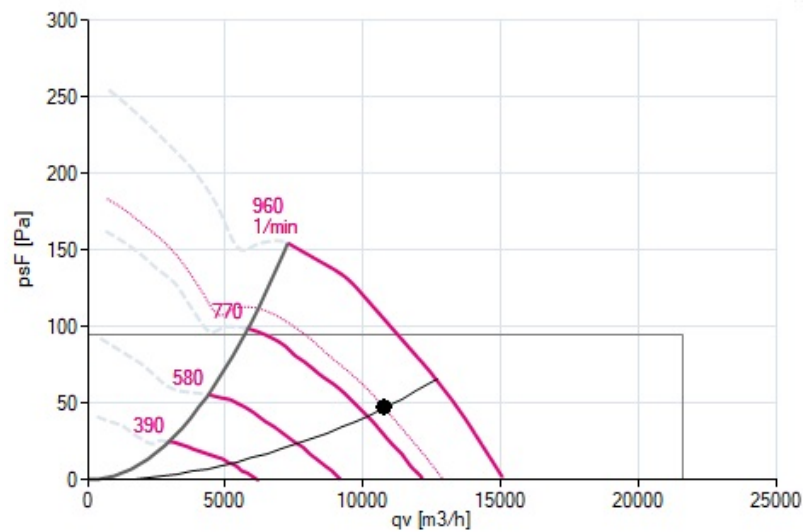
Návrh kondenzátoru je založen na maximálním teple, které je nutné sdílet kondenzátorem do okolního prostředí, vycházejícím taktéž ze simulace na historicky korigovaných klimatických datech. Toto teplo je rovno výkonu 158,6 kW. Chyský a kol. [5] uvádí orientační hodnoty pro vzduchem chlazené kondenzátory. Tyto hodnoty jsou: součinitel prostupu tepla 25 až 35 W/(m<sup>2</sup>\*K), teplotní rozdíl mezi chladivem a vzduchem 12 až 15 K (byl zvolen 15 K již v předcházející části) a ohřátí vzduchu v těchto kondenzátorech 5 až 10 K. Tyto hodnoty jsou tedy pouze přibližné a musely by být upřesněny dodavatelem kondenzátoru. Maximální průtok vzduchu kondenzátorem je spočten dle rovnice 2.14. Teplosměnná plocha kondenzátoru je určena dle další rovnice 2.15 na 394 m<sup>2</sup>. Plocha vlhčící náplně byla určena tak, aby rychlost v ní nepřekročila 1 m/s na 20 m<sup>2</sup> dle 2.16.

$$V_{kond,max} = \frac{Q_{C,max}}{\rho * c * \Delta t} = \frac{158600}{1,18 * 1010 * 7} * 3600 \doteq 68440 m^3/h \quad (2.14)$$

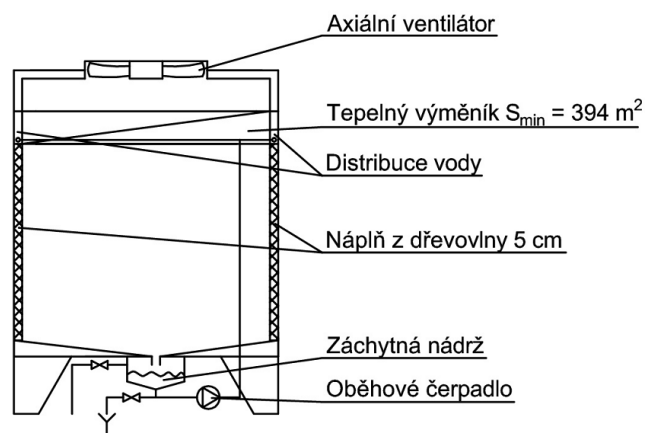
$$S_{kond} = \frac{Q_{C,max}}{U_{kond} * \Delta t} = \frac{158600}{35 * 11,5} \doteq 394m^2 \quad (2.15)$$

$$S_{napln} = \frac{V_{kond,max}}{v} = \frac{68400}{3600 * 1} = 19m^2 \quad (2.16)$$

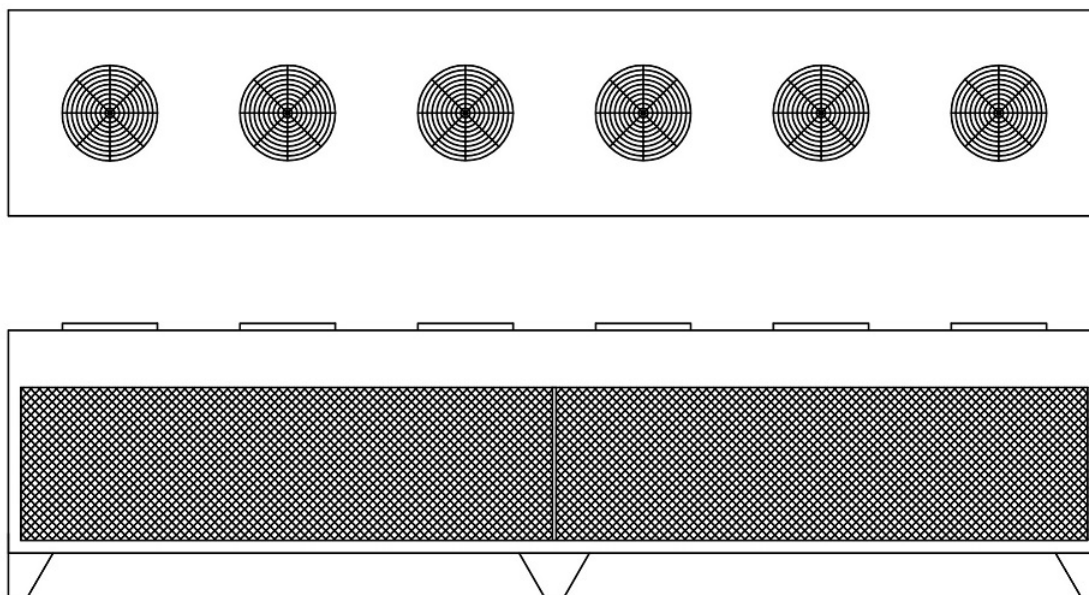
Dále bylo vybráno 6 ventilátorů od firmy Ziehl-Abegg typ FN071-ZIA.DG.A7P3. Pracovní bod ventilátoru při maximálním předpokládaném vytížení je znázorněn na obrázku 2.17. Dále by byl kondenzátor ještě vybaven oběhovým čerpadlem a systémem doplňování vody.



Obr. 2.17: Pracovní bod ventilátoru



Obr. 2.18: Řez kondenzátorem



Obr. 2.19: Kondenzátor s adiabatickým vlhčením

#### 2.4.4 Návrh jednotek fancoil

Pro pokrytí zbylých tepelných zisků v létě a pokrytí tepelných ztrát v zimě byly navrženy podstropní jednotky fancoil od společnosti Sinclair. Tyto jednotky jsou takzvané "čtyřtrubkové", mohou tedy zároveň v jedné místnosti topit a v jiné chladit. Jsou také vybaveny čerpadlem kondenzátu, které je vhodné použít u takto rozsáhlých objektů. Typ a počet jednotek do jednotlivých místností je určen dle výpočtu zátěží (tab. 2.4) a ztrát (tab. 2.5).

Výpočet tepelných zátěží byl založen na provedené sezónní simulaci dle historických dat. Byly použity maxima jednotlivých druhů zátěží a nakombinovány pro každou místnost na základě rozměrů, orientace obvodových konstrukcí (zátěže prostupem a radiací) a podlahové plochy (zbylé typy zátěží). Chladicí výkon VZT byl uvažován při situaci, kdy byla nejvyšší přiváděná teplota vzduchu, která vzešla z vlhčení odvodního vzduchu ve VZT jednotce (23,8 °C). Faktor citelného tepla pro chlazení v jednotkách fancoil byl uvažován 1,5, což odpovídá návrhovému stavu 26 °C, 50 % relativní vlhkost a ochlazení vzduchu v jednotce o 8 °C. Tepelné ztráty místností pro zimní období byly určeny dle ČSN EN 12 831 [19]. Venkovní výpočtová teplota byla uvažována -12 °C, jež odpovídá oblasti Prahy. Souhrn navržených jednotek je zobrazen v tabulce 2.6.



Tab. 2.4: Tepelné zátěže

název místnosti	plocha ( $m^2$ )	prostup. (kW)	rad. (kW)	lidé (kW)	osv. (kW)	vybav. (kW)	VZT (kW)	tep. zátěž cit. teplem (kW)	tep. zátěž celkem (kW)
A1/2	1081	-0,2	0,0	6,5	5,0	2,2	-2,0	11,5	17,3
A1/3	216	0,7	0,0	1,3	1,0	0,4	-0,4	3,0	4,5
A1/4	853	-0,8	0,0	5,1	4,0	1,7	-1,6	8,5	12,7
Pasáž 1.NP	218	0,0	2,0	1,3	1,0	0,4	-0,4	4,4	6,6
Pasáž 2.NP	398	8,1	32,8	2,4	1,9	0,8	-0,7	45,2	67,8
A2/4	669	8,6	0,0	4,0	3,1	1,4	-1,2	15,9	23,8
A2/5	216	3,3	0,0	1,3	1,0	0,4	-0,4	5,7	8,5
A2/6	253	2,9	0,0	1,5	1,2	0,5	-0,5	5,6	8,4
A2/7	248	2,8	0,0	1,5	1,2	0,5	-0,5	5,5	8,3
A2/8	242	2,8	0,0	1,5	1,1	0,5	-0,4	5,4	8,2
A2/9	190	2,3	0,0	1,1	0,9	0,4	-0,3	4,4	6,6

Tab. 2.5: Tepelné ztráty

název místnosti	plocha ( $m^2$ )	stěna	střecha	podlaha	otvory	$\phi_{T,i}$ (kW)	$\phi_{V,i}$ (kW)	$\phi_{HL,i}$ (kW)
$U_{kc}$ ( $W/m^2 \cdot K$ )		0,2	0,16	0,13	0,7			
		plocha konstrukce ( $m^2$ )						
A1/2	1081	549	0	1081	0	6,8	0,0	6,8
A1/3	216	167	0	216	0	1,7	0,0	1,7
A1/4	853	202	0	853	0	3,9	0,0	3,9
Pasáž 1.NP	218	21	0	218	16	1,2	0,2	1,3
Pasáž 2.NP	398	38	280	0	118	4,3	0,3	4,7
A2/4	669	396	669	0	0	6,0	0,0	6,0
A2/5	216	167	216	0	0	2,2	0,0	2,2
A2/6	253	53	253	0	0	1,6	0,0	1,6
A2/7	248	55	248	0	0	1,6	0,0	1,6
A2/8	242	63	242	0	0	1,6	0,0	1,6
A2/9	190	65	190	0	0	1,4	0,0	1,4

Tab. 2.6: Přehled navržených jednotek fancoil

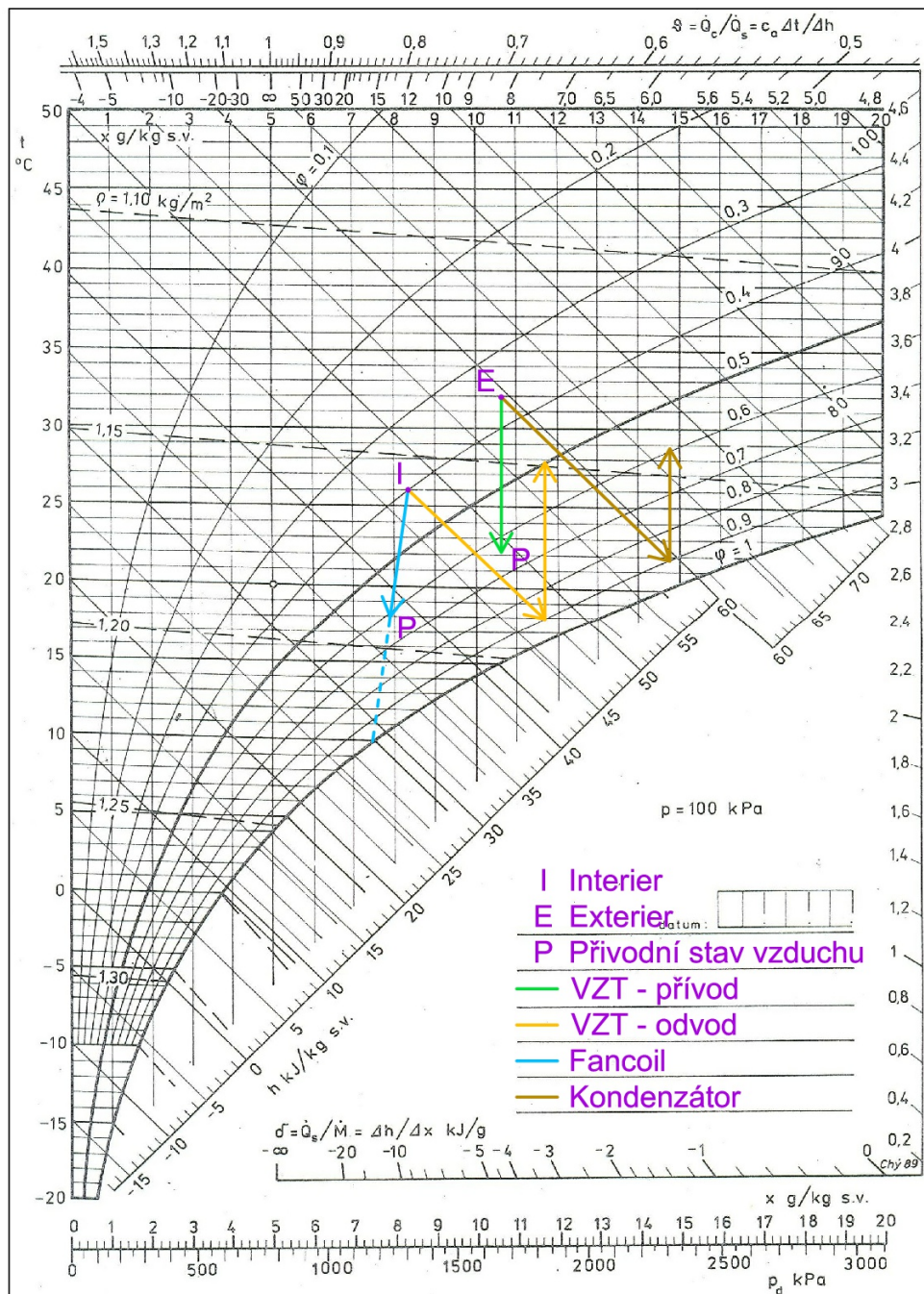
název místnosti	plocha ( $m^2$ )	tep. zisky (kW)	tep. ztráty (kW)	navržené jednotky	chladicí výkon (kW)	topný výkon (kW)
A1/2	1081	17,3	6,8	6 x SF-400C4	17,3	28,4
A1/3	216	4,5	1,7	1 x SF-600C4	4,9	7,1
A1/4	853	12,7	3,9	3 x SF-600C4	14,8	21,4
Pasáž 1.NP	218	6,6	1,3	2 x SF-600C4	9,9	14,3
Pasáž 2.NP	398	67,8	4,7	7 x SF-1500C4	74,5	100,7
A2/4	669	23,8	6,0	5 x SF-600C4	24,7	35,7
A2/5	216	8,5	2,2	2 x SF-600C4	9,9	14,3
A2/6	253	8,4	1,6	2 x SF-600C4	9,9	14,3
A2/7	248	8,3	1,6	2 x SF-600C4	9,9	14,3
A2/8	242	8,2	1,6	2 x SF-600C4	9,9	14,3
A2/9	190	6,6	1,4	1 X SF-1200C4	9,0	11,3



Obr. 2.20: Fancoil od firmy Sinclair

## 2.5 Úprava vzduchu

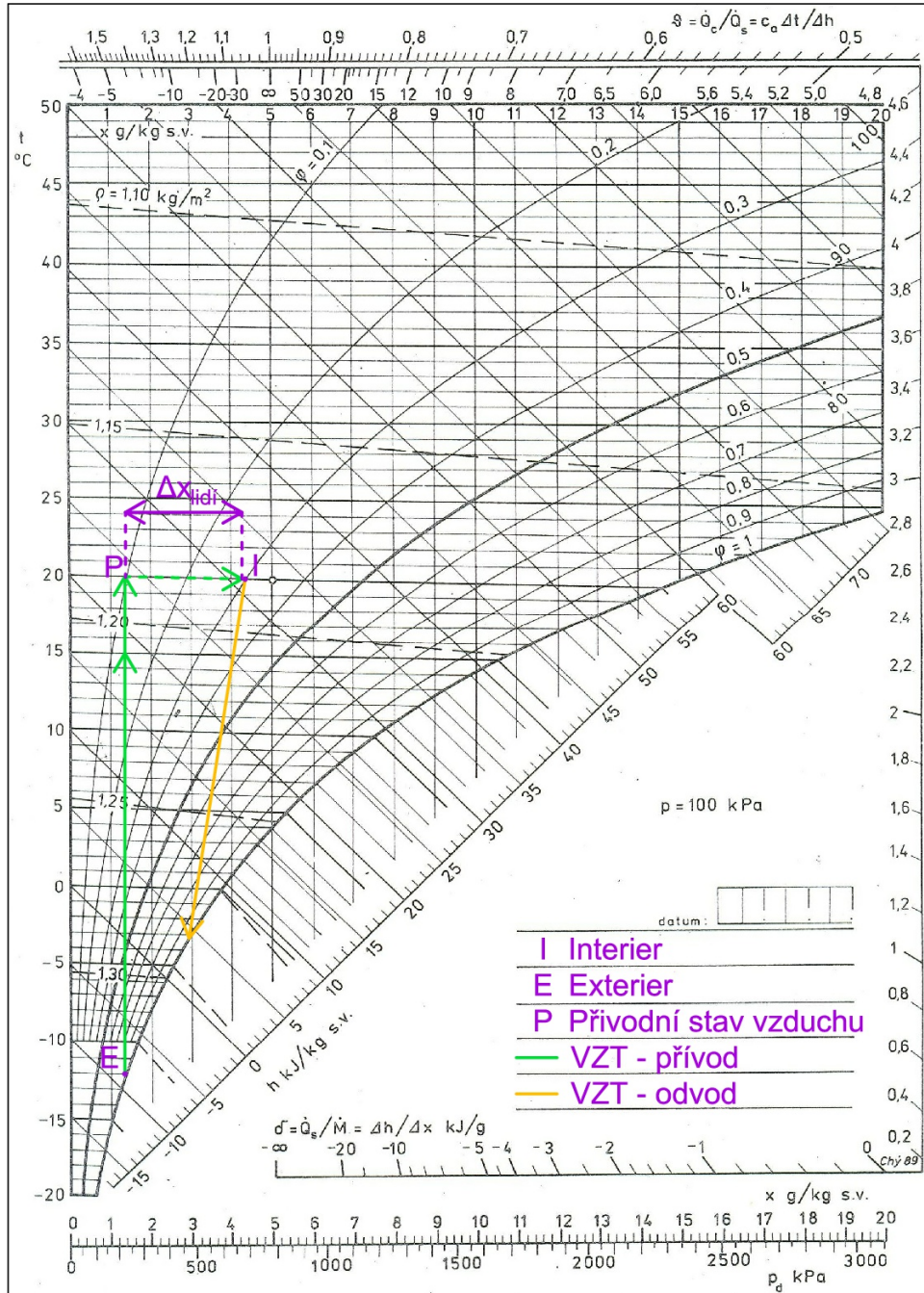
Na následujících h-x diagramech jsou znázorněny úpravy vzduchu probíhající v navrženém systému pro úpravu vnitřního mikroklimatu obchodního centra. První h-x diagram je pro letní období.



Obr. 2.21: Úpravy vzduchu v letním období

V zimním období je přiváděná vlhkost vzduchu velmi nízká, ovšem připočteme-li k ní vodní zisky od lidí je dosažena relativní vlhkost těsně pod hranicí 30 %. Jelikož  $-12 \text{ }^{\circ}\text{C}$  je extrémní teplota a nebude při ní systém provozován mnoho hodin v roce,

není zde navrženo vlhčení. Při reálnějších teplotách už systém vyhoví na minimální relativní vlhkost 30 %.



Obr. 2.22: Úpravy vzduchu v zimním období



## 2.6 Projektová část

### 2.6.1 Technická zpráva

#### 1. Úvod

##### 1.1. Typ projektu

Tato projektová dokumentace řeší úpravu mikroklimatu obchodních prostor nákupního centra pomocí centrální vzduchotechnické jednotky a také systému vodního chlazení s instalovanými podstropními jednotkami fan-coil. Zvolené řešení pokrývá tepelné zisky v létě a tepelné ztráty místností v zimním období. Systém je doplněn o prvky adiabatického chlazení ve vzduchotechnické jednotce a u kondenzátoru zdroje chladu.

##### 1.2. Stupeň projektu

Projekt je zpracován ve fázi rozšířené dokumentace pro stavební povolení.

#### 2. Návrh vzduchotechniky s použitím adiabatického chlazení

##### 2.1. Podklady pro zpracování

- Nařízení vlády 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci
- ČSN EN 73 0540 Tepelná ochrana budov
- ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
- ČSN EN 12 831 Tepelné soustavy v budovách
- Větrání a klimatizace - technický průvodce [5]
- Software AeroCAD od společnosti Remak a.s.
- Podklady firem: Mandík a.s., Sinclair a.s.

##### 2.2. Parametry prostředí

###### 2.2.1. Vnější prostředí

Místo: Praha

Nadmořská výška: 237 m.n.m

Nominální tlak: 100 kPa

Výpočtový stav vzduchu zima: -12 °C, 95 % relativní vlhkosti

Výpočtový stav vzduchu léto: 32 °C, 36 % relativní vlhkosti

Návrh systému chlazení byl založen na sezóním výpočtu.

###### 2.2.2. Vnitřní prostředí

Návrhový stav vzduchu zima: 20 °C, 30-70 % relativní vlhkosti

Návrhový stav vzduchu léto: 26 °C, 30-70 % relativní vlhkosti

#### 3. Řešení

##### 3.1. Obecně

V budově je navržen centrální vzduchotechnický systém, který zajišťuje

dodávku čerstvého vzduchu do zóny obchodů a odtah vzduchu znehodnoceného. U všech upravovaných prostor je uvažováno s rovnotlakým větráním. Tepelnou zátěž místností kryje jednak VZT a také vodní systém chlazení. Chladicí voda je distribuována ze zdroje chladu do čtyřtrubkových kazetových jednotek fancoil umístěných lokálně v upravovaných místnostech. Tyto jednotky pokrývají také tepelné ztráty budovy během zimního období.

### 3.2. Základní popis VZT jednotky

Centrální vzduchotechnická jednotka je navržena ve skladbě přívodní větve: uzavírací klapka, filtr, deskový rekuperátor, vodní ohřívač, ventilátor a tlumič hluku. U odvodní větve jsou tyto elementy: uzavírací klapka, filtr, tlumič hluku, odpařovací zvlhčovač umístěný v servisní sekci, deskový rekuperátor, ventilátor.

### 3.3. Rozvod vzduchu

Páteřní rozvod vzduchu je řešen čtyřhranným plechovým potrubím. Konecové elementy jsou napojeny pomocí plechového SPIRO potrubí. Přívodními i odvodními prvky jsou vířivé výustě instalované do podhledu. Přívodní potrubí bude kompletně izolováno. U odvodního potrubí bude izolována jen část výtlačku z jednotky.

### 3.4. Regulace VZT jednotky

Zařízení je v činnosti dle otevírací doby centra a předpokládané návštěvy v daných časech. V zimním období je dodávána konstantní teplota vzduchu 20 °C pomocí deskového rekuperátoru a vodního ohřívače. V letním období se pak spíná vlhčení pomocí odpařovacího zvlhčovače v momentě, kdy by teplota, i se zapnutým vlhčením, překročila 18 °C a je-li potenciál ochladit teplotu odváděného vzduchu z místností pod teplotu vzduchu nasávaného z okolního prostředí. Rozhodovací algoritmus pracuje na základě snímání stavu vzduchu nasávaného z venkovního prostředí a stavu vzduchu odváděného z prostředí vnitřního. Z vnitřního stavu vzduchu se také určuje množství vody, které je třeba dávkovat do náplně na požadovanou relativní vlhkost 90 % dle aktuálního průtoku vzduchu jednotkou.

### 3.5. Regulace vnitřních jednotek fancoil

Vnitřní jednotky fancoil budou regulovány na udržení minimální teploty 20 °C v zimním období a maximální teploty 26 °C v letním období. Jednotky budou napojeny na zdroj chladu, který bude dodávat konstantní teplotu chladicí vody 7 °C a do výměňkové stanice s dodávkou topné vody o teplotě 70 °C. Přehled instalovaných výkonů je zobrazen v tab. 2.7. Zkondenzovaná vlhkost v jednotkách fancoil bude od zařízení odvedena v návaznosti na projekt zdravotní techniky.

Tab. 2.7: Přehled instalovaných výkonů

název místnosti	plocha ( $m^2$ )	tep. zisky (kW)	tep. ztráty (kW)	navržené jednotky	chladicí výkon (kW)	topný výkon (kW)
A1/2	1081	17,3	6,8	6 x SF-400C4	17,3	28,4
A1/3	216	4,5	1,7	1 x SF-600C4	4,9	7,1
A1/4	853	12,7	3,9	3 x SF-600C4	14,8	21,4
Pasáž 1.NP	218	6,6	1,3	2 x SF-600C4	9,9	14,3
Pasáž 2.NP	398	67,8	4,7	7 x SF-1500C4	74,5	100,7
A2/4	669	23,8	6,0	5 x SF-600C4	24,7	35,7
A2/5	216	8,5	2,2	2 x SF-600C4	9,9	14,3
A2/6	253	8,4	1,6	2 x SF-600C4	9,9	14,3
A2/7	248	8,3	1,6	2 x SF-600C4	9,9	14,3
A2/8	242	8,2	1,6	2 x SF-600C4	9,9	14,3
A2/9	190	6,6	1,4	1 X SF-1200C4	9,0	11,3

### 3.6. Regulace zdroje chladu

Zdroj chladu bude regulován dle potřeby chlazení v objektu pro zabezpečení konstantní dodávané teploty chladicí vody 7 °C.

### 3.7. Regulace kondenzátoru zdroje chladu

Kondenzátor bude regulován dle požadavku zdroje chladu. V případě potenciálu ochladit nasávaný vzduch o více jak 2 °C bude spuštěno vlhčení předřazené náplně. Po skončení potřeby adiabatického chlazení budou ventilátory v provozu ještě minimálně 15 minut pro vysušení náplně. Oběhové čerpadlo se bude spouštět přerušovaně vždy na 2 min jednou za 10 minut. Jednou denně bude voda v kondenzátoru vypuštěna a nahrazena novou pro zajištění maximální hygieničnosti a trvanlivosti náplně.

### 3.8. Protihluková opatření

Ve vzduchotechnické jednotce jsou navrženy tlumiče hluku na straně výtlaku do místnosti a sání z místnosti. Tlumiče hluku pro výtlak znehodnoceného vzduchu do okolního prostředí a sání vzduchu čerstvého budou umístěny v potrubí. Potrubí od jednotky po tyto tlumiče bude izolováno pomocí protihlukové izolace. Dále pak všechny zařízení, obsahující pohyblivé součásti, budou pružně uloženy na protivibrační podložky. Napojení rozvodů vzduchu na vzduchotechnickou jednotku bude realizováno přes tlumící vložky.

### 3.9. Protipožární opatření

Při průchodu vzduchotechnických potrubí hranicí požárních úseků budou instalovány protipožární klapky v těchto konstrukcích.

### 3.10. Montáž

Montáž bude provedena provedena výrobcem, popř. dle pokynů uvedených v dodavatelské dokumentaci.

### 3.11. Obsluha a údržba

Obsluha a údržba je prováděna dle pokynů výrobce uvedených v dodavatelské dokumentaci. Provozní a údržbový řád bude umístěn ve strojovně VZT. Je důležité, aby tyto řády byly zpracovány dle technických podmínek daných dodavatelem. Údržba musí být prováděna technicky vyškoleným pracovníkem. Pravidelně je potřeba provádět předepsané revize. Obsluha spočívá ve spuštění či vypnutí zařízení dle potřeby. Jinak pracuje toto zařízení automaticky a nevyžaduje jiné obsluhy. Běžná údržba spočívá v pravidelném čištění, případně výměně vložek filtrů větrací jednotky. Údržba filtrů se odvíjí od době a intenzitě větrání i od stupni znečištění vzduchu. Jednou ročně budou vyměněny náplně v odpařovacích zvlhčovačích.

## 4. Požadavky na související profese

### 4.1. Elektro

Připojení všech elektrických spotřebičů a zařízení bude na elektrickou energii dle potřeby těchto zařízení. Je nutné zabezpečit uzemnění VZT zařízení vč. potrubních rozvodů, které jsou vodivě propojeny.

### 4.2. Zdravotechnika

Je nutné zajistit dodávku vody do vzduchotechnické jednotky a kondenzátoru zdroje chladu, odvod kondenzátu a přebytečné vody z odpařovacího zvlhčování od VZT jednotky, odvod přebytečné vody z kondenzátoru a odvod kondenzátu od jednotek fancoil. Dále musí být umístěny podlahové vpusti ve strojovně vzduchotechniky a chlazení.

### 4.3. Vytápění

Musí dojít k připojení kazetových jednotek fancoil (teplotní spád 70/60 °C) a VZT jednotek (teplotní spád 70/40 °C) na systém CZT dle požadovaných výkonů.

### 4.4. Stavební

Ve stavební části se připraví všechny potřebné stavební prostupy a revizních otvorů v místě regulačních elementů a požárních klapek. Požadavek je také na jejich následné zapravení a utěsnění.

### 4.5. Měření a regulace

Regulace VZT jednotky a dalších zařízení musí být dle podkladů od výrobce a výše popsaných řešení.



## 3 EXPERIMENTÁLNÍ ŘEŠENÍ

Úkolem experimentální části této práce bylo sestavit a otestovat náplňový zvlhčovač v laboratorních podmínkách.

### 3.1 Popis experimentu

Hlavní myšlenkou experimentu je zkoumání adiabatického jevu tedy možnosti vlhčení a chlazení vzduchu za pomoci vody, rozváděné v kazetách naplněných různými materiály, která je použita jako chladicí medium. Efekt na vzduch je hlavním předmětem zkoumání, a to jak může být dále distribuován v požadované teplotě a vlhkosti za předpokladu využití vybudované testovací dráhy a v závislosti na druhu materiálu náplně, tloušťky materiálu či objemové hmotnosti atd. Na základě teoretického předpokladu byl tedy sestaven systém testovací dráhy, díky kterému může být tento termodynamický jev zkoumán.

#### 3.1.1 Obecné informace experimentu

Testovací dráha byla sestavena v laboratoři E520 na Ústavu TZB, VUT, Fakulta stavební. V období od dubna 2016 do prosince 2017 na této dráze byla prováděna experimentální měření, která jsou součástí experimentální části diplomové práce.

#### 3.1.2 Cíl experimentu

Cílem experimentu je tedy prokázat výhody a překážky jednotlivých materiálů použitých v sestrojeném systému testovací dráhy a navíc prokázat jejich efekt na chlazení a vlhčení vzduchu jako druh chlazení vzduchu - náplňový zvlhčovač. Na základě těchto výhod a překážek poté stanovit nejefektivnější náplň, která bude použita v praktické části této práce.

#### 3.1.3 Etapy projektu

Po sestavení testovací dráhy započaly přípravné práce experimentu. V první řadě byl sestaven postup práce a druhy měření. Byly vybrány ke zkoumání náplně. Dále pak vybrány velikosti kazet umísťovaných do systému. V rámci měření byly určeny body pro umístění měřících kalibrovaných přístrojů. Dalším krokem bylo samotné měření dle stanovených postupů. Naměřená data byla zapisována a dále pak zpracována do přehledných tabulek a grafů. Ty pomáhají k lepší orientaci při vyhodnocování jednotlivých měření. Závěrem bylo shrnutí výsledků, poukázání na výhody a překážky

jednotlivých materiálů a určení nejefektivnější náplně z různých pohledů měření, což bylo cílem experimentu.

## 3.2 Nástroje pro realizaci projektu

### 3.2.1 Dílčí části zkoumané dráhy

- **testovací dráha**

Testovací dráha se skládá ze čtyřhranného plechového potrubí osazeného axiálním ventilátorem. Za ventilátor byl později v průběhu experimentu přidán ještě kus čtyřhranného potrubí, jehož dvě strany jsou z čírého plexiskla a dvě strany z netransparentního plastu. Tento prvek umožnil umístit teplotně-vlhkostní čidla až za ventilátor a tím bylo dosaženo stabilnějších výsledků měření, jelikož byl zvlhčený vzduch ventilátorem promíšen. Kvůli zamezení zpětného přísávání vzduchu středem potrubí, což vyvolával axiální ventilátor vytlačující vzduch především do stran, byla u většiny experimentů osazena vířivá výustň na ukončení tohoto čtyřhranného potrubí.



Obr. 3.1: Testovací dráha

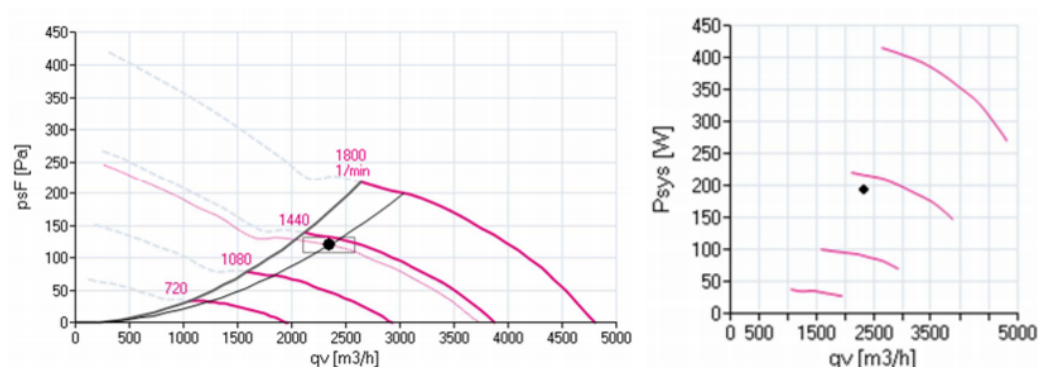
- **ventilátor**

Na testovací dráze je osazen axiální ventilátor od společnosti ZIEHL-ABEGG typu FN040-6IH.BD.V7P1, viz obrázek 3.2. Ventilátor má šest lopatek a průměr 40 cm. Ventilátor je určen k provozu v soustavách s 200-277V 50/60 Hz

a má díky technologii ECblue plynule říditelné otáčky v rozmezí do 1800 otáček za minutu. Maximální příkon ventilátoru je 0,42 kW při proudu 2,20-1,55 A. Zařízení je schopno pracovat v rozmezí teplot od  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Výkon ventilátoru byl řízen pomocí regulátoru otáček od firmy Vents, viz obrázek 3.4, který pracuje v rozsahu 0–10 V.



Obr. 3.2: Použitý ventilátor



Obr. 3.3: Charakteristiky ventilátoru



Obr. 3.4: Regulátor otáček ventilátoru

- **distribuce vody**

Voda je distribuována na horní stranu náplně, odkud gravitačně stéká do náplně. Přiváděna je pomocí gumové hadice průměru 15 mm, která je instalována po obvodu horní strany kazety. Vyřešit rovnoměrnou distribuci tak relativně malého množství vody byl jeden z hlavních problémů experimentu. V první fázi experimentu byly do hadice vytvořeny otvory vyštípnutím kleštěmi. Ty se však jevily jako příliš velké, bylo tak přistoupeno k další metodě, vytvoření otvorů nahřátým špendlíkem. Tento způsob už se zdál být přijatelnější, neboť se otvor po vytažení špendlíku částečně zatáhne a vznikne tak opravdu minimální průřez s minimálním průtokem, což je u takto malého množství vody potřebného k vlhčení poměrně zásadní. Proto se na tomto problému dále pracovalo, a to hlavně z důvodu, že se tento průtok dírkami stále jevil jako nekonzistentní. Bylo tedy ve finální fázi přistoupeno k další iteraci, jež zahrnovala aplikaci bavlněných knotků do každé dírky, což lze pozorovat na obrázku 3.5.



Obr. 3.5: Bavlněné knoty instalované do hadice k distribuci vody

- **kazety**

Za účelem osazení náplně do potrubí jsou použity zkonstruované kazety tvořené tuhým rámem po stranách kazety a tahokovem na čelní a zadní straně pro umožnění proudění vzduchu skrz náplň, viz obrázek 3.6. Horní strana kazety byla volná z důvodu instalace náplně do kazety a také následné přivádění vody na náplň v průběhu experimentu. Rozměry kazety vychází z rozměrů potrubí dráhy, aby docházelo k snadné instalaci kazety. Všechny kazety mají jednotnou čelní plochu (56x59 cm) a liší se hloubkou (5; 7,5; 10 cm), aby bylo možné upravovat tloušťku náplně podle potřeby. Charakteristice náplně je věnována následující podkapitola 3.2.2.



Obr. 3.6: Kazeta

### 3.2.2 Charakteristika použitých materiálů

Jelikož bylo cílem experimentu prozkoumat různé druhy materiálu, byly vybrány následující vzorky:

- **OXYVAP**

OXYVAP je komerčně vyráběný produkt, jehož základem jsou hliníkové lamely, které jsou umístěny vertikálně, aby byl možný průtok odpařované látky. Lamely jsou orientovány rovnoběžně k ose potrubí, jsou prořezány a vytvářeny tak, aby narušovaly proudnice protékajícího vzduchu. Na hliníkových výliscích je také aplikovaná vrstva, která rozvádí a akumuluje vodu. Výrobek je zasazen do rámu, který obsahuje i distribuci vody. Tento konkrétní kus má rozměry 54 x 44 cm průtočné plochy a může být, pomocí systému australské společnosti OXYCOM, sestavován do celků libovolných rozměrů.



Obr. 3.7: OXYVAP

- **dřevovlna**

Dřevovlna je přírodní vláknitý materiál vyráběný z různých typů dřevin. Má tvar podlouhlých plochých odřezků. Původně je tento produkt využíván jako



podestýlka pod jahody, okurky, cukety a další plodiny s odůvodněním, že odvádí vlhkost od plodů, a tím je chrání před vznikem plísní a hnilob. Tento jev dobrého vedení vlhkosti se jeví jako vhodný pro náplňové zvlhčovače vzduchu. Pro tuto práci byly použity dřevovlny z borovicového a poté smrkového dřeva, přičemž bylo pozorováno, že borovicové dřevo lépe nasáká a vede vlhkost než dřevovina ze dřeva smrkového a bylo tedy upřednostněno jako náplň do kazet. Pro většinu experimentu byla objemová hmotnost zachována okolo  $37 \text{ kg/m}^3$ .



Obr. 3.8: Kazeta s výplní ze dřevovlny

- **kokosová rohož**

Je přírodní materiál z kokosových vláken spletený do sítě s velikostí oka  $35 \times 35 \text{ mm}$ . Plošná hmotnost výrobku je  $400 \text{ g/m}^2$ , objemová hmotnost je, v námi zvolené aplikaci do 10 cm široké kazety, přibližně  $66,6 \text{ kg/m}^3$ . Tento produkt je původně určen ke stabilizaci svahů a omezení jejich eroze. Kokosové vlákno se jeví jako téměř nenasákavé.



Obr. 3.9: Kazeta s kokosovou rohoží

- **keramzit**

Keramzit je umělé kamenivo, které se používá z různých technických důvodů

jako náhrada kameniva přírodního. Pro tento experiment byl použit keramzit od společnosti Agro s frakcí 8-16 mm. Objemová hmotnost keramzitu, volně loženého do kazety 5 cm široké, je  $700 \text{ kg/m}^3$ . Jako výhoda se jeví, že tento materiál je pórovitý, což by mohlo dopomoci k dobré akumulaci vlhkosti. Naopak nevýhodou může být jeho forma ve tvaru kuliček, kvůli které materiál zaujímá maximální objem při minimální ploše povrchu, ze které by se mohla odpařovat vlhkost do procházejícího vzduchu.



Obr. 3.10: Kazeta s výplní z keramzitu

- **drátkový filtr**

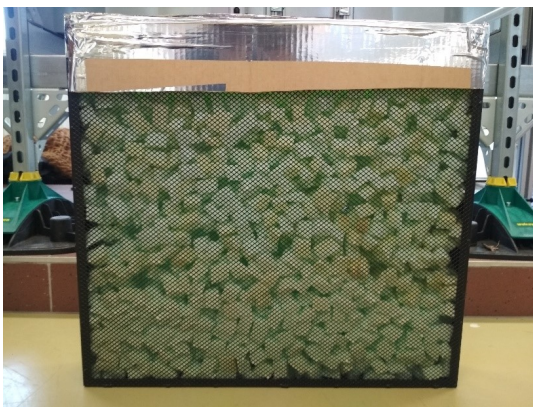
Drátkový filtr je produkt, který je původně určený do kuchyňských digestoří a vzduchotechnických systémů pro eliminaci tukových částic v odpadním vzduchu. Je tvořen ocelovou drátěnkou charakteristickým rozměrem oka přibližně 5 mm. Na přední a zadní straně náplně je umístěna ještě jedna vrstva tahokovu pro snadnější instalaci materiálu do kazety. Náplň je zcela nenasákavá a má objemovou hmotnost  $87 \text{ kg/m}^3$ , při instalaci do 7,5 cm široké kazety.



Obr. 3.11: Kazeta s drátkovým filtrem

- **molitan**

Molitan je obchodní název pro pěnový polyuretan. Tento materiál má ve společnosti široké možnosti použití. Je pórovitý a nasákvavý. Pro účely této studie byl nastříhán na kostky o rozměrech zhruba 2x2x2 cm. Při volném ložení, do 10 cm široké kazety, má objemovou hmotnost  $11,5 \text{ kg/m}^3$ .



Obr. 3.12: Kazeta s výplní z molitanu

### 3.2.3 Měřicí přístroje

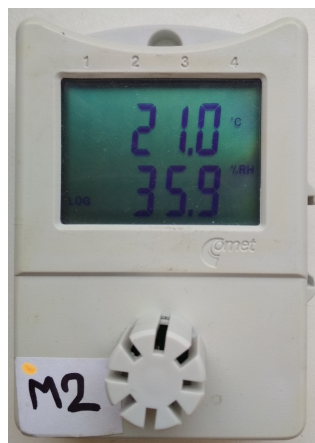
V rámci experimentálního měření byly použity měřicí pomůcky na určení teploty, vlhkosti, tlakových poměrů, průtoku vzduchu a příkonu. Tato kapitola se tedy věnuje konkrétně použitým přístrojům a jejich umístění.

Teplota a vlhkost byla snímána současně pomocí dvou různých typů čidel. Prvním typem byly datalogery S3120 (viz obrázek 3.13 a technické specifikace v tabulce 3.1).

Tab. 3.1: Technické specifikace Datalogger S3120

Technický parametr	Hodnota
Měřená veličina	teplota + relativní vlhkost
Rozsah provozních teplot	-30 až +70 °C
Přesnost měření teploty vnitřním čidlem	$\pm 0,6 \text{ °C}$ od -30 do +30 °C; $\pm 0,8 \text{ °C}$ od +30 do +70 °C
Přesnost měření vlhkosti vzduchu	$\pm 3 \text{ % RH}$ od 5 % do 95 % při 23 °C
Přesnost měření rosného bodu	2 °C při okolní teplotě $T < 25 \text{ °C}$ a $\text{RH} > 30 \text{ %}$
Rozlišení údaje o teplotě a vlhkosti	0,1 °C; 0,1 % RH
Interval záznamu	od 10 sek. do 24 hod.
Celková kapacita paměti	32000 hodnot





Obr. 3.13: Datalogger S3120

Druhým typem byly teplotně - vlhkostní čidla (viz obrázek 3.14 a technické specifikace v tabulce 3.2) od společnosti Almedo připojené k ústředně (viz obrázek 3.15 a technické specifikace v tabulce 3.3) stejného výrobce.



Obr. 3.14: Teplotně vlhkostní čidlo FHA646-1

Tab. 3.2: Technické specifikace teplotně-vlhkostního čidlo FHA646-1

Technický parametr	Hodnota
Rozsah měření teploty	-20 až +80 °C
Rozsah měření relativních vlhkostí	5 až 98 % RH
Rozsah měření měrných hmotností	0 až 500 g/kg
Přesnost měření teplot	±0,1 °C pro 0 až 70 °C
Přesnost měření relativních vlhkostí	±2 % od 22 do 28 °C

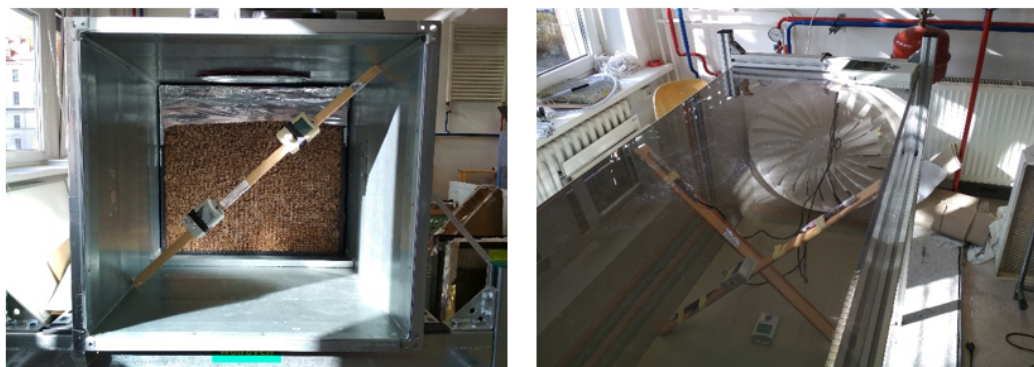
Tab. 3.3: Technické specifikace ALMENO 2890-9

Technický parametr	Hodnota
Počet univerzálních vstupů	9
Počet výstupů	2
Vnitřní paměť	pro 100000 hodnot
Interval měření	až 100 měření/sekunda
Rozlišení údaje o teplotě a vlhkosti	0,01 °C; 0,1 % RH



Obr. 3.15: Univerzální měřicí přístroj ALMEMO 2890-9

Testovací čidla byla umístěna v rozložení, jak ukazuje obrázek 3.16. Na dráhu bylo umístěno větší množství teplotně - vlhkostních čidel pro eliminaci možné chyby vzniklé nepřesností měření přístrojů a také nesterodnosti teploty a vlhkosti po průřezu potrubím.



Obr. 3.16: Dataloggery a teplotně-vlhkostní čidla (pouze vpravo) pro určení vstupního a výstupního stavu

Konkrétně tedy byly umístěny dva dataloggery na sání pro určení výchozího stavu vzduchu. Na výtlačné straně ventilátoru pak byly umístěny celkem 3 dataloggery a tři teplotně-vlhkostní čidla propojené do ústředny ALMEMO 2890-9. Čidla byla umístěna po diagonálách potrubí. Na straně sání byla přibližně ve třetinách diagonály potrubí. Na straně výtlačku byly měřící body rozmístěny po obou diagonálách přibližně 5 cm od rohu potrubí, kde, díky axiálnímu ventilátoru a jeho výtlačku především do stran, proudilo nejvíce vzduchu. Dále pak jeden datalogger byl umístěn ve středu potrubí a jeden ve středu spodní strany. Měřící rovina byla umístěna cca

85 cm za ventilátorem. Umístění na výtlačné straně ventilátoru bylo zvoleno z důvodu, aby došlo k lepšímu promísení vzduchu při průchodu ventilátorem, a tím byly měřené výsledky po průřezu potrubí stabilnější.

Tlaková ztráta náplně byla měřena pomocí přístroje Testo 435-4 (viz obrázek 3.17 a technické specifikace v tabulce 3.4), kde pozitivní a negativní sondy byly umístěny do potrubí pomocí otvoru v potrubí před a za náplní.



Obr. 3.17: Testo 435-4

Tab. 3.4: Technické specifikace Testo 435-4

Technický parametr	Hodnota
Provozní teplota	-20 až +50 °C
Měřicí rozsah	0 až +25 hPa
Přesnost	±1 % z naměřené hodnoty
Rozlišení	0,01 hPa

Průtok vzduchu testovací dráhou byl měřen nástrojem Airflow Instruments Model PH721 (viz obrázek 3.18 a technické specifikace v tabulce 3.5).

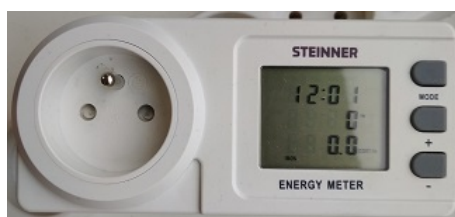


Obr. 3.18: Airflow Instruments Model PH721

Tab. 3.5: Technické specifikace Airflow Instruments Model PH721

Technický parametr	Hodnota
Provozní teplota	+4,4 až +60 °C
Měřicí rozsah	42 až 4250 m <sup>3</sup> /h
Přesnost	±3 % z naměřené hodnoty
Rozlišení	1 m <sup>3</sup> /h

Příkon ventilátoru byl zaznamenáván pomocí wattmetru EMOS FHT 9999 (viz obrázek 3.19 a technické specifikace v tabulce 3.6).



Obr. 3.19: EMOS FHT 9999

Tab. 3.6: Technické specifikace EMOS FHT 9999

Technický parametr	Hodnota
Provozní teplota	+5 až +40 °C
Měřicí rozsah	5 až 3680 W
Jmenovité napětí	230V/50 Hz
Jmenovitý proud	16A

### 3.3 Měření a zpracování dat experimentu

Výsledky jako tlaková ztráta, příkon ventilátoru či průtok vzduchu byly zaznamenány do tabulky a následně porovnávány. U teplotně-vlhkostních čidel byla situace složitější, neboť bylo na dráze instalováno vždy alespoň 8 čidel a v průběhu měření se objevovaly menší či větší odchylky v závislosti na přesnosti čidla a jeho umístění v potrubí. Byl tedy zvolen postup, kdy všechna čidla zaznamenávala teplotu a relativní vlhkost. Z těchto veličin pak byla vypočtena absolutní vlhkost pro každý stav vzduchu a ta byla zprůměrována mezi čidly taktéž jako teplota. Ze zprůměrovaných hodnot byla poté zpětně dopočítána výsledná průměrná relativní vlhkost zobrazená ve výsledcích měření. Dále byla také iteračním postupem zjištěna teplota mokrého teploměru pro vstupní parametry vzduchu v každém bodě měření, aby byl zobrazen

potenciál adiabatického chlazení. V průběhu měření byl dále zaznamenáván přebytek vody protékající náplní ve vybraných intervalech. Výsledky z měřených intervalů byly následně zprůměrovány. Při těchto postupech byly řešeny následující měření, u kterých byla zpracována data a výpočty spolu s dílčím závěrem jednotlivých měření.

### 3.3.1 Vlhčící potenciál dle druhu materiálu

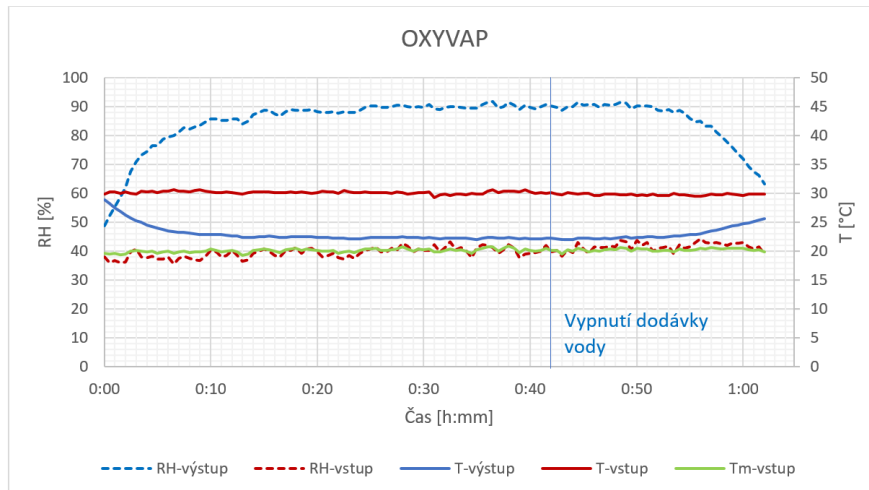
Toto měření mělo za cíl srovnat vlhčící vlastnosti náplní při jednotných podmínkách a tím určit, kterou náplní se dále zabývat. Bylo zvoleno jedno nastavení ventilátoru (konstantní otáčky ventilátoru při napětí regulátoru otáček 6 V), při kterém byly odzkoušeny všechny náplně.

Tab. 3.7: Parametry materiálů

Náplň	příkon (W)	tlak. ztráta (Pa)	průtok ( $m^3/h$ )	rychl. v náplni (m/s)	váha náplně (g)	obj. hmotnost ( $kg/m^3$ )	tl. kazety (cm)	přebytek vody (kg/h)
dřevovlna	102	82	901,00	0,94	1220	36,9	10	16,0
OXYVAP	92	47	1200,00	1,40	-	-	9	20,5
molitan	99	67	1045,00	1,07	380	11,5	10	18,1
kokosová rohož	96	44	1202,00	1,23	2200	66,6	10	14,1
drátkový filtr	92	26	1355,00	1,42	2157	87,0	7,5	16,8
keramzit	101	98	678,00	0,78	8460	699,5	5	17,7
bez náplně	88	0	1560,00	1,31	-	-	-	-

- **OXYVAP**

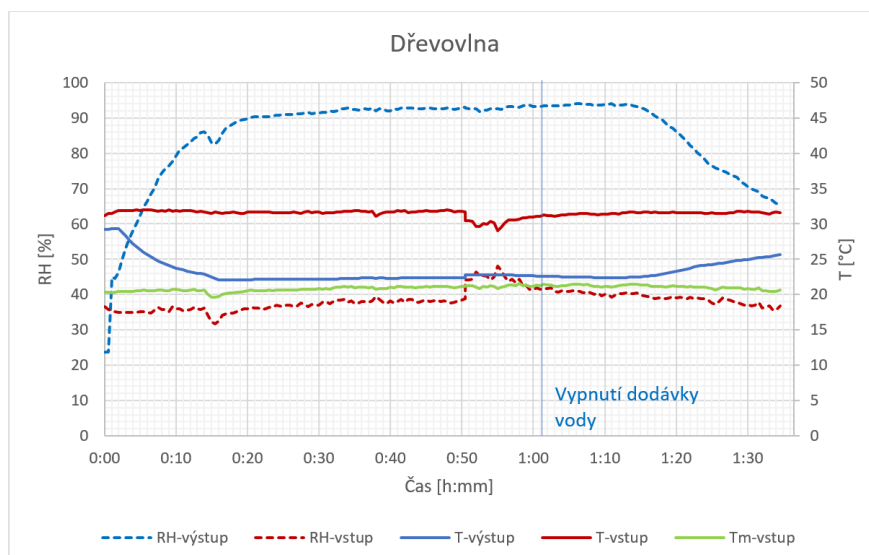
Komerční produkt OXYVAP od australské společnosti OXYCOM byl otestován z důvodu srovnání a určení míry zvlhčení, kterého je reálné dosáhnout. U tohoto výrobku se podařilo dosáhnout proklamované míry nasycení 90 %, která je uvedena v reklamních materiálech australské společnosti. Tlaková ztráta je mírně vyšší, než je uvedeno na stránkách výrobce, ovšem stále je to velmi příznivá hodnota. Daný výrobek je schopen také akumulovat jisté množství vody díky nasákové povrchové úpravě hliníkových plechů. Tento jev je dobře patrný z grafu přiloženého níže 3.20, kdy po vypnutí dodávky vody výrobek ještě 8 minut uvolňuje dostatek vlhkosti pro udržení nasycenosti výstupního vzduchu nad 90 %. Jedinou nevýhodou se tak jeví fakt, že produkt je tvořen především hliníkovými plechy, což je relativně drahý materiál.



Obr. 3.20: Průběh měřených veličin v čase - OXYVAP

- dřevovlna

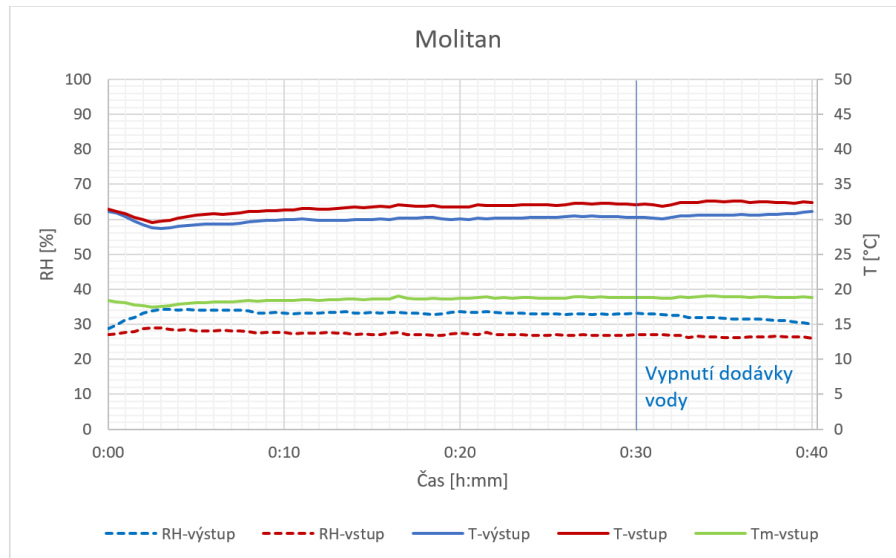
Dřevovlna jako jediná náplň dosahuje vlhčícího potenciálu výrobku OXYVAP a dokonce jej mírně překonává v dosažené maximální výstupní relativní vlhkosti. Má také dobrou akumulaci vody v náplni, kdy po ukončení dodávky vody do náplně udrží výstupní vlhkost nad 90 % po dobu 16 minut, jak je patrné z grafického vyjádření na obrázku 3.21 Jako nevýhoda u tohoto druhu náplně se jeví větší tlaková ztráta. Tímto problémem se tedy budeme dále zabývat pomocí úpravy tloušťky náplně.



Obr. 3.21: Průběh měřených veličin v čase - dřevovlna

- **molitan**

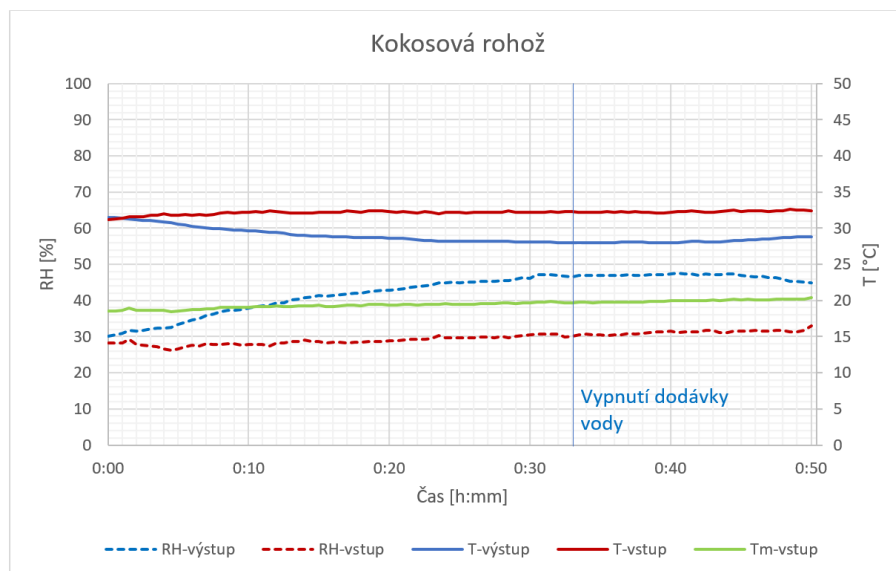
Molitan, alespoň v námi zvolené specifikaci, nedosahuje výraznějšího zvlhčení (viz obrázek 3.22) a je tedy pro náš účel nevhodný.



Obr. 3.22: Průběh měřených veličin v čase - molitan

- **kokosová rohož**

Kokosová rohož už je, z pohledu vlhčícího potenciálu zkoumaného tímto experimentem, o něco slibnějším materiálem.

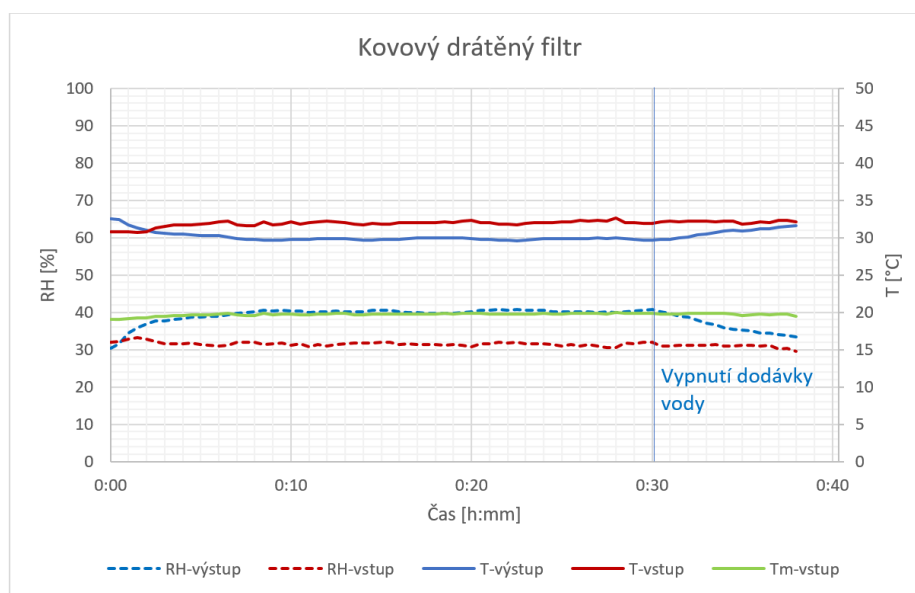


Obr. 3.23: Průběh měřených veličin v čase - kokosová rohož

Ovšem ani v tomto případě se maximální relativní vlhkost na výstupu neblíží stanovenému stanovenému cíli 90 % nasycení. Jako hlavní nevýhoda se jeví, že není nasáková, a tak po ní voda rychle gravitačně stéká.

- **drátkový filtr**

Drátěný filtr se také nejeví jako vhodný typ náplně. Procházející vzduch je zvlhčen pouze do 10 procentních bodů relativní vlhkosti. Taktéž není nasáková a díky tenkému kruhovému průřezu drátků má náplň malý povrch, z kterého je možné odpařovat vlhkost do procházejícího vzduchu.



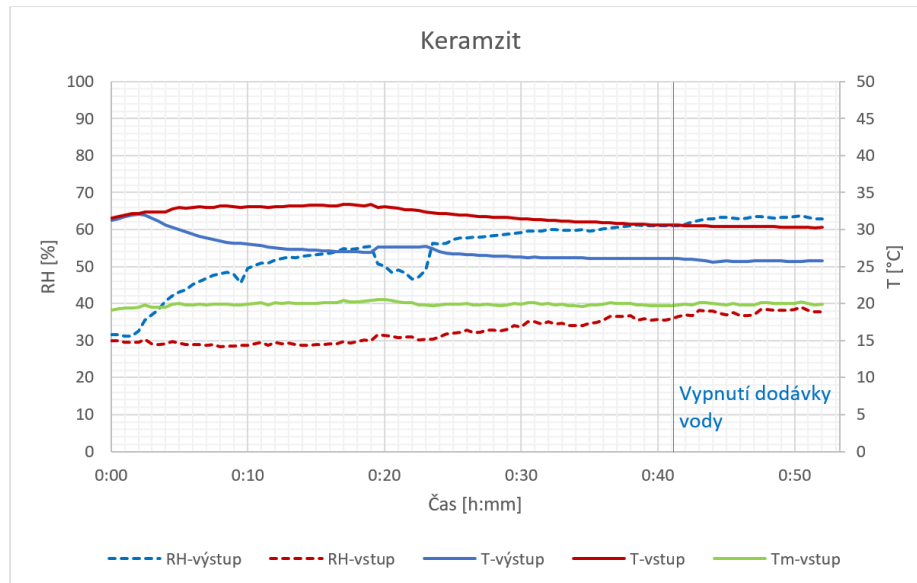
Obr. 3.24: Průběh měřených veličin v čase - kovový drátěný filtr

- **keramzit**

Keramzit dosahuje zvlhčení přes 60 % relativní vlhkosti. Ovšem tento výsledek (znázorněný na obrázku 3.25) je vykoupen velkou tlakovou ztrátou, a proto není vhodný pro použití do náplňových zvlhčovacích filtrů.

Ze zvolených pěti náplní k porovnání vychází dřevovlna jako nejslibnější kandidát. Mezi ostatními vyniká v maximální míře nasycení vystupujícího vzduchu vlhkostí, přiměřenou tlakovou ztrátou a dobrou akumulací vody. V dalších částech této práce se tedy bude pokračovat pouze s tímto druhem náplně.

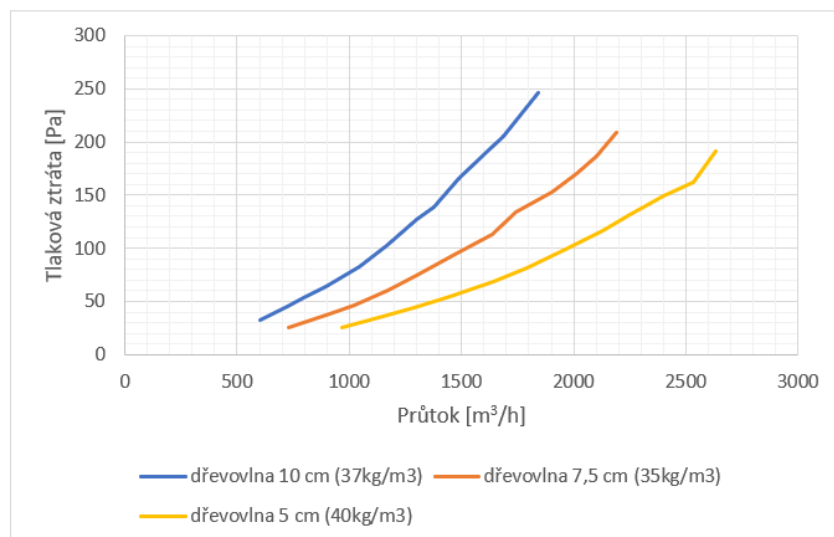




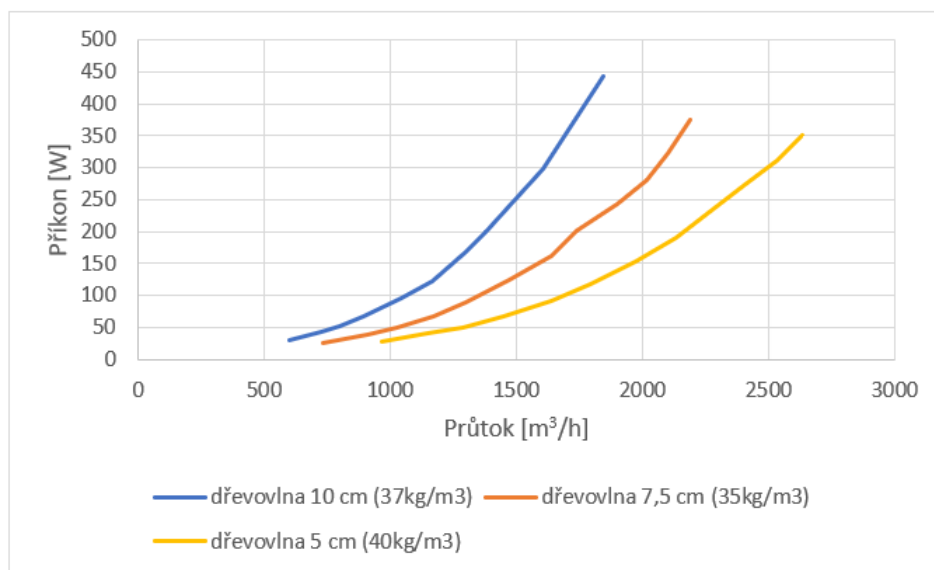
Obr. 3.25: Průběh měřených veličin v čase - keramzit

### 3.3.2 Vlhčící potenciál dle tloušťky kazet

Jak již bylo zmíněno, v tomto testu je zkoumána pouze náplň dřevovlna. Tato náplň byla postupně otestována v tloušťkách 10 cm, 7,5 cm a 5 cm. U všech tlouštěk byla zachována zhruba stejná objemová hmotnost náplně. Pro tyto tloušťky byly nejprve změřeny tlakové ztráty a příkon ventilátoru v závislosti na průtoku vzduchu, viz obrázky 3.26 a 3.27.



Obr. 3.26: Tlaková ztráta dle různých tlouštěk kazet



Obr. 3.27: Příkon dle různých tloušťek kazet

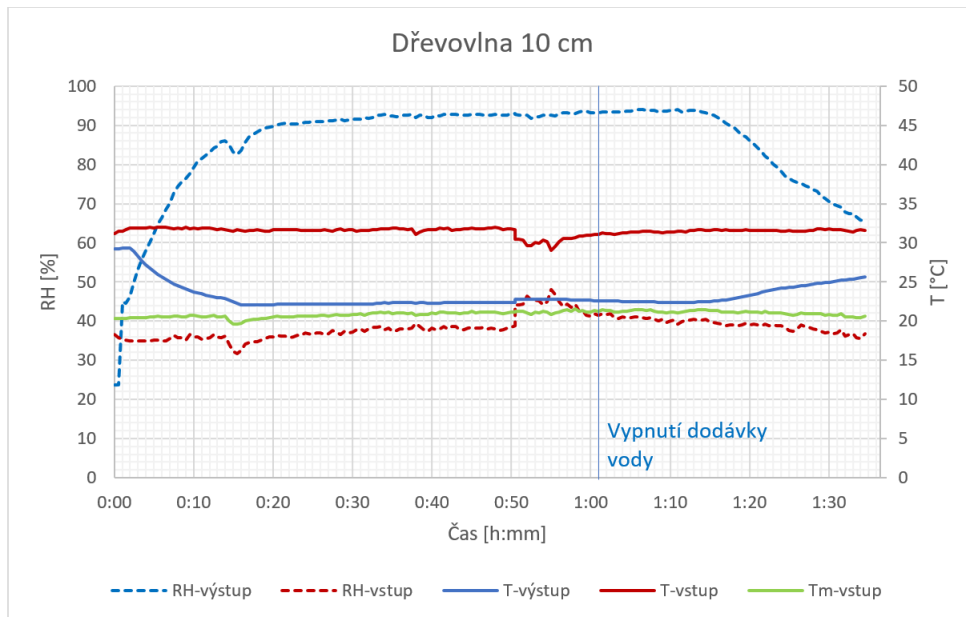
Dále pak byly změřeny a porovnávány vlhčící schopnosti různých tloušťek náplní stejnou metodikou jako v předcházejícím experimentu.

Tab. 3.8: Parametry dle tl. dřevovlny

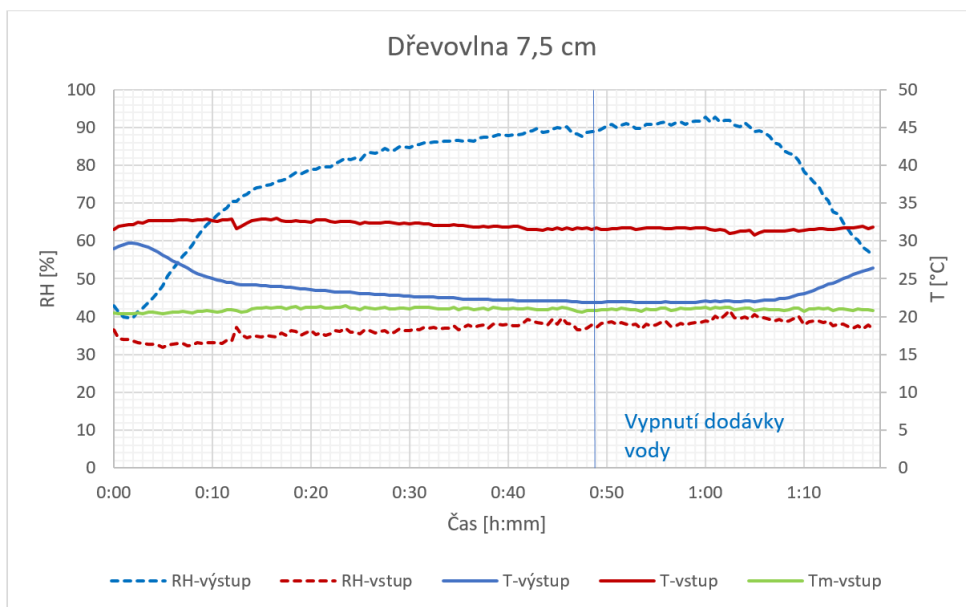
Náplň	příkon (W)	tlak. ztráta (Pa)	průtok ( $m^3/h$ )	rychl. v náplni (m/s)	váha náplně (g)	obj. hmotnost ( $kg/m^3$ )	tl. kazety (cm)	přebytek vody (kg/h)
dřevovlna 10 cm	102	82	901	0,94	1220	36,9	10	16,0
dřevovlna 7,5 cm	95	51	1105	1,08	871	35,1	7,5	20,1
dřevovlna 5 cm	92	39	1215	1,17	660	40,0	5	19,2

Z naměřených výsledků je zřejmé, že s hrubší náplní výrazně roste tlaková ztráta náplně a s tím související požadavky na výkon, potažmo příkon ventilátoru. Porovnáním vlhčících schopností jednotlivých tloušťek vychází, že s delší dráhou vlhčeného vzduchu náplní roste také maximální dosažená relativní vlhkost na výstupu, ovšem už ne tak výrazně jako tlaková ztráta. Proto je nutné optimalizovat tloušťku náplně pro jednotlivé způsoby využití s ohledem na požadovanou maximální výstupní relativní vlhkost, aby bylo zabráněno zbytečnému vnášení tlakové ztráty do systému.

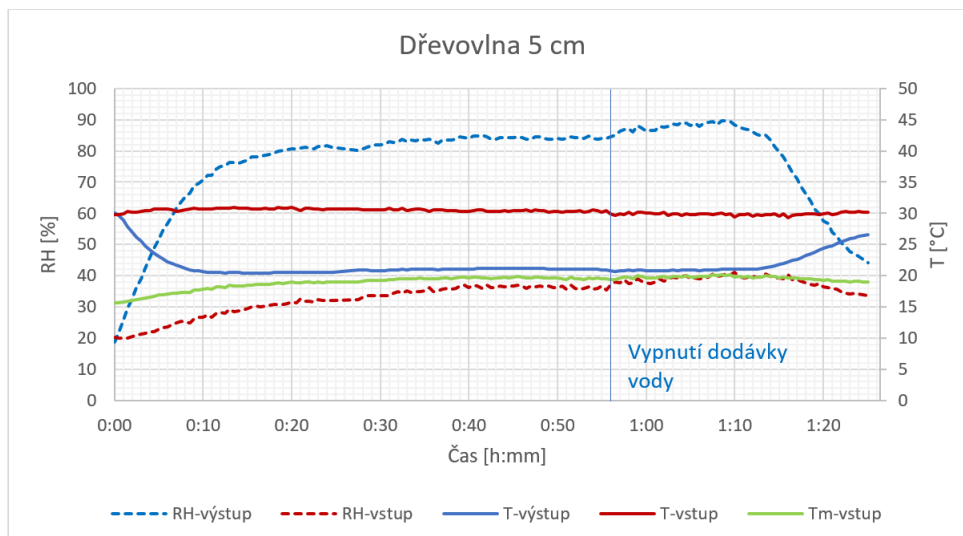
Grafické znázornění vlastností dřevovlny v čase dle tloušťky kazety představují následující obrázky.



Obr. 3.28: Průběh měřených veličin v čase - dřevovlna tl. 10 cm



Obr. 3.29: Průběh měřených veličin v čase - dřevovlna tl. 7,5 cm



Obr. 3.30: Průběh měřených veličin v čase - dřevovlny tl. 5 cm

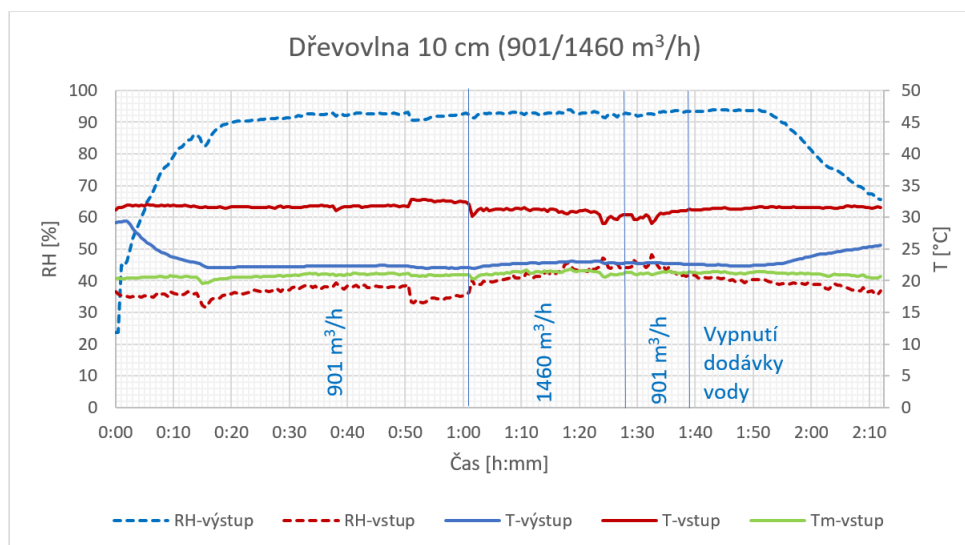
Při pohledu do  $h$ - $x$  diagramu (3.31) je pak zřetelné, že při použití vlhčení vzduchu za účelem adiabatického chlazení je docíleno největších poklesů teploty v oblasti s nižšími relativními vlhkostmi a v oblasti s vyššími RH už nejsou tyto změny teploty tak výrazné. Např.: pro letní návrhový stav vstupního vzduchu 30 °C a 30% relativní vlhkost je rozdíl mezi výstupními teplotami vzduchu zvlhčeného na 93% RH (maximální naměřená relativní vlhkost s 10 cm tlustou náplní při kontinuální dodávce vody) a 85% RH (maximální naměřená relativní vlhkost s 5 cm tlustou náplní při kontinuální dodávce vody) přibližně 1 °C. Nabízí se pak tedy otázka, zda je tento 1 °C vhodné dosahovat za cenu téměř třikrát větší tlakové ztráty. Při vyhodnocování výsledků pro 5 cm širokou náplň byl také poprvé zaznamenán jev, kdy po vypnutí dodávky vody se výstupní relativní vlhkost zřetelně zvýšila. Tento fakt je makroskopickým pohledem složité popsat a může být pouze odhadováno, čím je způsoben. Tímto problémem se práce zabývá v kapitole o rozdílné dodávce vody.



### 3.3.3 Vliv různých průtoků vzduchu náplní

Dále byl ověřován vliv různých objemových průtoků náplní a z nich vyplývajících různých rychlostí v náplni. Test byl proveden na náplni tloušťky 10 cm s původním průtoky  $901 \text{ m}^3/\text{h}$  a zvýšeným  $1460 \text{ m}^3/\text{h}$ , což vyústilo v rychlost v náplni  $1,53 \text{ m/s}$ . Tento průtok byl téměř maximální, jehož bylo možné pro danou konstelaci testovací dráhy dosáhnout.

Z obr. 3.32 je patrné, že různé rychlosti v náplni nemají výraznější vliv na nasycení výstupního vzduchu z náplně. I při této zvýšené rychlosti nebyl zaznamenán únik neodpařené kapaliny z náplně ve formě kapek ve výstupním vzduchu. Tento jev je důležitý pro ochranu případných vzduchotechnických systémů napojených na tento druh vlhčení nebo také při použití v chladicích systémech, kdy bude vlhčení předřazeno tepelnému výměníku kondenzátoru na straně chladícího vzduchu. Bude tak zaručeno, že voda bude vypařena před vstupem do výměníku. Nebude tak docházet k nežádoucím ztrátám vody, kdy by kapky vody byly vypařeny až po průchodu výměníkem. To by totiž znamenalo, že by nebyl docílen požadovaný efekt snížení teploty chladícího vzduchu při průchodu tepelným výměníkem kondenzátoru.



Obr. 3.32: Průběh měřených veličin v čase při různých průtocích vzduchu - dřevovlna (10 cm)



Tab. 3.9: Parametry dle průtoků

Náplň	příkon (W)	tlak. ztráta (Pa)	průtok ( $m^3/h$ )	rychl. v náplni (m/s)	váha náplně (g)	obj. hmotnost ( $kg/m^3$ )	tl. kazety (cm)	přebytek vody (kg/h)
dřevovlna 10 cm	102	82	901	0,94	1220	36,9	10	16,0
dřevovlna 10 cm	383	214	1460	1,53	1220	36,9	10	14,2

Pro zjištění rychlosti vzduchu v náplni, při které se již vyskytne únik kapek, byl proveden další experiment s kazetou tloušťky 5 cm. Ta má menší tlakovou ztrátu než kazeta s tl. 10 cm a je tak možné dosáhnout vyšších rychlostí v náplni. Do potrubí za náplň byla diagonálně umístěna lať pokrytá savými papírovými utěrkami a byl také zkoumán vnitřní povrch potrubí, zda se zde neobjeví kapky tekutiny. Krokově byl zvyšován průtok vzduchu náplní a vždy po 5 minutách byl zkontrolován stav utěrek i povrchu potrubí za náplní. V momentu, kdy už ventilátor pracoval na maximální výkon, byl zmenšen průřez pomocí hliníkové pásky, aby bylo možné dosáhnout vyšších rychlostí.

Tab. 3.10: Únik kapek pro dřevovlnu 5 cm

výška (m)	šířka (m)	průtočná plocha ( $m^2$ )	průtok ( $m^3/h$ )	rychlost v náplni (m/s)	zkoumání úniku kapek (-)
0,49	0,59	0,29	1445	1,39	negativní
0,49	0,59	0,29	1658	1,59	negativní
0,49	0,59	0,29	1793	1,72	negativní
0,35	0,57	0,20	1435	2,00	negativní
0,35	0,57	0,20	1560	2,17	negativní
0,35	0,57	0,20	1673	2,33	negativní
0,35	0,57	0,20	1782	2,48	negativní
0,35	0,57	0,20	1860	2,59	negativní
0,35	0,57	0,20	2001	2,79	pozitivní

Z provedeného experimentu vyplývá, že při rychlostech vzduchu v náplni do 2,59 m/s nebyl pozorován únik kapek. Při rychlosti 2,79 m/s již bylo pozorováno pokrytí vnitřního povrchu potrubí drobnými kapkami a začíná tedy docházet k úniku kapaliny z náplně.



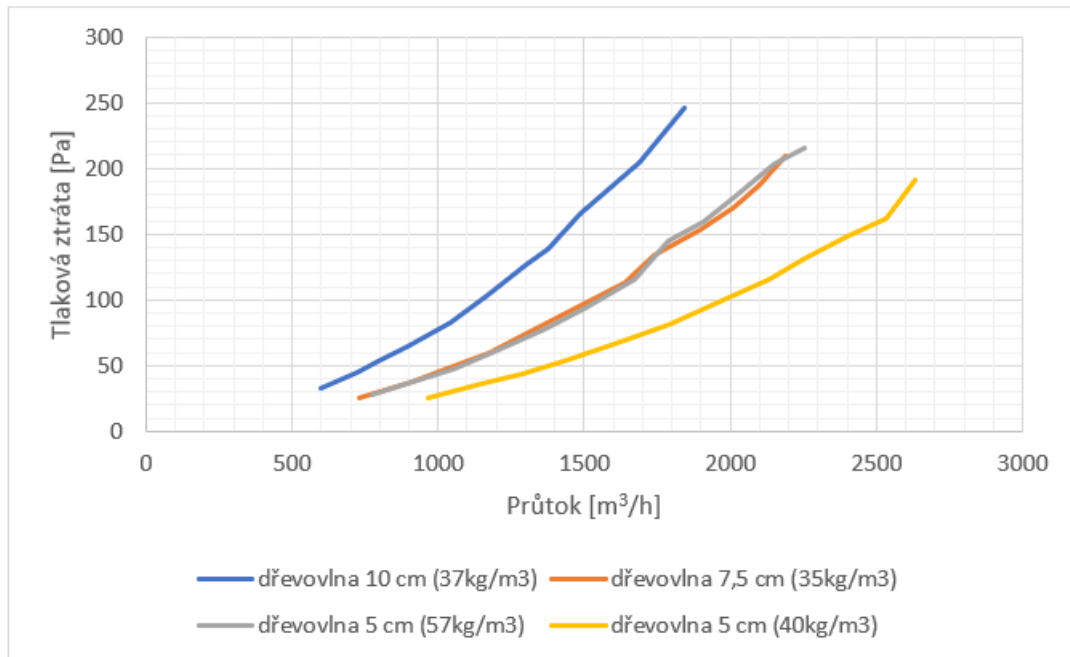
Obr. 3.33: Znázornění experimentu

### 3.3.4 Vliv různých objemových hmotností náplně

Další z otázek, na kterou se tento experiment snažil najít odpověď, je, jaký má vliv způsob zhutnění náplně do kazety a z toho vyplývající objemová hmotnost náplně. Pro tento test byla použita kazeta tloušťky 5 cm a dvě různé objemové hmotnosti. První byla ponechána původní cca  $40 \text{ kg/m}^3$  a při druhém testu byla náplň zhuštěná na téměř o polovinu větší objemovou hmotnost, tedy  $57,3 \text{ kg/m}^3$ . Pro hustší náplň byly změřeny průtokové charakteristiky a vlhčící schopnosti. Na grafech níže jsou obě náplně porovnány.

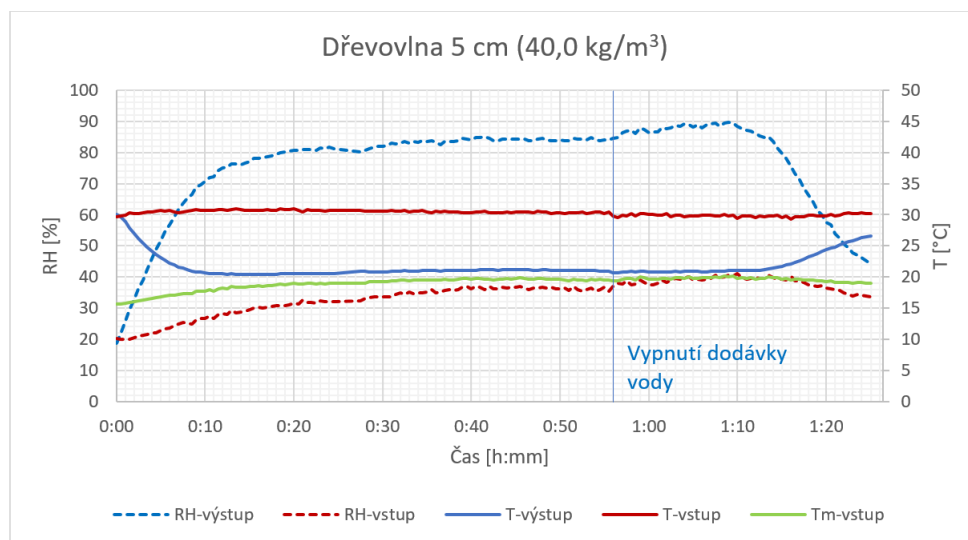
Z naměřených hodnot vyplývá, že náplň 5 cm tlustá s objemovou hmotností  $57,3 \text{ kg/m}^3$  se, co se týče průtokových charakteristik, velmi blíží původní náplni tlusté 7,5 cm. Její tlaková ztráta je výrazně vyšší než náplň s původním stupněm zhutnění (přibližně 160-175 % v měřené oblasti objemových průtoků vzduchu). Ovšem vlhčící schopnosti náplně zůstávají téměř totožné a liší se jen velmi nepatrně. Jediný rozdíl je, že zhuštěná náplň má větší akumulaci vody, a tak je náběh nasycení procházejícího vzduchu pomalejší a také doběh vlhčení po vypnutí dodávky vody je delší. U většiny možných aplikací však není tato výhoda dostatečně přínosná pro vynahrazení výrazně vyšších tlakových ztrát.

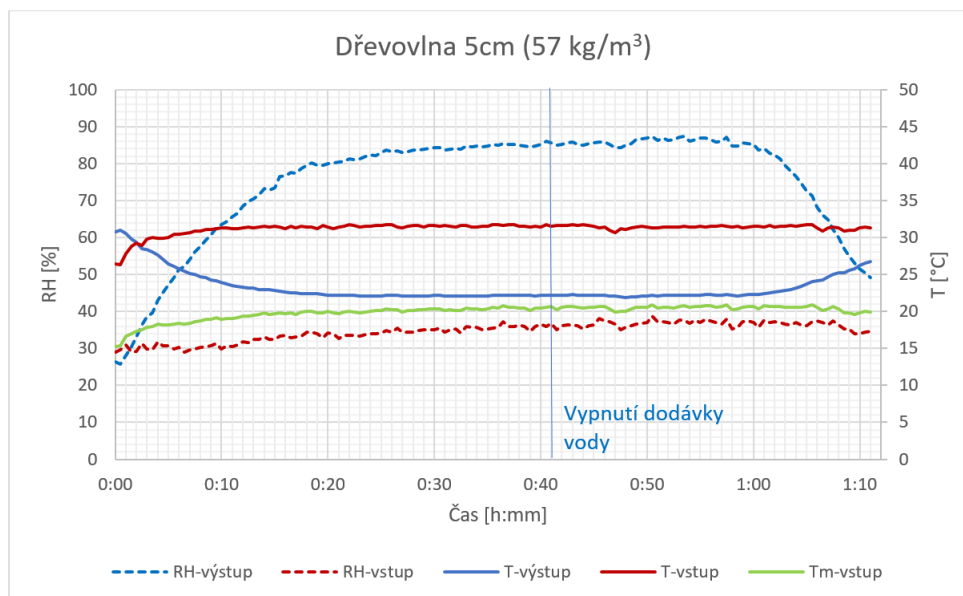




Obr. 3.34: Tlaková ztráta při různých objemových hmotnostech

Grafické znázornění vlastností dřevovlny tloušťky 5 cm v čase dle objemové hmotnosti představují následující obrázky.

Obr. 3.35: Průběh měřených veličin v čase při objemové hmotnosti  $40 \text{ kg/m}^3$  - dřevovlna (5 cm)



Obr. 3.36: Průběh měřených veličin v čase při objemové hmotnosti 57 kg/m<sup>3</sup> - dřevovlna (5 cm)

Tab. 3.11: Parametry dle objemových hmotností

Náplň	příkon (W)	tlak. ztráta (Pa)	průtok (m <sup>3</sup> /h)	rychl. v náplni (m/s)	váha náplně (g)	obj. hmotnost (kg/m <sup>3</sup> )	tl. kazety (cm)	přebytek vody (kg/h)
dřevovlna 5 cm	92	39	1215	1,17	660	40,0	5	19,2
dřevovlna 5 cm	97	58	1098	1,05	946	57,3	5	20,7

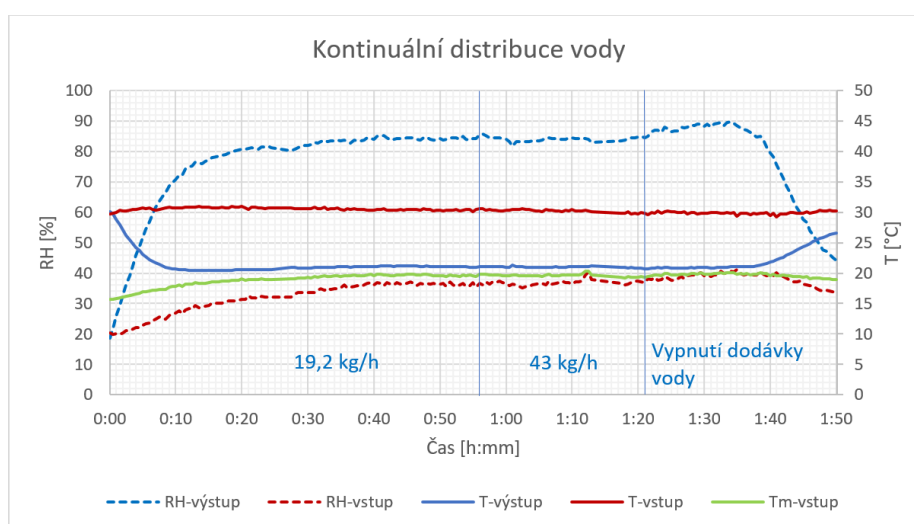
### 3.3.5 Vliv různé dodávky vody do náplně

Jedním z aspektů, který byl při zkoumání náplně a následném zpracování výsledků objeven, je, že v mnohých případech se míra nasycení výstupního vzduchu zvýší po ukončení dodávky vody do náplně. Tento jev byl zaznamenán nejvýrazněji u náplně tlusté 5 cm s objemovou hmotností 40 kg/m<sup>3</sup>. Byl proto proveden test, kdy byla náplň nejprve zkrápěna kontinuálně (kont.) dvěma různými průtoky vody (s přebytkem 19,2 kg/h a 43,0 kg/h). Poté byl test, za přibližně stejných podmínek, zopakován pro přerušovanou (přeruš.) dodávku vody, kdy byl průtok vody zachován, ovšem byl dávkován v periodě dvě minuty jednou za 10 minut.

Tab. 3.12: Parametry dle dodávky vody

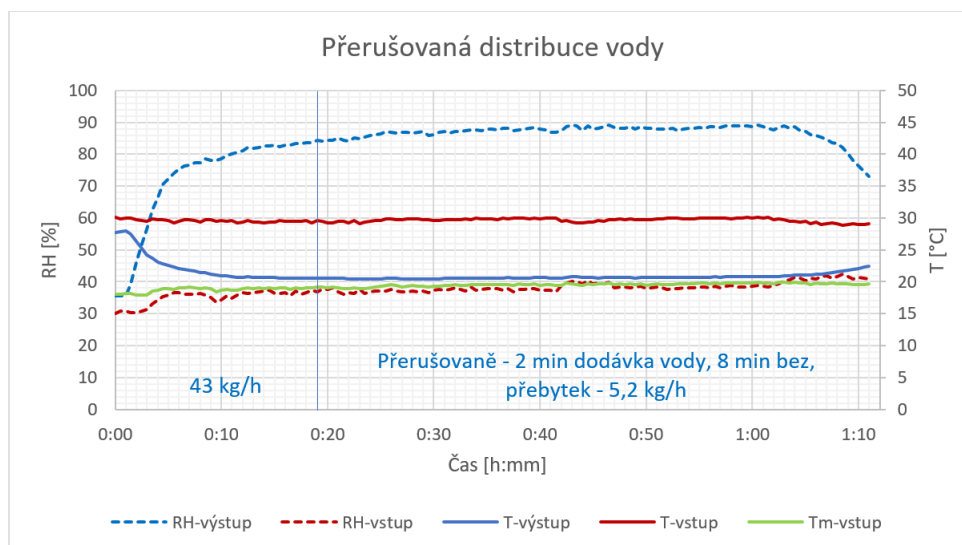
distribuce vody	příkon (W)	tlak. ztráta (Pa)	průtok ( $m^3/h$ )	rychl. v náplni (m/s)	váha náplně (g)	obj. hmotnost ( $kg/m^3$ )	tl. kazety (cm)	přebytek vody (kg/h)
kont.	92	39	1215	1,17	660	40,0	5	19,2
kont.	92	39	1215	1,17	660	40,0	5	43,0
přeruš.	92	39	1215	1,17	660	40,0	5	5,2

Výsledek je patrný z obrázku 3.37. Zvýšení průtoku vody o více než dvojnásobek u kontinuální dodávky vody nevede k významnějšímu zvýšení nasycení vzduchu vlhkostí. Výstupní relativní vlhkost se stále drží kolem 84 %.



Obr. 3.37: Průběh měřených veličin v čase při kontinuální distribuci vody - dřevovina (5 cm)

Naproti tomu u přerušované dodávky vody, jak lze vidět na obrázku 3.38, se relativní vlhkost dostává až ke 90 % hranici nasycení. Tento jev je trochu záhadou a je těžko vysvětlitelný. Jedena z teorií, která se nabízí, je, že po ukončení dodávky vody, kdy se začne vypařovat voda vázaná v materiálu, povrch dřevovlny přestane být pokrytý filmem vody, který zahlužuje drobné geometrické nedokonalosti povrchu. Tímto se zvětší plocha, z které je voda odpařovaná, a může být taky docíleno zlepšení přestupu vodní páry mezi materiálem a proudem vzduchu, narušením proudění v mezní vrstvě plynu.



Obr. 3.38: Průběh měřených veličin v čase při přerušované distribuci vody - dřevovina (5 cm)

### 3.3.6 Vliv různých teplot dodávané vody

Během výše uvedených testů byla dodávka realizována přímo z vodovodního řádu. Teplota vody tak může být považována za konstantní. I přesto se u naměřených výsledků vynesných do h-x diagramu občas objevil stav, kdy se entalpie, při úpravě vzduchu, mírně lišila od konstantní hodnoty. Pro ověření faktu, zda může mít tyto odchylky na svědomí rozdílná teplota vody, byl proveden výpočet, jehož výsledkem je vliv teploty vody na směrové měřítko úpravy vzduchu.

Při výpočtu byla použita následující rovnice energetické bilance a jejich úprav.

$$mc_w t_w + M_1 h_1 = M_2 h_2 \quad (3.1)$$

Za předpokladu, že  $M_1 = M_2 = M$  a  $m = M \Delta x$ , může dojít k úpravě této rovnice na tvar:

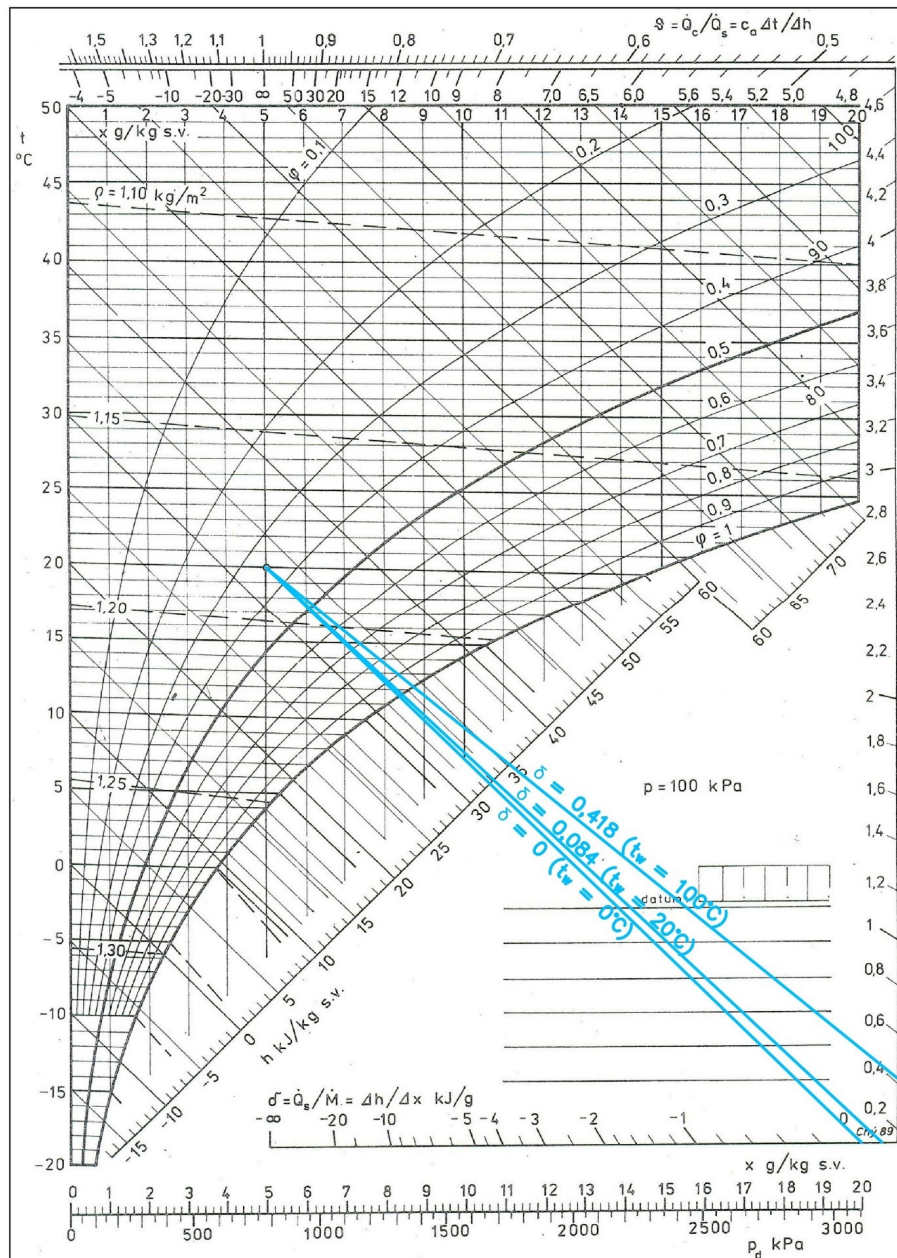
$$\Delta x c_w t_w = \Delta h \quad (3.2)$$

Upravenou rovnicí energetické bilance pak dosadíme do rovnice pro směrové měřítko úpravy vzduchu za změnu entalpie. Z následné úpravy je pak patrný vliv teploty vody na úpravu vzduchu.

$$\delta = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{c_w t_w \Delta x}{\Delta x} = c_w t_w \quad (3.3)$$

Po zakreslení do h-x diagramu je zřetelné, že voda s teplotou okolo 20 °C nemá zásadní vliv na směr úpravy vzduchu a směrové měřítko je vychýleno jen velmi zřídka

do plusové hodnoty. Toto zjištění na jednu stranu dokazuje, že pokud se naměřená úprava vzduchu významněji vzdaluje od směrového měřítka s hodnotou 0, musí se jednat o nepřesnost měření. Tento jev nemůže být způsoben teplotou dodávané vody. Na druhou stranu však také sděluje fakt, že při instalaci systému v teplejších podmínkách (například na střechách budov) nemusí být dbána přehnaná pozornost na izolaci přívodního potrubí, a tím udržení co nejnižší teploty přívodní vody.



Obr. 3.39: H-x diagram k ověření směrového měřítka úpravy vzduchu při různých teplotách dodávané vody

## 3.4 Vyhodnocení experimentu

V této části diplomové práce byl sestaven náplňový adiabatický chladič vzduchu pomocí laboratorní testovací dráhy. Byly otestovány vlhčící schopnosti pěti materiálů a také jednoho komerčně vyráběného produktu OXYVAP. Z použitých materiálů vykazuje nejvhodnější vlastnosti pro vlhčení náplň dřevovina. Ostatní zvolené materiály nevykazují výraznější vlhčící potenciál.

Dřevovina vyniká především svou nasákavostí, dobrým vedením vlhkosti a dále pak i ideálním tvarem podlouhlých plochých pilin s maximálním povrchem vůči svému objemu. Všechny tyto vlastnosti umožňují dosahovat výstupního nasycení vzduchu vodními parami až přes 90% relativní vlhkosti. U této náplně jsou také přívětivé průtokové charakteristiky, hlavně pak pro užší náplně, kde není kladem důraz na maximální možné zvlhčení. Oproti výrobku OXYVAP je pak výhodou, že se jedná o přírodní, levný, snadno dostupný a snadno rozložitelný materiál, což výrobek z hliníkových lamel nemůže nabídnout. Zároveň u této náplně nebyly zaznamenány rozdílné vlhčící vlastnosti v závislosti na průtoku vzduchu v měřeném rozsahu.

Vlhčící vlastnosti dřevovlny se významněji nezměnily ani v případě vyšší objemové hmotnosti náplně, ovšem výrazně se zvýšil tlakový odpor výsledné kazety.

Realizování testů s kontinuální dodávkou vody a posléze přerušovanou vedlo k nečekanému zjištění, že náplň účinněji vlhčí při přerušované dodávce vody, kdy se ve větší míře spotřebovává voda vázaná v materiálu. Bylo výpočtem prokázáno, že teplo dodávané vody nemá výraznější vliv na směrové měřítko úpravy vzduchu.

Výhody odpařovacího zvlhčování s náplní z dřevovlny oproti jiným druhům vlhčení jsou následující. Jednou z hlavních výhod je relativní nenáročnost na prostorové nároky. Odpařování probíhá v náplni, která má šířku do 10 cm a za náplni již nejsou potřeba žádné další prostory k vypaření vody v proudu vzduchu, jako například u sprchové pračky vzduchu a dalších typů vlhčení. Do určitých rychlostí nejsou potřeba ani eliminátory kapek. Odpařovací zvlhčovače také neobsahují žádné rotující části a části s vysokým tlakem vody či vzduchu. Jsou tak jednodušší na údržbu. Díky velmi dobré dostupnosti materiálu, ve kterém dochází k odpařování, nemusí být kladeny významnější nároky na kvalitu vody. Neměl by být problém náplně častěji měnit, a tím ze systému odvádět minerály a další příměsí vody, jež se vysrážejí při odpařování. V neposlední řadě může být významná výhoda také v tom, že díky relativně velké akumulaci vody v náplni může být systém provozován i zcela bez oběhové vody a to zejména tam, kde není potřeba maximálního možného zvlhčení. Hlavní nevýhodou je pak omezení v maximální průtočné rychlosti vzduchu náplní, neboť nad touto kritickou rychlostí již hrozí únik kapek z náplně. Dále pak také přidání tlakového odporu do systému, ovšem tento jev je spojen s většinou vlhčících systémů.

## 3.5 Závěr experimentu

Cílem experimentu bylo prozkoumat různé druhy náplní, které mohou být instalovány do systému k dosažení ochlazení a vlhčení vzduchu. Tento experiment pracoval na teoretickém základu adiabatického chlazení a čerpání jeho výhod při použití v praxi. Výsledek experimentu, tedy použití dřevovlny jako materiálu vhodného k dosažení požadované vlhkosti a ochlazení, byl aplikován v předcházející kapitole této práce, kdy byl tento materiál použit při návrhu chlazení v praxi.

## ZÁVĚR

Teoretická část této práce shrnuje základní poznatky o vzduchu a možnostech jeho chlazení, a to také o možnosti chlazení pomocí adiabatického jevu. I když adiabatické chlazení není novinkou, přesto však v současnosti není tak často ve vzduchotechnických systémech používáno. Výhodou těchto systémů jsou relativně malé pořizovací náklady a levná údržba, na druhou stranu se musí překonávat překážky v podobě možnosti kontaminace vody, vzduchu nebo ukládání vodního kamene. Průzkumy potvrzují nižší spotřebu energie než u konvekčních způsobů chlazení, proto byla tato možnost chlazení vzduchu experimentálně zkoumána jako možná součást vzduchotechnických systémů k zajištění optimálního mikroklimatu při nižších spotřebách energie.

Experiment probíhal v laboratoři VUT FAST a zahrnoval sestavení testovací dráhy, kde byly zkoumány různé druhy materiálů, jejich vlhčící potenciál a další parametry, které měly podpořit výběr jedné výplně s vhodnými vlastnostmi, jež dokáže zajistit stanovené požadavky. Zkoumanými materiály byly dřevovlna, molitan, kokosová rohož, drátkový filtr a keramzit. Dle vlhčícího potenciálu vynikala svými vlastnostmi dřevovlna, která dosahuje maximální míry nasycení výstupního vzduchu, dobře akumuluje vodu a má přiměřenou tlakovou ztrátu. Proto byly prováděny další druhy měření s borovicovou dřevovlnou pro popsání její charakteristické vlastnosti při užití jako náplně odpařovacího zvlhčovače. Experimenty dle tloušťky kazety, průtoku vzduchu náplní, objemové hmotnosti náplně či různé dodávky vody do náplně, to vše podporovalo teoretický základ jednoduchosti tohoto způsobu chlazení. Vzhledem k tomu, že je dřevovlna cenově dostupná, prostorově nenáročná a dokonce do určitých rychlostí není potřeba instalovat eliminátory kapek, jeví se jako materiál s velkým potenciálem k užití v odpařovacích zvlhčovačích.

Dřevovlna z experimentu jako nejvhodnější materiál a výsledky jejího zkoumání byly použity také v praktické části. Ta se zaměřovala na porovnání klasického návrhu s návrhem vzduchotechnického systému doplněného o adiabatické chlazení. Dle tohoto srovnání je efektivnější použít kombinaci dvou druhů chlazení. Adiabatické chlazení totiž přináší lepší výsledky jak v nákladech na energii, tak i požadavcích na maximální výkon kompresoru umístěného ve zdroji chladu.

Proto byl dále návrh systému pro úpravu vnitřního mikroklimatu obchodního střediska rozšířen o adiabatické vlhčení v podobě předchlazení vzduchu před zpětným získáváním tepla ve vzduchotechnické jednotce a taky vzduchu vstupujícího do kondenzátoru zdroje chladu.



## LITERATURA

- [1] ANON. *Evaporative Cooling Systems* [online]. 2017. [cit. 25.11.2017]. Mechon Limited. Dostupné z: <http://www.mechon.co.uk/evaporative-cooling-systems/>.
- [2] CENTNEROVÁ, L. *Tepelná pohoda a nepohoda* [online]. prosinec 2000. [cit. 25.11.2017]. Topinfo s.r.o.. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/vnitрни-prostredi/404-tepelna-pohoda-a-nepohoda>.
- [3] SZÉKYOVÁ, M. – FERSTL, K. – NOVÝ, R. *VĚTRÁNÍ A KLIMATIZACE*. Bratislava: JAGA GROUP, s.r.o., 2006. ISBN 80-8076-037-3.
- [4] ŠAPOŠNIKOV, V. – POSSELT, I. – POMAJZL, F. *ATMOSFÉRICKÉ CHLADIČE A CHLADÍCÍ VĚŽE*. Brno: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1977. ISBN 04-236-77.
- [5] CHYSKÝ, J. a kol. *Větrání a klimatizace*. Brno: BOLIT - B Press, 3. vydání, 1993. ISBN 80-901574-0-8.
- [6] BOWMAN, N. a kol. Passive Draught Evaporative Cooling. *Indoor+Built Environment*. 2000, 9, 6, s. 325–334. doi:10.1159/000057530.
- [7] GEBAUER, G. – RUBINOVÁ, O. – HORKÁ, H. *Větrání a klimatizace*. Brno: ERA group spol. s.r.o., 2. vydání, 2007. ISBN 978-80-7366-091-8.
- [8] BÁTĚK, D. *Přímé adiabatické chlazení průmyslových prostorů s využitím adiabatických chladících jednotek* [online]. duben 2017. [cit. 25.11.2017]. Topinfo s.r.o.. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/2515-vyuziti-adiabatickeho-chlazení-pri-klimatizaci-budov>.
- [9] LAIN, M. *Využití adiabatického chlazení při klimatizaci budov* [online]. květen 2005. [cit. 25.11.2017]. Topinfo s.r.o.. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/2515-vyuziti-adiabatickeho-chlazení-pri-klimatizaci-budov>.
- [10] HUANG, Y. J. a kol. THE ENERGY AND COMFORT PERFORMANCE OF EVAPORATIVE COOLERS FOR RESIDENTIAL BUILDINGS IN CALIFORNIA CLIMATES. *Ashrae Tran.* 1991, 97, s. 874–881.
- [11] OROPEZA-PEREZ, I. – ØSTERGAARD, P. A. Active and passive cooling methods for dwellings: A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*. říjen 2017, 82, s. 531–544. ISSN 1364-0321. doi:10.1016/j.rser.2017.09.059.

- [12] LAIN, M. *Nízkoenergetické chlazení budov*. PhD thesis, ČVUT - Fakulta strojní - Technika prostředí, Praha, 2007.
- [13] UMEZAWA, M. a kol. Effect of aerosol particles generated by ultrasonic humidifiers on the lung in mouse. *Particle and Fibre Toxicology*. 2013, 10. doi:10.1186/1743-8977-10-64.
- [14] HE, J. – HOYANO, A. Experimental study of cooling effects of a passive evaporative cooling wall constructed of porous ceramics with high water soaking-up ability. *Building and Environment*. 2010, 45, s. 461—472. ISSN 0360-1323. doi:10.1016/j.buildenv.2009.07.002.
- [15] WOODS, R. *COOLING OFF IS A BREEZE IN IBIZA WITH GREEN WALL A/C* [online]. květen 2013. [cit. 6.12.2017]. EARTH-TECHLINK. Dostupné z:<http://earthtechling.com/2013/05/cooling-off-is-a-breeze-in-ibiza-with-green-wall-ac/>.
- [16] ČSN 73 0548. Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů. Praha: Český normalizační institut, 1986.
- [17] ČSN 73 0540-2. Tepelná ochrana budov. Praha: Český normalizační institut, 2011.
- [18] ČESKO. Nařízení vlády č. 361/2007 Sb., Nařízení vlády, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci. In *Zákony pro lidi.cz*. AION CS, 2010–2017. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2007-361>.
- [19] ČSN 12 831. Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu. Praha: Český normalizační institut, 2004.

## SEZNAM SYMBOLŮ, VELIČIN A ZKRATEK

$ET^*$	efektivní teplota [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$g$	celková propustnost slunečního záření [-]
$h/h_v/h_s/h_p$	entalpie/entalpie vlhkého vzduchu/entalpie suchého vzduchu/entalpie vodní páry [ $\text{kJ/kg}$ ]
$I$	intenzita slunečního záření [ $\text{W/m}^2$ ]
$L, A, B, d$	délka, rozměr, rozměr, poloměr [ $\text{m}$ ]
$m/M$	hmotnost/hmotnostní množství vzduchu [ $\text{kg}$ ]
$m_m$	střední molekulová hmotnost [ $\text{kg/kmol}$ ]
$m_s$	plošná hmotnost [ $\text{g/m}^2$ ]
$m_v$	hmotnostní průtok vzduchu [ $\text{kg/s}$ ]
$O$	objem [ $\text{m}^3$ ]
$p/p_v/p_s/p_p/p_p''$	tlak/tlak vlhkého vzduchu/tlak suchého vzduchu/parciální tlak vodních par/tlak syté páry [ $\text{Pa}$ ]
$P/Q_{chl}$	příkon [ $\text{W}$ ]
$Q$	teplo, tepelné zisky [ $\text{W}$ ]
$R$	měrná tlaková ztráta třením [ $\text{Pa}$ ]
$R_{plyn}$	obecná plynová konstanta [ $\text{J}/(\text{kmol}\cdot\text{K})$ ]
$S$	plocha [ $\text{m}^2$ ]
$t/\Delta t/t_{ad}/t_m/t_s/t_o/t_{ros}/t_s/t_r$	teplota/rozdíl teplot/mezní teplota adiabatického chlazení/teplota mokrého teploměru/teplota suchého teploměru/operativní teplota/teplota rosného bodu/rovnocenná sluneční teplota [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T$	absolutní teplota [ $\text{K}$ ]
$T_D$	propustnost slunečního záření [-]
$u$	tepelná vnitřní entalpie [ $\text{kJ/kg}$ ]

---

$U_{KC}/U_w$	součinitel prostupu teple konstrukcí/součinitel prostupu tepla okna [ $W/(t^2 * K)$ ]
v	rychlost [ $m/s$ ]
V	objemový průtok [ $m^3/h$ ]
x	měrná vlhkost vzduchu [%]
Z	tlaková ztráta místními odpory [Pa]
$\Phi$	tepelná ztráta [W]
$\varphi$	relativní vlhkost vzduchu [%]
$\rho/\rho_p/\rho_v/\rho_p''$	hustota/hustota vodní páry/objemová hmotnost/hustota syté páry [ $kg/m^3$ ]
$\xi$	součinitel místního odporu [-]
CFC	Chlor-fluorované uhlovodíky – Chlorofluorocarbon
DEC	Přímé vypařovací chlazení – Direct Evaporative Cooling
D/IEC	Dvoufázové přímé/nepřímé vypařovací chlazení – Indirect/Direct Evaporative Cooling)
IEC	Nepřímé vypařovací chlazení – Indirect Evaporative Cooling
NP	Nadzemní podlaží
RH	Relativní vlhkost – Relative Humidity [%]
TZB	Technické zařízení budov – Technical Building Services
VZT	Vzduchotechnika

## SEZNAM OBRÁZKŮ

1.1	Skladba vlhkého vzduchu spolu s definujícími veličinami . . . . .	13
1.2	Oblast tepelné pohody v letním a zimním období znázorněna v modifikovaném diagramu vlhkého vzduchu . . . . .	14
1.3	Psychrometr [4] . . . . .	16
1.4	Závislost teploty a entalpie . . . . .	18
1.5	Diagram h-x dle Molliera . . . . .	19
1.6	Psychrometrický diagram [6] . . . . .	20
1.7	Adiabatický jev u průmyslových hal [8] . . . . .	21
1.8	Porovnání celkové spotřeby primární energie referenční budovy pro čtyři lokality při použití adiabatického chlazení [12] . . . . .	24
1.9	Chlazení vzduchu adiabatickým odpařovacím chlazením [1] . . . . .	25
1.10	Pasivní odpařovací chladicí stěna . . . . .	28
1.11	Nápady na použití pasivní odpařovací chladicí stěny ve venkovních prostorech [14] . . . . .	28
1.12	Greenwall systém Eco.bin [15] . . . . .	29
2.1	Obchodní dům 1.NP s vyznačenou upravovanou částí . . . . .	30
2.2	Obchodní dům 2.NP s vyznačenou upravovanou částí . . . . .	31
2.3	Schéma systému bez adiabatického vlhčení . . . . .	32
2.4	Schéma systému s adiabatickým vlhčením . . . . .	33
2.5	Součinitel obsazenosti v závislosti na čase . . . . .	36
2.6	Kompresorový cyklus v programu CoolPack . . . . .	39
2.7	Potřebná práce kompresoru v závislosti na kondenzační teplotě pro 1 kW chladícího výkonu . . . . .	40
2.8	Teplo, které je nutné sdílet prostřednictvím kondenzátoru, v závislosti na kondenzační teplotě, pro 1 kW chladícího výkonu . . . . .	40
2.9	Práce jednoho ventilátoru v závislosti na rychlosti vzduchu v náplni . . . . .	42
2.10	Spotřeba elektrické energie kompresorů . . . . .	43
2.11	Provozní náklady systémů . . . . .	43
2.12	Maximální práce kompresorů . . . . .	44
2.13	Spotřeba ventilátorů umístěných na kondenzátoru . . . . .	44
2.14	Výkony výparníků a kondenzátorů pro obě varianty . . . . .	45
2.15	Práce kompresorů pro obě varianty . . . . .	46
2.16	Navržená vzduchotechnická jednotka . . . . .	50
2.17	Pracovní bod ventilátoru . . . . .	51
2.18	Řez kondenzátorem . . . . .	51
2.19	Kondenzátor s adiabatickým vlhčením . . . . .	52
2.20	Fancoil od firmy Sinclair . . . . .	54

2.21	Úpravy vzduchu v letním období . . . . .	55
2.22	Úpravy vzduchu v zimním období . . . . .	56
3.1	Testovací dráha . . . . .	62
3.2	Použitý ventilátor . . . . .	63
3.3	Charakteristiky ventilátoru . . . . .	63
3.4	Regulátor otáček ventilátoru . . . . .	63
3.5	Bavlněné knoty instalované do hadice k distribuci vody . . . . .	64
3.6	Kazeta . . . . .	65
3.7	OXYVAP . . . . .	65
3.8	Kazeta s výplní ze dřevovlny . . . . .	66
3.9	Kazeta s kokosovou rohoží . . . . .	66
3.10	Kazeta s výplní z keramzitu . . . . .	67
3.11	Kazeta s drátkovým filtrem . . . . .	67
3.12	Kazeta s výplní z molitanu . . . . .	68
3.13	Datalogger S3120 . . . . .	69
3.14	Teplotně vlhkostní čidlo FHA646-1 . . . . .	69
3.15	Univerzální měřicí přístroj ALMENO 2890-9 . . . . .	70
3.16	Dataloggery a teplotně-vlhkostní čidla (pouze vpravo) pro určení vstupního a výstupního stavu . . . . .	70
3.17	Testo 435-4 . . . . .	71
3.18	Airflow Instruments Model PH721 . . . . .	71
3.19	EMOS FHT 9999 . . . . .	72
3.20	Průběh měřených veličin v čase - OXYVAP . . . . .	74
3.21	Průběh měřených veličin v čase - dřevovlna . . . . .	74
3.22	Průběh měřených veličin v čase - molitan . . . . .	75
3.23	Průběh měřených veličin v čase - kokosová rohož . . . . .	75
3.24	Průběh měřených veličin v čase - kovový drátěný filtr . . . . .	76
3.25	Průběh měřených veličin v čase - keramzit . . . . .	77
3.26	Tlaková ztráta dle různých tloušťek kazet . . . . .	77
3.27	Příkon dle různých tloušťek kazet . . . . .	78
3.28	Průběh měřených veličin v čase - dřevovlna tl. 10 cm . . . . .	79
3.29	Průběh měřených veličin v čase - dřevovlna tl. 7,5 cm . . . . .	79
3.30	Průběh měřených veličin v čase - dřevovlny tl. 5 cm . . . . .	80
3.31	H-x diagram pro úpravu vzduchu v různých tl. dřevovlny . . . . .	81
3.32	Průběh měřených veličin v čase při různých průtocích vzduchu - dřevovlna (10 cm) . . . . .	82
3.33	Znázornění experimentu . . . . .	84
3.34	Tlaková ztráta při různých objemových hmotnostech . . . . .	85

---

3.35 Průběh měřených veličin v čase při objemové hmotnosti $40 \text{ kg/m}^3$ - dřevovlna (5 cm) . . . . .	85
3.36 Průběh měřených veličin v čase při objemové hmotnosti $57 \text{ kg/m}^3$ - dřevovlna (5 cm) . . . . .	86
3.37 Průběh měřených veličin v čase při kontinuální distribuci vody - dře- vovlna (5 cm) . . . . .	87
3.38 Průběh měřených veličin v čase při přerušované distribuci vody - dře- vovlna (5 cm) . . . . .	88
3.39 H-x diagram k ověření směrového měřítka úpravy vzduchu při různých teplotách dodávané vody . . . . .	89

**SEZNAM TABULEK**

2.1	Tabulka místností . . . . .	47
2.2	Přívodní potrubí, nejnepříznivější větev (místnost Pasáž 1.NP) . . . . .	48
2.3	Odvodní potrubí, nejnepříznivější větev (místnost A1/3) . . . . .	49
2.4	Tepelné zátěže . . . . .	53
2.5	Tepelné ztráty . . . . .	53
2.6	Přehled navržených jednotek fancoil . . . . .	54
2.7	Přehled instalovaných výkonů . . . . .	59
3.1	Technické specifikace Datalogger S3120 . . . . .	68
3.2	Technické specifikace teplotně-vlhkostního čidla FHA646-1 . . . . .	69
3.3	Technické specifikace ALMENO 2890-9 . . . . .	69
3.4	Technické specifikace Testo 435-4 . . . . .	71
3.5	Technické specifikace Airflow Instruments Model PH721 . . . . .	72
3.6	Technické specifikace EMOS FHT 9999 . . . . .	72
3.7	Parametry materiálů . . . . .	73
3.8	Parametry dle tl. dřevovlny . . . . .	78
3.9	Parametry dle průtoků . . . . .	83
3.10	Únik kapek pro dřevovlnu 5 cm . . . . .	83
3.11	Parametry dle objemových hmotností . . . . .	86
3.12	Parametry dle dodávky vody . . . . .	87



## SEZNAM PŘÍLOH

01 Půdorys 1.NP (1:100)

02 Půdorys 2.NP (1:100)

03 Technický list zařízení č.1

04 Výpočet energetické bilance budovy s adiabatickým chlazením pro jeden den