

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**TEORETICKÁ A SKUTEČNÁ ÚPRAVA
VZDUCHU PŘI CHLAZENÍ**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Ushkats** Jméno: **Anton** Osobní číslo: **453362**
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
 Zadávající katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**
 Studijní program: **Strojírenství**
 Studijní obor: **Technika životního prostředí**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Teoretická a skutečná úprava vzduchu při chlazení

Název bakalářské práce anglicky:

Theoretical and Real Air Treatment During Cooling

Pokyny pro vypracování:

Zmapujte, jakým způsobem probíhá úprava vzduchu při chlazení v létě a na čem závisí. Analyzujte postupy pro stanovení povrchové teploty chladiče. S použitím údajů výrobců výměníků analyzujte reálnou úpravu vzduchu při chlazení a porovnejte ji s teoretickou. Komentujte odlišnosti od teoretického průběhu.

Seznam doporučené literatury:

DRKAL F., LAIN M., ZMRHAL V. Klimatizace. Vysokoškolské skriptum. Česká technika - nakladatelství ČVUT. 2015.
 DRKAL F., ZMRHAL V. Větrání. Vysokoškolské skriptum. Česká technika - nakladatelství ČVUT. 2018.
 ZMRHAL V. Návrh chladiče venkovního vzduchu. In: 21. konference Klimatizace a větrání. 2014.
 CHYSKÝ, J. Vlhký vzduch. 2.vyd. Praha: SNTL, 1977.
 HAROK, V. Lamerlové výměníky: nepohodlná pravda. Strana vzduchu. In: Klimatizace č.3. 2010.
 Climacal. Návrhový software společnosti Janka Engineering. Dostupný z <<http://janka.cz/navrhovy-software.html>>.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D., ústav techniky prostředí FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **24.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **24.06.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

 doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) práce

 doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

 Datum převzetí zadání

 Podpis studenta

Abstrakt:

Bakalařská práce se zabývá procesem chlazení vzduchu na chladičích, porovnáním teoretického a reálného průběhu chlazení, rozbořem chladičů vzduchu, jejich typy a principy fungování. Na základě podkladů výrobce byly analyzovány stavy vzduchu za chladiči a bylo provedené srovnání s teoretickými předpoklady.

Klíčová slova: chlazení, chladič, tepelný výměník, vlhký vzduch, h-x / Molliérův diagram.

Abstract:

The bachelor thesis deals with the process of cooling the air on the cooling coils, comparing the theoretical and real cooling process, analyzing the air coolers, their types and the principle of operation. Based on the manufacturer's data, the air conditions behind the coolers and the comparison with the theoretical assumptions were analyzed.

Keywords: cooling, cooling coil, heat exchanger, wet air, h-x / Mollier diagram.

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Teoretická a skutečná úprava vzduchu při chlazení“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Vladimíra Zmrhala Ph.D., a s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 24.5.2019.

Anton Ushkats

Obsah

| | |
|--|----|
| Soupis použitého značení..... | 6 |
| Úvod..... | 8 |
| 1. Teorie vlhkého vzduchu..... | 9 |
| 1.1 Základní vlastnosti vlhkého vzduchu | 9 |
| 1.2 Vlhkost vzduchu..... | 10 |
| 1.3 Měření parametrů vlhkého vzduchu..... | 11 |
| 1.4 Entalpie..... | 12 |
| 1.5 Chlazení vzduchu | 12 |
| 2. Teorie výměníku | 14 |
| 2.1 Vodní chladiče | 15 |
| 2.1.1 Regulace chladiče vzduchu | 17 |
| 2.1.2 Protimrazová ochrana | 18 |
| 2.2 Přímé výparníky..... | 18 |
| 2.2.1 Regulace výparníku | 18 |
| 2.3 Určení stavu vzduchu za chladičem..... | 19 |
| 3. Popis problému | 21 |
| 3.1 Korekce teoretického předpokladu | 22 |
| 3.2 Vliv Lewisova čísla na průběh změny stavu vzduchu | 23 |
| 3.3 Teplotní pole na povrchu chladiče..... | 25 |
| 3.3.1 Definice problému | 25 |
| 3.3.2 Výpočetní model dle norem ARI 410..... | 26 |
| 3.3.3 Stanovení teplotní změny povrchu chladiče..... | 28 |
| 4. Praktická část | 29 |
| 4.1 Popis softwaru..... | 29 |
| 4.2 Zkoumání jevu | 33 |
| 4.2.1 Reálný průběh změny stavu vzduchu ve vodním chladiči | 33 |
| 4.2.2 Reálný průběh změny stavu vzduchu v přímém výparníku | 38 |
| 5. Závěr | 40 |
| Seznam použitých zdrojů..... | 41 |

Soupis použitého značení

| Symbol | Popis | Jednotka |
|-------------|---|--------------------------|
| A | psychrometrický součinitel | (K ⁻¹) |
| a | exponent | (-) |
| C | konstanta, která závisí na konstrukci a nerovnoměrnosti přestupu tepla na povrchu lamel | (-) |
| c_a | měrná tepelná kapacita vzduchu | (J/kg K) |
| c_v | měrná tepelná kapacita vodní páry | (J/kg K) |
| c_e | měrná tepelná kapacita ledu | (J/kg K) |
| D | součinitel difuze | (-) |
| d_{ekv} | ekvivalentní průměr | (m) |
| h | entalpie vlhkého vzduchu | (kJ/kg _{s.v.}) |
| h_a | entalpie 1kg suchého vzduchu | (kJ/kg _{s.v.}) |
| h''_{Dm} | entalpie syté páry při teplotě mokrého povrchu, na kterém vzniká kondenzát | (kJ/kg _{s.v.}) |
| $h_{m''}$ | entalpie vzduchu nasyceného při teplotě mokrého povrchu | (kJ/kg _{s.v.}) |
| h_s | entalpie sytých vodních par | (kJ/kg _{s.v.}) |
| h_v | entalpie vodních par | (kJ/kg _{s.v.}) |
| Le | Lewisové číslo | (-) |
| l_v | výparné teplo vody při 0 °C | (J/kg) |
| l_e | skupenské teplo tání ledu | (J/kg) |
| \dot{M}_A | množství přiváděného vzduchu | (kg/s) |
| M_a | hmotnost suchého vzduchu | (kg) |
| \dot{M}_a | hmotnostní průtok vzduchu | (kg/m ³) |
| M_v | hmotnost vodní páry | (kg) |
| \dot{M}_w | hmotnostní průtok vody | (kg/m ³) |
| \dot{M}_W | množství zkondenzované vody | (kg/s) |
| m_{ma} | střední molekulová hmotnost vodní páry | (kg/kmol) |
| m_{mv} | střední molekulová hmotnost vodní páry | (kg/kmol) |
| Nu | Nusseltovo kritérium | (-) |
| n | počet řad výměníku | (-) |
| n | exponent závislý na kvalitě proudění | (-) |
| p | celkový tlak vlhkého vzduchu | (Pa) |
| p_a | parciální tlak složky suchého vzduchu | (Pa) |
| p_v | parciální tlak složky vodních par | (Pa) |
| p_{vs} | tlak sytých vodních par | (Pa) |
| $p_{vs\ m}$ | parciální tlak sytých vodních par při teplotě mokrého teploměru | (Pa) |
| Pr | Prandtlovo číslo | (-) |
| Q | celkové teplo | (W) |
| Q_{cit} | citelné teplo | (W) |
| Q_{vaz} | vázané teplo | (W) |
| Q_{ch} | výkon chladiče | (kW) |
| R | univerzální plynová konstanta | (J/kmol) |

| | | |
|------------------|---|-----------------------------------|
| R | tepelný odpor | (W/K) |
| r_a | měrná plynová konstanta suchého vzduchu | (J/kg K) |
| $r_{aD, w}$ | teplotní odpor na straně vzduchu / chladiva | (K/W) |
| r_v | měrná plynová konstanta vodní páry | (J/kg K) |
| S | teplosměnná plocha | (m ²) |
| Sc | Schmidtlovo číslo | (-) |
| S_e | celý vnější teplosměnný povrch | (m ²) |
| S_{et} | vnější povrch jednotlivých trubek, na které jsou lamely nasazeny | (m ²) |
| S_1 | povrch výměníku, odpovídající objemu 1 m ³ | (m ² /m ³) |
| s | tloušťka lamely | (m) |
| T | termodynamická teplota | (K) |
| t | Celsiova teplota | (°C) |
| $t_{a1,2}$ | teplota vstupního / výstupního vzduchu | (°C) |
| t_m | teplota mokrého teploměru | (°C) |
| t_p | teplota rosného bodu | (°C) |
| t_{mw} | střední teplota media | (°C) |
| t_{tr} | teplota povrchu trubek | (°C) |
| $t_{w1,2}$ | teplota vstupního / výstupního media | (°C) |
| t_{zm} | střední teplota povrchu žeber | (°C) |
| U | součinitel prostupu tepla | (W/m ² K) |
| V | objem, který obsazuje směs obou složek | (m ³) |
| w | rychlost proudění vzduchu | (m/s) |
| x | měrná vlhkost | (kg/kg _{s.v.}) |
| x_s | měrná vlhkost vzduchu nasyceného vodními parami | (kg/kg _{s.v.}) |
| x''_m | měrná vlhkost vzduchu nasyceného při teplotě mokrého povrchu | (kg/kg _{s.v.}) |
| α | součinitel teplotní vodivosti | (-) |
| $\alpha_{aD, w}$ | je součinitel přestupu tepla na straně vzduchu / chladiva | (W/m ² K) |
| α_k | součinitel přestupu tepla konvence | (-) |
| β_x | součinitel přestupu vlhkosti, vztažený na rozdíl měrných vlhkostí x | (-) |
| δ | směr | (kJ/g) |
| Δh | rozdíl entalpie | (kJ/kg _{s.v.}) |
| Δp_A | tlaková ztráta na straně vzduchu | (Pa) |
| Δt | rozdíl teplot | (°C) |
| Δt_m | střední povrchová teplota výměníku | (°C) |
| η_z | účinnost žeber výměníku | (-) |
| ϑ | faktor citelného tepla | (-) |
| λ | součinitel tepelné vodivosti materiálu lamely | (W/m K) |
| ρ | hustota vlhkého vzduchu | (kg/m ³) |
| ρ_v | absolutní vlhkost | (kg/m ³) |
| ρ_{vs} | hmotnostní koncentrace sytých vodních par | (kg/m ³) |
| ϕ | relativní vlhkost vzduchu | (%) |
| ψ | poměrné zúžení průřezu trubkami a lamelami | (-) |

Úvod

Úprava vzduchu chlazením je proces, kdy dochází ke změně teploty vzduchu, v některých případech i ke změně vlhkosti. Teoretický proces chlazení vzduchu na h-x diagramu má přímkový tvar. Pokud budeme chtít zjistit stav vzduchu za chladičem, stačí jen spojit bod stavu vzduchu na vstupu do chladiče s bodem odpovídajícím teplotě povrchu chladiče na křivce nasycení, potom udělat průsečík teploty na výstupu s přímkou. Tento způsob je sice lehký a rychlý, ale může vést ke špatným výsledkům a špatnému návrhu chladiče. Ve skutečnosti je výkon chladiče ovlivněn řadou faktorů, jako je např. účinnost žebra, a proto se může lišit o desítky procent a následně dostaneme jiný stav vzduchu za chladičem, než je teoretický. Nebezpečí špatně navrženého chladiče spočívá v tom, že při extrémních stavech vzduchu může docházet k nedostatečnému odvlhčení, zvýší se tedy riziko kondenzace v klimatizovaném prostoru. Jako následek budeme mít systém, který není schopen zcela zajistit svou funkci.

V první části této bakalářské práce je popsána teorie vlhkého vzduchu, jeho vlastnosti a důležité definice např. entalpie atd.

V následující kapitole je uvedena teorie o zařízeních, která ochlazují vzduch, jak fungují, jaká je jejich konstrukce, jaké jsou jejich výhody, nevýhody a problémy, které se objevují během provozu.

V další kapitole je popsán rozdíl mezi teoretickým a reálným chlazením, proč tento rozdíl vzniká a na čem závisí, zároveň je popsáno i chování vzduchu během chlazení a posléze také to, jak se spočítá povrchová teplota chladiče a zároveň výstupní stav vzduchu.

V praktické části nás čeká popis softwaru, s jehož pomocí byla provedena analýza chování vzduchu ve vodním výměníku a přímém výparníku. Dále jsou uvedeny informace o zkoumaném jevu, grafické výsledky, ve kterých je vidět odlišnost mezi teoretickým a skutečným chlazením.

1. Teorie vlhkého vzduchu

1.1 Základní vlastnosti vlhkého vzduchu

Vlhký vzduch je směs suchého vzduchu a vodní páry (přehřátých nebo sytých).

Chování suchého vzduchu a přehřáté páry je možné poměrně snadno popsat stavovou rovnicí pro ideální plyn [5]:

$$- \text{ pro suchý vzduch: } p_a V = M_a r_a T \quad (1.1)$$

$$- \text{ pro vodní páru: } p_v V = M_v r_v T \quad (1.2)$$

kde V (m^3) – objem, který obsahuje směs obou složek; M_a, M_v (kg) – hmotnost složek suchého vzduchu a vodní páry; T (K) – termodynamická teplota; r_a, r_v (J/kg.K) – měrná plynová konstanta suchého vzduchu a vodní páry.

$$r_a = \frac{R}{m_{ma}} = 287,1 \text{ J/kg.K} \quad (1.3)$$

$$r_v = \frac{R}{m_{mv}} = 461,4 \text{ J/kg.K} \quad (1.4)$$

kde $R = 8314 \text{ J/kmol.K}$ je univerzální plynová konstanta, $m_{ma} = 28,96 \text{ kg/kmol}$ – střední molekulová hmotnost suchého vzduchu, $m_{mv} = 18,02 \text{ kg/kmol}$ střední molekulová hmotnost vodní páry. [5]

Z **Daltonova zákona** víme, že každá složka se chová samostatně a vůbec nezávisí na druhé. Tlak, který odpovídá tomuto stavu, nazýváme **parciální tlak suchého vzduchu** p_a (Pa) nebo **parciální tlak vodních par** p_v (Pa). Součet těchto parciálních tlaků dává **celkový tlak vlhkého vzduchu** p [5]:

$$p = p_a + p_v \text{ (Pa)} \quad (1.5)$$

Další vlastností **vlhkého vzduchu** je **hustota** ρ , která je dána součtem hmotnosti suchého vzduchu M_a a vodní páry M_v v umístěných v objemu V :

$$\rho = \rho_a + \rho_v = \frac{M_a}{V} + \frac{M_v}{V} = \frac{p_a}{r_a T} + \frac{p_v}{r_v T} = \frac{p - p_v}{r_a T} + \frac{p_v}{r_v T} \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad (1.6)$$

$$\text{dle [5] víme, že } p_v = \varphi p_{vs} \text{ (Pa)} \quad (1.7)$$

po úpravě (1.6) dostaneme:

$$\rho = \frac{p}{r_a T} - \frac{0,378 \varphi p}{r_a T} = \frac{p - 0,378 \varphi p_{vs}}{r_a T} \quad (1.8)$$

kde p_{vs} (Pa) – tlak sytých vodních par; φ (-) – relativní vlhkost vzduchu. Z rovnice (1.8) je vidět, že hustota suchého vzduchu při stejném barometrickém tlaku p je vždy vyšší než hustota vlhkého vzduchu. [5]

1.2 Vlhkost vzduchu

Vzduch může obsahovat různé množství vlhkosti, a proto dle [7] vlhký vzduch se rozlišuje na:

- nenasycený $p_v < p_v''$ (za stejné teploty parciální tlak vodních par ve vzduchu je menší než tlak sytých par)
- nasycený $p_v = p_v''$
- přesycený $p_v > p_v''$ (když nasycený vzduch, obsahuje navíc další vodní páru v kapalném nebo tuhém skupenství)

Sytá pára je v termodynamické rovnováze se svou kapalnou fází a její tlak určuje jenom teplota. Když se zmenšuje objem za konstantní teploty a tlaku, pára kondenzuje, naopak při zvětšování objemu se kapalná fáze vypařuje, dokud nezůstane pouze sytá pára. Za dalšího zvětšování objemu pára není už kapalinou nasycena a stává se z ní pára přehřátá. [7]

Dále jsou popsány veličiny, které určují vlhkost vzduchu:

Absolutní vlhkost ρ_v (kg/m^3) představuje poměr **hmotnostního množství vodních par** v jednotce objemu vzduchu V .

Relativní vlhkost vzduchu φ udává míru nasycení vzduchu vodními parami. Jednotky má v (%) nebo bez jednotek (-). Je definovaná jako poměr **hmotnostní koncentrace vodních par** ρ_v k **hmotnostní koncentraci sytých vodních par** ρ_{vs} [5]:

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_{vs}} = \frac{p_v}{r_v T} \cdot \frac{r_v T}{p_{vs}} = \frac{p_v}{p_{vs}} \quad (-) \quad (1.9)$$

Velmi důležitá je **měrná vlhkost** x , která je definovaná jako hmotnost vodních par M_v v 1 kg suchého vzduchu ($\text{kg}_{s.v.}$) [5]:

$$x = \frac{M_v}{M_a} = \frac{p_v V}{r_v T} \frac{r_a T}{p_a V} = 0,622 \frac{p_v}{p_a} = 0,622 \frac{\varphi p_{vs}}{p - \varphi p_{vs}} \quad (\text{kg}/\text{kg}_{s.v.}) \quad (1.10)$$

Při použití rovnice (1.7) a další dosazování do rovnice (1.10), lze zjistit alternativní vztah pro **relativní vlhkost** φ a zároveň dostat **parciální tlak vodních par** p_v , který je definován jako tlak odpovídající příslušné absolutní vlhkosti. Parciální tlak par nezáleží na teplotě při konstantním tlaku. Na h-x diagramu je znázorněn na **ose x** [7]:

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{vs}} \frac{x}{0,622 + x} \quad (1.11)$$

$$p_v = p \frac{x}{0,622 + x} \quad (1.12)$$

Parciální tlak syté páry p_{vs} je pouze funkcí teploty $p_{vs} = f(t)$ [7]:

$$\ln p_{vs} = 28,926 - \frac{6148}{273,1 + t} \text{ pro teplotu } t < 0^\circ\text{C} \quad (1.13)$$

$$\ln p_{vs} = 23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + t} \text{ pro teplotu } t \geq 0^\circ\text{C} \quad (1.14)$$

1.3 Měření parametrů vlhkého vzduchu

Při měřeních (aspiračním psychrometrem) pro stanovení **parciálního tlaku vodních par p_v** se používá Sprungův vzorec (psychrometrická rovnice):

$$p_v = p_{vs m} - A \cdot p(t - t_m) \quad (1.15)$$

kde $p_{vs m}$ (Pa) – je parciální tlak sytých vodních par při teplotě mokrého teploměru;
 $A = 662 \cdot 10^{-6}$ – psychrometrický součinitel, p (Pa) – tlak vlhkého vzduchu, t ($^\circ\text{C}$) – teplota suchého teploměru, t_m ($^\circ\text{C}$) – teplota mokrého teploměru. [5]

Teplota rosného bodu t_p se nazývá teplota, při které je vzduch maximálně nasycen vodní parou, při dalším ochlazení vodní pára zkondenzuje [7].

V Molliérově diagramu se teplota rosného bodu pro zadaný stav vzduchu odečte na průsečíku křivky nasycení $\varphi = 1$ a čáry měrné vlhkosti x , odpovídající danému stavu vzduchu. Pokud je známý parciální tlak vodních par ve vzduchu p_v (Pa), tak z níže uvedených rovnic dle [5] je možné zjistit teplotu rosného bodu t_p :

$$t_p = \frac{6148}{28,926 - \ln p_v} - 273,1 \text{ když teplota vzduchu je } t < 0^\circ\text{C} \quad (1.16)$$

$$t_p = \frac{4044,2}{23,58 - \ln p_v} - 235,6 \text{ když teplota vzduchu je } t > 0^\circ\text{C} \quad (1.17)$$

Teplota mokrého teploměru t_m ($^\circ\text{C}$) je rovnovážná teplota, při které teplo potřebné k odpařování z mokrého povrchu je dodané z okolí. Pro účely měření se definuje jako teplota, která dosáhne v rovnovážném stavu teploměru s čidlem obaleným mokrou punčoškou, která chrání od přestupu tepla sáláním při nuceném proudění vzduchu. [5]

Jak uvádí [5] při úpravách vzduchu mají význam ještě dvě veličiny, které jsou označovány na h - x diagramu:

1. δ (kJ/g) – **směrové měřítko**, vyjadřuje změnu stavu vlhkého vzduchu z počátečního 1 na konečný 2:

$$\delta = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} \quad (1.18)$$

2. **ϑ (-) - faktor citelného tepla**, je definován jako poměr citelného tepla Q_{cit} k celkovému teple Q :

$$\vartheta = \frac{Q_{cit}}{Q} (-) \quad (1.19)$$

1.4 Entalpie

Entalpie je fyzikální veličina, která vyjadřuje, kolik tepla je uloženo v jednotkovém množství látky. Když se počítají stavy vlhkého vzduchu, je výhodně sledovat 1 kg suchého vzduchu, který v sobě obsahuje x kg vodních par. Hmotnost suchého vzduchu při úpravách vlhkého vzduchu zůstává stálá, mění se pouze hmotnost vodní páry.

Entalpie vlhkého vzduchu h nenasyceného vodními parami $p_v < p_{vs}$ je složena z **entalpie 1 kg suchého vzduchu h_a** a **entalpie x kg vodních par h_v** :

$$h = h_a + h_v \text{ (J/kg}_{s,v}\text{)} \quad (1.20)$$

$$h_a = 1 \cdot c_a t \text{ (J/kg}_{s,v}\text{)} \quad (1.21)$$

$$h_v = x(l_v + c_v t) \text{ (J/kg}_{s,v}\text{)} \quad (1.22)$$

kde $c_a = 1010 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ – měrná tepelná kapacita suchého vzduchu

$c_v = 1840 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ – měrná tepelná kapacita vodních par

$l_v = 2500 \text{ kJ/kg}$ – výparné teplo vody při $0 \text{ }^\circ\text{C}$. [5]

V případě, že je potřeba znát entalpii vzduchu, který obsahuje mlhu, sníh nebo led, tak podle [5] je nutné sečíst entalpie vzduchu nasyčeného vodními parami h_s a entalpie vodních kapek:

$$h = h_s + (x - x_s) c_w t \quad (1.23)$$

nebo entalpie ledu:

$$h = h_s + (x - x_s)(l_e + c_e t) \quad (1.24)$$

kde $c_{w,e} \text{ (J/kg}\cdot\text{K)}$ – je měrná tepelná kapacita vody/ledu; $l_e \text{ (J/kg)}$ – skupenské teplo tání ledu; $x_s \text{ (kg/kg}_{s,v}\text{)}$ – měrná vlhkost vzduchu nasyčeného vodními parami.

1.5 Chlazení vzduchu

Chlazení vzduchu obvykle probíhá ve vodních chladičích nebo v přímých výparnicích, konstruovaných většinou z potrubí, na němž jsou lamely. Teplonosnou látkou je voda, nemrzoucí směs či vypařující se chladivo.

Existují dva typy chlazení vzduchu, které obvykle probíhají v tepelných výměnících:

- **Suché chlazení:** takový druh chlazení, když teplota povrchu výměníku je vyšší než je teplota rosného bodu přiváděného vzduchu $t_{\text{povrchu}} > t_p$, díky čemuž nevzniká kondenzát tzn. $\Delta x=0$ g/kg_{s.v.}. [8]
- **Mokrý chlazení:** druh chlazení, kdy dochází ke kondenzaci vodní páry, která obsahuje vlhký vzduch přiváděný do výměníku. Takové chlazení nastává, když povrchová teplota výměníku je nižší než teplota rosného bodu přiváděného vzduchu $t_{\text{povrchu}} < t_p$. [8]

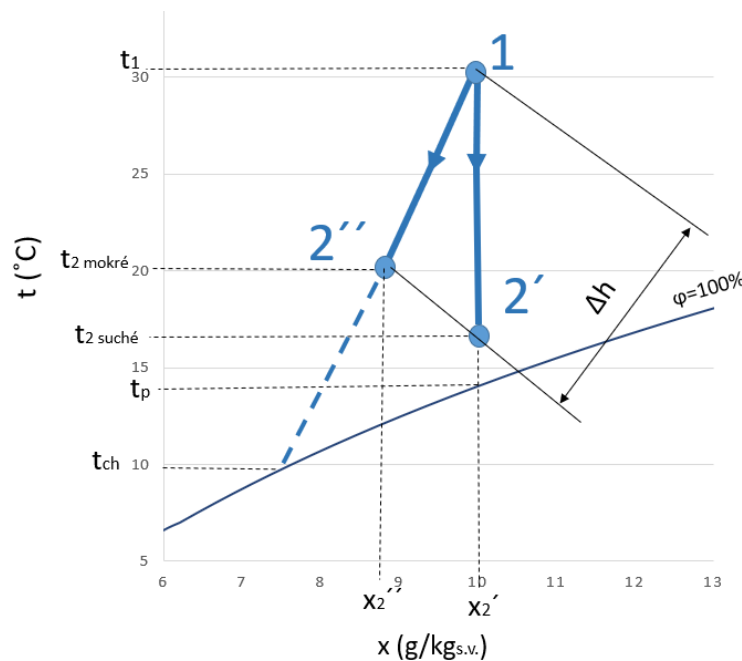
Dle [5] lze pro mokré chlazení stanovit množství vody \dot{M}_w , které zkondenzuje ze vzduchu na povrchu chladiče:

$$\dot{M}_w = \dot{M}_A(x_2 - x_1) \text{ (kg/s)} \quad (1.25)$$

kde \dot{M}_A (kg/s) – množství vzduchu přiváděného do chladiče; $x_{1,2}$ (g/kg_{s.v.}) – měrná vlhkost vzduchu. Dalším vzorcem dle [5] lze spočítat výkon Q_{ch} chladiče pro oba případy chlazení:

$$Q_{ch} = M_a(h_2 - h_1) \text{ (W)} \quad (1.26)$$

$h_{1,2}$ (kJ/kg_{s.v.}) – entalpie přiváděného a odváděného vzduchu.



Obr. 1.1 Suché a mokré chlazení při stejném výkonu chladiče

Výkon chladiče odpovídá **celkovému teplu**, které je dáno součtem citelného Q_{cit} a vázaného tepla Q_{vaz} :

$$Q = Q_{cit} + Q_{vaz} \text{ (W)} \quad (1.27)$$

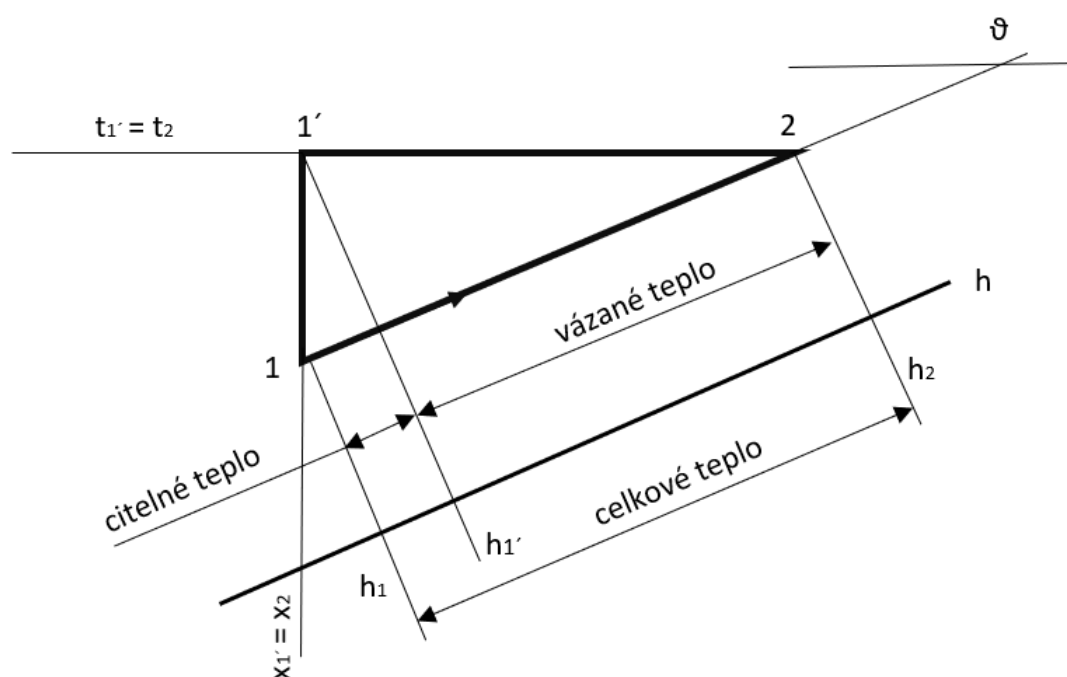
Citelným teplem Q_{cit} se nazývá část chladicího výkonu, která je využita na snížení teploty vzduchu. Na Molliérově diagramu má průběh kolmý na izotermy po čáře konstantní měrné vlhkosti [8]:

$$Q_{cit} = M \cdot c_a \cdot \Delta t \text{ (W)} \quad (1.28)$$

kde M (kg/m^3) – hmotnostní průtok vzduchu; Δt ($^{\circ}\text{C}$) – rozdíl teplot.

Vázaným teplem Q_{vaz} se nazývá část výkonu z kondenzovaných vodních par ze vzduchu. Na Molliérově diagramu má průběh ve směru izoterm rovnoběžně s měřítkem měrné vlhkosti [8]:

$$Q_{vaz} = M \cdot \Delta h \text{ (W)} \quad (1.29)$$



Obr. 1.2 Rozdělení celkového tepla

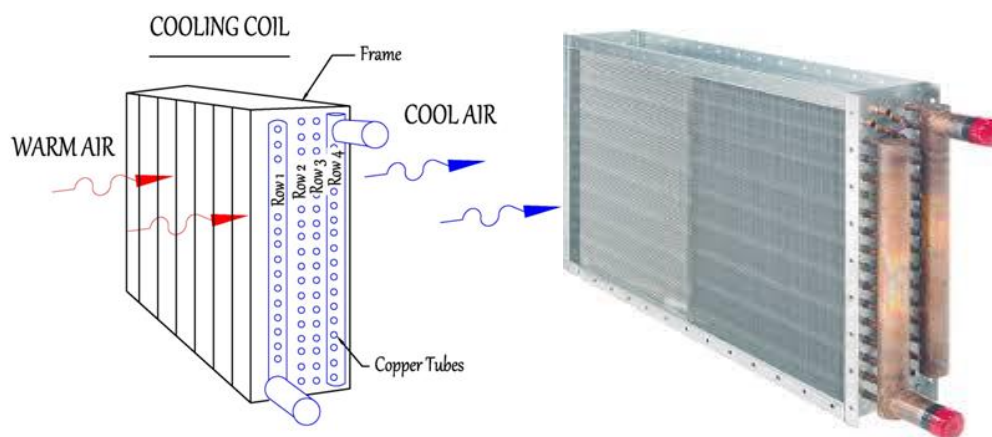
2. Teorie výměníku

Pro ochlazování vzduchu se používají tzv. chladiče. Tato zařízení jsou obvykle součástí místní nebo centrální klimatizace, ale mohou být instalována samostatně v místnosti. U chladičů je nižší teplotní rozdíl mezi teplotou nosnou látkou a vzduchem, také mají větší plochu kontaktu vnějšího povrchu se vzduchem než jemu podobný výměník tepla s opačnou funkcí – ohříváč, více řad a zároveň musí mít zachytávání vodních kapek kondenzátu a jejich odvod. Chladiče jsou buď vodní, nebo přímé výparníky. Vodní chladiče vzduchu se skládají z potrubí, kterým protéká studená voda či nemrznoucí směs. Vzduch proudí kolem trubek a v kontaktu s nimi dodává teplo. Z toho logicky

plyne, že teplota vody na výstupu z výměníku musí být vyšší než na jeho vstupu. U přímých výparníků je teplotou látkou chladivo, které se vstříkuje do výparníku, kde se odpařuje a přes stěny výměníku odebírá teplo vzduchu (odtud název přímý výparník) [4], [10]

2.1 Vodní chladiče

Vodní chladiče jsou tepelné výměníky typu vzduch – voda, kde teplotou látkou je voda s teplotním spádem odpovídajícím zdroji chladu. Obvykle je vstupní teplota chladicí vody 3 až 8 °C a výstupní teplota o 5 až 8 K vyšší. Vodní chladiče bývají konstruovány jako víceřadé 2 až 8 řadé s lamelami na straně vzduchu. Konstrukce chladiče je skříň z pozinkované oceli, uvnitř které je instalován výměník tepla, lapač kapek a vana umístěná ve spodní části skříň chladiče. Výměník tepla je vyroben z měděných trubek s hliníkovými žebry, uspořádanými v šachovnicovém vzoru. Lapač kapek je sada speciálních plastových desek, které efektivně zachycují kondenzát a odvádí ho do vany, z níž pak odtéká přes zápachovou uzávěrku do kanalizace. Vana je dodatečně tepelně izolována. Chladiče, u kterých je jistota, že teplota chladicí vody je vyšší než teplota rosného bodu upravovaného vzduchu, se nemusí osazovat lapačem kapek a vanou na zachycení kondenzátu. Teplota vody pro takové systémy bývá kolem 15 °C a teplosměnné plochy chladiče jsou větší. Chladiče kanálů mají sjednocené velikosti, což umožňuje jejich univerzální kombinaci s dalšími prvky potrubí, což zajišťuje snadnou instalaci. [4], [11]



Obr. 2.1 Vodní chladič [12], [13]

Dle [1] při tepelných výpočtech vodních chladičů vycházíme ze 4 základních rovnic:

1. Rovnice zachování energie, kde výkon na vzduchu je roven výkonu na vodě;

2. Bilanční rovnice pro chladicí vodu;
3. Bilanční rovnice pro ochlazovaný vzduch;
4. Rovnice přestupu tepla;

Podle [4] za předpokladu zanedbatelných ztrát do okolí platí vzorec:

$$Q = M_A \cdot \Delta h = M_W \cdot c_W \cdot \Delta t_w = U \cdot S \cdot \Delta t_m \text{ (W)} \quad (2.1)$$

kde Δh (J/kg) - je rozdíl entalpie vlhkého vzduchu před a za chladičem,

Δt_m (°C) – střední teplotní rozdíl teplotnosné látky, U (W/m².K) – součinitel prostupu tepla výměníku,

S (m²) – teplosměnná plocha výměníku.

Pro výkon vodního chladiče je rozhodující teplosměnná plocha a teplotní rozdíl mezi vzduchem a vodou. Teplotní rozdíly při vodním chlazení bývají dost malé, a proto mají chladiče větší teplosměnnou plochu než ohříváče. Důležitým aspektem při řešení chladičů jako výměníků tepla je zohlednit profil lamely a přidat do výpočtu účinnost žebra η_z a rovněž případnou kondenzaci. [4]

Pro výpočet středního teplotního rozdílu pro výměníky se čtyřmi a více řadami je možné použít vztah pro protiproudý výměník [4]:

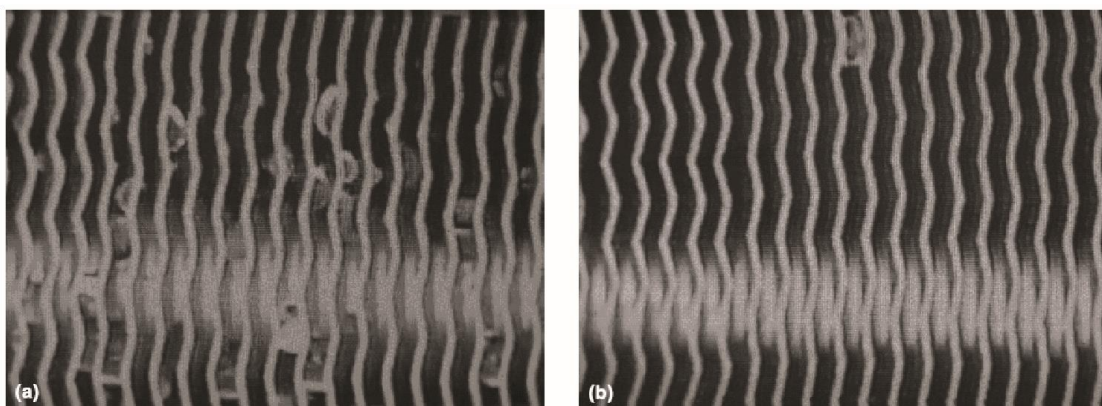
$$\Delta t_m = \frac{(t_{a1} - t_{w2})(-t_{a2} - t_{w1})}{\ln\left(\frac{t_{a1} - t_{w2}}{t_{a2} - t_{w1}}\right)} \text{ (K)} \quad (2.2)$$

Tlakové ztráty Δp_A pro suché chlazení počítají pomocí tohoto vzorce [4]:

$$\Delta p_A = A \cdot n \cdot w^a \text{ (Pa)} \quad (2.3)$$

A (K⁻¹) – psychrometrický součinitel, n – počet řad výměníku, w (m/s) – rychlost proudění vzduchu, a – exponent, který musí být určený dle měření pro určitý výměník ($a = 1,5$ až 2).

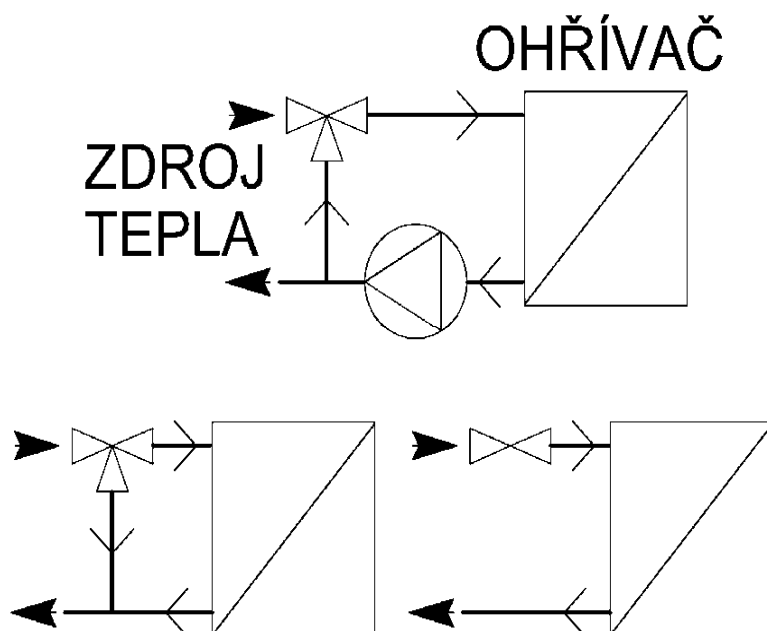
Tlaková ztráta na straně vzduchu u mokrého chladiče je mnohem vyšší než u suchého s důvodu přítomnosti kapiček kondenzátu. Tento problém je možné řešit nanesením hydrofilní vrstvy na povrch lamely, tedy kapičky vody zploští a rychle odtečou. [2]



Obr. 2.2 a) množství kondenzátu na lamele bez hydrofilní úpravy [2]
b) množství kondenzátu na lamele s hydrofilní úpravou [2]

2.1.1 Regulace chladiče vzduchu

Existují dvě možnosti regulace vodních chladičů. Vzhledem k menším teplotním rozdílům se častěji používá kvantitativní regulace. U menších systémů rozvodu chladné vody může nastat problém s regulací zdroje chladu. Zdroj chladu musí umět regulovat chladicí výkon, anebo musí být umístěn akumulací zásobník mezi zdrojem a chladičem, který umožní nepřerušovanou regulaci chladicího výkonu i v případě, když zdroj chladu bude pracovat pouze s regulací vypnuto-zapnuto. [4]



Obr. 2.3 Regulace vodních ohřivačů: nahoře kvalitativní, dole kvantitativní rozdělování a průtok vody [4]

2.1.2 Protimrazová ochrana

V klimatizačních zařízeních jsou chladiče obvykle instalovány za ohřívačem, takže jsou v zimním období chráněny protimrazovou ochranou ohřívače, v letním období ji nepotřebují. Když v klimatizačním zařízení chybí protimrazová ochrana nebo je chladič instalován před ohřívačem, musí být použita nemrznoucí směs nebo se musí voda ze systému chlazení v zimě vypouštět. V případě vedení rozvodů chladicí vody ve venkovním prostředí je třeba zabezpečit protimrazovou ochranu i těchto rozvodů. [4]

2.2 Přímé výparníky

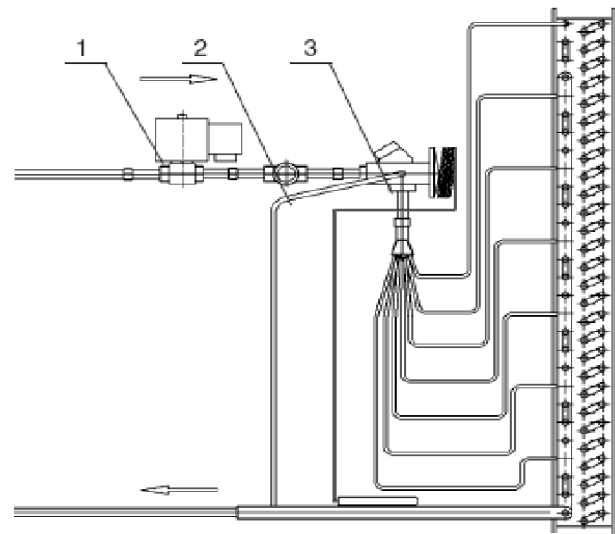
Přímé výparníky se často používají v cirkulačních jednotkách chladivových zařízení a také v centrálních klimatizačních jednotkách. Před přímým výparníkem je umístěn škrticí ventil. Kapalně chladivo, které je vstříkované do výparníku, se odpařuje, což vede k odebrání tepla ze vzduchu proudícího přes stěny výměníku. U přímých výparníků je na rozdíl od vodních chladičů přestup tepla na straně chladiva horší a může dojít k namrzání, proto mají větší rozteč lamel. [4]

Podle [4] **výhodami** výparníku na rozdíl od vodního chladiče jsou:

- Vyšší chladicí faktor zařízení;
- Může dosahovat nižších teplot než vodní;
- Nemá vodní okruh;

a **nevýhodami** přímého výparníku jsou:

- Složitější regulace;
- Riziko vzniku namrzání;
- Vyšší nároky na kvalitu montáže chladivového okruhu;
- Odmrzání snižuje výkon a zhoršuje chladicí faktor.



Obr. 2.4 Schéma jednookruhového přímého výparníku [4]

2.2.1 Regulace výparníku

Standartní je regulace vypnuto-zapnuto. Moderní elektronické škrticí ventily jsou omezeny v možnosti regulace výkonu. Někteří výrobci regulují výkon přímých výparníků mikrosplínáním. Pro systémy s nepřerušovanou regulací výkonu výparníku je nutný proměnný průtok chladiva okruhem a regulace otáček kompresoru. Další hojně využívanou možností

zvláště pro regulaci větších klimatizačních jednotek je zapojení výměníku do několika chladicích okruhů s několika škrticími ventily a vícestupňovým spínáním kompresorů. [4]

2.3 Určení stavu vzduchu za chladičem [9]

Pro přesné zjištění průběhu změny stavu vzduchu v chladiči musíme stanovit střední povrchovou teplotu chladiče t_{pm} , což je problematické, protože závisí na účinnosti žebber a na průběhu změn teplot chladiva.

Za prvé je nutné provést tepelný výpočet:

Základní roli hraje geometrické provedení, charakterizované poměry: d_e/a , δ/a , d_e/b a uspořádání trubek, kde d_e – vnější průměr trubek; a , b – rozteče trubek vedle sebe, δ – tloušťka vzduchové mezery mezi lamelami. Protože je těchto parametrů velký počet, je nutné vyjádřit podmínky podobnosti jedním charakteristickým rozměrem, který ale zachycuje tyto podmínky jen částečně. Charakteristický rozměr je třeba ekvivalentní průměr:

$$d_{ekv} = 4 \cdot \psi \cdot S_1 \quad (2.4)$$

ψ – poměrné zúžení průřezu trubkami a lamelami (poměr nejužšího k plnému frontálnímu profilu rámu), bývá kolem 0,5, S_1 (m^2/m^3) – povrch výměníku, odpovídající objemu $1 m^3$.

Dále:

$$Pr = v_A/a_A = 0,7 \quad (2.5)$$

$$Nu = C \cdot R^{0,6} \cdot (Se/Set)^{-0,375} \quad (2.6)$$

Kde $C = 0,26$ pro trubky uspořádané za sebou, $C = 0,4$ pro trubky uspořádané vystřídane u výměníku s počtem řad 5 a výše, S_e – celý vnější teplosměnný povrch, S_{et} – vnější povrch jednotlivých trubek, na které jsou lamely nasazeny;

$$Nu = \alpha_k \cdot d_{ekv} / \lambda_A - \text{Nusseltovo kritérium}; \quad (2.7)$$

$$Re = w \cdot d_{ekv} / \nu_A - \text{Reynoldsovo kritérium}; \quad (2.8)$$

λ_A , ν_A , a_A – tepelné vlastnosti vzduchu při jeho střední teplotě ve výměníku;

w (m/s) – rychlost vzduchu v nejužším průřezu mezi lamelami a trubkami;

Rovnice (2.7) se upravuje pro přímý výpočet přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = C \left(\frac{S_e}{S_{et}} \right)^{-0,375} \cdot d_{ekv}^{-0,4} \cdot (20,58 - 0,067 \cdot t^{0,62}) \cdot w^{0,6} \quad (2.9)$$

Dále je nutné spočítat důležitou veličinu pro tepelný výpočet – účinnost žebber η_z . To je fiktivní hodnota, která charakterizuje střední teplotu žebra. Pro praktický výpočet se používá vztah

$$\eta_{\dot{z}} = \frac{C}{\alpha_k + C} \quad (2.10)$$

kde C – konstanta, která závisí na konstrukci a nerovnoměrnosti přestupu tepla na povrchu lamel

$$C = \frac{1,7 s \lambda}{h'^2} \quad (2.11)$$

kde s (m) – tloušťka lamely; λ (W/m.K) – součinitel tepelné vodivosti materiálu lamely;
 h' (m) – ekvivalentní výška lamely konstantního profilu:

$$h' = 0,367 \cdot \sqrt{a \cdot b} + \frac{0,223 a \cdot b}{d_{ekv}} - 0,5 d_{ekv} \quad (2.12)$$

kde a, b – rozměry lamely připadající na jednu trubku;

2) Přímý výpočet střední povrchové teploty není možný, a proto musíme postupovat iterací. Pro první přiblížení se střední povrchová teplota volí o několik stupňů výše, než je konečná teplota chladiva. Potom se v Molliérově diagramu provede spojnice od počátečního stavu vzduchu do nasyceného stavu, který odpovídá zvolené teplotě, pro niž teplotu z diagramu určí hodnota ϑ a pak $\varepsilon = 1/\vartheta$.

Potom zjistíme střední povrchovou teplotu z rovnosti teplených bilancí prostupu a přestupu tepla na vnějším povrchu:

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot \Delta t_m = \varepsilon \alpha_e \cdot S \cdot \Delta t_{pm} \quad (2.13)$$

Součinitel prostupu tepla U musí obsahovat v sobě příslušnou kondenzace

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_i} \frac{S_e}{S_i} + \frac{1}{\varepsilon \alpha_e \eta_{\dot{z}}} \quad (2.14)$$

Řešením rovnice (2.13) dostanu vztah pro výpočet povrchové teploty chladiče a potom dokážeme spočítat teplotu vzduchu na výstupu z chladiče

$$t_{pm} = \frac{(t_2' + t_2'')}{2} + \Delta t_m \cdot \left(1 - \frac{U}{\varepsilon \eta_{\dot{z}} \cdot \alpha_e}\right) \quad (2.15)$$

Předpokladem pro výpočet je, že změna teploty chladiva je taková, že její střední hodnota odpovídá aritmetickému průměru jejích teplot na vstupu a výstupu z chladiče. Takto určená povrchová teplota se porovná s teplotou, která byla zvolená, nebo se stanoví, jaká je nová hodnota ε . Pokud vznikne odchylka, je nutně výpočet provést znovu. Tak se zjistí směr spojnice mezi vstupním a výstupním stavem vzduchu.

Konečný stav vzduchu dále spočítáme s následujícími rovnic:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t'} = \frac{1 - \exp\left[-\frac{US}{\varepsilon \dot{C}_1} \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon \dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right)\right]}{1 - \frac{\varepsilon \dot{C}_1}{\dot{C}_2} \exp\left[-\frac{US}{\varepsilon \dot{C}_1} \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon \dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right)\right]} = 0,5(\text{odhad}) \quad (2.16)$$

Pro dosazení do rovnice (2.16) potřebujeme vědět další hodnoty:

tepelná kapacita průtoku vzduchu:

$$\dot{C}_1 = \dot{V} \cdot \rho_A \cdot c_A \quad (W/K) \quad (2.17)$$

tepelná kapacita průtoku vody:

$$\dot{C}_2 = \dot{M}_w \cdot c_w \quad (W/K) \quad (2.18)$$

ochlazení vzduchu:

$$\Delta t_1 = 0,5(\text{odhad}) \cdot \Delta t' = 0,5(t'_1 - t_2') \quad (2.19)$$

$$t_1'' = \Delta t_1 + t_1' \quad (2.20)$$

t_1' (°C) – počáteční teplota vzduchu.

Pak spočítáme ohřátí vody:

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta t_1 \sum \dot{C}_1}{\dot{C}_2} \quad (2.21)$$

$$t_2'' = \Delta t_2 + t_2' \quad (2.22)$$

t_2' (°C) – počáteční teplota chladicí vody.

Kontrola střední povrchové teploty:

$$\Delta t_m = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln\left[\frac{\frac{t_1'}{t_2''}}{\frac{t_1''}{t_2'}}\right]} \quad (2.23)$$

a pak ji dosadíme do rovnice (2.15).

3. Popis problému

Pro stanovení výkonu chladiče se vychází z teoretického průběhu chlazení vzduchu, obvykle na h-x diagramu idealizovaná úsečka z bodu počátečního stavu vzduchu **1** do bodu konečného ochlazeného stavu vzduchu **2**. Předpokládá se, že tento proces probíhá rovně po přímce (obr. 3.1).

Chlazení vzduchu probíhá ve výměnících tepla, které jsou převážně z lamelových trubek. Teplonosnou látkou, která proudí trubkami, je chladná voda nebo vypařující se chladivo. Při teoretickém předpokladu chlazení se povrchová teplota vodního chladiče stanoví jako střední teplota chladicí vody na vstupu a výstupu z výměníků [5]:

$$t_{wm} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (3.1)$$

Pro vodní chladič pracující se jmenovitým teplotním rozdílem 6/12 °C bude povrchová teplota určena jako:

$$t_{wm} = \frac{6 + 12}{2} = 9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.2)$$

Při použití přímého výparníku je povrchová teplota rovna vypařovací teplotě, která bývá obvykle 4 až 5 °C. [5]

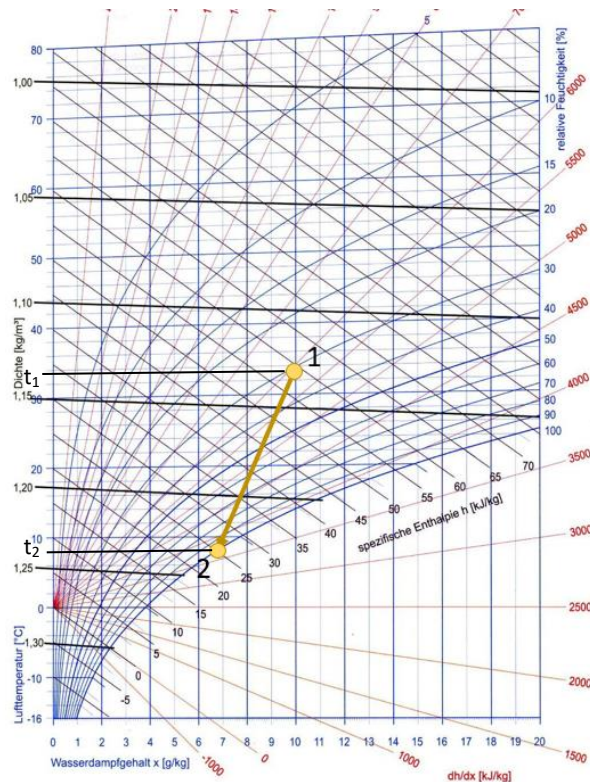
Skutečnost je taková, že v reálním průběhu chlazení u lamelových výměníků často nedochází k dokonalému odvedení vodní páry, jak předpokládá teoretický průběh, a reálný proces probíhá přibližně po křivce do konečného stavu **2k** (obr. 1). [5]

3.1 Korekce teoretického předpokladu

Reálný stav vzduchu za žebrovaným lamelovým chladičem s kondenzací **2k** je dán podmínkami, které se stanoví na povrchu žebor a je vyhodnocen podle faktoru ochlazování Φ_t , faktoru odvlhčení Φ_x a účinnosti žebrování η_z [5]:

$$\Phi_t = \frac{t_1 - t_{2k}}{t_1 - t_{zm}} \quad \Phi_x = \frac{x_1 - x_{2k}}{x_1 - x_{zm}} \quad \eta_z = \frac{t_1 - t_{2k}}{t_1 - t_{tr}} \quad (3.3)$$

kde t_1, t_{2k} – teploty vzduchu na vstupu a korigována na výstupu z výměníku, t_{zm} – střední teplota povrchu žebor, t_{tr} – teplota povrchu trubek (přibližně se rovna t_{wm}). Pro lamelové chladiče vzduchu v klimatizaci lze předpokládat účinnost žebra $\eta_z \approx 0,85$. [5]



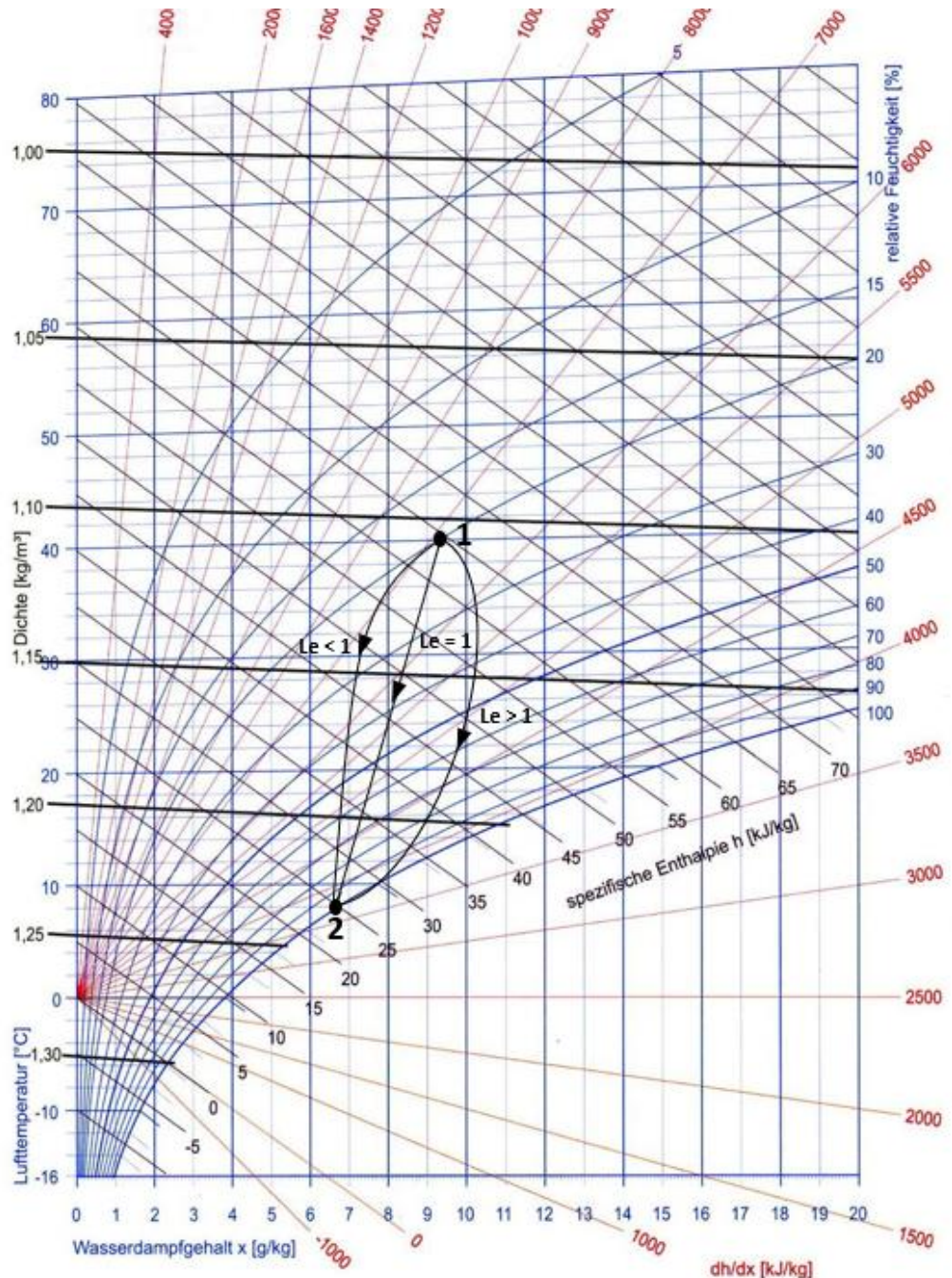
Obr. 3.1 Teoretický průběh chlazení s odvlhčováním

n – exponent závislý na kvalitě proudění, $n = 0$ při dokonalé turbulenci a při laminárním proudění
 $n = 1$

$$Le = \frac{Sc}{Pr} = \frac{\alpha}{D} \quad (3.5)$$

Sc – Schmidtlovo číslo; Pr – Prandtlovo číslo, α – součinitel teplotní vodivosti;

D – součinitel difuze. [9]



Obr. 3.2 Změna stavu vzduchu v závislosti na Lewisově součiniteli

Dle [9] pro určení průběhu změny stavu vzduchu v Molliérově diagramu při současném přestupu tepla a přenosu vlhkosti byla určena diferenciální rovnice

$$\frac{dh}{dx} = Le \cdot \frac{(h_m'' - h)}{(x_m'' - x)} + h_{Dm}''(1 - Le) \quad (3.6)$$

h, h_m'' – entalpie ochlazovaného vzduchu a vzduchu nasyceného při teplotě mokrého povrchu, na kterém vzniká kondenzát

x, x_m'' – měrné vlhkosti vzduchu s podmínkami shodnými jako u entalpie

h_{Dm}'' – entalpie syté páry při teplotě mokrého povrchu, na kterém vzniká kondenzát.

Pokud $Le > 1$, jedná se o protiproudý výměník, když $Le < 1$, je výměník souproudý, $Le = 1$ představuje ideální průběh chlazení.

3.3 Teplotní pole na povrchu chladiče [3]

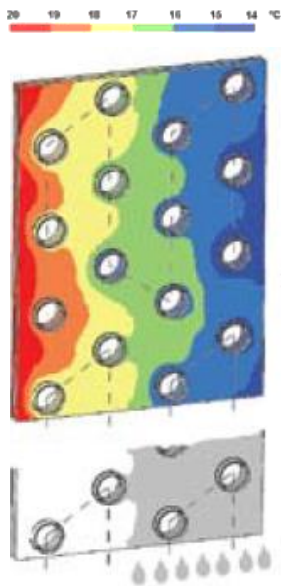
Jak bylo uvedeno v kapitole 1.5, když vlhký vzduch bude ve styku s povrchem s teplotou nižší, než je teplota rosného bodu vzduchu, vlhkost, kterou obsahuje, začne kondenzovat na povrchu, kvůli tomu je velmi důležité znát teplotní pole na povrchu chladiče.

3.3.1 Definice problému

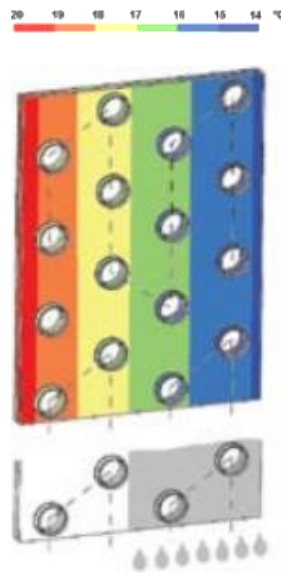
V potrubí tepelného výměníku přechází do centrální části toku chladiva teplo z části, která je blíže ke stěnám, na něž proudí teplo z vnitřní stěny trubky. Teplo je přenášeno na potrubí z vnitřní strany krčku lamely a zase z nejbližší plochy povrchu lamely. Lamely chladí vzduch procházející výměníkem tepla. Přejít vzduchu skrz výměník je složitý proces: vzduch mezi trubkami nejen klouže (tam je oblast se silnou turbulencí za nimi), někdy se musí pohybovat také v opačném směru, protože většina výměníků nyní používá profilované nebo prostříhané lamely, a proto znázornění teplotních a rychlostních polí je obtížný třírozměrný úkol. Zobrazení povrchové teploty lamely je mnohem lehčí. Zapojení výměníku tepla bude považováno za protiproudé. V důsledku toho se získává pole podobné tomu, které je znázorněno na obr. 3.4:

- Povrchová teplota se liší na různých místech.
- Teplota klesá ve směru hlavního proudu vzduchu.
- Teplota povrchu závisí na místní teplotě chladiva.
- Teplota povrchu závisí na složených válkách.
- V závislosti na lokální rychlosti vzduchu na různých místech dochází k přenosu tepla lamelami, eliptické nebo kapkové rozložení teplotního pole v blízkosti trubek.
- Dochází k nepravidlostem, které mohou být způsobeny mnoha faktory, včetně pohybu kapek kondenzátu.

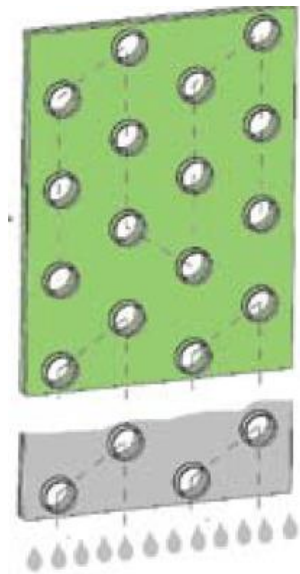
Je-li počítáno pouze s prvními třemi faktory, ve výsledku dojde k modelu proudění vzduchu, který je znázorněn na obr.3.5 a průběh teplot tohoto modelu je zobrazen na obr.3.7.



Obr. 3.4 Zobrazení teplotního pole na povrchu chladiče [3]



Obr. 3.5 Model stejnorodého teplotního pole podle normy ARI 410 [3]



Obr. 3.6 Model konstantní teploty na povrchu chladiče [3]

Obrázek 3.6 znázorňuje jednoduchý model za předpokladu teoretického průběhu chlazení. Pokud si zvolíme libovolně povrchovou teplotu chladiče, povrch bude ve většině případů považován za 100 % vlhký, rovnoměrný a při stejné teplotě. Nebudeme uvažovat o postupném ochlazování vzduchem, ale jednoduše jako o směsi vnějšího vzduchu (který údajně prošel výměníkem bez změny) s nasyceným vzduchem poblíž fiktivního povrchu. Pro objektivitu je možné říct, že pro skutečně mokrý povrch tento model funguje, pokud není teplota povrchu chladiče určována libovolně, ale přesnými metodami založenými na parametrech chladičů na straně vzduchu a chladiva. [3]

3.3.2 Výpočetní model dle norem ARI 410

Ve Spojených státech, na rozdíl od Evropy vyhovuje výkon chladiče centrálních klimatizačních jednotek (AHU) a klimatizačních jednotek výpočtovým programům: výrobci výměníků a dalších zařízení používají americké normy ARI 410, metodické výpočty a certifikační programy, které zaručují správnost celkového výkonu výměníku $\pm 5\%$.

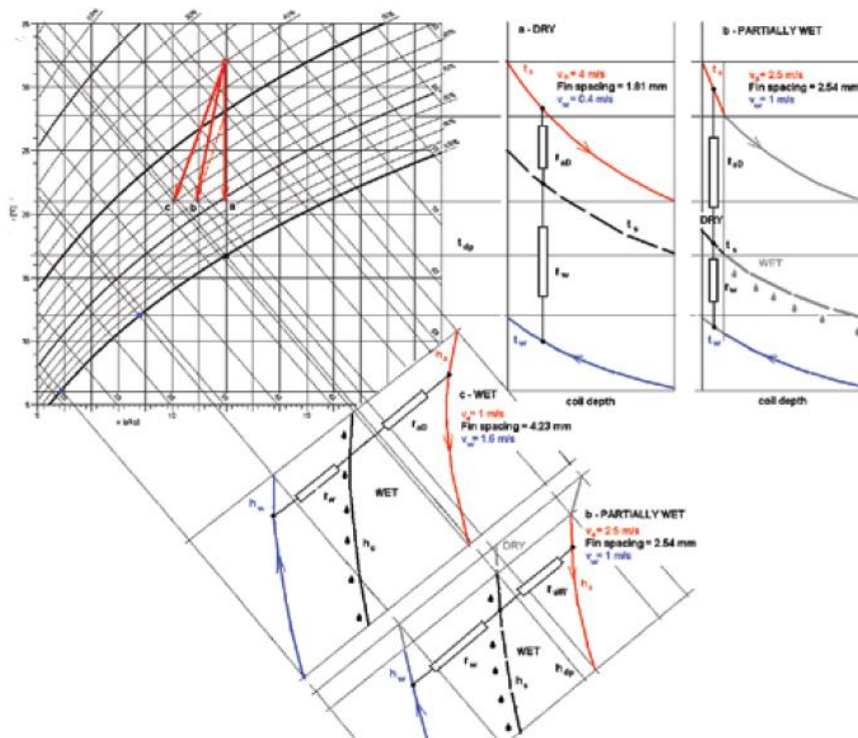
Výpočetní model založený na přístupu dle obr. 3.5 je znázorněn na obr. 3.7. V závislosti na teplotě rosného bodu vzduchu vstupujícího do chladiče a povrchové teplotě chladiče může nastat některá z následujících situací:

- a1. Výměník tepla je suchý;
- a2. Výměník tepla je mokrý;
- a3. Povrch výměníku tepla je částečně suchý, částečně vlhký; latentní teplo představuje méně než 5 % celkového výkonu;

b. Povrch je částečně suchý, částečně vlhký;

c. Povrch výměníku tepla je mokrý;

V případech b a c tepelný výměník aktivně sráží vlhkost, dochází ke změně agregačního stavu vzduchu, který je znázorněn na diagramu h-x jako šikmá čára. V případě, že je výměník mokrý (případ a2), dochází na některých trubkách a některých částech lamel ke kondenzaci vlhkosti ze vzduchu. Kapky kondenzátu však budou ve stavu rovnováhy mezi kondenzací a zpětným odpařováním, například stýkají do sousedního teplejšího povrchu nebo budou odváděny teplejším turbulentním prouděním vzduchu. V případě a3 je také obtížné určit množství kondenzátu, proto norma ARI 410 pro případy a1, a2 a a3 předpokládá, že povrch chladiče je ve výpočtech považován za suchý. Změna stavu pro tyto případy je proto dána v Molliérově diagramu svislou čarou. Pro výpočty je zajímavější případ částečně suchého a částečně vlhkého výměníku tepla, v klimatických podmínkách ve střední Evropě se tento případ vyskytuje poměrně často. Výpočet zahrnuje stanovení poměru suché a mokré části povrchu, změny povrchové teploty a průměrné teploty vzduchu procházejícího tepelným výměníkem. [3]



Obr. 3.3 Obrázek změn stavu vzduchu procházejícího chladičem. [3]

Na obr. 3.7 je v levém horním rohu je znázorněna změna stavu vlhkého vzduchu v Molliérově diagramu. Zbývající grafy zobrazují teplotní nebo entalpický profil vzduchu (plná červená čára), teplotu chladiva nebo entalpii nasyceného vzduchu odpovídající teplotě

chladiwa (plná modrá čára) a teplotu povrchu nebo entalpie (tečkovaná černá čára). Pro stejný stav přívodu vzduchu a stejnou teplotu výstupního teploměru suchého vzduchu může být povrch chladiče suchý (a), částečně mokrý (b) nebo mokrý (c) v závislosti na poměru povrchové teploty chladiče t_s a teploty rosného bodu t_p . V případě částečně mokrého povrchu se část tepelného výměníku počítá jako suchá a druhá jako mokrý povrch. [3]

3.3.3 Stanovení teplotní změny povrchu chladiče

Výměník tepla je možné představit jako řadu teplotních odporů v sériovém paralelním zapojení, viz obr. 3.8. Potenciál je teplota nebo entalpie vzduchu a chladiwa, tokem je transportovaný tepelný výkon. Za předpokladu, že výměník tepla má ideální konstrukci, pak v každé nekonečně malé ploše budou dva tepelné odpory. Tepelný odpor na straně vzduchu r_{aD} nebo teplotní odpor na straně vody r_w . Tepelní odpor je definován jako:

$$r_{aD} = \frac{1}{S_a \cdot \alpha_{aD}}; r_{aW} = \frac{1}{S_a \cdot \alpha_{aW}}; r_w = \frac{1}{S_w \cdot \alpha_w} \quad (\text{K/W}) \quad (3.7)$$

kde α_{aD} a α_{aW} – jsou součinitele přestupu tepla na straně vzduch měřené na suchém, či mokrém povrchu; α_w – je součinitel přestupu tepla na straně vody; S_a (m^2) – je sekundární teplosměnná plocha (lamela a krček); S_w (m^2) – je primární teplosměnná plocha (vnitřní stěna trubek).

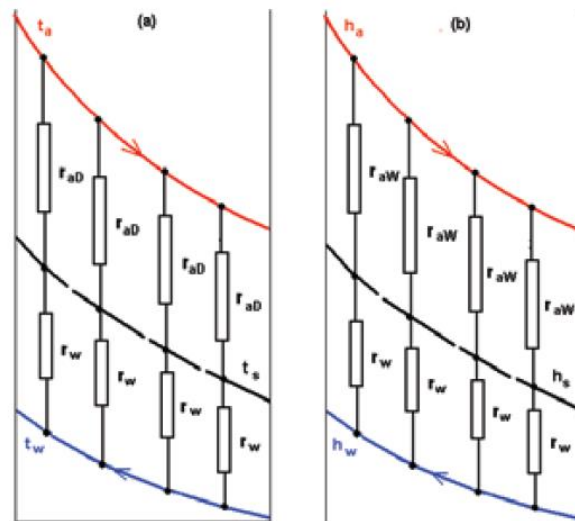
Součinitele přestupu tepla na straně vzduchu α_{aD} resp. α_{aW} závisí na profilu lamely a rychlosti proudění vzduchu. Kromě toho součinitel přestupu tepla na straně chladiwa závisí taky na průtoku tekutiny v trubkách.

U suchého, či mokrého tepelného výměníku je povrchová teplota na kterémkoli místě popsána pomocí rovnic:

$$t_s = t_w + \left[\frac{r_w}{r_{aD} + r_w} \right] \cdot (t_a - t_w) \quad (3.8)$$

$$h_s = h_w + \left[\frac{r_w}{r_{aD} + r_w} \right] \cdot (h_a - h_w) \quad (3.9)$$

kde r_{aD} a r_{aW} (K/W) je teplotní odpor vzduchu na straně pro suché / mokré povrchy, t_s resp. h_s je teplota a entalpie nekonečně tenké vrstvy vzduchu přilehající k lamele (povrchová teplota a odpovídající entalpie), t_w je průměrná teplota chladiwa v trubce v daném místě, h_w je



Obrázek 3.4 Schéma výpočtu teploty pro suchý (a) a mokrý povrch (b)

entalpie nasyceného vzduchu, odpovídající této teplotě, t_a a resp. h_a je průměrná teplota či entalpie vzduchu mezi lamelami.

Na závěr je vhodné říct že, blízkost teploty povrchu k teplotě chladicí kapaliny nebo teplotě vzduchu závisí na poměru tepelných odporů na straně vzduchu a straně chladicí kapaliny.

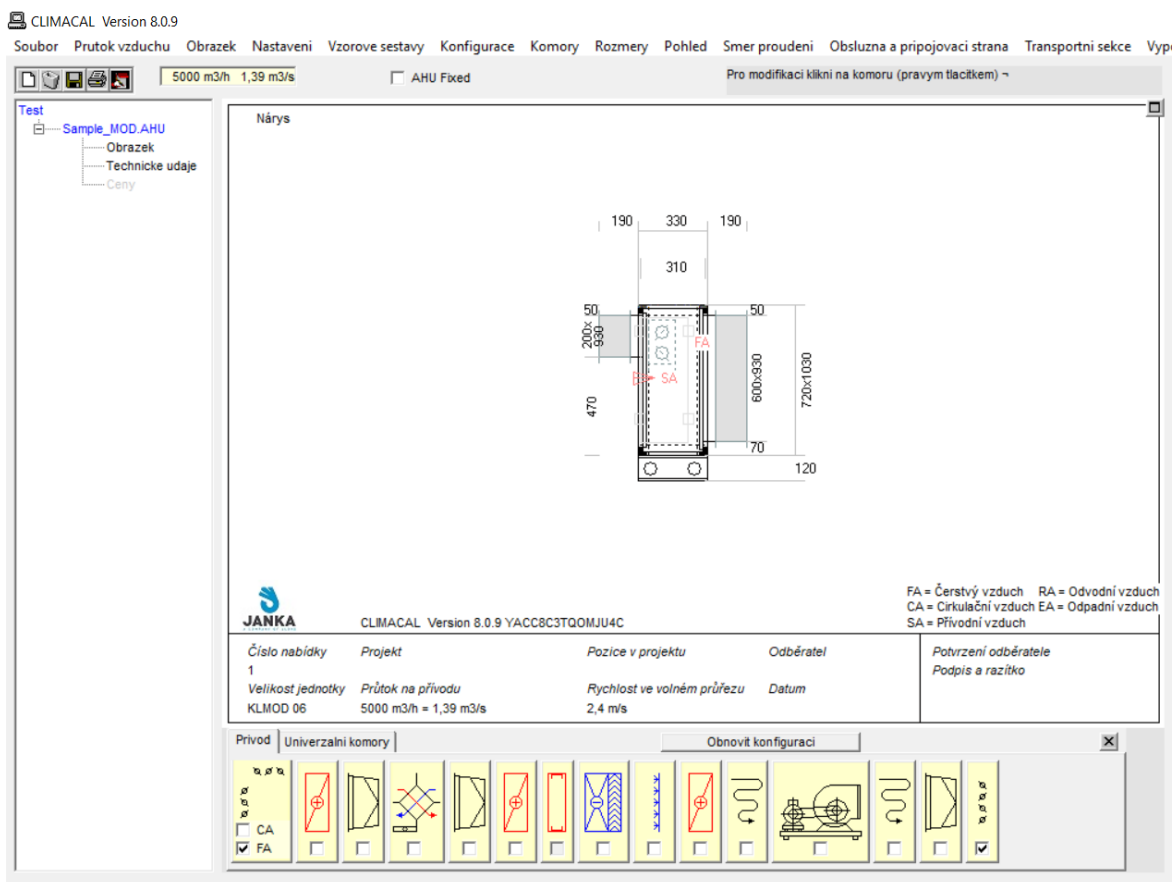
Větší přenos tepla na straně vzduchu zvýší povrchovou teplotu, větší přenos tepla na straně kapaliny naopak ji sníží. [3]

4. Praktická část

Praktická část se zaměří na chování vzduchu během chlazení ve vodním chladiči. Při reálné úpravě stavu vzduchu chlazením je jeho výsledný stav na výstupu z výměníku je výrazně závislý na rychlosti proudění vzduchu w (m/s) a geometrii výměníku (počet řad, rozteč lamel atd.) [5]. A proto takové parametry výměníku, jako rozteče lamel, teploty a rychlosti proudění vody v trubkách, zůstanou nezměněnými. Při analýzách je rychlost proudění vzduchu výměníkem s různým počtem řad proměnná.

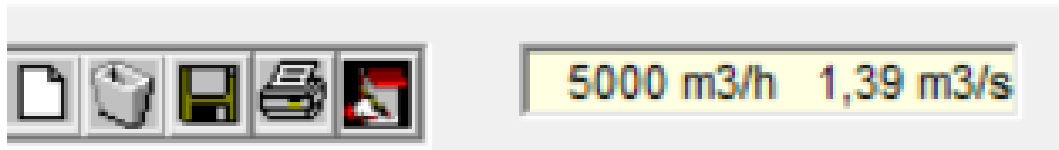
4.1 Popis softwaru

Pro zkoumání, jak skutečně probíhá proces chlazení vzduchu ve vodním chladiči a výparníku, byl použit návrhový software [14].



Obr. 4.1 Spuštěný software

Na obr. 4.1 je zobrazen spuštěný software. V prvním kroku byl určen vstupní průtok vzduchu pro stanovení výkonové řady výměníku. Pro otevření odpovídajícího okna stačí 2× kliknout na žluté pole v pravém horním rohu.



Obr. 4.2 Pole, ve kterém se zobrazuje vstupní průtok vzduchu do výměníku

Po rozkliknutí pole na obr. 4.2 se otevře okno, které je zobrazené na obr. 4.3. Z pravé strany tam vidím místo pro zvolení určitých parametrů vzduchu, tam jsem zvolil vstupní průtok 5000 m³/hod. Tato hodnota byla zvolena, aby software navrhl takový chladič, který bude schopen chladit vzduch s průtokem v rozsahu 1000 až 10000 m³/hod. Na pravé straně okna jsou vidět rozměry a název jednotky. Na diagramu je zobrazeno, která jednotka bude fungovat podle zadaného průtoku vzduchu a jakou rychlost proudění ve výměníku bude mít. Pro zvolený vstupní průtok je vhodná jednotka KLMOD 06.

Průtoky
Soubor

| | |
|------------------------------|----------|
| Rychlost [m/s] pro | KLMOD 36 |
| Volný průřez | 0,4 |
| Vodní výměník | 0,5 |
| První výparník | N/A |
| Parní ohřívac | N/A |
| Elektrický ohřívac | N/A |
| Rotací výměník (Nad sebou) | 0,4 |
| Rotací výměník (Vedle sebe) | 0,3 |
| Deskový výměník (Nad sebou) | 0,4 |
| Deskový výměník (Vedle sebe) | 0,6 |
| Vodní pracka | 0,4 |
| Odparovací vlhčení | 0,4 |
| Tlumič hluku | 1,2 |
| Max. průtok [m3/h] pro | |
| Odparovací vlhčení | 40399 |
| HEPA filtr H13 | 35000 |
| Sírka komory | 2270 |
| Vyska komory | 1650 |

Průtok na přívodu: 5000 m3/h
1,39 m3/s

Průtok na odvodu: 0 m3/h
0 m3/s

Max. rychlost na výměníku: 4 m/s

Externí tlak přívodu: 300 Pa
Externí tlak odvodu: Pa

Venkovní výpočtová teplota: -5 °C
Pomer smesování (Cirk/Priv) [%]: 0 %

Min. rychlost na elektrickém ohřívaci 1,5 m/s
Max. rychlost na chladiči je 5 m/s
Max. rychlost na ohřívaci je 5 m/s
Aktuální rychlost na výměníku = 3,2 m/s
Rychlost ve volném průřezu = 2,4 m/s

Vyber jednotky
< KLMOD 06 >

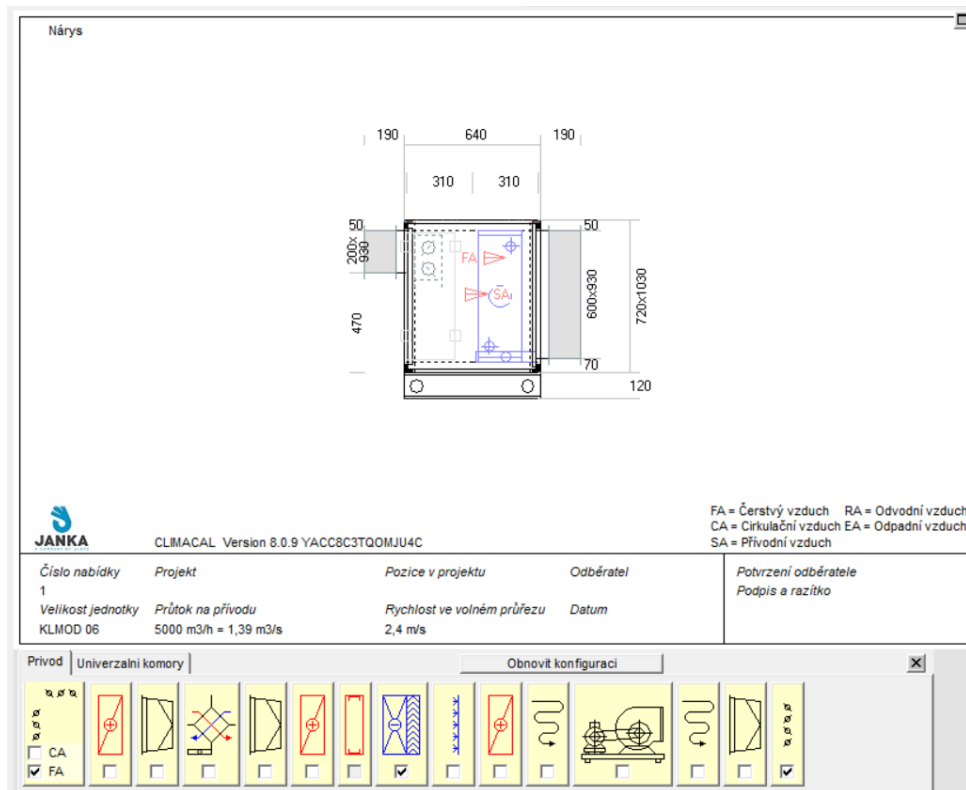
Rychlost na vym. | Odvod | Privod

OK Storno

Obr. 4.3 Okno pro zvolení vstupního průtoku vzduchu a zvolení odpovídajících rozměrů výměníku

Dále je nutné zvolit prvky, ze kterých bude složena jednotka. Pro chlazení vzduchu, stačí zvolit odpovídající součást „Chlazení“ a přívod čerstvého vzduchu „FA“, což je zobrazené na obr. 4.4. Hned za tím se otevře okno jako na obr. 4.5, kde musím určit parametry výměníku.

Pro náš případ zkoumaní stačí uvést vstupní i výstupní teploty, relativní vlhkost, a teplotní spád vody.



Obr. 4.4 Konstrukce navrženého vodního výměníku

Vymeník

Vypočty Vyrobcce

Vzduch

Průtok vzduchu: 3000 m³/h
0,83 m³/s

Vstup vzduchu: 32 °C
40 % r.H.
21,7 TMT

Výstup vzduchu: 16 °C

Vykon: Calc kW

Medium

Medium: Voda

Vstup media: 6 °C

Teplotní spád: 6 K

Průtok media: Calc kg/h

Tlaková ztrata: Calc kPa

Protimrazová ochrana do: 0 °C
0 % Glycol

Vymeník

Material vymeníku: Cu/Al

Vnitřní průměr trubek: []

Delka zebrovky: [] mm

Trubek v řadě: [] mm

Pocet řad: []

Připojení vymeníku: Zvenku

Pocet okruhu: []

Rozteč lamel: [] mm

Tloušťka zeber: [] mm

Připojení: []

Metoda výpočtu

Standard Specialní Manualní Reverzní vymeník

Parametry vzduchu z posledního výpočtu

OK Storno

Obr. 4.5 Parametry výměníku

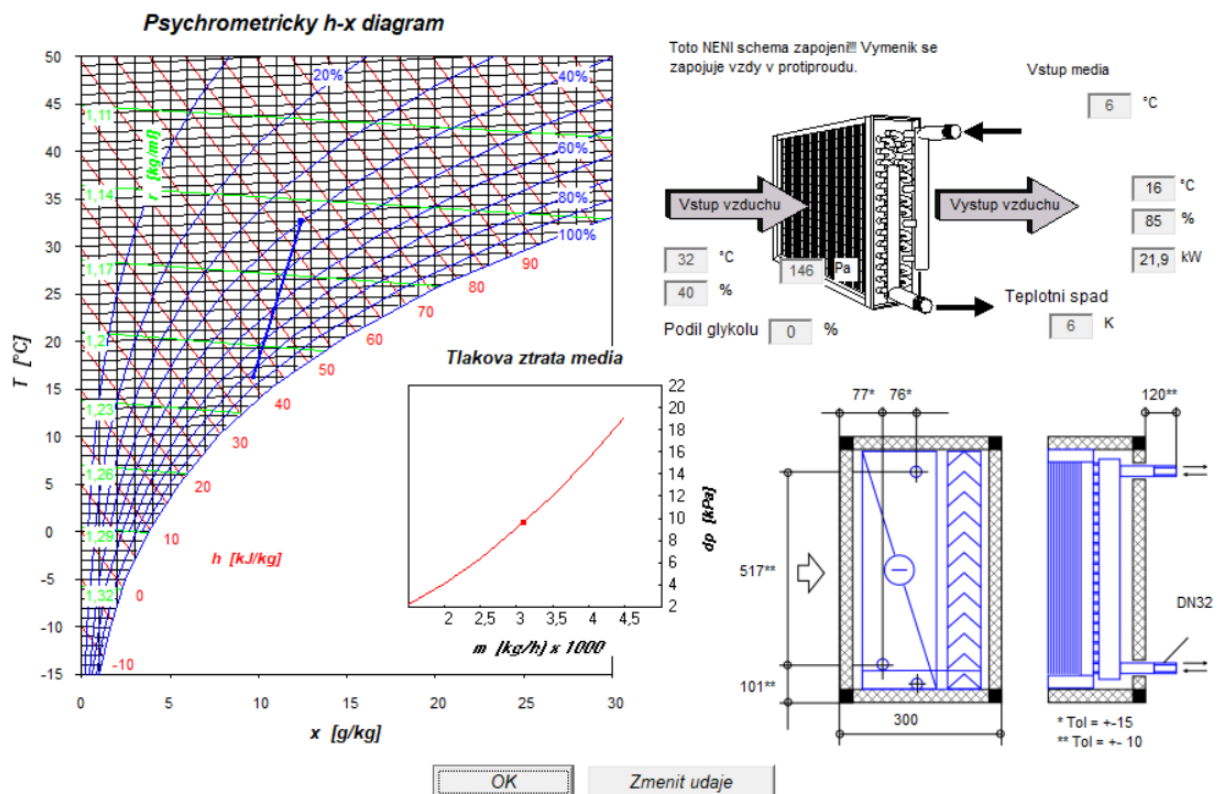
Po zmačknutí OK vznikne okno – obr. 4.6, na němž už jsou zobrazeny detaily výměníků s odpovídajícími charakteristikami (počet řad, počet vstupů, rozteč lamel, výkony, t_{out} je nejmenší teplota, na kterou je chladič schopen chladit, relativní vlhkost vzduchu na výstupu, rychlost proudění vzduchu výměníkem a dopravní tlak, zároveň tam jsou i charakteristiky pro chladivo), které nám nabízí software. Důležitá veličinami pro výpočet jsou počet řad, t_{out} a rychlost proudění vzduchu c (m/s).

Dostupne vymeniky

| Rad | Vzduch | | | | | | | | Medium | | | | Typ |
|-----|--------|--------|-------------|-------------|-----------|----------|---------|---------|----------|-----------|---------|----------|-------|
| | Vstupu | Roztec | Qt max [kW] | Qs max [kW] | tout [°C] | xout [%] | c [m/s] | dp [Pa] | m [kg/h] | tout [°C] | c [m/s] | dp [kPa] | |
| 4 | 11 | 2,5 | 17,5 | 13,5 | 18,7 | 76 | 3,2 | 98 | 2510 | 12 | 0,9 | 11,8 | E.100 |
| 5 | 11 | 2,5 | 21,3 | 15,6 | 16,6 | 82 | 3,2 | 122 | 3040 | 12 | 1,1 | 20 | F.110 |
| 6 | 16 | 2,5 | 22,6 | 16,7 | 15,5 | 87 | 3,2 | 146 | 3230 | 12 | 0,8 | 10,2 | G.130 |
| 8 | 44 | 2,1 | 21,8 | 17,3 | 14,9 | 96 | 3,2 | 221 | 3110 | 12 | 0,3 | 1,7 | L180 |

Obr. 4.6 Nabídnuté typy výměníků a jejich charakteristiky

Po rozkliknutí libovolného výměníku se nám otevře okno obr. 4.7, ve kterém je zobrazená dimenze výměníku, relativní vlhkost vzduchu za požadované teploty, na kterou chladič, anebo pokud výměník není schopen chladit na požadovanou teplotu, ukazuje relativní vlhkost pro nejmenší teplotu, na kterou chladič je schopen chladit. Také je tam vidět chladicí výkon, teplotní spád média a psychrometrický h-x diagram, na němž je ukázán proces chlazení od zadaného počátečního stavu vzduchu až na konečný stav.



Obr. 4.7 Charakteristika vybraného výměníku

4.2 Zkoumání jevu

Pro zkoumání nebyla k dispozici naměřená data, všechna využitá data pro výpočet a návrh výměníků jsou od společnosti Janka Engineerig (návrhový software Climacal) [14].

4.2.1 Reálný průběh změny stavu vzduchu ve vodním chladiči

Pro analýzu byli zvoleni 4, 5, 6, 8 řadé vodní chladiče vzduchu, s roztečí trubek 2,5 mm, proměnnou rychlostí proudění vzduchu výměníkem 1,3 až 6,5 m/s (2000 m³/h až 1000 m³/h), teplotním rozdílem chladiva 6/12 °C a zadaným stavem prostředí:

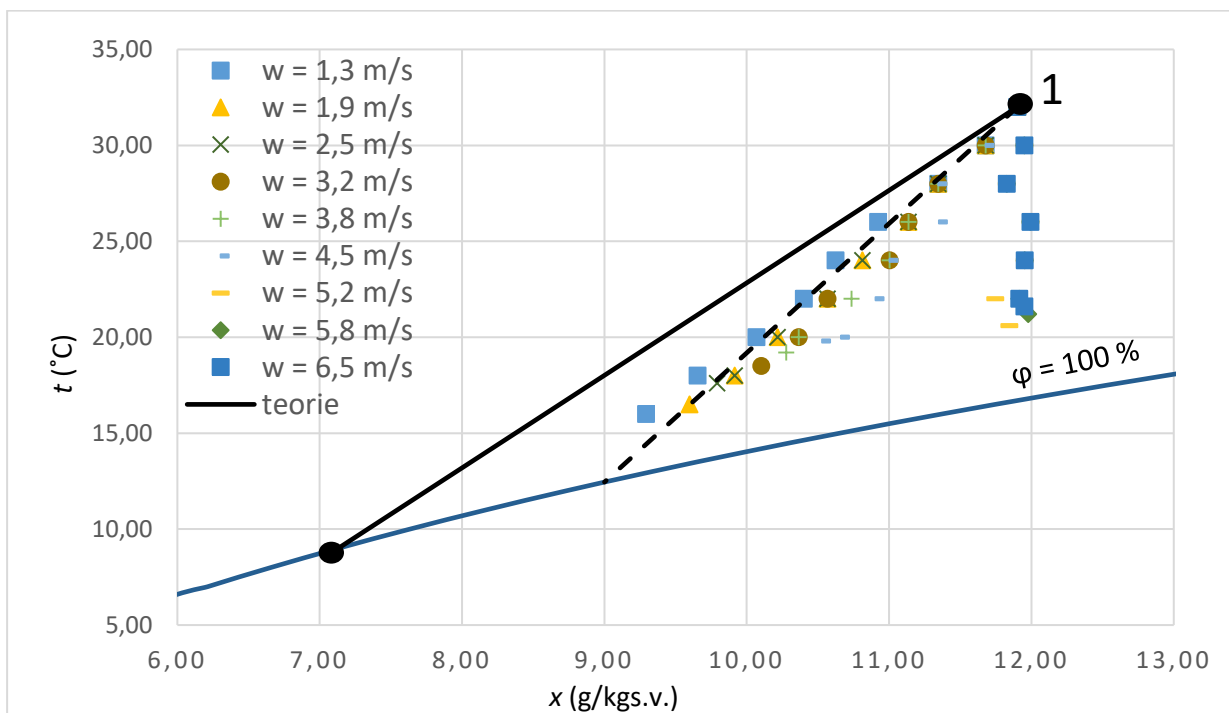
a) pro běžný stav vzduchu v létě

b) venkovní vzduch odpovídá extrémním klimatickým hodnotám z pohledu entalpie

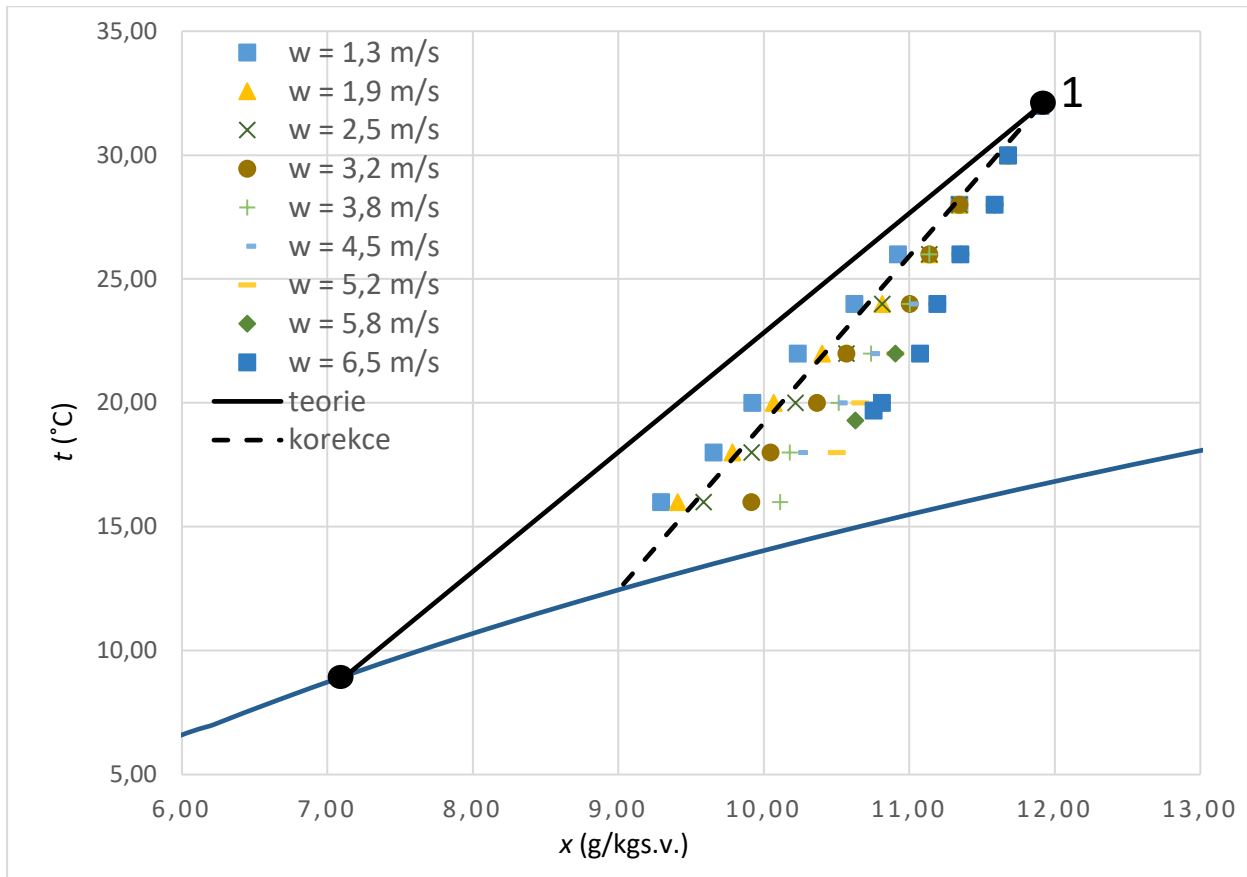
Na obr.1 je zobrazen průběhy chlazení pro jeden typ 4 řadého výměníku z 32 °C na 16 °C s různými rychlostmi proudění, kde vstupní teplota a relativní vlhkost vzduchu odpovídají standartním stavu venkovního vzduchu v létě:

$$t_1 = 32 \text{ °C}, \varphi_1 = 40 \%$$

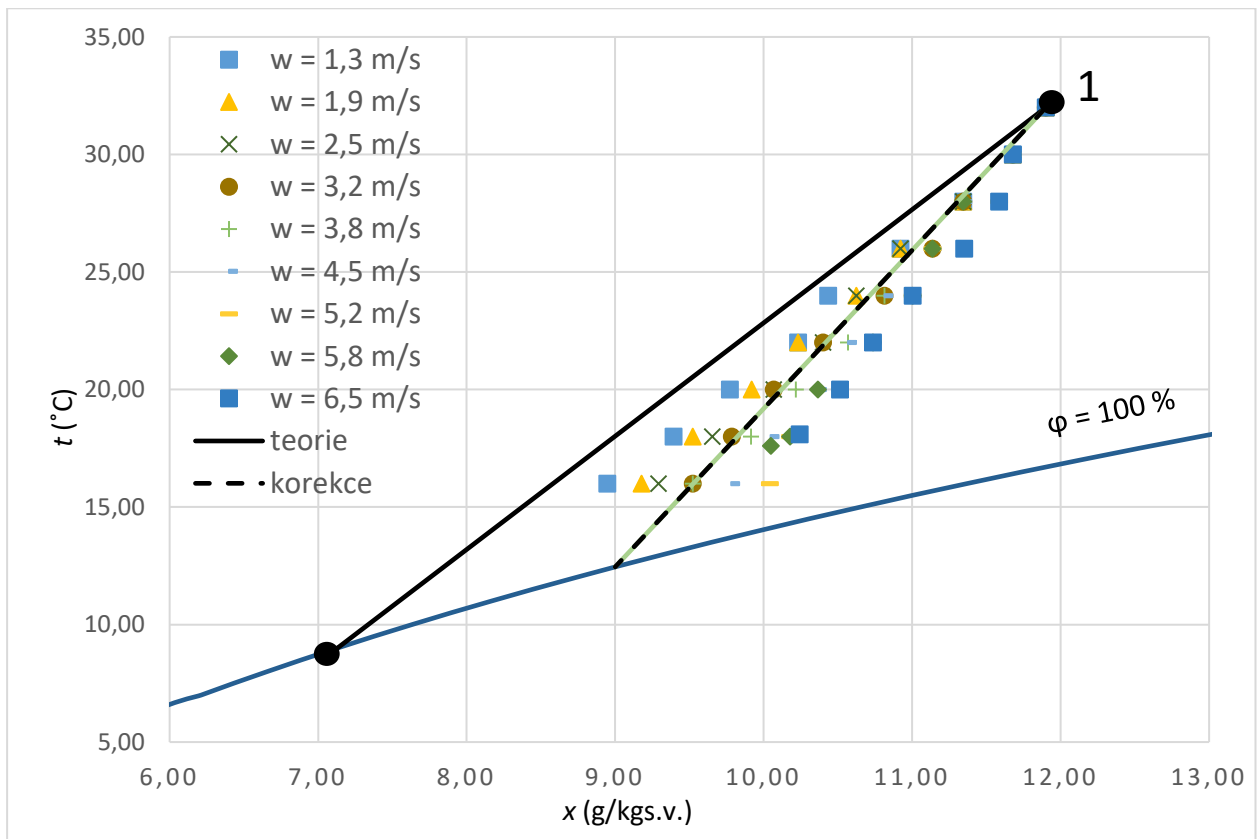
Počáteční stav vzduchu na obrázcích je označen jako bod **1**. Pro porovnání rozdílu mezi reálným a teoretickým procesem chlazení je na obrázku uvedena ideální plná čára, která znázorňuje, jak teoretický proces vypadá. Čárkovaná čára zobrazuje korigovanou teplotu povrchu chladiče vzhledem k účinnosti žebra η_z . Pro reálnou úpravu vzduchu vidím, že se údaje pro nízkou rychlost proudění vzduchu ve výměníku blíží teoretickému předpokladu úpravy. U vyšších rychlostí proudění vzduch se neodvlhčuje.



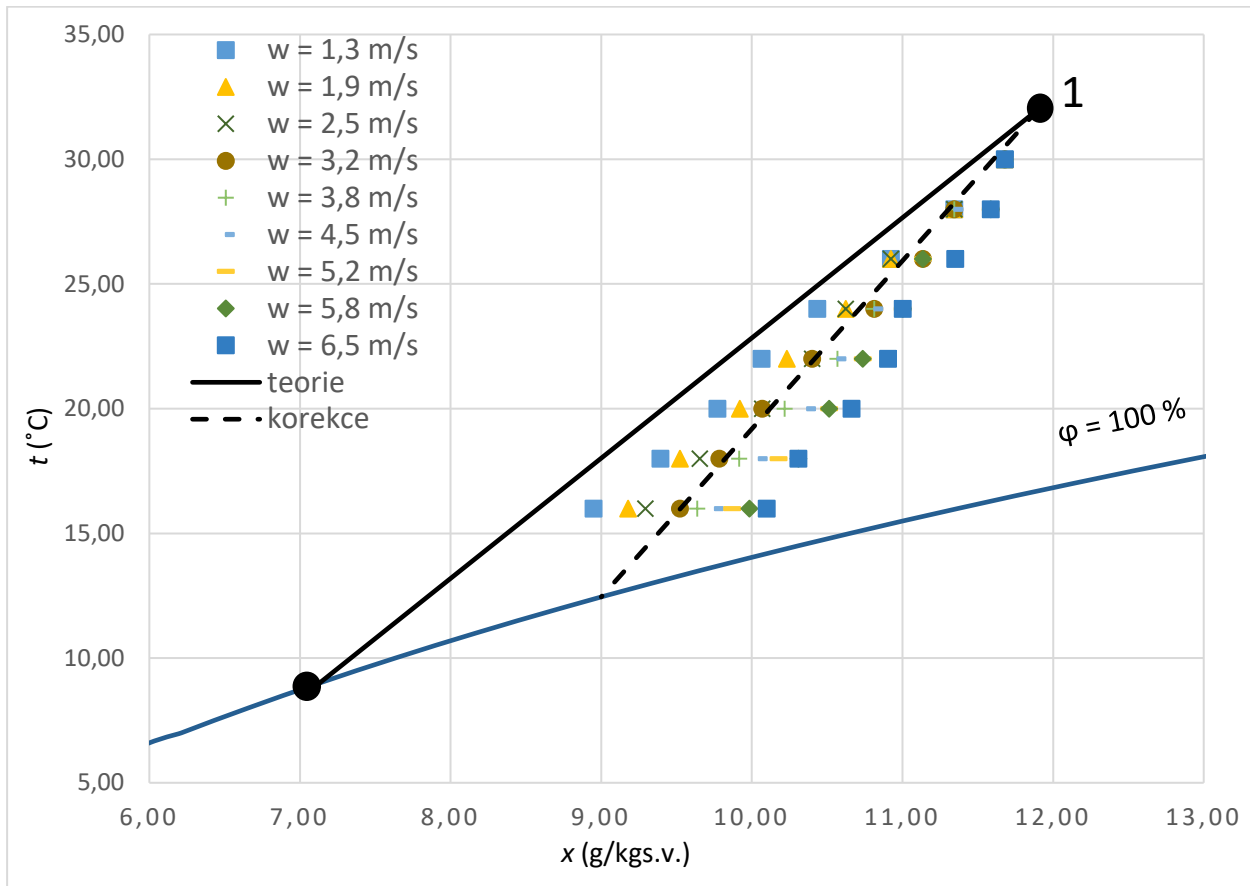
Obr. 4.8 Průběh změny stavu vzduchu z $t_1 = 32 \text{ °C}$, $\varphi_1 = 40 \%$ na reálném chladiči pro 4 řadý výměník



Obr. 4.9 Průběh změny stavu vzduchu z $t_1 = 32$ °C, $\varphi_1 = 40$ na reálném chladiči pro 5 řady výměník



Obr. 4.10 Průběh změny stavu vzduchu z $t_1 = 32$ °C, $\varphi_1 = 40$ na reálném chladiči pro 6 řady výměník



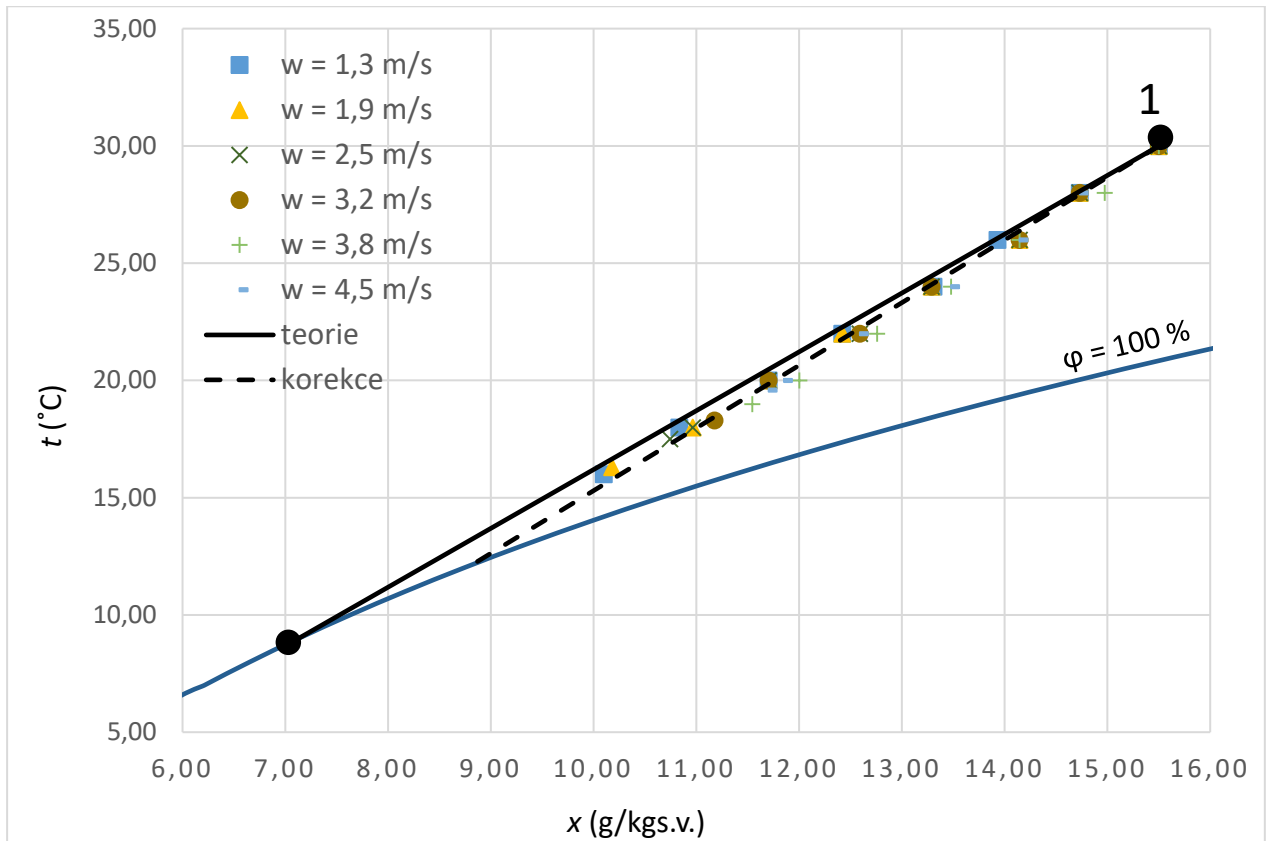
Obr. 4.11 Průběh změny stavu vzduchu z $t_1 = 32 \text{ °C}$, $\varphi_1 = 40$ na reálném chladiči pro 8 řadý výměník. Na obrázcích 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 je vidět téměř stejné chování reálného průběhu chlazení u 5,6,8 řadého výměníku jako u 4 řadého. Z tohoto je vidět, že na směr změny stavu vzduchu má hlavně vliv rychlost proudění.

Vidíme, že výměník s malým počtem řádků neodvlhčí. Když zvýším počet řad, výměník tepla se stává částečně vlhkým a v některých případech může být zcela mokrý.

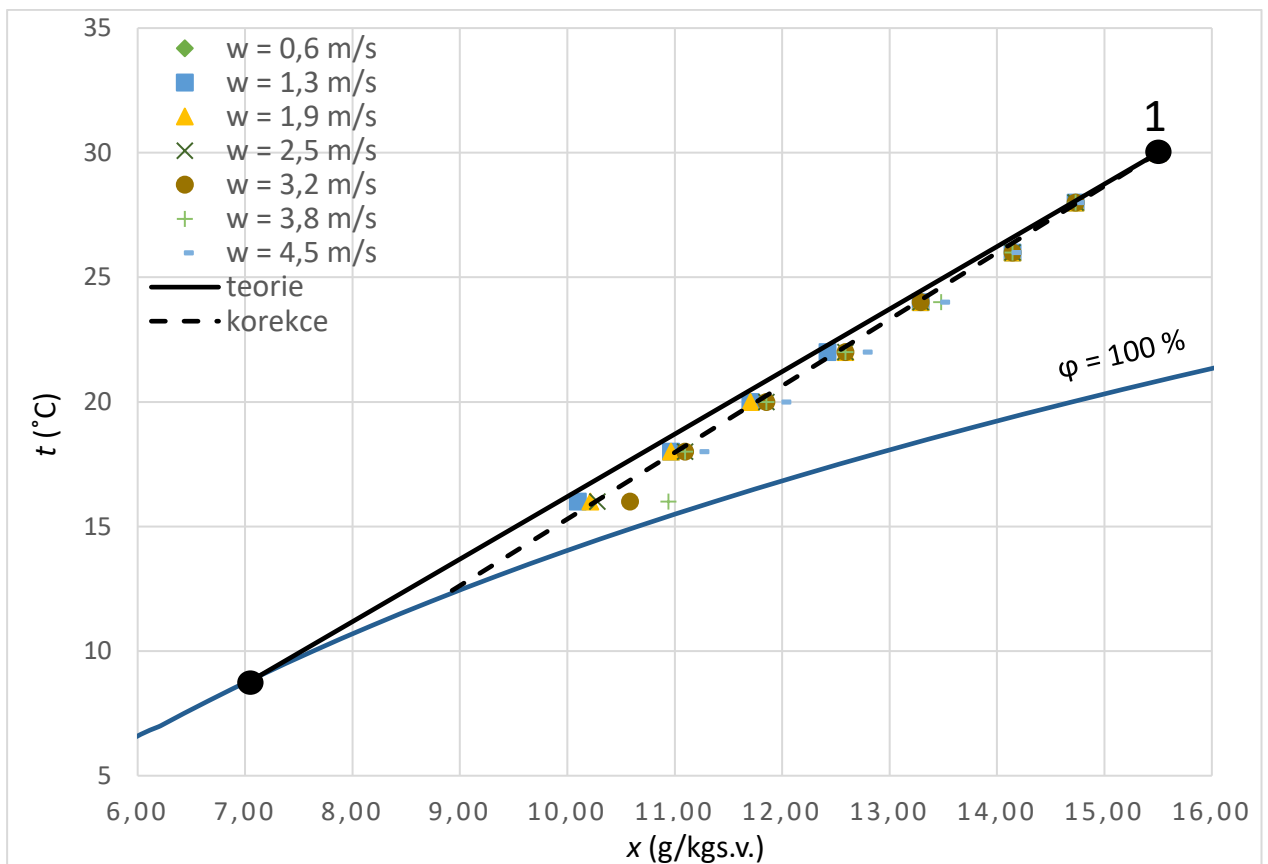
Na obr. 4.5, 4.6, 4.7, 4.8 jsou zobrazené grafy průběhu chlazení podobného zkoumání, ale rozdíl je ve stavu vzduchu na vstupu do výměníku, který nyní bude odpovídat extrémním klimatickým hodnotám z pohledu entalpie venkovního vzduchu: 30 °C a 70 kJ/kg .

Na dalších obrázcích vidíme, že při uvažování vyšší měrné vlhkosti, respektive entalpie venkovního vzduchu, reálné průběhy chlazení se blíží k teoretickému, odvlhčení vzduchu je dost vysoké pro každý výměník a pro všechny uvedené rychlosti proudění. Rozdíly v odvlhčení vzduchu pro různé rychlosti proudění výměníku jsou skoro minimální.

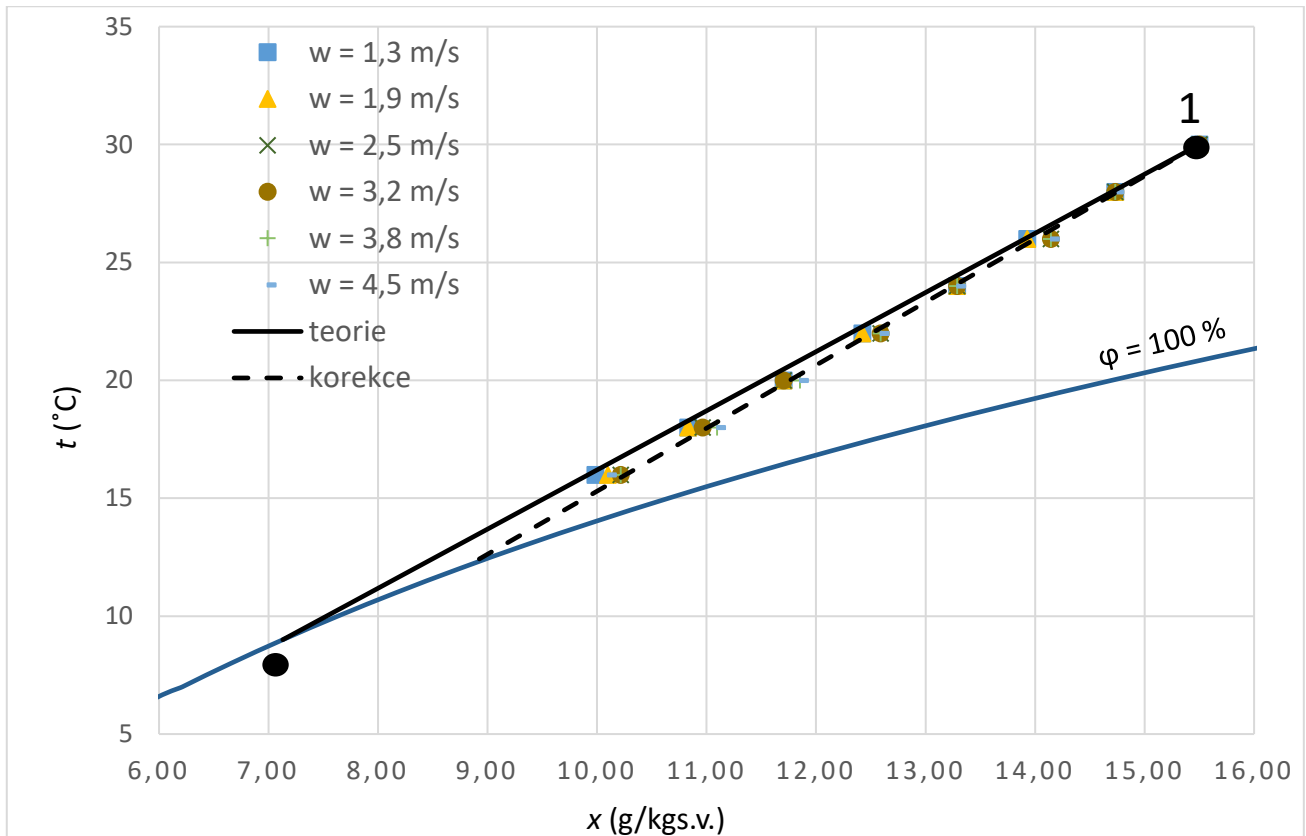
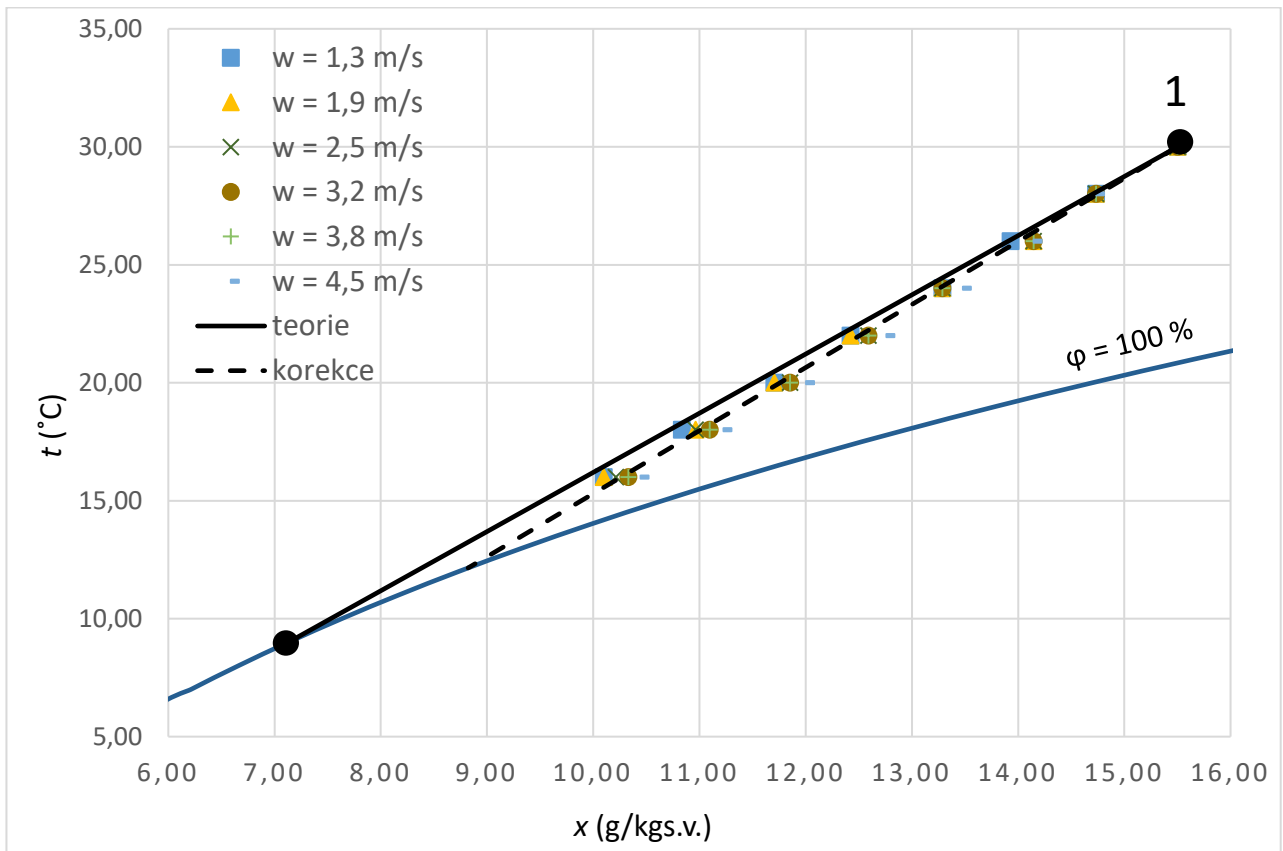
U 4 a 5 řadého výměníku průběh chlazení probíhá vedle korekční čary ale pak se u 6 a 8 řadého výměníku ten průběh posouvá blíže k ideálnímu průběhu i leží právě mezi teoretickou a korekční čarou.



Obr. 4.12 Průběh změny stavu vzduchu z $t_1 = 30$ °C, $h_1 = 70$ kJ/kg na reálném chladiči pro 4 řadý výměník



Obr. 4.13 Průběh změny stavu vzduchu z $t_1 = 30$ °C, $h_1 = 70$ kJ/kg na reálném chladiči pro 5 řadý výměník

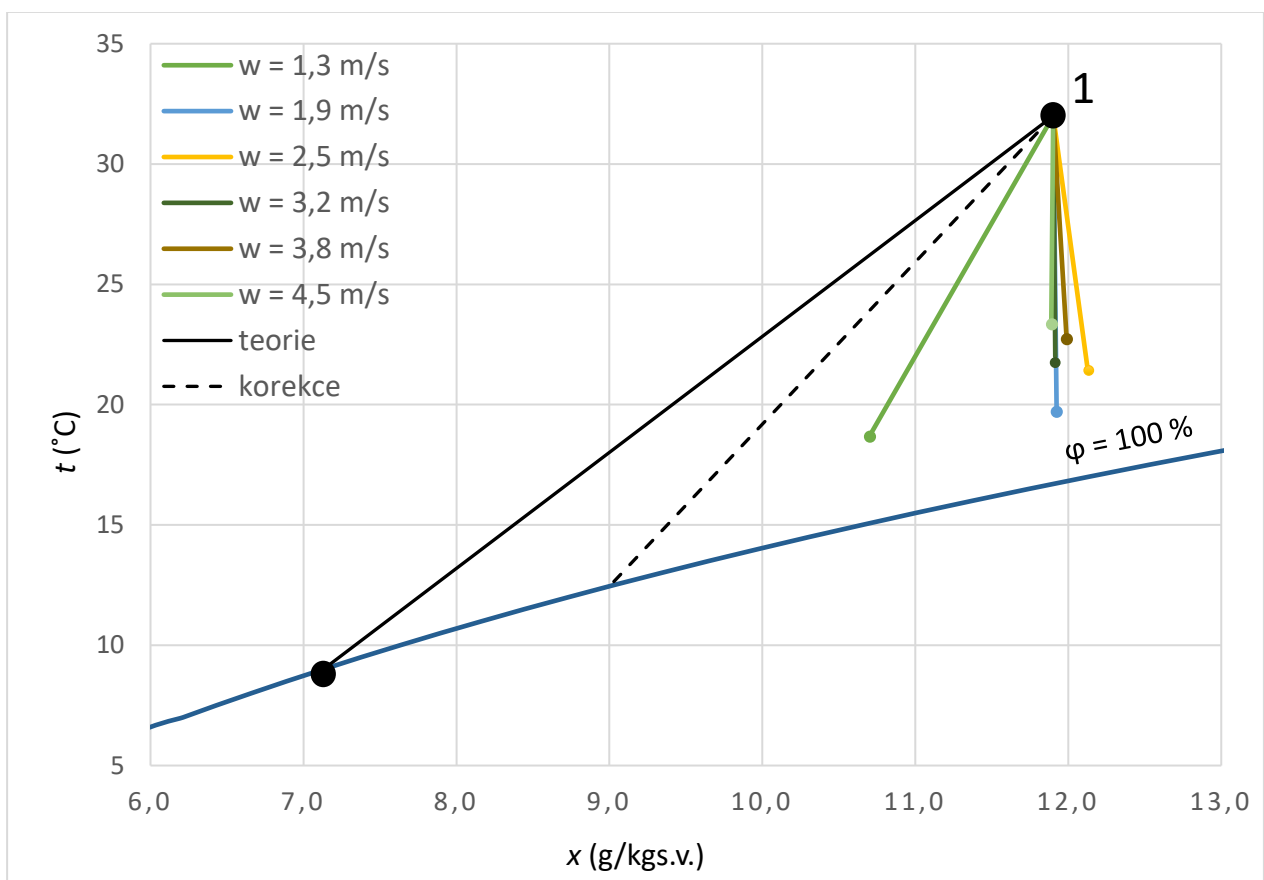
Obr. 4.14 Průběh změny stavu vzduchu z $t_1 = 30$ °C, $h_1 = 70$ kJ/kg na reálném chladiči pro 6 řadý výměníkObr. 4.15 Průběh změny stavu vzduchu z $t_1 = 30$ °C, $h_1 = 70$ kJ/kg na reálném chladiči pro 8 řadý výměník

4.2.2 Reálný průběh změny stavu vzduchu v přímém výparníku

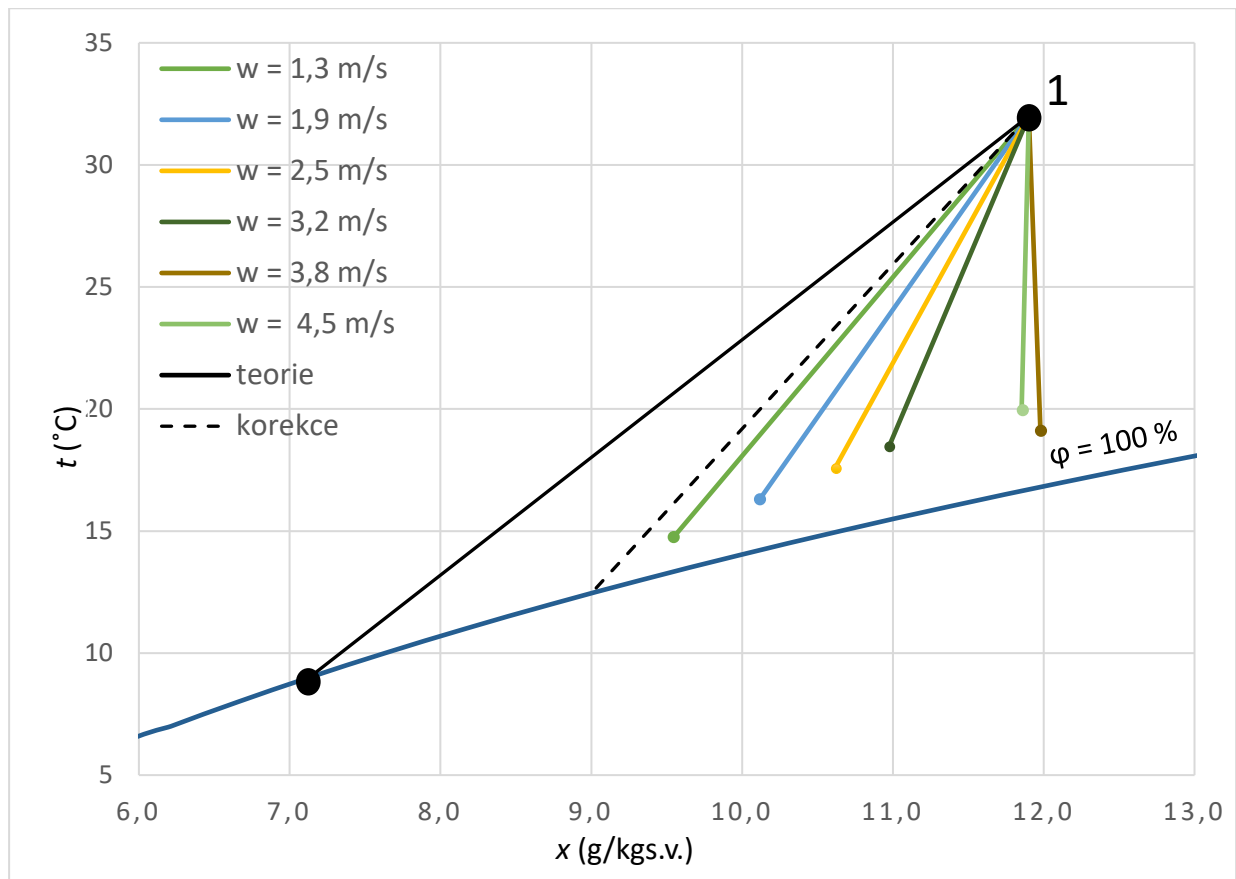
Dále byla provedená analýza chování vzduchu během chlazení u 3,5,8 řadého přímého výparníku s chladivem R134 a roztečí potrubí 2,5 mm. Protože software [14] ukazoval pouze maximální hodnoty teplot, na které je výparník schopen ochladit vzduch, proto na dalších obrázcích byli použité plné čáry, které spojují pouze vstupní a výstupní teploty vzduchu ve výměníku.

Obr. 4.9 zobrazuje chlazení vzduchu ve 3 řadém přímém výparníku, na něm vidíme že vzduch proudící v něm není skoro za žádné rychlosti schopen odvlhčovat. Zároveň vidíme, že 3 řadý výparník není schopen ochladit vzduch na požadovanou teplotu 16 °C při vypařovací teplotě chladiva 7 °C a přehřátí 4 °C.

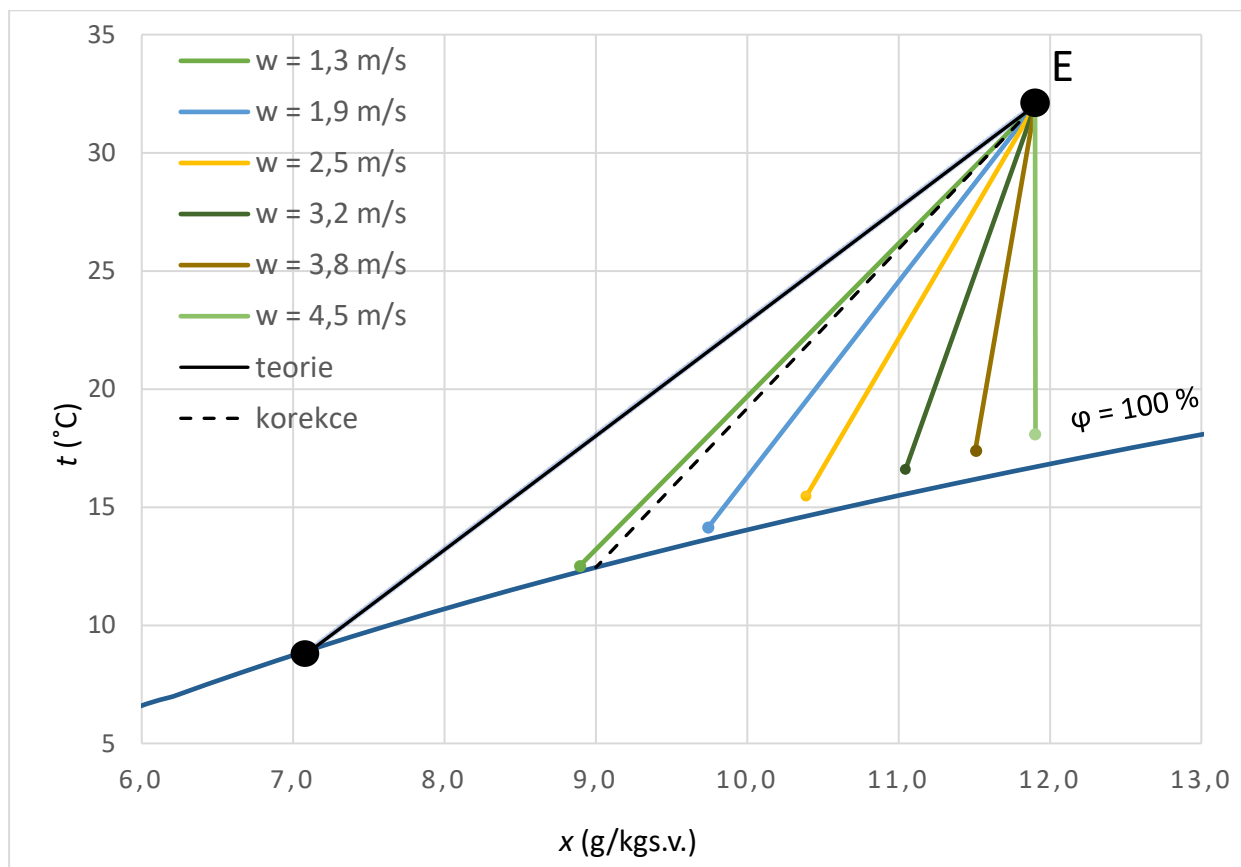
Na obr. 4.10 je zobrazený proces chlazení ve 5 řadém výparníku, z něj je dobře vidět, že vzduch v něm je schopen odvlhčovat do rychlosti 3,2 m/s, přitom žádný průtok se nepřibližuje k ideálnímu průběhu. Na obr. 4.11, kde je zobrazeno chlazení v 8 řadém výparníku, vidíme podobnou tendenci, ale na rozdíl od 5 řadého je zde o trochu lepší situace s odvlhčením vzduchu při nízkých rychlostí proudění, přičemž rychlost proudění 1,3 m/s už je shodná s korekčním průběhem.



Obr. 4.16 Průběh změny stavu vzduchu z $t_1 = 32 \text{ °C}$, $\varphi_1 = 40 \%$ pro 3 řadý výparník



Obr. 4.17 Průběh změny stavu vzduchu z $t_1 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 40 \%$ pro 5 řadů výparník



Obr. 4.18 Průběh změny stavu vzduchu z $t_1 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 40 \%$ pro 8 řadů výparník

Diskuze

Na základě uvedených grafů lze vyvodit, že vodní chladič a přímý výparník dobře odvlhčují vzduch při nižší rychlosti vzduchu a s větším počtem řad. To je spojeno s tím, že vzduch bude delší dobu proudit v chladiči, a vyšší počet řad má vliv na odvlhčování vzduchu tím, že to je větší výměňková plocha, tzn. že stihne odvlhčit větší množství vzduchu. Vzduch se špatně odvlhčí a ochladí za vyšší teploty chladiva, protože předá menší množství tepla.

5. Závěr

Cílem dané bakalářské prací bylo provést analýzu a porovnat rozdíl mezi teoretickým a skutečným chlazením vzduchu. Pomocí výpočetního softwaru výrobce [14] se měly zjistit reálné hodnoty stavu vzduchu na výstupu z tepelných výměníků a poté zobrazit graficky na h - x diagramu, kde je zároveň graficky uvedena i teoretická hodnota stavu vzduchu pro požadované teploty. Dále jsem měl ukázat, jak se tento rozdíl liší výpočetně od zjednodušeného tvaru. Pro zjištění skutečného stavu vzduchu na výstupu z chladiče bylo nutné provést větší výpočet v porovnání s teoretickým.

Z provedeného zkoumání bylo vidět, že chování vzduchu při jeho úpravě je za určitých podmínek schopno se dost silně odlišovat od jeho chování za teoretického předpokladu. To znamená, že při reálném návrhu chladiče nebo celého klimatizačního systému nelze podceňovat podmínky, za nichž bude vzduch chladit, jinak je nebezpečí vzniku kondenzátu nebo toho, že výměník vůbec nedokáže odvlhčit vzduch na požadovanou hodnotu. To může mít za následek porušení správnosti funkce celého klimatizačního systému, což je nepřípustně třeba pro prostoty, ve kterých je nutné nepřerušeně podporovat stálé klimatické podmínky.

Seznam použitých zdrojů

- [1] HAROK, Vojtěch. *Lamelové výměníky: Nepohodlná pravda I. Strana vody. Klimatizace 2.* 2010, roč. 20, č. 2.
- [2] HAROK, Vojtěch. *Lamelové výměníky: Nepohodlná pravda II. Strana vzduchu. Klimatizace 3.* 2010, roč. 20, č. 2.
- [3] HAROK, Vojtěch. *Lamelové výměníky: Nepohodlná pravda III. Povrchová teplota chladiče. Klimatizace.* 2011, roč. 20, č. 2.
- [4] DRKAL F., LAIN M., SCHWARZER J., ZMRHAL V., *Klimatizace a průmyslová vzduchotechnika.* Evropský sociální fond. Praha 2009.
- [5] DRKAL, František a Vladimír ZMRHAL. *Větrání.* 2. vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2018. ISBN 978-80-01-06378-1.
- [6] ZMRHAL, V. *Návrh chladiče venkovního vzduchu.* In: 21. konference Klimatizace a větrání 2014. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2014, s. 211-216. ISBN 978-80-0202520-7.
- [7] SCHWARZER, J.: *Teorie vlhkého vzduchu (I)* [online]. 2006, [cit. 2019-03-12]. Dostupné na: <<https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu-i>>
- [8] SCHWARZER, J.: *Teorie vlhkého vzduchu (III)* [online]. 2006, [cit. 2019-03-12]. Dostupné na: <<https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3382-teorie-vlhkeho-vzduchu-iii>>
- [9] CHYSTKÝ, Jaroslav: *Lamelové chladiče pro odvlhčování vzduchu.* Vytápění, větrání, instalace. 1992, č.4.
- [10] LOM, M. *Model řízení vzduchotechnické jednotky* [online]. 2013, [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: <<https://vetrani.tzb-info.cz/regulace-vetrani-klimatizace/9796-model-rizeni-vzduchotechnicke-jednotky>>
- [11] APRELEV Evgeniy. *Poverkhnostnyje vozduchoochladiteli: osobnosti i naznačenie* [online]. [cit. 2019-04-10]. Dostupné na: <<http://ventilationpro.ru/vozduchoochladiteli/poverkhnostnyje-vozdukhoochladiteli-osobnosti-i-naznachenie.html>>
- [12] KAUWALE J. *HVAC Coils* [online]. [cit. 2019-04-19]. Dostupné na: <<https://www.engproguides.com/coil.html>>
- [13] *TWC – Water Cooling Coils* [online]. [cit. 2019-04-19]. Dostupné na: <<https://t-rp.com/product/twc-water-cooling-coils>>
- [14] Climacal. Návrhový software společnosti Janka Engineering. Dostupný na: <<https://janka.cz/navrhovy-software-climacal>>