

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**Zpětné získávání vlhkosti v obytných
budovách**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

ŠTĚPÁN VACEK

6-TPR-2024

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vacek** Jméno: **Štěpán** Osobní číslo: **492665**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**
Studijní program: **Technika prostředí**
Specializace: **Bez specializace**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Zpětné získávání vlhkosti v obytných budovách

Název diplomové práce anglicky:

Moisture Recovery in Residential Buildings

Pokyny pro vypracování:

Ve své práci popište principy zpětného získávání vlhkosti se zaměřením na větrací jednotky pro obytné budovy. S využitím provozního měření analyzujte chování větrací jednotky vybavené výměníkem se zpětným získáváním tepla a vlhkosti. Zabývejte se produkcí vodní páry v obytném prostředí. Dle dostupných zdrojů zrealizujte bilanci vodní páry v obytném prostředí a zhodnoťte využití výměníků pro zpětné získávání vlhkosti v našich podmínkách.

Seznam doporučené literatury:

Zmrhal, V., Štávová, P. Bilance vlhkosti v obytném prostředí. In: Vytápění, větrání, instalace. 3/2011.
Zmrhal, V., Štávová, P. Nové požadavky na větrání obytných budov podle národní přílohy k ČSN EN 15665. Vytápění, větrání, instalace. 4/2011.
Zmrhal, V. Větrání obytných budov. Grada publishing. 2014.
Zmrhal, V. Navlhčení vzduchu v obytném prostředí. Vytápění, větrání, instalace. 1/2022.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

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

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

Datum zadání diplomové práce: **08.04.2024**

Termín odevzdání diplomové práce: **06.06.2024**

Platnost zadání diplomové práce: _____

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

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

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Souhrn

Diplomová práce se zaměřuje na zpětné získávání vlhkosti v obytných budovách. V práci je popsána přítomnost vodní páry v obytném prostředí, zdroje její produkce a bilance v místnosti. Dále jsou popsány způsoby úpravy vzduchu v místnosti s podrobnějším zaměřením na způsoby zpětného získávání vlhkosti ve vzduchotechnice. Je provedena rešerše výměníků používaných pro zpětné získávání vlhkosti, jejich konstrukcí, způsobů přenosu vodní páry a základních výpočtů. Cílem práce je provést provozní měření a analýzu chování vzduchotechnické jednotky, která je vybavena výměníkem pro zpětné získávání tepla a vlhkosti. Práce dále využívá provedenou rešerši o produkci vodní páry v obytné místnosti pro sestavení modelu výpočtu bilance vodní páry. Cílem této části je analýza průběhu přítomnosti vodní páry obsažené ve vzduchu v obytném prostředí a zhodnocení využití výměníků pro zpětné získávání vlhkosti v podmínkách mírného podnebí.

Summary

This diploma thesis focuses on the recovery of moisture in residential buildings. The presence of water vapor in the living environment, its sources of production, and the balance in the room are described. Furthermore, methods of air treatment in the room are discussed, with a more detailed focus on ways of moisture recovery in air conditioning systems. A literature review of exchangers used for moisture recovery, their designs, methods of water vapor transfer, and basic calculations is conducted. The aim of the work is to carry out operational measurements and analyze the behavior of an air handling unit equipped with a heat and moisture recovery exchanger. The thesis also uses the literature review on water vapor production in a building to create a calculation model for water vapor balance. The goal of this part is to analyze the course of water vapor presence in the air in the living environment and evaluate the use of exchangers for moisture recovery in mild climate conditions.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Zpětné získávání vlhkosti v obytných budovách“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Vladimíra Zmrhala, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 06.06.2024

Bc. Štěpán Vacek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Vladimíru Zmrhalovi, Ph.D. za jeho cenné rady a připomínky při psaní této práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a přítelkyni za jejich podporu během studia.

Obsah:

1.	Úvod.....	11
2.	Vlhkost a kvalita vnitřního prostředí	13
2.1	Vlhkost vnitřního vzduchu.....	13
2.1.1	Relativní a měrná vlhkost	14
2.2	Vodní pára ve vnitřním prostředí.....	15
2.2.1	Produkce vodní páry	16
2.3	Bilance vlhkosti	20
2.4	Úprava vlhkosti ve vnitřním prostředí	21
2.4.1	Směšování	22
2.4.2	Vlhčení parou.....	23
2.4.3	Vlhčení vodou.....	25
2.4.4	Kondenzační odvlhčování.....	28
2.4.5	Sorpční odvlhčování	29
2.4.6	Zpětné získávání tepla a vlhkosti.....	31
3.	Výměníky pro ZZT a ZZV ve vzduchotechnice.....	33
3.1	Účinnost, vlhkostní a teplotní faktor.....	34
3.2	Membránové entalpické výměníky.....	37
3.2.1	Membrány	38
3.2.2	Konfigurace proudů vzduchu.....	40
3.2.3	Výhody a nevýhody deskových výměníků.....	43
3.2.4	Vývoj membránových entalpických výměníků	44
3.3	Regenerační výměníky	45
3.3.1	Konstrukce rotačních výměníků	46
3.3.2	Typy rotačních výměníků	47
3.3.3	Přenos tepla a hmoty rotačními výměníky	48

3.3.4	Výhody a nevýhody rotačních výměníků	51
4.	Provozní měření jednotky se ZZT a ZZV	52
4.1	Popis měřicí tratě	52
4.2	Průběh měření	54
4.3	Postup výpočtu.....	55
4.4	Výsledky	58
5.	Bilance vodní páry v obytném prostředí.....	63
5.1	Předpoklady výpočtu	65
5.2	Postup výpočtu.....	71
5.3	Dílní výsledky	71
5.4	Souhrnné výsledky.....	85
6.	Závěr	88
	Seznam použité literatury	91
	Seznam příloh:	94

Seznam použitého značení

A	plocha povrchu	[m ²]
\dot{C}^*	poměr průtočných kapacit	[-]
\dot{C}	průtočná kapacita	[-]
CO_2	oxid uhličitý	
CO	oxid uhelnatý	
D	součinitel difuze	[m ² /s]
EC	elektricky komutovaný	
Gr	Grashofovo číslo	[-]
$HVAC$	vytápění, větrání a klimatizace	
L	charakteristický rozměr	[m]
Le	Lewisovo číslo	[-]
\dot{M}	hmotnostní průtok	[kg/s]
NTU	number of transfer unit	[-]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
O	objem místnosti	[m ³]
\dot{Q}	tepelný tok	[W]
Sh	Sherwoodovo číslo	[-]
Sc	Schmidtovo číslo	[-]
T	teplota	[K]
TMY	typický meteorologický rok	
U	součinitel prostupu tepla	[W/m ² .K]
\dot{V}	objemový průtok	[m ³ /h]
V	objem	[m ³]
ZZT	zpětné získávání tepla	
ZZV	zpětné získávání vlhkosti	
c_p	měrná tepelná kapacita	[kJ/kg.K]
d_e	hydraulický průměr	[m]
h	entalpie	[kJ/kg]
h	součinitel přestupu tepla konvekcí	[W/m ² .K]
l	výparné teplo	[kJ/kg]

\dot{m}	hustota difuzního toku	[kg/m ² .s]
p	tlak	[Pa]
\dot{q}	měrný tepelný tok	[W/m ²]
r	měrná plynová konstanta	[J/kg.K]
t	teplota	[°C]
u	rychlost	[m/s]
x	měrná vlhkost	[g/kg]
y	souřadnice ve směru y	[m]
z	souřadnice ve směru x	[m]

Řecká abeceda

Φ	teplotní faktor	[-]
Ψ	vlhkostní faktor	[-]
β	součinitel přestupu vlhkosti konvekcí	[m/s]
δ	směrové měřítko	[kJ/g]
δ	tloušťka membrány	[m]
ε	účinnost	[-]
η	účinnost	[-]
λ	součinitel tepelné vodivosti	[W/m.K]
ρ	hustota	[kg/m ³]
ρ	hmotnostní koncentrace	[kg/m ³]
σ	porozita	[-]
τ	čas	[s]
φ	relativní vlhkost	[-]

Indexy

0	počáteční čas
A	suchý vzduch
Du	povrch člověka
$Prod$	produkce
a	vzduch
abs	absorpce

<i>ch</i>	chladič
<i>cf</i>	protiproud
<i>cit</i>	citelná složka
<i>d</i>	suchá sorpční látka
<i>dif</i>	difuze
<i>e</i>	venkovní vzduch
<i>ex</i>	odvod
<i>i</i>	vnitřní vzduch
<i>m</i>	materiálu
<i>min</i>	minimální
<i>max</i>	maximální
<i>nv</i>	nucené větrání
<i>p</i>	přiváděný vzduch
<i>pv</i>	přirozené větrání
<i>s</i>	stav nasycení
<i>tot</i>	celková
<i>v</i>	vodní pára
<i>váz</i>	vázaná složka
<i>w</i>	voda
<i>ž</i>	žebrování
τ	čas

1. Úvod

V dnešním světě je kladen čím dál větší důraz na energetickou náročnost a udržitelnost budov. Požadavky na snížení energetické náročnosti budov vedly ke zdokonalení jejich zateplení a utěsnění.

Nevýhodou těchto pokroků je ale snížení míry větrání infiltrací, které bylo dříve, vedle otevírání oken, hlavní metodou větrání. Se zdokonalující se těsností oken, je větrání infiltrací spárami oken téměř nulové. Větrání pomocí otevírání oken bylo vždy problematické hlavně z důvodu nedostatečné důslednosti a systematickosti při větrání. Chování obyvatel při otevírání oken může také ovlivnit venkovní teplota. V chladnějších oblastech, zejména v zimním období, nad kvalitou ovzduší v místnosti převažuje tepelný komfort obyvatel.

V moderních domech se často uplatňuje nucené větrání, kdy je do prostor domu za pomoci vzduchotechnické jednotky přiváděn čerstvý venkovní vzduch a stejné množství znehodnoceného vzduchu je z objektu odváděno. Přiváděný vzduch je ve vzduchotechnické jednotce možné upravovat. Upravuje se například jeho teplota, vlhkost nebo čistota. Pro dosažení požadovaných parametrů přiváděného vzduchu je možné použít výměníky pro zpětné získávání tepla a vlhkosti, jejichž použití výrazně přispívá k nízké energetické náročnosti systému.

První část práce je věnována vlhkosti vzduchu ve vnitřním prostředí obytných budov, faktorům ovlivňujícím vlhkost vzduchu, rizikům způsobeným vysokým nebo nízkým obsahem vodní páry ve vzduchu, tvorbě vodní páry v obytném prostředí a způsobům, jak vlhkost vzduchu upravovat.

V druhé části jsou popsány způsoby zpětného získávání vlhkosti ve vnitřním prostředí. Podrobně se zabývá výměníky, které se v současné době používají ve vzduchotechnice za účelem zpětného získávání vlhkosti. Porovnává jejich konstrukce, principy, na kterých fungují, možnosti použití, účinnost i výhody a nevýhody jejich využití.

Cílem experimentální části práce je zhodnotit fungování vzduchotechnické jednotky, která je vybavena výměníkem pro zpětné získávání tepla a vlhkosti. Měření jednotky bude simulovat reálný provoz, při kterém není venkovní vzduch nijak upravován a vnitřní, odvodní vzduch bude ohříván a zvlhčován na požadované hodnoty. Výpočtem

bude určen teplotní a vlhkostní faktor jednotky. Tato jednotka je následně použita k analýze vlhkostní bilance v rodinném domě.

Na základě bilanční analýzy bude provedeno porovnání několika možných režimů používání v rodinném domu, s cílem zjistit, zda může výměník pro zpětné získávání tepla a vlhkosti pomoci při zajištění kvality vnitřního vzduchu.

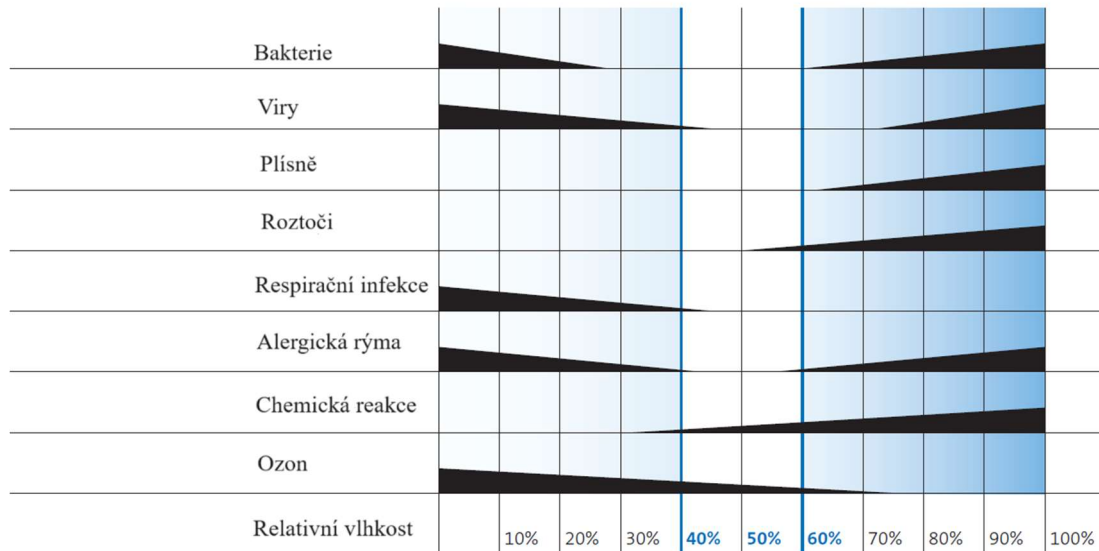
2. Vlhkost a kvalita vnitřního prostředí

2.1 Vlhkost vnitřního vzduchu

Vlhkost vzduchu ve vnitřním prostředí obytných budov je úzce spojena s lidskou přítomností a činností. Lidé produkují vodní páru dýcháním a vypařováním, ale také při běžných činnostech, jako jsou například vaření, mytí nádobí, sprchování se, nebo sušení prádla. [1-3]

Vliv relativní vlhkosti na zdraví a tepelný komfort člověka není dodnes úplně známý. Podle studií je patrné, že člověk je citlivý na extrémní stavy vzduchu. Příliš nízká, ale i příliš vysoká úroveň relativní vlhkosti je tedy pro zdraví člověka nepříznivá. Pokud je relativní vlhkost nižší než 30 %, dochází k vysoušení pokožky a sliznice dýchacího systému, což může, zejména během zimních měsíců, vést k podráždění a dýchacím potížím. Epidemiologické studie, u osob v prostředí s nízkou relativní vlhkostí, potvrzují zvýšení výskytu respiračních onemocnění. Tato skutečnost byla často zmiňována v souvislosti s pandemií COVID-19. Naopak vysoká relativní vlhkost vzduchu může podporovat růst choroboplodných organismů a výskyt alergenů, což zvyšuje riziko alergií a respiračních onemocnění. Mimo zdravotní rizika, může vysoká vlhkost také způsobovat kondenzaci vodní páry na stěnách budovy a tím narušovat její konstrukci. [2-4]

Optimální hodnota relativní vlhkosti je při pokojové teplotě obvykle udávána mezi 30 a 70 %. V roce 1985 byl vytvořen Sterling-Scofieldův diagram, který popisuje vliv prostředí na lidský organismus v závislosti na relativní vlhkosti. Tento diagram uvádí optimální hodnoty relativní vlhkosti dokonce pouze mezi 40 a 60 %. Tato hodnota je zmiňována i v souvislosti s šířením nemoci COVID 19. [1, 2, 4]



Obr. 1 Sterling-Scofield diagram [5]

2.1.1 Relativní a měrná vlhkost

Relativní vlhkost

Při popisování parametrů vzduchu se běžně používá hodnota relativní vlhkosti. Tato hodnota udává míru nasycení vzduchu vodními parami. Relativní vlhkost tedy můžeme definovat jako poměr hmotnostní koncentrace par ve vzduchu ρ_V a hmotnostní koncentrace sytých vodních par ρ_V'' . Pokud je uvažováno, že obě složky mají vlastnosti ideálního plynu, lze rovnici upravit a vyjádřit relativní vlhkost z poměru parciálních tlaků. [6, 7]

$$\varphi = \frac{\rho_V}{\rho_V''} = \frac{\frac{p_V}{r_V \cdot T}}{\frac{p_V''}{r_V \cdot T}} = \frac{p_V}{p_V''} \quad [-] \quad (2.1)$$

V kontextu rovnovážného stavu mezi kapalinou a její párou, je možné pro určité rozmezí teplot vypočítat hodnotu parciálního tlaku sytých vodních par v závislosti na teplotě vzduchu. [6, 7]

$$\ln p_v'' = 28,926 - \frac{6148}{273,15 + t} \quad [\text{Pa}] \quad (2.2)$$

$$\ln p_v'' = 28,926 - \frac{6148}{273,15 + t} \quad [\text{Pa}] \quad (2.3)$$

Rovnice (2.2) je platná pro rozmezí teplot od $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ a rovnice (2.3) je platná pro rozmezí teplot od $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $80\text{ }^{\circ}\text{C}$. [6, 7]

Pro popis stavu vzduchu tedy není dostatečná znalost samotné relativní vlhkosti, ale je potřeba použít druhý parametr, například teploty vzduchu.

Měrná vlhkost

Druhý způsob, jak lze vyjádřit množství vodní páry obsažené ve vzduchu, je měrná vlhkost. Na rozdíl od relativní vlhkosti, závislé na teplotě, měrná vlhkost zůstává při adiabatických procesech konstantní, což usnadňuje termodynamické výpočty. Parametr měrné vlhkosti je vztažen na 1 kg suchého vzduchu. Použití suchého vzduchu jako referenčního bodu umožňuje jednodušší a přesnější výpočty energetických bilancí, což je klíčové při analýze procesů, jakými jsou chlazení, ohřev a zvlhčování vzduchu.

Měrnou vlhkost je možné definovat jako hmotnost vodních par, která je obsažena v 1 kg suchého vzduchu (2.4). [6, 7]

$$x = \frac{m_V}{m_A} = \frac{V \cdot \rho_V}{V \cdot \rho_A} = \frac{\frac{p_V}{r_V \cdot T}}{\frac{p_A}{r_A \cdot T}} = \frac{r_A}{r_V} \cdot \frac{p_V}{p_A} = 0,622 \cdot \frac{p_V}{p - p_V} \quad [\text{kg/kg}_{\text{s.v.}}] \quad (2.4)$$

Pomocí rovnic (2.1) a (2.4) je možné vyjádřit vztah mezi měrnou a relativní vlhkostí (2.5).

$$x = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_V''}{p - \varphi \cdot p_V''} \quad [\text{kg/kg}_{\text{s.v.}}] \quad (2.5)$$

2.2 Vodní pára ve vnitřním prostředí

Vodní pára obsažená ve vzduchu je i přes to, že je přirozenou částí vzduchu, považována za znečišťující látku, která znehodnocuje vnitřní prostředí. Další znečišťující látky v obytných budovách jsou například oxid uhličitý (CO_2), oxid uhelnatý (CO), cigaretový kouř, těkavé organické látky (formaldehyd, kosmetické přípravky, čisticí prostředky, atd.) Tyto látky je potřeba udržovat na požadované úrovni pro vytvoření optimální kvality vnitřního vzduchu. [1-3]

2.2.1 Produkce vodní páry

Jak již bylo zmíněno, v obytném prostředí je mnoho zdrojů, které produkují vodní páru. Významnou roli v produkci vodní páry hraje přítomnost a činnost lidí.[1, 8]

Člověk produkuje vodní páru dvěma způsoby, a to dýcháním a vypařováním (2.7). Za platnosti rovnice tepelné rovnováhy (2.6) vyjadřující, že metabolický tepelný tok \dot{q}_m je roven součtu citelného \dot{q}_{cit} a vázaného $\dot{q}_{váz}$ tepelného toku, je možné vypočítat produkci vodní páry \dot{M}_w (2.8). [9]

$$\dot{q}_m = \dot{q}_{cit} + \dot{q}_{váz} \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.6)$$

$$\dot{q}_{váz} = \dot{q}_w + \dot{q}_{d,váz} \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.7)$$

$$\dot{M}_w = \frac{\dot{q}_{váz} \cdot A_{Du}}{l} \quad [\text{kg/h}] \quad (2.8)$$

Kde

\dot{q}_w je tepelný tok vypařováním [W/m^2],

$\dot{q}_{d,váz}$ je vázaná složka tepelného toku dýcháním [W/m^2],

A_{Du} je povrch člověka [m^2],

l je výparné teplo [kJ/kg].

Při použití rovnic (2.6, 2.7, 2.8) je uvažováno, že není vykonávána žádná mechanická práce a veškerý metabolický tok se přeměňuje na teplo. [9]

Množství vyprodukované vodní páry způsobené přítomností člověka je pro každého jedince různá a závisí na mnoha faktorech. Těmi může být věk a fyzická aktivita člověka, tepelný odpor jeho oblečení, ale také stav prostředí (teplota vzduchu, relativní vlhkost vzduchu). Jelikož tedy lidská produkce vodní páry a tepla není konstantní, v tab. 1 je přehledně shrnuta produkce vodní páry, metabolického a citelného tepla, v závislosti na činnostech člověka a teplotě okolního vzduchu. Metabolické teplo představuje veškeré teplo produkované lidským organismem. Tab. 1 je zaměřena na aktivity běžně provozované v obytném prostředí. [1, 8]

Tab. 1 Produkce tepla a vodní páry osob podle činnosti [10]

Činnost člověka	Metabolické teplo	Teplota vnitřního vzduchu					
		24 °C		26 °C		28 °C	
		Cítné teplo	Vodní pára	Cítné teplo	Vodní pára	Cítné teplo	Vodní pára
		[W]	[g/h]	[W]	[g/h]	[W]	[g/h]
Sedící, odpočívající	115	74	60	62	79	50	97
Sedící, mírně aktivní	140	74	98	62	116	50	135
Stojící, lehká práce	150	72	116	60	134	48	152
Chodící, přecházející	160	77	124	64	143	51	162
Lehká práce u stolu	230	79	225	66	244	53	264
Mírný tanec	260	92	250	77	273	62	296

Z tab. 1 je patrné, že produkce tepelné energie stoupá s fyzickou náročností činnosti, kterou člověk v daný moment vykonává. Dále je možné pozorovat, že se stoupající teplotou okolního vzduchu klesá podíl odvedeného tepla v podobě cítného tepla a stoupá podíl tepla odvedeného v podobě tepla vázaného. Z toho lze usuzovat, že s rostoucí fyzickou náročností a teplotou okolního vzduchu, člověk produkuje více vodní páry.

Vodní pára se dále uvolňuje při každodenních činnostech člověka, jakými jsou například vaření, osobní hygiena nebo sušení prádla. V tab.2 je uvedena produkce vodní páry podle ČSN EN 15665, v závislosti na probíhající činnosti. [1]

Produkce vodní páry způsobená rostlinami se pohybuje pro jednotlivé rostliny od 2 do 20 g/h podle jejich druhu. [1]

Množství vodní páry produkované v obytném prostředí je velmi proměnlivé, závislé na mnoha proměnných, a je tedy různé pro každou domácnost, ale i pro každý den. Odhad tvorby vodní páry je proto velmi komplikovaná záležitost.

Tab. 2 Produkce vodní páry podle ČSN EN 15665 [11]

Činnost	Produkce vodní páry	
Vodní pára – bdělé osoby	55	g/h na osobu
Vodní pára – spící osoby	40	g/h na osobu
Snídaně	50	g/osoba
Svačina	75	g/osoba
Oběd	300	g/osoba
Vaření na plynovém sporáku	350	g/den
Sprcha	300	g/sprcha
Praní/sušení prádla	1200	g
Četnosti jednotlivých činností		
Četnost sprchování	1	sprcha/osobu a den
Četnost praní	1	praní/osobu a týden

Existuje mnoho studií, které se zaměřují na problém tvorby vodní páry. Jejich výsledky se od sebe více či méně liší. Mnoho zdrojů zatím není prozkoumáno a je obtížné určovat jejich přesnou hodnotu. Například domácí produkce vodní páry od zvířat není zatím vůbec zmapována. Udává se, že produkce vodní páry domácích zvířat podle jejich hmotnosti je úměrná tělesné hmotnosti dospělého člověka.

Souhrn produkce vodní páry podle dalších zdrojů je podrobně popsán v tab. 3.

Tab. 3 Porovnání produkce vodní páry

Zdroj vodní páry	BS 5250 [14]	CIBSE [15]	Lstiburek [16]	Hanson [17]	Trechsel [18]	Rousseau [19]	Zemitis [12]	Angell a Olsen [13]
Člověk g/h	Spící	40						
	Bdělý	55						
	Lehká aktivita				30-120		21	
	Střední aktivita				120-200			
	Těžká aktivita				200-300			
	Vypařování a dýchání		40-100	65		50		52
	Nespecifikováno				180			
	Snídaně			200-520				165
	Oběd			300-680				250
	Večeře			700-1600				577
Příprava jídla g/den na domácnost*	Tři jídla			920	1500	957		
	Vaření							225-275
	Celý den (elektrína)							
	Celý den (plyn)	2000		270-330 g/10 min	2160	1435		
Mytí nádobí g/den*	Snídaně	3000						
	Oběd							
	Večeře							
	Nespecifikováno	400	150-450		450	522		
Koupel g/den*	Vana			200	2400	696		57 na osobu
	Sprcha			920		1216		245 g/10 min
	Nespecifikováno	800	750-1500					
		500	500-1800		1960			
Praní prádla g/den		6000	5000-14000	2660-3520 g/várka	11970	1740	1220	2215-2925 g/várka
	Sušení prádla g/den *		100-150	180	150	134		14
Vytírání podl. g/m ²		800		20 g/h	500	391	0,07-0,12	400-450
Rostliny g/den								

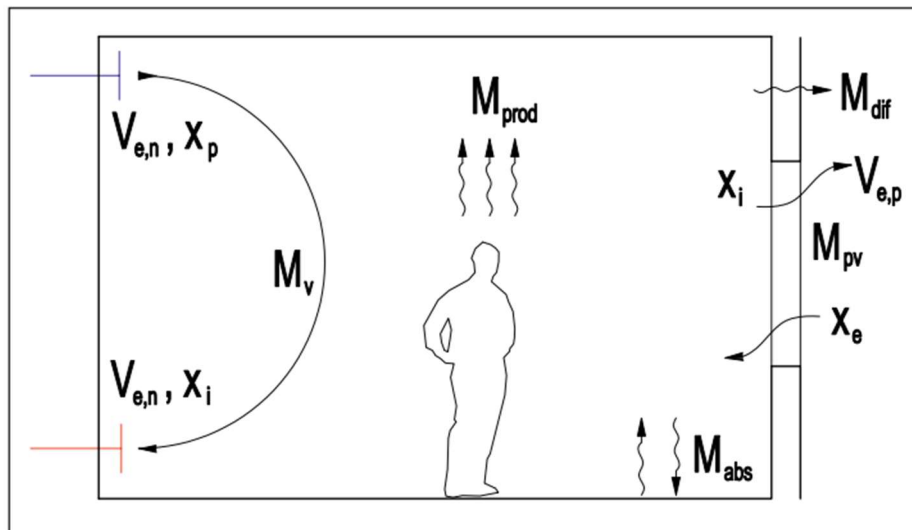
*pro čtyřčlennou rodinu

2.3 Bilance vlhkosti

Pro výpočet bilance vodní páry v místnosti se vychází ze vztahu (2.9).

$$\dot{M}_{prod} - \dot{M}_{nv} - \dot{M}_{pv} - \dot{M}_{dif} - \dot{M}_{abs} = 0 \quad (2.9)$$

Rovnice je popsána hmotnostními toky vodní páry, mezi které patří hmotnostní tok vyprodukované vodní páry \dot{M}_{prod} , hmotnostní tok vodní páry způsobený nuceným a přirozeným větráním \dot{M}_{nv} a \dot{M}_{pv} . \dot{M}_{dif} je hmotnostní tok vodní páry difuzí a \dot{M}_{abs} je hmotnostní tok vodní páry absorbovaný do konstrukce budovy.



Obr. 2 Toky vlhkosti v obytném prostředí [1]

Při sestavení bilanční rovnice pro větrání místnosti není uvažována akumulace vodní páry v konstrukci budovy. Jelikož jsou známy pouze parametry vzduchu, je zanedbán i člen difuzního přenosu budovou \dot{M}_{dif} a absorpce vodní páry v konstrukci budovy \dot{M}_{abs} . Při dosazení toků vlhkosti do rovnice (2.9) vznikne rovnice bilance vodní páry v místnosti. [6, 8]

$$O \cdot \rho_i \cdot dx + \dot{V}_o \cdot \rho_i \cdot x_i \cdot d\tau = \dot{V}_p \cdot \rho_p \cdot x_p \cdot d\tau + \dot{M}_w \cdot d\tau \quad (2.10)$$

Kde

O je objem místnosti [m^3],

ρ_i, ρ_p je hustota vnitřního a přiváděného vzduchu [kg/m^3],

x_i, x_p je měrná vlhkost vnitřního a přiváděného vzduchu [g/kg],

\dot{V}_p, \dot{V}_o je objemový průtok přiváděného a odváděného vzduchu [m^3/h],

\dot{M}_w je produkce vodní páry ve vnitřním prostředí [g/h],

$d\tau$ je časová změna,

dx je změna měrné vlhkosti v místnosti.

Úpravou rovnice (2.10) je možné získat rovnici pro výpočet měrné vlhkosti v místnosti v určitém čase (2.11). [8]

$$x_{i,\tau} = x_{i,0} \cdot e^{-\tau \frac{\dot{V}_p}{\sigma}} + \left(\frac{\dot{M}_w}{\dot{V}_p \cdot \rho_p} + x_p \right) \cdot \left(1 - e^{-\tau \frac{\dot{V}_p}{\sigma}} \right) \quad (2.11)$$

Kde $x_{i,0}$ je měrná vlhkost v místnosti v počátečním čase, takže pro $\tau = 0$; $x_{i,\tau} = x_{i,0}$. Za předpokladu ustáleného stavu, může být rovnice (2.11) dále zjednodušena jako (2.12). [8]

$$x_i = \frac{\dot{M}_w}{\dot{V}_p \cdot \rho_p} + x_p \quad (2.12)$$

2.4 Úprava vlhkosti ve vnitřním prostředí

Z hlediska bilance vlhkosti může v obytném prostoru docházet k extrémním vlhkostem vzduchu. Pro zajištění komfortního prostředí je potřeba tento parametr udržovat na požadovaných hodnotách.

Nejjednodušším způsobem úpravy vlhkosti vzduchu je přirozené větrání, kdy si obyvatel na základě subjektivního pocitu otevře okno. Jak již bylo zmíněno v úvodu, tato metoda je vysoce nespolehlivá kvůli upřednostnění tepelného komfortu před kvalitou vzduchu v místnosti. Spolehlivějším způsobem, jak upravovat vlhkost ve vnitřním prostředí, je využití větracích a klimatizačních zařízení.

Úpravy vzduchu v klimatizačních a větracích zařízeních jsou termodynamické děje, při kterých téměř nedochází ke změně tlaku. Díky této skutečnosti lze všechny úpravy vzduchu zakreslit do Mollierova diagramu, pro příslušný tlak vlhkého vzduchu. [6, 20]

Pro dosažení požadované vlhkosti přiváděného vzduchu je možné využít tyto úpravy:

- směšování,
- vlhčení parou,
- vlhčení vodou,
- kondenzační odvlhčování,
- zpětné získávání vlhkosti. [6, 21]

2.4.1 Směšování

Ke směšování proudů vzduchu dochází ve směšovací komoře vzduchotechnické jednotky. Nejčastěji v komoře dochází ke smísení vzduchu venkovního a vzduchu oběhového. Za použití vlhkostní a teplotní bilance je možné určit výsledný stav smíšeného proudu vzduchu. Pokud jsou \dot{M}_1 a \dot{M}_2 hmotnostní průtoky suchého vzduchu obou proudů a x_1, h_1 a x_2, h_2 měrné vlhkosti a entalpie proudů před směšováním, může být sestavena bilanční rovnice vlhkostní (2.13) a tepelná (2.14). [6, 20]

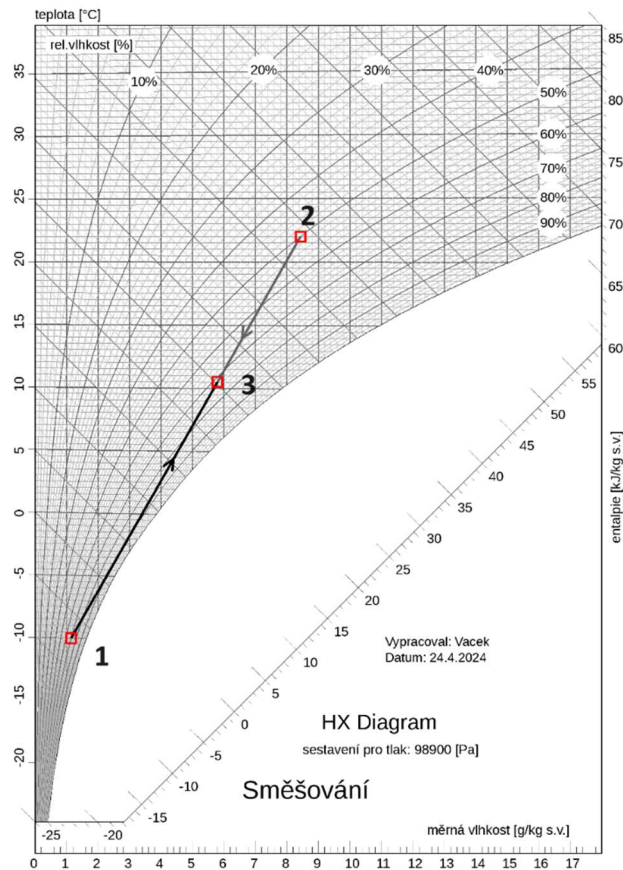
$$\dot{M}_1 \cdot x_1 + \dot{M}_2 \cdot x_2 = (\dot{M}_1 + \dot{M}_2) \cdot x_3 \quad (2.13)$$

$$\dot{M}_1 \cdot h_1 + \dot{M}_2 \cdot h_2 = (\dot{M}_1 + \dot{M}_2) \cdot h_3 \quad (2.14)$$

Směrové měřítko δ , které se používá pro stanovení směru změny, dává spolu s úpravou rovnic (2.13) a (2.14) vztah (2.15), ze kterého vychází, že bod 3 leží na úsečce spojující body 1 a 2 (viz obr.3). [6]

$$\delta = \frac{h_3 - h_2}{x_3 - x_2} = \frac{h_1 - h_3}{x_1 - x_3} \quad (2.15)$$

Na obr. 3, je vyobrazen děj směšování dvou proudů vzduchu v h-x diagramu vlhkého vzduchu. Bod 1 představuje čerstvý venkovní vzduch, bod 2 oběhový vzduch a bod 3 výsledný stav po směšování. Pokud by byl výsledný stav 3 pod čarou nasyceného stavu, došlo by ke vzniku směsi nasyceného vzduchu vodními parami a vodních kapek. [6]



Obr. 3 Směšování dvou proudů v h-x diagramu

2.4.2 Vlhčení parou

V dnešní době je parní zvlhčování považováno za nejčastější princip vlhčení vzduchu používaný v klimatizačních zařízeních. Ve zvlhčovači dojde pomocí elektrického vyvíječe nebo vyvíječe s plynovým hořákem k ohřátí vody a tvorby vodní páry. Pára je následně, v komoře určené ke zvlhčování, distribuována do proudu vzduchu. Pro zjednodušení se uvažuje, že průběh změny stavu vlhkého vzduchu probíhá při parním vlhčení po izotermě. Z rovnice (2.19) lze vyvodit, že se vzduch při navlhčení bude nepatrně ohřívat. Průběh může být opět popsán pomocí bilančních rovnic vlhkosti a tepla. [6, 20, 22]

Vlhkostní bilance:

$$\dot{M}_A \cdot x_1 + \dot{M}_v = \dot{M}_A \cdot x_2 \quad (2.16)$$

Tepelná bilance:

$$\dot{M}_A \cdot h_1 + \dot{M}_v \cdot h_v = \dot{M}_A \cdot h_2 \quad (2.17)$$

Kde \dot{M}_A je hmotnostní tok suchého vzduchu, \dot{M}_v hmotnostní tok páry a h_v je entalpie přidávané vodní páry, kterou můžeme vyjádřit jako

$$h_v = l + c_v \cdot t \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.18)$$

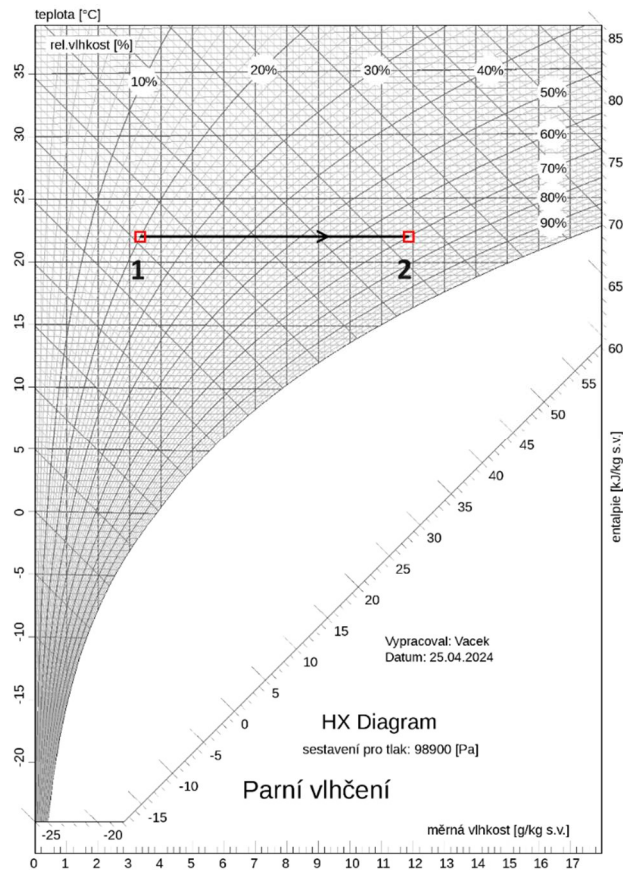
kde l je výparné teplo [kJ/kg], c_v je měrná tepelná kapacita vodní páry v [kJ/ kg·K] a t [°C] je její teplota. [22]

Následně může být vypočten směr změny δ , ze kterého je možno zjistit že se nejedná o čistě izotermickou změnu. [22]

$$\delta = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = h_v \cong 2,68 \quad [\text{kJ/g}] \quad (2.19)$$

V oblasti nenasyceného vzduchu vodními parami teplota vzduchu nepatrně roste. Po překročení křivky nasycení dochází k prudkému nárůstu teploty směsi nasyceného vzduchu a vodních kapek. [6]

Na následujícím obr. 4 je znázorněna teoretická úprava vzduchu pomocí procesu vlhčení párou. Body 1 a 2 představují stavy proudu vzduchu před a po navlhčení.



Obr. 4 Parní zvlhčování v h - x diagramu

2.4.3 Vlhčení vodou

Vlhčení vodou je možné provést několika způsoby. Rozprašováním vody, odpařováním vodní páry z porézního materiálu, jejich kombinací, nebo využitím vodních praček. [22]

Rozprašování vody

V tomto principu se uvažuje, že se 100 % distribuované vody odpaří v proudu vzduchu. Je tedy potřeba zajistit optimální rozptýlení vody ve formě jemných kapek. Teplotní a vlhkostní bilance je obdobná jako u vlhčení parou. [6, 22]

$$\dot{M}_A \cdot x_1 + \dot{M}_w = \dot{M}_A \cdot x_2 \quad (2.20)$$

$$\dot{M}_A \cdot h_1 + \dot{M}_w \cdot h_w = \dot{M}_A \cdot h_2 \quad (2.21)$$

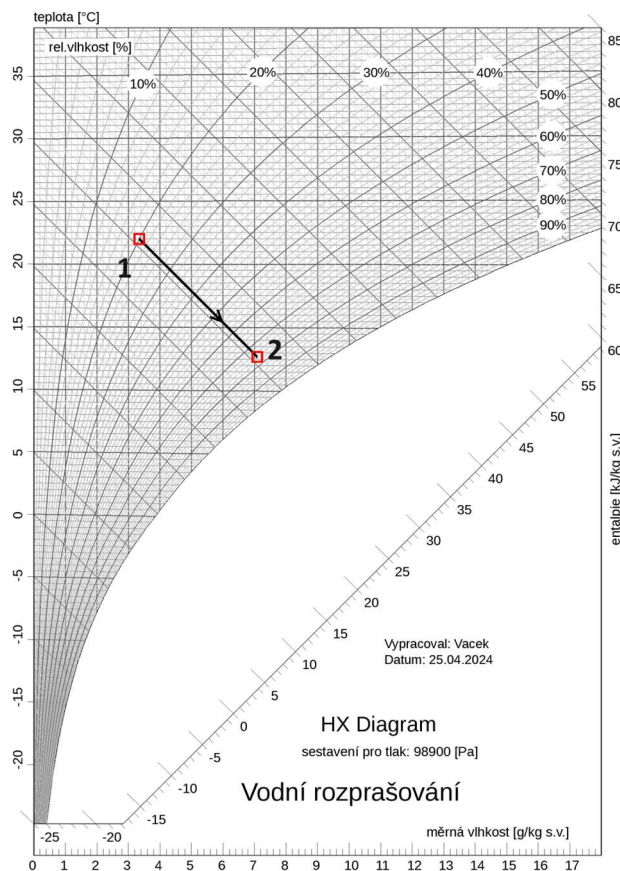
V tomto případě je \dot{M}_w hmotnostní tok vody a h_w entalpie přidávané vody.

Entalpii rozprašované vody, můžeme vyjádřit jako

$$h_w = c_w \cdot t \cong 0 \text{ až } 420 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.22)$$

$$\delta = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = h_w \cong 0 \quad [\text{kJ/g}] \quad (2.23)$$

Směr změny δ je přibližně rovnoběžný s křivkami konstantní entalpie. Z úpravy v h-x diagramu (viz obr. 5) je možné pozorovat prudký pokles teploty vzduchu v oblasti nenasyčeného vzduchu vodními parami, viz obr. 5. Po překročení křivky navlhčení teplota pouze mírně roste. [6, 22]



Obr. 5 Rozprašování vody v h-x diagramu

Vodní pračky

Vodní pračky fungují tak, že do proudu vzduchu je rozstříkováno velké množství vody pomocí trysek. Na rozdíl od vlhčení rozprašováním nedochází k úplnému odparu vody. Množství odpařené vody je nutné nahradit. Kapky rozstříkované vody, u kterých nedojde k odpaření, se shromáždí ve sběrné vaně na spodní části pračky. Voda nahromaděná ve vaně je následně pomocí čerpadla přivedena zpět do trysek pračky. Na výstupu z pračky je umístěna eliminační plocha, zabráňující unášení kapek proudem vzduchu dále do

systemu vzduchotechniky. Velkou nevýhodou systémů vodních praček, a zároveň důvodem, proč se tento systém používá čím dál méně, je nutnost udržování vodního hospodářství, ve kterém hrozí vznik nehygienického prostředí a šíření bakterií, např. *Legionella pneumophila*. Při cirkulaci vody pračkou může být použit výměník pro její ohřev nebo chlazení. Pokud je voda v pračce ohřívána nebo chlazená, jedná se o polytropické pračky. [6, 22]

Úprava vzduchu je popsána pomocí tepelné a vlhkostní bilanční rovnice.

$$\dot{M} \cdot h_1 + \dot{M}_w \cdot c_w \cdot t_{w1} + \dot{M}_{wo} \cdot c_w \cdot t_w = \dot{M} \cdot h_2 + \dot{M}_w \cdot c_w \cdot t_{w2} + \dot{Q}_z \quad (2.24)$$

Kde t_{w1} , t_{w2} jsou teploty vody před výměníkem a za výměníkem, t_w je teplota vody, která je přiváděná z rozvodu vody a \dot{Q}_z je tepelná ztráta vodní pračky. [6, 22]

$$\dot{M} \cdot x_1 + \dot{M}_w = \dot{M} \cdot x_2 + (\dot{M}_w - \dot{M}_{wo}) \quad (2.25)$$

Za předpokladu zanedbání tepelné ztráty pračky, je možné pomocí rovnic (2.24) a (2.25) sestavit rovnici směru změny δ mezi počátečním bodem 1 a konečným bodem 2, jako

$$\delta = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = \frac{\dot{M}_w \cdot c_w \cdot (t_{w2} - t_{w1})}{\dot{M}_{wo}} + c_w \cdot t_w \quad [\text{kJ/g}] \quad (2.26)$$

Pračky se nejčastěji používají bez výměníku pro ohřev nebo chlazení vody. To znamená, že $t_{w2} = t_{w1}$. K vypaření kapek je potřeba tepelný tok, který je v tomto případě odebírán proudícímu vzduchu a ten je tím pádem ochlazován. Z rovnice (2.26) následně vyplývá, že směr změny $\delta = c_w \cdot t_w \cong 0$. Změna stavu tedy probíhá po přímce téměř konstantní entalpie a jedná se o adiabatické vlhčení a chlazení. V ideální pračce by se konečný stav nacházel na křivce nasycení. Reálně dosáhne vzduch v pračce stavu podle účinnosti η adiabatické pračky, kterou lze vyjádřit jako [22]

$$\eta = \frac{x_2 - x_1}{x_s - x_1} \quad [-] \quad (2.27)$$

Kde x_s je měrná vlhkost, kdy by se vzduch dostal do nasyceného stavu.

2.4.4 Kondenzační odvlhčování

Jedním ze způsobů, jak zbavit vlhký vzduch nadbytečného množství vodní páry, je tzv. mokré chlazení. Chlazení probíhá ve výměníku, kde je za použití teplotosné látky odebíráno teplo ze vzduchu. Konstrukce chladičů je tvořena z lamelových trubek, ve kterých proudí teplotosná látka, což může být studená voda, nebo vypařující se chladivo. Aby při procesu chlazení došlo ke kondenzaci vodní páry na povrchu chladiče, musí být teplota povrchu chladiče nižší, než je teplota rosného bodu přiváděného vzduchu do chladiče. [6]

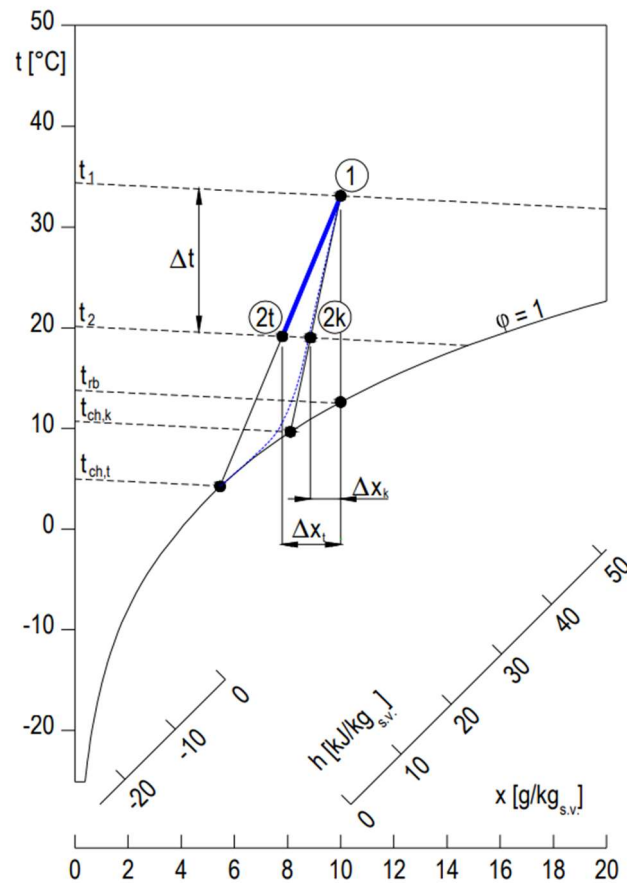
Tento proces lze teoreticky zjednodušit na případ směšování vzduchu přiváděného do chladiče a směšování vzduchu na povrchu chladiče, kde dochází ke kondenzaci vodních par. Vzduch na povrchu chladiče se v h-x nachází na křivce nasycení s teplotou, která je rovna teplotě povrchu chladiče. [6, 22]

U lamelových výměníků není odvod zkondenzované vody dokonalý a reálný proces může probíhat po křivce do bodu 2k. Dalšími faktory, které ovlivňují průběh procesu, jsou například počet řad výměníku, rychlost proudění vzduchu, vzdálenost mezi lamelami a celková plocha lamely. Rozdíl mezi idealizovaným a reálným průběhem lze částečně vyřešit korekcí s ohledem na účinnost žebrování η_z . [23]

$$\eta_z = \frac{t_e - t_{ch,k}}{t_e - t_{ch,t}} \quad [-] \quad (2.28)$$

Kde t_e je teplota přiváděného vzduchu, $t_{ch,k}$ je střední teplota povrchu chladiče a $t_{ch,t}$ je zidealizovaná střední teplota povrchu chladiče. Účinnost žebrování pro lamelové chladiče používané v klimatizačních zařízeních je možné přibližně odhadnout na $\eta_z \cong 0,85$. [23]

Porovnání zjednodušeného a reálného průběhu změny je zobrazeno v h-x diagramu na obr. 6. Bod 2t, představuje výsledný stav ochlazeného vzduchu ve zjednodušeném případě a bod 2k výsledný stav reálného vzduchu.



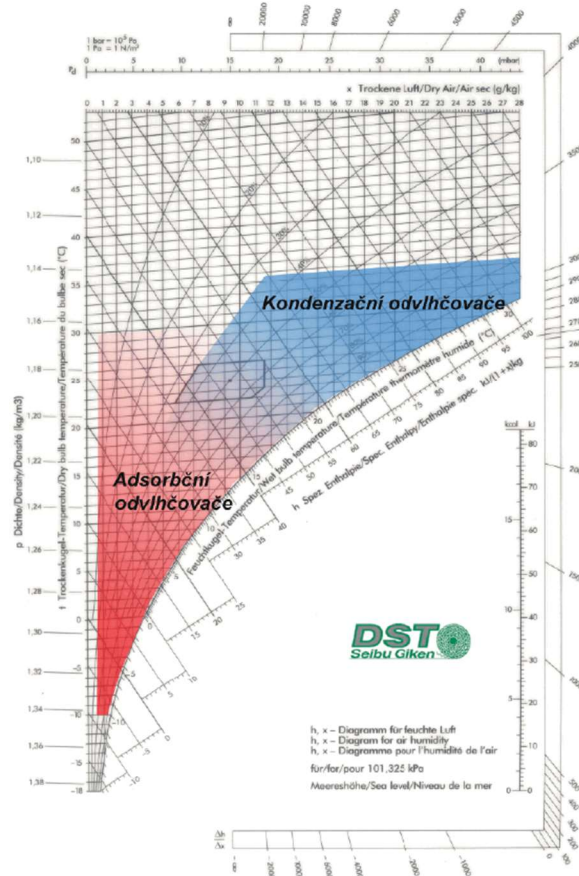
Obr. 6 Porovnání reálného a teoretického průběhu úpravy vzduchu při chlazení [23]

Množství vody, které zkondenzuje na povrchu chladiče lze vypočítat jako

$$\dot{M}_w = \dot{V} \cdot \rho \cdot (x_2 - x_1) \quad [\text{g/s}] \quad (2.29)$$

2.4.5 Sorpční odvlhčování

Při procesech, kdy kondenzační princip není schopný účinně fungovat, například při klimatizaci zimních stadionů, se používá odvlhčování adsorpční. Na obr. 7 jsou v h-x diagramu znázorněné oblasti, ve kterých se používá kondenzační a adsorbční princip odvlhčování.



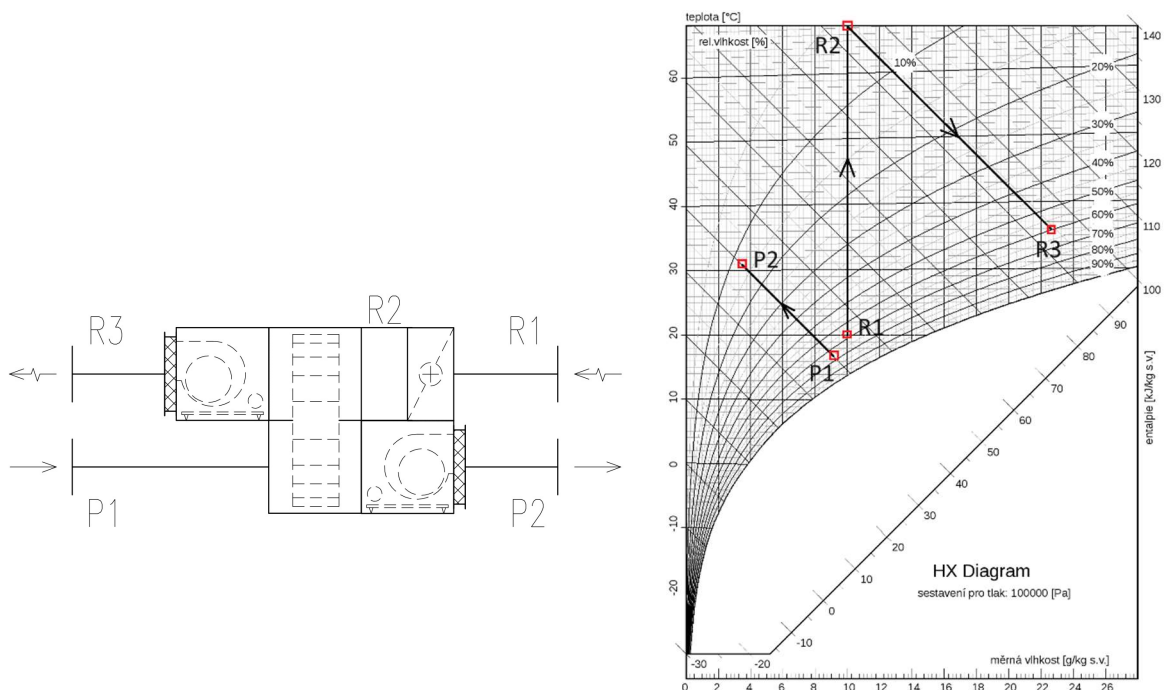
Obr. 7 Oblasti použití adsorbčního a kondenzačního odvlhčování [22]

Adsorpční odvlhčování funguje na fyzikálním principu, kdy se molekuly vodní páry z přiváděného vzduchu usazují do sorpční látky. V praxi se využívá technologie, kdy po odvlhčení následuje adiabatické chlazení. K tomu se využívají upravené rotační regenerační výměníky pro zpětné získávání tepla a vlhkosti. Na povrch rotoru kola je nanášena vrstva adsorbentu (například silikagelu). V první fázi je venkovní odvlhčovaný vzduch, kterému se také říká procesní vzduch, přiváděn do sorpčního kola, kde sorpční látka váže odnímanou vlhkost v kapalně formě. V této fázi se uvolňuje kondenzační teplo a procesní vzduch je ohříván. Úprava procesního vzduchu z P1 na P2 (viz obr. 8) probíhá teoreticky při konstantní entalpii. Od izoentalpického průběhu se změna odchyluje kvůli tepelnému toku, který je přes povrch rotoru přenášen ze zahřátého regeneračního vzduchu. Vzduch ve stavu P2, který je odvlhčený, se dále používá v klimatizačním systému. [6, 22, 24]

Konstantním pootáčením rotoru se jeho část, která je navlhčena procesním vzduchem, dostane do regenerační části, kde se vlhkost vypařuje do regeneračního vzduchu. Prakticky je regenerační vzduch před vstupem do sorpčního kola ohříván na teplotu až

130 °C, aby se do něj v sorpčním kole vypařilo co nejvíce vlhkosti. Teplo, které je potřeba pro odpaření vlhkosti, je odnímáno regeneračnímu vzduchu a ten se tím ochlazuje. Tato úprava opět probíhá teoreticky při konstantní entalpii a reálně se odchyluje kvůli vychlazení rotoru v sorpční sekci. [6, 22, 24]

Technologie sorpčního odvlhčování je podobná technologii zpětného získávání tepla a vlhkosti pomocí rotačních regeneračních výměníků. Rozdíl mezi těmito technologiemi je například v rychlosti otáčení rotoru sorpčního kola, kdy při sorpčním odvlhčování jsou otáčky rotoru velmi nízké, přibližně 10 ot/h. Dalším rozdílem je rozdělení účinné plochy rotoru. Sorpční sekci tvoří 75 % účinné plochy a regenerační sekci pouze 25 %. [22]



Obr. 8 Sorpční odvlhčování, schéma jednotky a h-x diagram [24]

2.4.6 Zpětné získávání tepla a vlhkosti

Zpětné získávání tepla a vlhkosti (dále jen ZZT a ZZV) se dá obecně popsat jako využívání energie ze vzduchu odváděného z budovy. Tato energie je většinou předávána čerstvému vzduchu přiváděnému do budovy. Jako ZZT není považováno využívání oběhového vzduchu. Tepelná bilance výměníku pro ZZT lze napsat jako

$$\dot{M} \cdot (h_p - h_e) = \dot{M} \cdot (h_i - h_{ex}) \quad (2.30)$$

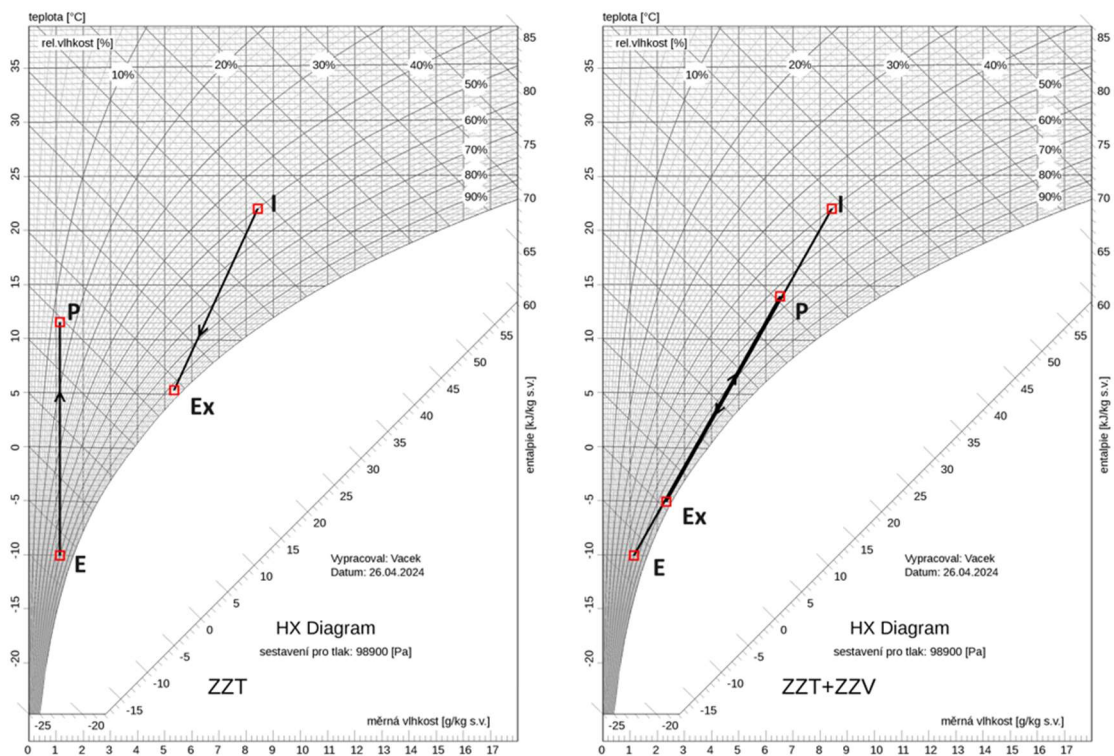
vlhkostní bilance je potom

$$\dot{M} \cdot (x_p - x_e) = \dot{M} \cdot (x_i - x_{ex}) \quad (2.31)$$

kde E je čerstvý venkovní vzduch, P je vzduch za výměníkem přiváděný do budovy, I je vnitřní vzduch na odvodu před výměníkem a EX je vzduch za výměníkem odváděný z budovy. [6]

Schopnost výměníků získávat zpětně vlhkost a teplo je posuzována podle vlhkostního a teplotního faktoru, viz kapitola 3.

Na následujícím obrázku je znázorněna úprava vzduchu v h-x diagramu pro výměník se ZZT. V první variantě je výměník schopen přenášet pouze tepelnou energii, ve druhé variantě je stejný výměník, který umí navíc zpětně získávat vlhkost.



Obr. 9 Úprava vzduchu při ZZT a) bez přenosu vlhkosti b) s přenosem vlhkosti

3. Výměníky pro ZZT a ZZV ve vzduchotechnice

Z důvodu rostoucích požadavků na nízkou spotřebu energie v budovách se klade čím dál větší důraz na používání zpětného získávání energie. Tyto technologie jsou energeticky nenáročné, jelikož se pro úpravu přiváděného vzduchu využívá energie ze vzduchu odváděného. Největší množství elektrické energie v tomto systému spotřebují ventilátory pohánějící přiváděný a odváděný vzduch přes výměník, ve kterém dochází k přenosu energie. Dominantní funkcí těchto výměníků je přenos tepla. Navlhčování přiváděného vzduchu nemusí být vždy žádoucí. Jedná se především o situace, kdy je potřeba odvádět vlhkostní zátěž z budovy. Využití ZZV má význam převážně ve studených severských zemích jako je Norsko, Finsko a Švédsko, kde je studený a suchý vzduch.

Podle způsobu přenosu energie lze výměníky pro ZZT dělit na rekuperační a regenerační.

Rekuperační výměníky jsou výměníky, které využívají přímý přenos tepla (popřípadě vlhkosti) mezi dvěma teplonosnými látkami skrze teplosměnnou plochu. Mezi rekuperační výměníky patří výměníky deskové, trubkové a tepelné trubice, které využívají pro přenos pomocnou teplonosnou látku. [6, 25]

Regenerační výměníky využívají nepřímý přenos tepla a vlhkosti, za použití akumulární hmoty. Akumulační hmota se postupně otáčí mezi dvěma proudy a zprostředkovává mezi nimi výměnu energie. V teplém proudu se energie akumuluje do hmoty a ve studeném ji hmota předává chladnějšimu proudu, čímž se výměník regeneruje. Mezi regenerační výměníky patří výměníky rotační a přepínací. [6, 26]

3.1 Účinnost, vlhkostní a teplotní faktor

Výměníky pro ZZT a ZZV mají mnoho parametrů, které určují jejich kvalitu a možnosti použití. Mezi tyto parametry patří váha, rozměry, účinnost, životnost, pořizovací cena a mnoho dalších. Parametry, které se přímo odrážejí na energetické náročnosti budovy jsou tlaková ztráta a teplotní a vlhkostní faktor. Čím vyšší je teplotní a vlhkostní faktor, tím méně energie je potřeba pro ohřev a vlhčení přiváděného vzduchu. Nižší tlaková ztráta znamená nižší elektrickou energii potřebnou na provoz ventilátorů. [26]

Pro výpočet účinnosti, teplotního a vlhkostního faktoru, lze použít výpočetní metodu $\varepsilon - NTU$.

NTU je bezrozměrný parametr, který se dá vyjádřit jako počet přenosových jednotek (number of transfer unit). NTU lze vyjádřit zvlášť pro citelnou a vázanou složku, a je definován jako

$$NTU = \frac{U \cdot A}{\dot{C}_{min}} \quad [-] \quad (3.1)$$

Kde

U je součinitel prostupu tepla mezi teplým a studeným proudem [$W/m^2.K$],

A je velikost teplosměnné plochy [m^2],

\dot{C}_{min} je nejmenší z tepelných průtočných kapacit [W/K].

Průtočná tepelná kapacita proudu je definována jako hmotnostní průtok tekutiny vynásobený její měrnou tepelnou kapacitou při konstantním tlaku (3.2). [26]

$$\dot{C} = \dot{M} \cdot c_p \quad [W/K] \quad (3.2)$$

Kde \dot{M} je hmotnostní průtok tekutiny a c_p je její měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku. U vzduchu lze předpokládat, že c_p je konstantní.

Teplotní účinnost výměníku lze určit ze vztahu (3.3)

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{C}_p \cdot (t_p - t_e)}{\dot{C}_{min} \cdot (t_i - t_e)} \quad [-] \quad (3.3)$$

Tepelný tok \dot{Q} je reálný tepelný výkon ve výměníku. Při zanedbání tepelné ztráty, která přechází z výměníku do okolí lze konstatovat, že tepelný tok přiváděného proudu je stejný

jako tepelný tok proudu odváděného. Z toho plyne, že při výpočtu účinnosti nezáleží na tom, který proud bude použit. \dot{Q}_{max} je maximální tepelný tok v ideálním výměníku, který lze popsat jako nekonečně dlouhý protiproudý výměník a hodnota $NTU \rightarrow \infty$. V tom případě by teplota přiváděného proudu za výměníkem byla rovna teplotě odváděného proudu před výměníkem. [26]

Pro určení vzájemného vztahu mezi ε a NTU je potřeba nejprve stanovit průtokovou charakteristiku, která je definována jako poměr minimální a maximální průtočné tepelné kapacity (3.4).

$$\dot{C}^* = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} \quad [-] \quad (3.4)$$

Při splnění podmínek $0 \leq \dot{C}^* < 1$ a $0 \leq NTU < \infty$, lze vztah mezi $\varepsilon - NTU$ pro protiproudý výměník definovat jako

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1 - e^{-NTU(1-\dot{C}^*)}}{1 - \dot{C}^* \cdot e^{-NTU(1-\dot{C}^*)}} \quad [-] \quad (3.5)$$

Pokud se průtočné tepelné kapacity rovnají a $\dot{C}^* = 1$, platí vztah

$$\varepsilon_{cf} = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad [-] \quad (3.6)$$

Obecně se tedy dá říct, že teplotní účinnost ε je funkcí závislou na hodnotě NTU , průtokové charakteristice a na uspořádání výměníku. [26-28]

Obdobný postup výpočtu účinnosti je možné použít pro výpočet přenosu vlhkosti. V tomto případě by ve výpočtu NTU byl místo součinitele prostupu tepla použit součinitel prostupu hmoty [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$] a místo průtočné charakteristiky hmotnostní tok [kg/s]. [28]

Nejčastějšími parametry, popisujícími výměníky pro ZZT a ZZV jsou teplotní a vlhkostní faktor. Tyto parametry jsou často nesprávně zaměňovány za účinnost přenosu tepla a vlhkosti. Účinnost a teplotní nebo vlhkostní faktor se rovnají pouze za určitých podmínek. Účinnost výměníku je definována jako poměr mezi přenášeným výkonem a maximálním možným přenášeným výkonem, viz rovnice (3.3). Jelikož je v obou prouděch výměníku teplonosnou látkou vzduch, rozdíly mezi měrnými tepelnými kapacitami jsou minimální a je možné je zanedbat. Pokud je tedy uvažováno, že jsou

měrné tepelné kapacity totožné, průtokovou charakteristiku lze nahradit hmotnostními průtoky \dot{M} . Při rovnotlakém nuceném větrání, kdy je množství přiváděného a odváděného vzduchu totožné, lze tvrdit, že $\dot{M}_p = \dot{M}_o$ a účinnost v tomto případě závisí pouze na poměru rozdílů teplot. [6, 26]

Pokud jsou průtočné tepelné kapacity shodné, teplotní faktor a účinnost jsou totožné (3.7).

$$\varepsilon = \Phi = \frac{t_p - t_e}{t_i - t_e} \quad [-] \quad (3.7)$$

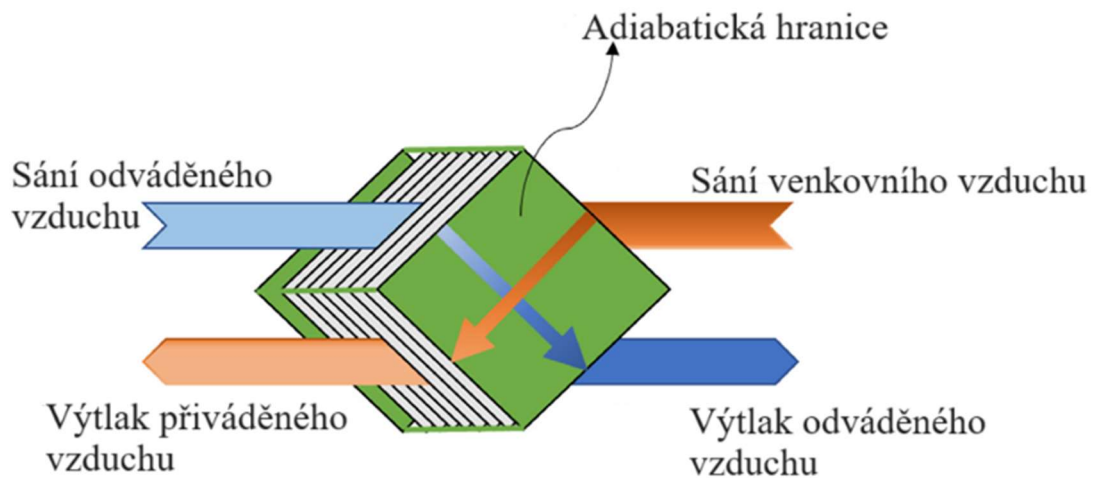
Stejným způsobem lze definovat vlhkostní faktor výměníku.

$$\psi = \frac{x_p - x_e}{x_i - x_e} \quad [-] \quad (3.8)$$

Teplotní a vlhkostní faktor je možné vyjádřit zvlášť pro přiváděný a odváděný proud. Faktory pro oba proudy se rovnají pouze tehdy, když jsou stejné jejich průtočné charakteristiky. Pokud se průtočné charakteristiky liší, bude teplotní faktor jednoho proudu vyšší než druhý. Toho mohou výrobci výměníků zneužít a udávat vyšší teplotní a vlhkostní faktor, než kterého by dosáhli při shodných průtocích. [6]

3.2 Membránové entalpické výměníky

Membránové entalpické výměníky pracují na základě přenosu jak citelného, tak vázaného (latentního) tepla mezi dvěma proudy prostřednictvím membránových jader. K přenosu energie dochází díky gradientu chemického potenciálu, způsobeného teplotou, tlakem, rozdílem koncentrací a elektrickým potenciálem. Ve výměnících dochází k nepřímému kontaktu mezi dvěma proudy vzduchu s různými teplotami a různým obsahem vlhkosti, viz obr. 10. Možnost přenosu energie přes membránu využívají rekuperační výměníky deskové, ale i trubkové geometrie. [29]



Obr. 10 Schéma křížového deskového výměníku [28]

Fyzikální vlastnosti ovlivňující výkonnostní parametry výměníku, mohou být rozděleny do tří kategorií:

- 1) Fyzikální vlastnosti membrány – propustnost vlhkosti, izotermická adsorpční konstanta, maximální obsah vlhkosti, elasticita, úhel styku s proudem a tepelná vodivost membrán.
- 2) Konfigurace – uspořádání proudu, tvar kanálků, překážky v membránovém kanálku a tloušťka membrány.
- 3) Provozní podmínky – Teplota a relativní vlhkost proudů a jejich rychlost proudění. [28]

3.2.1 Membrány

Pro přenos tepla a hmoty v membránových entalpických výměnících hraje významnou roli samotná membrána. Membrány by měly vykazovat vysokou propustnost pro vodní páru, ale zároveň by měly zabráňovat přestupu jiných plynů. Materiály používané pro membrány jsou tradičně homogenní a mezi typické patří nafion, regenerovaná celulóza, triacetát celulózy, sulfonovaný poly(fenyleneoxid), polyether-polyuretan, kopolymer siloxanu a amidu, polystyren-sulfonát, polyvinyliden fluorid, polyethersulfon, a celofán. Volba těchto materiálů vychází z toho, že byly již dříve použity pro technologie odvlhčování, které mají podobné mechanismy přenosu vlhkosti. Součinitele difuze vlhkosti jsou v polymerních membránách obvykle velmi nízké, pohybují se v řádech 10^{-12} až 10^{-13} m^2/s . Rozdíl parciálních tlaků vodní páry na stranách membrány je malý a tím je omezený výkon přenosu. V reakci na tento problém bylo vyrobeno několik druhů membrán, mezi které patří hydrofobně – hydrofilní kompozitní membrány, kompozitní membrány s kapalinovou vrstvou a membrány s prstovitými makrodutinami. [30, 31]

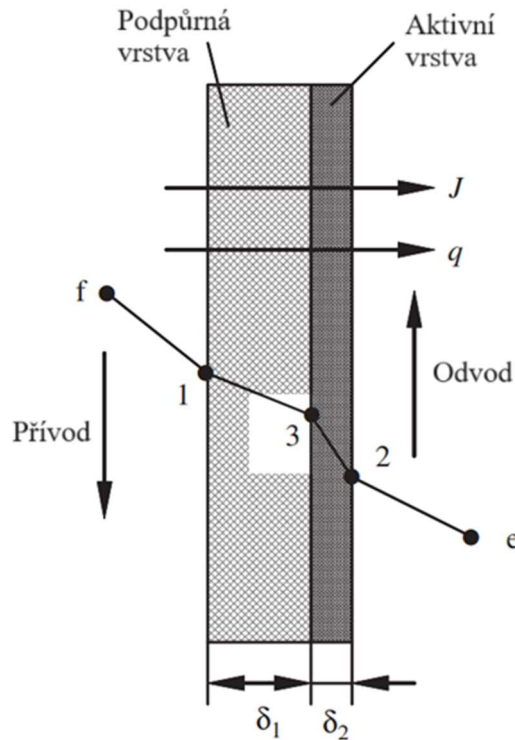
U hydrofobně – hydrofilních kompozitních membrán je tenká aktivní vrstva nanášena na tlustší porézní podpůrnou vrstvu z polypropylenu, případně jiného materiálu. Podpůrná porézní vrstva poskytuje nezbytnou mechanickou pevnost, zatímco aktivní vrstva poskytuje propustně selektivní účinek. [31]

Kompozitní membrány s kapalinovou vrstvou využívají toho, že difúze vlhkosti v kapalinách je o několik řádů vyšší než u pevných membrán. Membrána se skládá z LiCl kapaliny, která je z obou stran uzavřena v porézní podpůrné membráně. [31]

Membrány s prstovitými makrodutinami jsou asymetrické struktury, vyrobené metodou fázové inverze. Membrána se skládá ze tří vrstev: houbovitá porézní podpůrná vrstva, porézní vrstva s prstovitými a téměř paralelními makrodutinami a velmi tenká vrstva s poměrně malými dutinami. [31]

Přenos tepla a vlhkosti v membráně

Přenos tepla a vlhkosti je zde řešen pro kompozitní membránu, která se skládá ze dvou vrstev. Prostup tepla membránou je znázorněn na obr. 11.



Obr. 11 Přenosový model přes kompozitní membránu [28]

Difuzní přenos membránou může být popsán pomocí prvního Fickova zákona, který vyjadřuje skutečnost, že vektor hustoty difuzního toku je úměrný zápornému gradientu koncentrace. Tento zákon může být vyjádřen rovnicí pro rychlost přestupu vodní páry jako

$$\vec{m}_v = -D_{c,v} \cdot \vec{\nabla} \rho_v \quad [\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}] \quad (3.9)$$

kde $D_{c,v}$ je součinitel difuze v membráně [m^2/s] a ρ_v je hmotnostní koncentrace vodní páry ve vzduchu [kg/m^3]. Za předpokladu, že se teplo a vlhkost v membráně šíří pouze jedním směrem, lze rovnici (3.9) upravit a zjednodušit do tvaru:

$$\dot{m}_v = -D_{c,v} \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial z} = -D_{c,v} \cdot \frac{\rho_{v,1} - \rho_{v,2}}{\delta_1 + \delta_2} \quad [\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}] \quad (3.10)$$

kde dz je změna vzdálenosti od bodu 1 ve směru přenosu, který je nahrazen tloušťkou membrány δ . $\partial\rho_v$ je rozdíl hmotnostních koncentrací vodní páry ve vzduchu v bodech 1 a 2. [32]

Na přenos vlhkosti difuzí přes membránu se vztahují různé difuzních mechanismy. Teorie pro výpočet difuze u hydrofobních membrán uvažuje tři mechanismy: Poiseuillovo proudění, běžnou molekulární difuzi a kombinaci Knudsenovy a běžné difuze. U hydrofilní vrstvy se předpokládá, že vodní pára je nejprve adsorbována na povrchu membrány přiléhající k podpůrné vrstvě, poté prostupuje na druhou stranu vrstvy a následně je odváděna desorpcí z povrchu hydrofilní vrstvy proudem vzduchu. [31]

Vedení tepla přes membránu je vyjádřeno pomocí Fourierova zákona, který říká že vektor hustoty tepelného toku je úměrný zápornému gradientu teplot.

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \vec{\nabla}T \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.11)$$

Po úpravě rovnice (3.11) do jednoho směru a pro případ konkrétní membrány z obr. 8 vznikne rovnice

$$\dot{q} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.12)$$

kde T_1, T_2 jsou teploty před a za membránou [K], δ je tloušťka vrstvy [m] a λ je součinitel tepelné vodivosti [W/m·K]. Součinitel tepelné vodivosti pro porézní materiál je možno přibližně určit pomocí rovnice

$$\lambda = (\lambda_a^{\frac{1}{4}} \cdot \sigma + \lambda_m^{\frac{1}{4}} \cdot (1 - \sigma))^4 \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (3.13)$$

kde λ_a a λ_m jsou součinitelé tepelné vodivosti pro vzduch a pevný materiál a σ je porozita membrány. Odhadovaný výpočet součinitele tepelné vodivosti bude pro druhou vrstvu stejný jako pro první. [31, 32]

3.2.2 Konfigurace proudů vzduchu

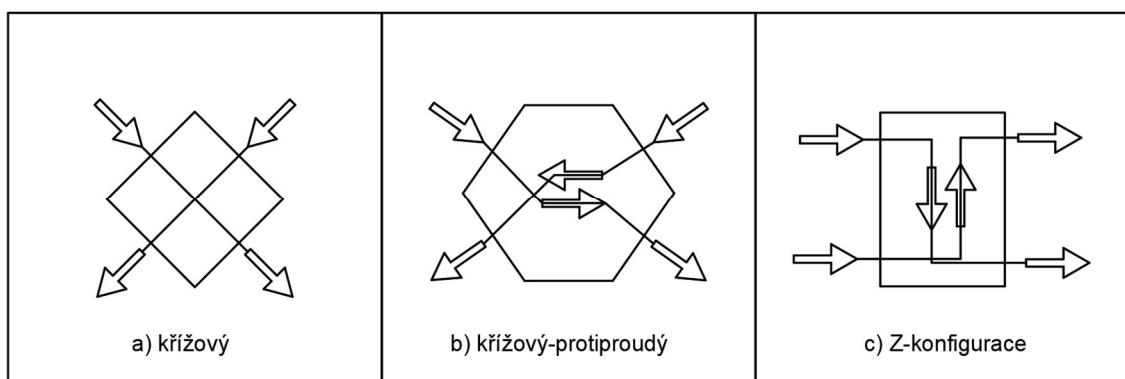
Nejčastěji používanými moduly membrán u entalpických výměníků jsou moduly deskové. Jejich předností je jednoduchý a kompaktní design a snadné utěsnění. Skládané deskové moduly umožňují zpracovat dostatečně velký objem vzduchu, přičemž proud

odpadního vzduchu je nepřímo v kontaktu se dvěma proudy vzduchu přiváděného, což zvyšuje rychlost přenosu tepla a hmoty. [29]

Kromě běžných konfigurací proudů vzduchu, mezi které patří souproudé, křížové a protiproudé uspořádání, se používají i kombinovaná proudová uspořádání. Z teorie výměníků vychází, že účinnost přenosu energie křížového výměníku je větší než účinnost výměníku souproudého, ale menší než účinnost výměníku protiproudého. Souproudý a protiproudý výměník tedy představují dva extrémy nejméně a nejvíce účinného výměníku a všechny reálné výměníky se svou účinností pohybují mezi těmito konfiguracemi. [29]

Převaha použití křížového uspořádání proudu ve vzduchotechnických jednotkách spočívá v jednodušším těsnění a instalaci těchto zařízení. Těsnění bočních povrchů modulu se běžně provádí silikonem.

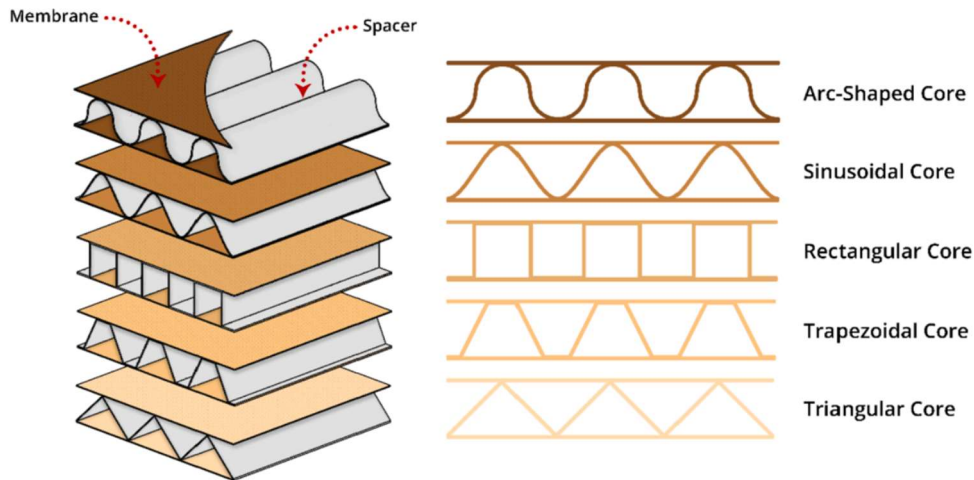
Jednou z používaných kombinovaných uspořádání je křížový protiproudý výměník. Celá plocha desky je rozdělena do několika zón, ve kterých se vyskytují rozdílné typy kontaktů. Například lze desku rozdělit na tři zóny, kdy jedna zóna bude obsahovat protiproudé uspořádání a zbylé dvě zóny budou v křížovém uspořádání. Toto kombinované uspořádání pak využívá vlastností protiproudého i křížového výměníku. Díky křížovému výměníku má snadné oddělení vstupů a výstupů proudu a protiproudá zóna zajišťuje vyšší účinnost, než by měla samotná křížová konfigurace. Na podobném principu funguje modul s proudy ve tvaru Z. V tomto výměníku se vyskytují dvě zóny souproudé a jedna protiproudá. Používané typy konfigurací jsou znázorněny na obr. 12. [29]



Obr. 12 Konfigurace proudů vzduchu u deskových výměníků

Další důležitou konfigurací je tvar a velikost kanálků. Kanálky membrány mohou mít různé tvary, a to za účelem dosažení co největšího přestupu tepla a co nejmenší tlakové

ztráty. Nejčastěji používanými tvary jsou obloukové, sinusoidní, obdélníkové, lichoběžníkové a trojúhelníkové kanálky (viz obr. 13). [29]



Obr. 13 Tvary kanálků u entalpických výměníků [29]

Konfigurace proudu, tvar a velikost kanálků jsou parametry, které ovlivňují konvektivní přenos tepla a hmoty přes membránu. Hydrodynamický problém a problém přenosu tepla a hmoty v kanálcích popisují Navier – Stokesovy rovnice, které jsou podrobně popsány v jednom ze zdrojů [33]. Pro řešení rovnic přenosu tepla a hmoty jsou zadány počáteční podmínky, které vyjadřují, že v těsné blízkosti membrány je rychlost ve směru proudění nulová $u_x(y=0) = 0$ a teplota a vlhkost je v těsné blízkosti membrány v proudu vzduchu stejná jako teplota a vlhkost na povrchu membrány, což lze vyjádřit jako

$$\dot{q} = -\lambda_a \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{povrch} = -\lambda_m \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{povrch} \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_v = -D_{c,a} \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial z} \Big|_{povrc} = -D_{c,m} \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial z} \Big|_{povrc} \quad [\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}] \quad (3.15)$$

kde indexy a a m popisují, zda se jedná o stranu vzduchu nebo materiálu a z je směr tloušťky membrány. [31]

Součinitel přestupu tepla a vlhkosti při přenosu konvekcí h [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] a β [m/s] lze vyjádřit pomocí Nusseltova a Sherwoodova čísla, které jsou vyjádřeny jako

$$Nu = \frac{h \cdot L}{\lambda} \quad [-] \quad (3.16)$$

$$Sh = \frac{\beta \cdot L}{D_c} \quad [-] \quad (3.17)$$

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad [-] \quad (3.18)$$

$$Sh = f(Re, Gr, Sc) \quad [-] \quad (3.19)$$

kde L je charakteristický rozměr [m]. Jak je uvedeno v rovnicích (3.18) a (3.19), pro určení těchto kritériálních rovnic je potřeba využít další bezrozměrná čísla, jako je Reynoldsovo číslo Re , Grashofovo číslo Gr , Prandtlovo číslo Pr , Schmidtovo číslo Sc a Lewisovo číslo Le , které udává poměr mezi Pr a Sc . [31, 32]

Hustota tepelného a vlhkostního toku je popsána jako

$$\dot{q} = h \cdot (T_a - T_m) \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_v = -D_{c,a} \cdot (\rho_{v,a} - \rho_{v,m}) \quad [\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}] \quad (3.21)$$

3.2.3 Výhody a nevýhody deskových výměníků

Mezi hlavní výhody deskových entalpických výměníků, v porovnání s výměníky rotačními, patří například:

- Jednodušší konstrukce, bez rotačních částí, což snižuje riziko mechanického opotřebení a potřebu údržby.
- Nižší riziko křížové kontaminace. Oddělené kanály pro přívodní a odvodní vzduch minimalizují riziko míchání proudů, a proto je použití vhodné například u prostor, kde je vyžadována vysoká čistota vzduchu.
- Kompaktnost a nižší hmotnost deskových výměníků, usnadňující jejich instalaci.
- Cena deskových výměníků a cena jejich instalace bývá zpravidla nižší než u výměníků rotačních.

Mezi nevýhody patří například:

- Nižší účinnost přenosu vlhkosti v porovnání s rotačními výměníky. Vlhkostní faktor se u deskových výměníků pohybuje mezi 30 a 70 % v závislosti na podmínkách provozu.
- Bez pohyblivých částí není možné kontinuálně regenerovat adsorbent, což může vést k postupnému snižování účinnosti přenosu vlhkosti v průběhu času.

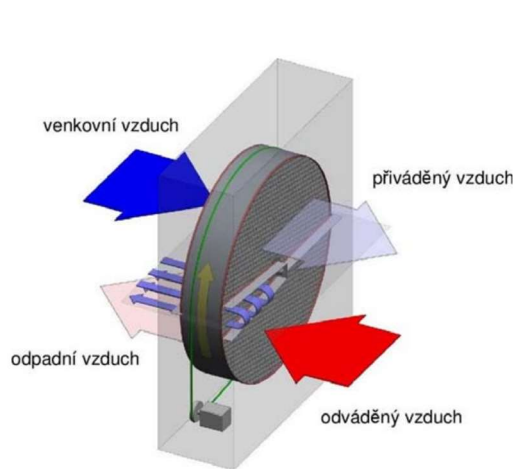
3.2.4 Vývoj membránových entalpických výměníků

První studie, které se zaměřovaly na aplikace přenosu tepla a zároveň hmoty pocházejí z roku 1971. V roce 1993 vznikly studie zabývající se využitím membránových výměníků tepla s možností získávání kondenzátu. V prvním desetiletí současného století byly zkoumány různé aspekty této technologie, se snahou o zvýšení účinnosti zpětného získávání energie. Hlavními pokroky v tomto období bylo použití kompozitních membrán namísto papírových, přidání křivosti membrány a vytvoření turbulentního toku, zohledňování složitějších podmínek v numerických studiích a navrhování konfigurací smíšeného toku. Od roku 2010 dodnes, se provádějí studie zaměřené na vývoj dalších aplikací entalpických výměníků mimo systémy HVAC, jako je rekuperace tepla z odpadních plynů a aplikace v zachycování uhlíku a odvlhčování methanu. [29]

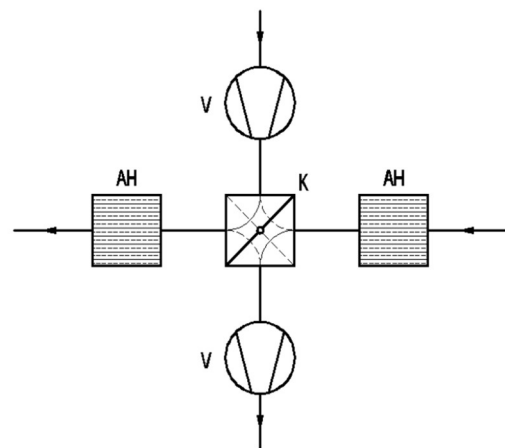
3.3 Regenerační výměníky

Regenerační výměníky fungují na zcela odlišném principu než výměníky rekuperační. Jak již bylo popsáno v této práci, rozdílem mezi nimi je způsob, jakým teplo a vlhkost přenášeny mezi proudy. Zatímco u rekuperačních výměníků se jedná o přenos tepla a vlhkosti přes membránu pomocí konvekce a difuze, regenerační výměníky využívají konvektivní způsob přenosu a následně energii akumulují v akumulární hmotě, dokud se akumulovaná energie nedostane do proudu, který ji odebere a hmotu zregeneruje.

Nejběžnějšími zástupci regeneračních výměníků jsou výměníky rotační a přepínací. Rotační výměníky jsou tvořeny rotorem, který zasahuje polovinou svého průřezu do přívodního a odvodního proudu. Rotor se postupně otáčí a přenáší energii mezi proudy. Přepínací regenerační výměník je tvořen regeneračními bloky, přes které postupně protéká přívodní a odpadní vzduch pomocí přepínacích klapek. Na obr. 14 a 15 jsou schematicky zobrazeny principy fungování rotačního a přepínacího regeneračního výměníku.



Obr. 14 Princip rotačního regeneračního výměníku [25]



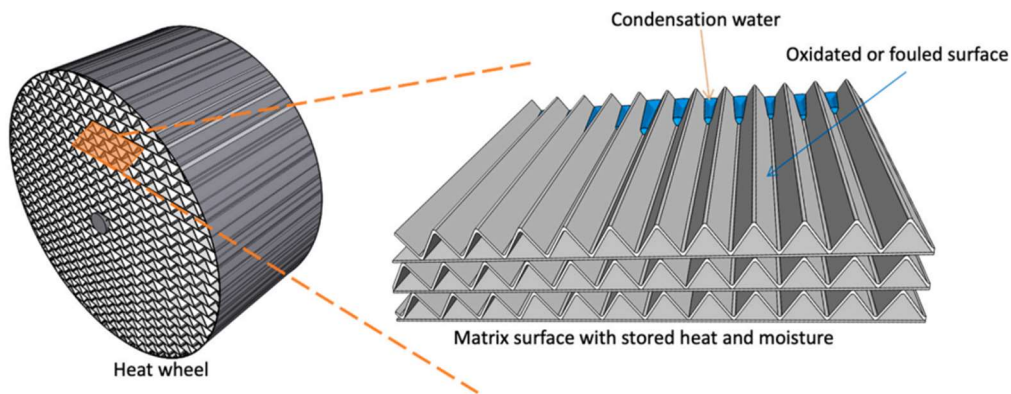
Obr. 15 Princip přepínacího regeneračního výměníku [25]

Výhodou přepínacích výměníků je jejich vysoká účinnost zpětného získávání tepla a vlhkosti. Dosahují teplotního faktoru $\Phi = 60$ až 90% a vlhkostního faktoru $\Psi = 50$ až 70% . Důvodem, proč se ve vzduchotechnických zařízeních nepoužívají tak často, jako výměníky rotační, je jejich složitá konstrukce, rozměrová náročnost a fakt, že nelze zabránit přenosu škodlivých látek a pachů zpět do přiváděného vzduchu. [25]

3.3.1 Konstrukce rotačních výměníků

Konstrukce a části výměníku se mohou více či méně lišit v závislosti na výrobci. Mezi základní části výměníku patří rotor, který je ve výměníku akumulací hmotou, stator, který je tvořen rámovou konstrukcí pro uložení rotoru a pohon, který otáčí rotorem. Výměník obsahuje velké množství dalších prvků, které zajišťují jeho optimální funkci. Jedná se například o těsnění, obtoky a vyplachovací komory. [25]

Rotor výměníku je tvořen rádlovaným a rovným plechem, které jsou střídavě navinuty kolem náboje (střed rotoru). Tento způsob se používá ve většině případů. Alternativou je způsob, kdy je z plechu vytvořena vícevrstvá konstrukce, která je následně opracována do válcového tvaru (viz obr.16).



Obr. 16 Vícevrstvá konstrukce rotoru s použitím trojúhelníkového zakřivení plechu [34]

Rádlovaný plech má většinou profil se sinusovým zakřivením, a v kombinaci s plechem rovným, tvoří kanálky tvaru sinusoidy, kterými proudí vzduch. Stejně jako u výměníků deskových, kde se používají různé tvary membrány, i zde je možné využít různý tvar zakřivení plechu. Tvar kanálek bude ve významně ovlivňovat proudění vzduchu kanálky, a tím také přestup tepla a vlhkosti do akumulací hmoty. Kanálek je běžně popisován pomocí jeho výšky a délky vlny. Výška vlny je obvykle v rozmezí od 1,4 až 2,7 mm. Určité výšce odpovídá určitá délka vlny, kterou pevně určuje výrobce. Délka vlny se pohybuje od 2,6 mm do 5,5 mm. Jako materiály pro výrobu plechu jsou nejčastěji používány slitiny hliníku o tloušťce 0,04 až 0,1 mm, dále mohou být použity materiály na bázi celulózy nebo různé druhy plastů. [26, 35]

Materiál plechu a konstrukce rotoru definuje křehkost rotoru, která může způsobovat problémy při manipulaci, dopravě a montáži. Průměr rotačních kol se pohybuje v rozmezí hodnot od 0,2 m do 6 m, kdy s rostoucím průměrem rotoru roste nebezpečí jeho poškození

a obtížnost manipulace. Proto se rotory s průměrem větším než 3 m rozdělují na segmenty, obvykle ve tvaru výsečí kruhu, které jsou spojeny až při montáži. Tím je zajištěna lepší tuhost rotoru a snadnější manipulace s ním. Šířka rotoru se pohybuje v rozmezí od 200 mm do 250 mm a značně ovlivňuje výslednou tlakovou ztrátu rotoru, která se promítne do požadavků na ventilátory a potřebnou energii pro provoz systému. [26, 35]

3.3.2 Typy rotačních výměníků

Rotační výměníky je možné rozdělit podle způsobu přenosu vlhkosti. U výměníků s rotorem složeným pouze z plechu lze pomocí tzv. vyplachovací komory zařídit, aby k přenosu vlhkosti nedocházelo vůbec. Vyplachovací komora je umístěna v dělicí rovině výměníku a jejím účelem je zajistit minimální přenos škodlivých látek z proudu odváděného do proudu přiváděného vzduchu. Při použití komory je vytvořen zkrat mezi proudy, kterým je odváděna část proudu přiváděného vzduchu. To má za následek snížení přenosu tepelné energie mezi proudy. Použití této komory závisí na konkrétní aplikaci, ale v mnoha případech je její použití nežádoucí. [26]

Při přenosu vlhkosti, lze výměníky rozdělit podle charakteru přenosu na kondenzační, sorpční a kombinované.

Kondenzační rotory

Kondenzační rotor je tvořen z plechů ze slitiny hliníku, které nejsou opatřeny žádnou sorpční vrstvou, která by podporovala přenos vlhkosti mezi proudy. V tomto případě může být vlhkost přenášena jediným způsobem, a to kondenzací vodní páry. Pokud teplota rotoru klesne pod teplotu rosného bodu teplejšího vzduchu, dojde na povrchu plechu ke kondenzaci vody, která je následně přenesena do proudu studenějšího. Použití těchto rotorů se uplatňuje především v klimatizačních aplikacích, kde není požadavek na zpětné získávání vlhkosti. Jejich cena je oproti ostatním typům nižší. Jednou z nevýhod je, že mají nízkou odolnost vůči námraze. Limit, při kterém k námraze v kanálcích dochází je přibližně -5 až -10 °C. Teplotní faktor se u kondenzačních rotačních výměníků pohybuje mezi 80 až 90 %. [26, 35]

Sorpční rotory

Sorpční rotor je z hlediska přenosu vlhkosti neúčinnější variantou. U některých zařízení dosahuje vlhkostní faktor téměř k hodnotám teplotního faktoru. Je to způsobeno tím, že

plech rotoru (rádlovaný i rovný) je opatřen povrchovou úpravou. Na plech je nanášena sorpční vrstva porézní látky, která působením rozdílu parciálních tlaků adsorbuje vlhkost ze vzduchu a následně procesem desorpce předává vlhkost vzduchu studenému. V praxi se jako sorpční vrstva používá především silikagel a zeolit. Silikagel je forma oxidu křemičitého a zeolit je hlinitokřemičitan. Velkou výhodou zeolitu oproti silikagelu je jeho schopnost nepřenášet zápachy. [35]

Kombinované rotory

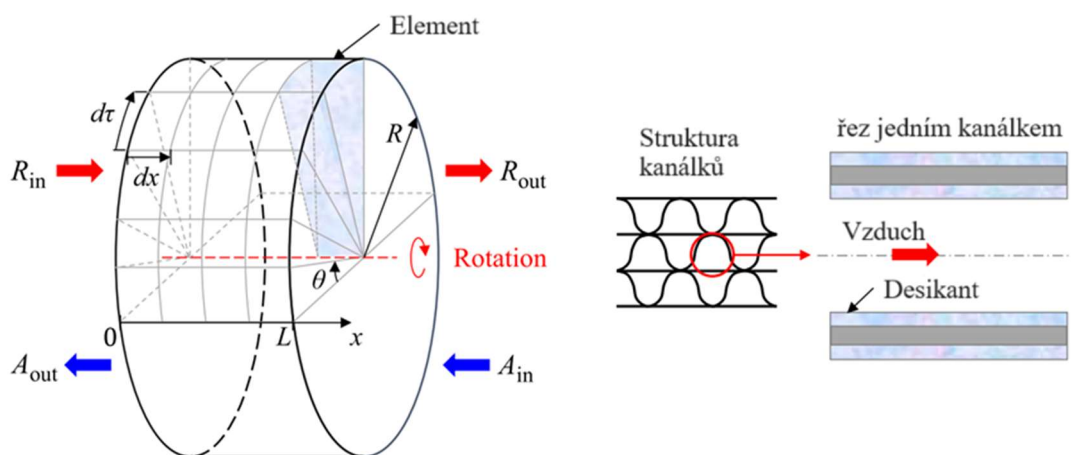
Kombinované rotory jsou kompromisem mezi rotory kondenzačními a sorpčními. Při této aplikaci je část rotoru, kterou představuje rovný plech, opatřena sorpční vrstvou silikagelem nebo zeolitem, která podporuje přenos vlhkosti. Rádlovaný plech není povrchově upraven a může vlhkost přenášet pouze kondenzací. Tato hybridní metoda se v současné době již nepoužívá a upřednostňuje se použití čistě kondenzační, nebo čistě sorpční. [35]

Každý typ rotoru má své výhody a nevýhody a jeho použití závisí na konkrétní aplikaci. Jelikož každý z těchto typů využívá pro přenos vlhkosti jiný princip, neplatí pro ně stejné matematické modely přenosu hmoty.

3.3.3 Přenos tepla a hmoty rotačními výměníky

Jak již bylo výše popsáno, existuje více druhů rotačních výměníků a každý z nich má odlišný způsob přenosu vlhkosti a tím i odlišný matematický model přenosu tepla a vlhkosti. V následující kapitole bude popsán matematický model přenosu tepla a vlhkosti rotačního výměníku, který je opatřen sorpční vrstvou.

Na obr. 17 je schématické znázornění rotačního výměníku. K přenosu tepla a hmoty dochází v kole ve třech dimenzích. Protože cykly, které prochází kanály, jsou při rotaci kola totožné, je možné model přenosu nahradit dvourozměrným modelem. Pro vytvoření modelu bylo uvažováno, že kanálky v rotačním výměníku jsou rovnoměrné a pravidelné, termodynamické vlastnosti pevných látek jsou v celém výměníku konstantní a adsorbent má ve směru poloměru konstantní teplotu. [30, 36]



Obr. 17 Schématické zobrazení rotačního výměníku [36]

Při použití výměníku pro přenos tepla i vlhkosti, může být jeho účinnost rozdělena na citelnou a vázanou část, viz kapitola 3.1.

Následující rovnice (3.22) a (3.23) popisují změnu teploty a vlhkosti vzduchu v čase, při konvektivním přenosu tepla a hmoty mezi vzduchem a sorpční látkou. [30]

$$\frac{1}{u_a} \cdot \frac{\partial t_a}{\partial \tau} + \frac{\partial t_a}{\partial z} = \frac{4 \cdot h}{d_e \cdot u_a \cdot \rho_a \cdot c_a} \cdot (t_m - t_a) \quad (3.22)$$

$$\frac{1}{u_a} \cdot \frac{\partial x_a}{\partial \tau} + \frac{\partial x_a}{\partial z} = \frac{4 \cdot \beta_x}{d_e \cdot u_a \cdot \rho_a} \cdot (x_m - x_a) \quad (3.23)$$

kde u_a je rychlost plynu [m/s], $t_{a,m}$ je teplota vzduchu a sorbentu [°C], $x_{a,m}$ je měrná vlhkost vzduchu a sorbentu [kg/kg], τ je čas [s], z je souřadnice v axiálním směru [m], d_e je hydraulický průměr kanálku [m], ρ_a je hustota vzduchu [kg/m³], c_a je měrná tepelná kapacita vzduchu [kJ/kg·K], h a β_x jsou součinitele přestupu tepla [kW/m²·K] a vlhkosti konvekce [kg/m²·s]. [30]

V rovnici (3.24) je popsán přenos tepla a hmoty ze strany sorpční látky, který vyjadřuje změnu teploty a vlhkosti v čase v desikantu. [30]

$$\rho_d \cdot c_{tot} \cdot \frac{\partial t_d}{\partial \tau} = \lambda_d \cdot \left(\frac{\partial^2 t_d}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 t_d}{\partial y^2} \right) + q_{vaz} \cdot \rho_d \cdot \frac{\partial x_m}{\partial \tau} \quad (3.24)$$

Kde ρ_d je hustota suché sorpční látky [kg/m^3], λ_d je součinitel tepelné vodivosti desikantu [$\text{kW}/\text{m}\cdot\text{K}$], x_m je měrná vlhkost sorpční látky [kg/kg], y je souřadnice ve směru tloušťky vrstvy sorpční látky [m], q_{vaz} je vázané teplo [kJ/kg] a c_{tot} je celková měrná tepelná kapacita, kterou lze spočítat jako

$$c_{tot} = c_{pd} + x \cdot c_w \quad (3.25)$$

kde c_d a c_w jsou měrné tepelné kapacity suchého desikantu a vody [$\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$]. [30]

V pórech desikantu je voda ve dvou fázích, a to jako vodní pára a adsorbovaná voda. V tomto případě dochází k třem hlavním mechanismům difuze: povrchová difuze, obyčejná difuze a Knudsenova difuze. První difuze se týká vody v adsorbovaném stavu a další dvě vody ve stavu vodní páry. Při platnosti Fickova zákona, který popisuje dynamiku difuze, může být zachování vlhkosti v desikantu vyjádřeno jako

$$\begin{aligned} \sigma \cdot \rho_a \frac{\partial x}{\partial \tau} + \rho_d \frac{\partial w}{\partial \tau} \\ = \rho_a \left[\frac{\partial}{\partial z} \left(D_a \frac{\partial x}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_a \frac{\partial x}{\partial y} \right) \right] \\ + \rho_a \left[\frac{\partial}{\partial z} \left(D_m \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_m \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.26)$$

kde σ je celková porozita desikantu. Na pravé straně rovnice (3.26) první člen představuje přenos vlhkosti v plynu (kombinovaná obyčejná a Knudsenova difuze) a druhý člen je v adsorbované fázi, konkrétně povrchová difuze. $D_{a,m}$ je součinitel kombinované difuze a difuze povrchové. [30]

Hodnota NTU bude vyjádřena stejným způsobem jako v rovnici (3.1).

Existuje mnoho modelů, které popisují přenos tepla a hmoty v rotačních výměnících. Výše zmíněný model platí pouze pro případy, kdy se vlhkost ze vzduchu přenáší pouze sorpčním procesem a neuvažuje kondenzaci. Matematický model, který používají Yiyu Men, Xiaohua Liu a Tao Zhang [36], zahrnuje navíc i člen, který kondenzaci ve výměníku popisuje.

3.3.4 Výhody a nevýhody rotačních výměníků

Mezi výhody rotačních výměníků v porovnání s deskovými entalpickými výměníky patří například:

- Dosažení vyšší účinnosti přenosu vlhkosti. Vlhkostní faktor se pohybuje v rozmezí 70 až 90 %. Tomu napomáhá kontinuální přenos vlhkosti zajištěný otáčením rotoru.
- Lépe zvládají variabilní podmínky provozu, protože rychlost rotace kola je možné měnit podle potřeby. To umožňuje optimalizaci výkonu v různých klimatických podmínkách.
- Kontinuální rotace umožňuje regeneraci adsorbentu během provozu, což zvyšuje jeho životnost a účinnost.

Mezi nevýhody se řadí například:

- Riziko mechanického opotřebení. Pohyblivé části mohou být náchylné k mechanickému opotřebení a vyžadují pravidelnou údržbu a případné opravy.
- I přes snahu omezit přenos a smíchání proudu odváděného s přiváděným, například použitím vyplachovací komory, tomu nelze zabránit úplně. Dochází tedy k nechtěnému přenosu škodlivin a zápachů z proudu odváděného do proudu přiváděného.
- Z důvodu velkých rozměrů a vysoké křehkosti rotačních výměníků je jejich instalace výrazně složitější než u výměníků deskových.

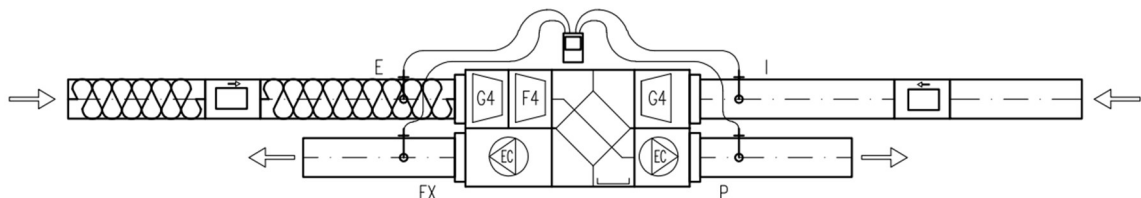
Rotační výměníky se používají převážně v provozech, kdy je potřeba dosažení vysoké účinnosti přenosu vlhkosti. Z důvodu křížové kontaminace se rotační výměníky nepoužívají v obytných budovách a v budovách se zvýšenými nároky na čistotu ovzduší.

4. Provozní měření jednotky se ZZT a ZZV

V praktické části se práce bude zabývat samotným měřením vzduchotechnické jednotky, která je vybavena membránovým, deskovým výměníkem pro zpětné získávání tepla a vlhkosti. Výrobce ani parametry použité jednotky nejsou známy. Měření jednotky je provedeno pro dynamické chování, což znamená, že venkovní vzduch přiváděný do jednotky není ohříván ani zvlhčován. Cílem měření je definovat malou vzduchotechnickou jednotku využitelnou pro rodinné domy a byty. Naměřené hodnoty jsou zpracovány a s jejich pomocí jsou vypočítány hodnoty teplotního faktoru Φ a vlhkostního faktoru Ψ , v průběhu měření.

4.1 Popis měřicí tratě

Měřený deskový výměník pro zpětné získávání tepla a vlhkosti je součástí malé vzduchotechnické jednotky. Na straně přiváděného venkovního vzduchu jsou před výměníkem umístěny filtry vzduchu G4 a F4. Za výměníkem se nachází ventilátor s EC motorem, který umožňuje nastavení otáček ventilátoru. Na straně odváděného vzduchu je jednotka vybavena vzduchovým filtrem G4, který je umístěn před výměníkem a ventilátorem. Součástí jednotky je také zaslepený bypass obtok výměníku a odvod kondenzátu pro případ kondenzace vody ve výměníku.



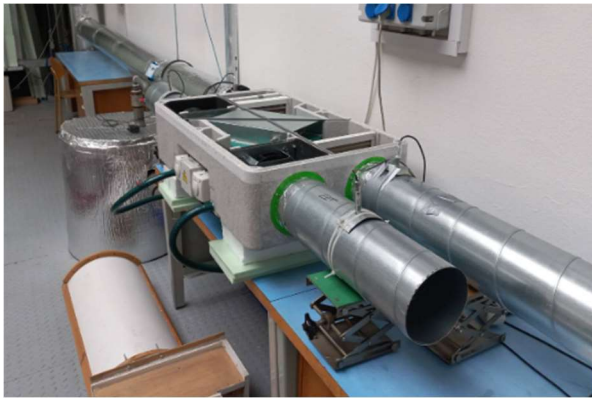
Obr. 18 Schéma měřicí tratě

Pro přívod a odvod vzduchu je použito spirálně vinuté potrubí o průměru 160 mm. Sací potrubí venkovního vzduchu je opatřeno parotěsnou izolací o tloušťce 35 mm, která minimalizuje tepelné ztráty a zamezuje kondenzaci vodní páry na povrchu potrubí.

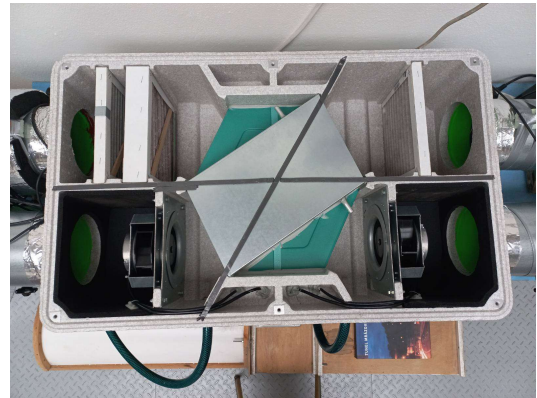
Pro simulaci vnitřního prostředí je sací strana odvodního potrubí napojena na centrální vzduchotechnickou jednotku, pomocí které je vzduch ohříván a vlhčen. Přívodní i odvodní potrubí jsou vybaveny průtokoměry, pomocí kterých mohou být otáčky ventilátorů nastaveny tak, aby byly objemové průtoky přiváděného a odváděného vzduchu stejné. Jedná se o průtokoměry FTMU-160-4 od firmy Lindab.

Před vstupy a za výstupy z výměníku jsou v potrubí umístěny sondy pro snímání teploty a vlhkosti vzduchu. Tyto sondy jsou napojeny na univerzální měřicí přístroj ALMEMO 2690 od firmy Ahlborn.

Schéma měřicí tratě je znázorněno na obr. 18, kde potrubí označené E, představuje sání venkovního vzduchu, potrubí I představuje sání odváděného vnitřního vzduchu, EX je potrubí vyfukovaného odváděného vzduchu a P je potrubí přiváděného vzduchu do místnosti, který je upravován ve vzduchotechnické jednotce.



Obr. 19 Měřicí trať



Obr. 20 VZT jednotka s membránovým výměníkem

4.2 Průběh měření

Nastavením parametrů vnitřního vzduchu bylo docíleno simulace reálných podmínek. Ve výměníku dochází k předání energie mezi vzduchem venkovním, přivedeným izolovaným potrubím tak, aby byly minimalizovány tepelné ztráty, a vzduchem vnitřním, který je ohříván na teplotu 22 °C a vlhčen na požadovanou hodnotu relativní vlhkosti. Nastavení měření je zobrazeno v tab. 3.

Tab. 4 Nastavení měření

Veličina	značení	Hodnota	Jednotka
Objemový průtok	\dot{V}	100	m ³ /h
Teplota vnitřního vzduchu	t_i	22	°C
Relativní vlhkost vnitřního vzduchu	φ_i	30 až 60	%
Interval měření	$\Delta\tau$	1	min
Časové období měření	5.1. 2024 až 17.3. 2024		

Během prvních dní bylo měření testováno a bylo prováděno v hodinovém intervalu. Na základě testovacích měření byla trať upravena. Úprava zahrnovala například zaizolování sacího potrubí, připojení odvodu kondenzátu nebo utěsnění vzduchotechnické jednotky. Netěsnost jednotky po úpravě dosahovala hodnot 0,5 m³/h při tlaku 100 Pa.

V průběhu měření byla navyšována hodnota relativní vlhkosti simulovaného vnitřního vzduchu. Byly simulovány stavy pro vnitřní vzduch s 30, 40, 50 a 60 % relativní vlhkostí.

Naměřené hodnoty byly použity pro výpočet parametrů proudů vzduchu (E, I, EX, P), dále byla vypočítána schopnost zpětného získávání tepla a vlhkosti výměníku.

4.3 Postup výpočtu

Hlavní veličiny, které popisují vlhký vzduch jsou: teplota t [°C], relativní vlhkost φ [%], měrná vlhkost x [g/kg] a měrná entalpie h [kJ/kg].

Z naměřených hodnot je pomocí následujícího výpočtu zjištěn průběh parametrů, které definují vlhký vzduch jednotlivých proudů.

Pro výpočet parciálního tlaku sytých vodních par p_v'' byly použity rovnice (2.2) a (2.3). Použitím rovnice (2.1) je možné získat hodnotu parciálního tlaku vodních par p_v . Rovnice (2.5) popisuje vztah mezi relativní a měrnou vlhkostí, který lze použít pro výpočet měrné vlhkosti x . Entalpie vzduchu je vypočítána jako součet entalpií jednotlivých složek vzduchu.

$$h = c_a \cdot t + x(l + c_v \cdot t) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.1)$$

kde c_a je měrná tepelná kapacita suchého vzduchu [kJ/kg·K], c_v je měrná tepelná kapacita vodní páry [kJ/kg·K] a l je výparné teplo [kJ/kg]. Ve výpočtu je uvažováno $c_a = 1,01$ [kJ/kg·K], $c_v = 1,84$ [kJ/kg·K] a $l = l_{0^\circ\text{C}} = 2500$ [kJ/kg].

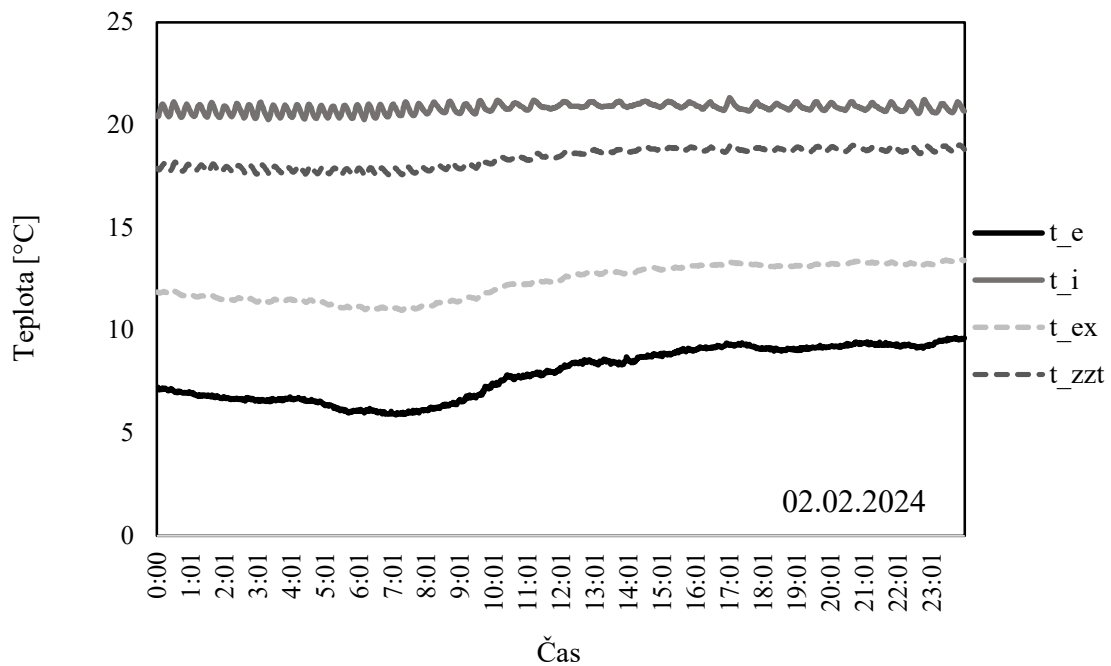
Hustota vlhkého vzduchu je vypočítána podle následující rovnice (4.2).

$$\rho = \frac{p_A}{r_A \cdot T} + \frac{p_V}{r_V \cdot T} = \frac{p - \varphi \cdot p_V''}{r_A \cdot T} + \frac{\varphi \cdot p_V''}{r_V \cdot T} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (4.2)$$

Pro porovnání byly vypočítány hmotnostní průtoky \dot{M} přiváděného a odváděného vzduchu, jako

$$\dot{M} = \dot{V} \cdot \rho. \quad [\text{kg/h}] \quad (4.3)$$

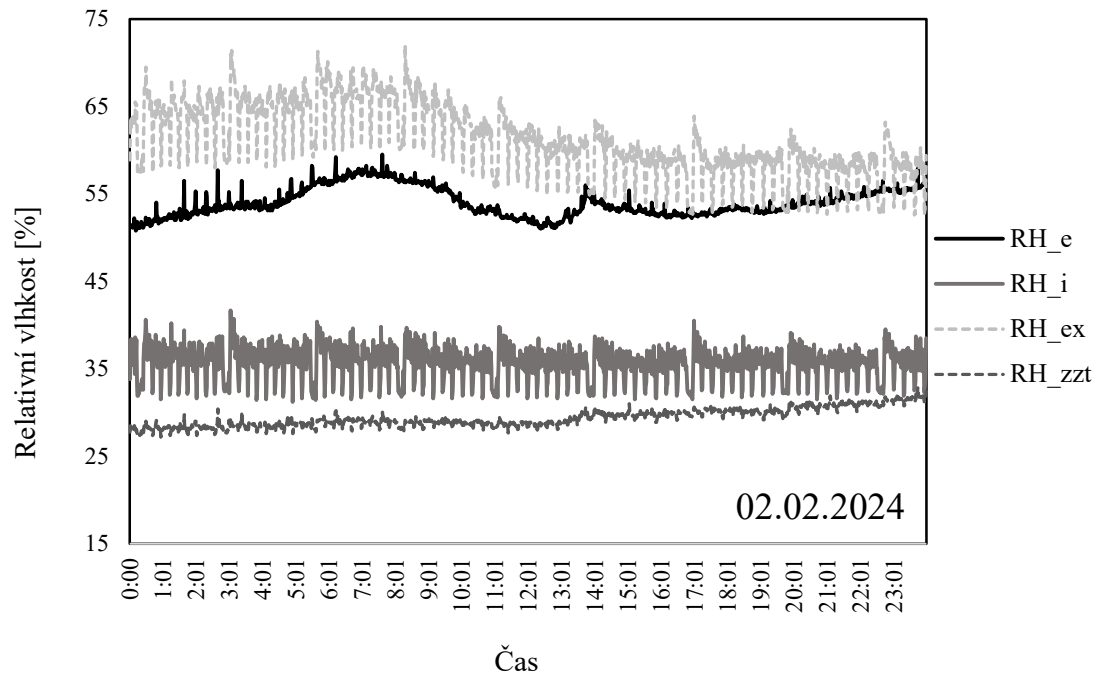
Významné výsledky měření a výpočtů byly zpracovány do podoby grafů, kam byly vyneseny průběhy hodnot pro jednotlivé dny. Grafická porovnání jsou zde zobrazena pro den 2. února 2024. Tento den byl vybrán kvůli nízkým teplotám venkovního vzduchu a jejich relativní stálosti v průběhu dne.



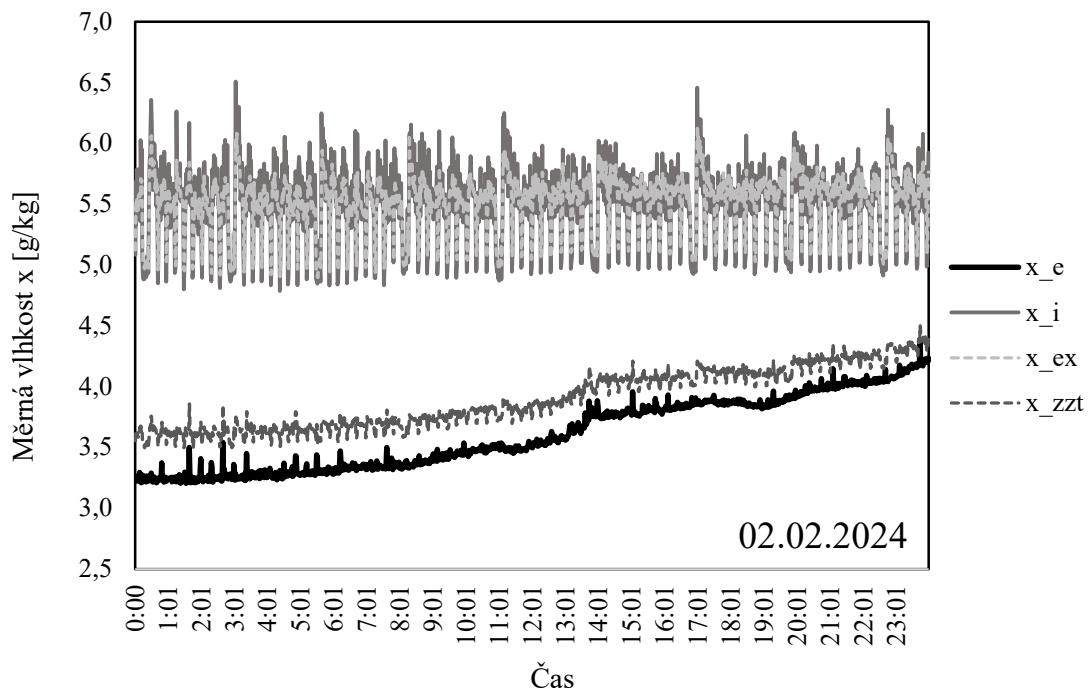
Obr. 21 Porovnání průběhu teplot ve vybraný zimní den

Na obr. 21, je zobrazeno porovnání teplot venkovního, vnitřního, odváděného a přiváděného vzduchu (dále značen jako t_{ZZT}). Jelikož v zimě teploty nedosahovaly extrémních hodnot, lze i z tohoto grafu pozorovat, že teplota venkovního vzduchu se pohybuje mezi 6 až 10 °C. Teplota vnitřního vzduchu t_i je celý den přibližně 22 °C, jak bylo nastaveno. Viditelné kolísání této hodnoty je způsobeno regulací v centrální vzduchotechnické jednotce a tepelnými ztrátami v potrubí. Vzdálenost křivek t_e a t_{ex} (také t_i a t_{ZZT}) vyjadřuje, že výměník přenáší tepelnou energii s účinností nižší, než je 100 %, ale vyšší, než je 50 %.

Obr. 22 vyobrazuje porovnání relativních vlhkostí vzduchu a je z něj možné pozorovat, že relativní vlhkost venkovního vzduchu je vyšší než vzduchu vnitřního. Relativní vlhkost vnitřního vzduchu se pohybuje mezi 30 a 40 %, což může být zapříčiněno způsobem navlhčování a regulace vlhkosti vzduchu centrální jednotkou. Relativní vlhkost vzduchu na výtlačku odváděného vzduchu se pohybuje mezi 55 a 70 %. Vysoký nárůst relativní vlhkosti u odváděného vzduchu lze vysvětlit tím, že výměník má oproti vlhkostnímu faktoru výrazně vyšší teplotní faktor, což znamená, že za výměníkem dojde k velkému ochlazení vnitřního vzduchu, ale k nízkému odvlhčení. Pro přehlednější zobrazení množství vodní páry ve vzduchu a jejího přenosu přes výměník, lze použít graf průběhu měrné vlhkosti, viz obr 23.



Obr. 22 Porovnání průběhu relativních vlhkostí ve vybraný zimní den

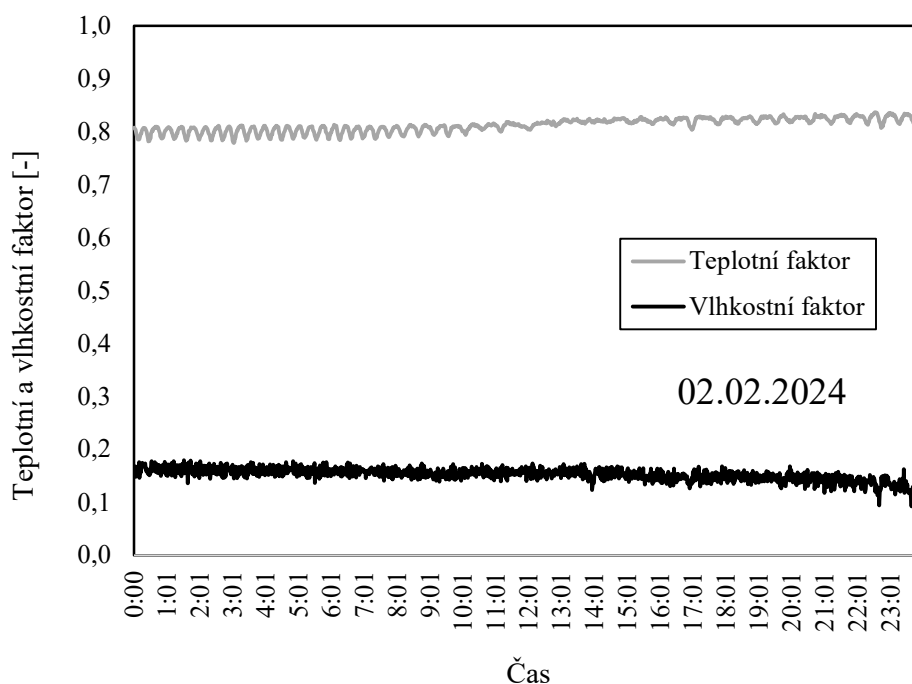


Obr. 23 Porovnání průběhu měrných vlhkostí ve vybraný zimní den

Na obr. 22 a 23 je možné pozorovat, že i přes vyšší relativní vlhkost obsahuje venkovní vzduch méně vodní páry než teplý vnitřní vzduch. Také je zde vidět, že dochází k přenosu vlhkosti ve výměníku, ovšem účinnost tohoto přenosu je velmi nízká.

4.4 Výsledky

Pro vyhodnocení výsledků byl vytvořen výpočtový model v programu MS Excel pro všechny zkoumané proudy vzduchu. S využitím rovnic (3.7 a 3.8) byl vypočítán teplotní a vlhkostní faktor deskového výměníku. Pro přehlednost a jednoduchost manipulace s daty byla data rozdělena do jednotlivých dnů. Následně byla data vyselektována na základě použitelnosti a byla zpracována do podoby grafů a tabulek. Pro jednotlivé dny byly vytvořeny grafy teplotního a vlhkostního faktoru. Průběh pro vybraný zimní den se nachází na obr. 24.

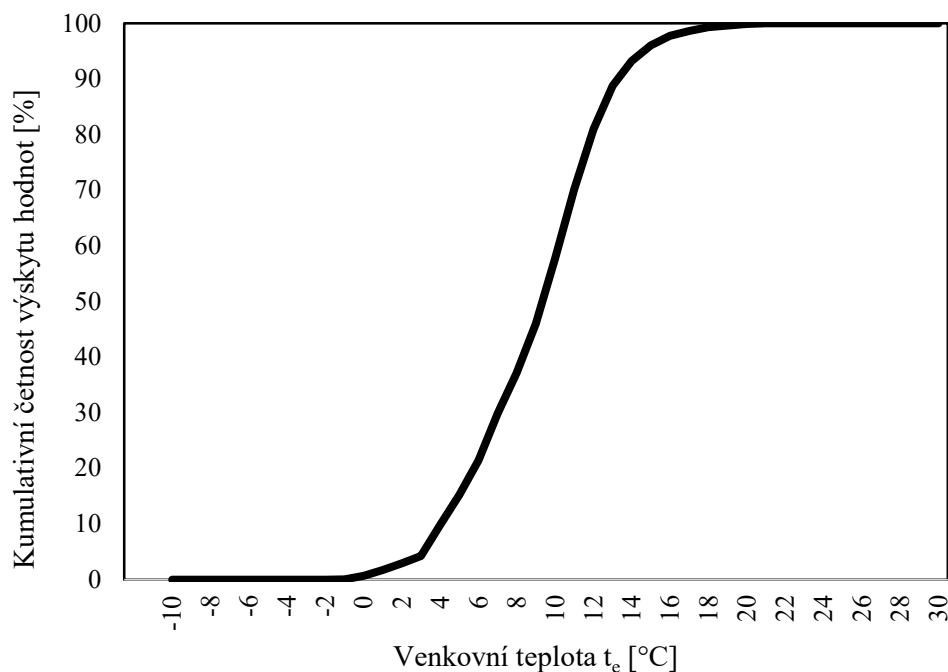


Obr. 24 Teplotní a vlhkostní faktor v průběhu dne

Obr. 24 zobrazuje porovnání teplotního a vlhkostního faktoru. Z obr. 24 je patrné, že výměník dosahuje poměrně vysoké účinnosti přenosu tepla a teplotní faktor je ustálený na hodnotě 0,8. Oproti tomu přenos vlhkosti přes membránu dosahuje velmi nízké účinnosti a vlhkostní faktor se pohybuje kolem hodnoty 0,15.

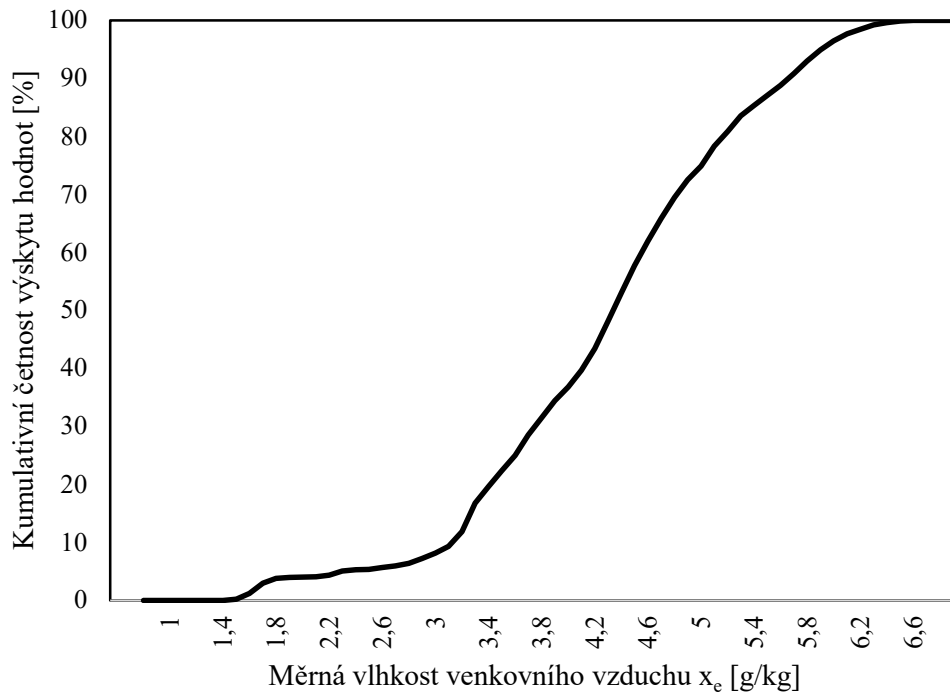
Pro zhodnocení měření byla vybrána data, u kterých se vlhkostní faktor pohybuje v kladných hodnotách menších, než je 0,5. Selektce byla provedena pro odstranění nesmyslných hodnot, které byly pravděpodobně způsobeny dynamickou regulací vlhkosti centrální jednotkou. Z vybraných dat byly vytvořeny grafy kumulativních četností teploty venkovního vzduchu (obr.25), měrné vlhkosti venkovního vzduchu (obr. 26), teplotního (obr.27) a vlhkostního faktoru (obr.28).

Z obr. 25 lze pozorovat, že se v průběhu měření teplota venkovního vzduchu z 80 % pohybovala od 4 do 14 °C. Nejedná se tedy o zimní teplotní extrémy, a jak je z grafu vidět, extrémních teplot je v mírném podnebním pásu dosaženo pouze ojediněle, v řádu jednotek procent.



Obr. 25 Kumulativní četnost teploty venkovního vzduchu v průběhu měření

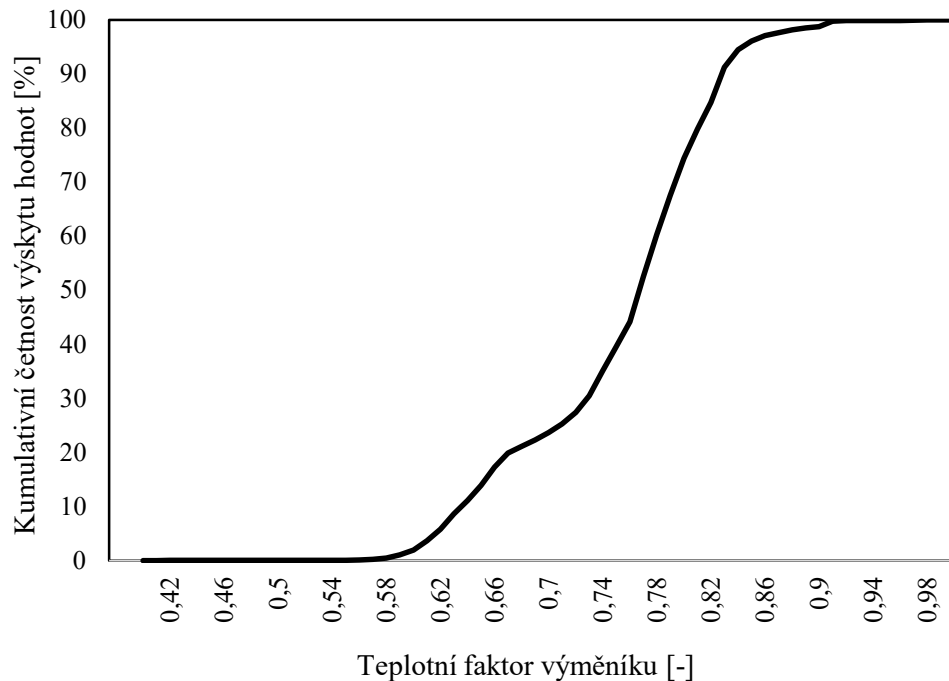
Na obr. 26 je obdobným způsobem vyjádřena kumulativní četnost měrné vlhkosti, která vypovídá o tom, jak často se vyskytovalo určité množství vodní páry obsažené ve vzduchu. Z grafu je vidět, že v měřeném období měrná vlhkost venkovního vzduchu neklesla pod hodnotu 1,4 [g/kg] a hodnoty se z 90 % pohybovaly mezi hodnotami 3 a 6 [g/kg].



Obr. 26 Kumulativní četnost měrné vlhkosti venkovního vzduchu

Grafy kumulativních četností teplotního (obr. 27) a vlhkostního faktoru (obr. 28) odpovídají již zmíněným hodnotám venkovní teploty a venkovní měrné vlhkosti.

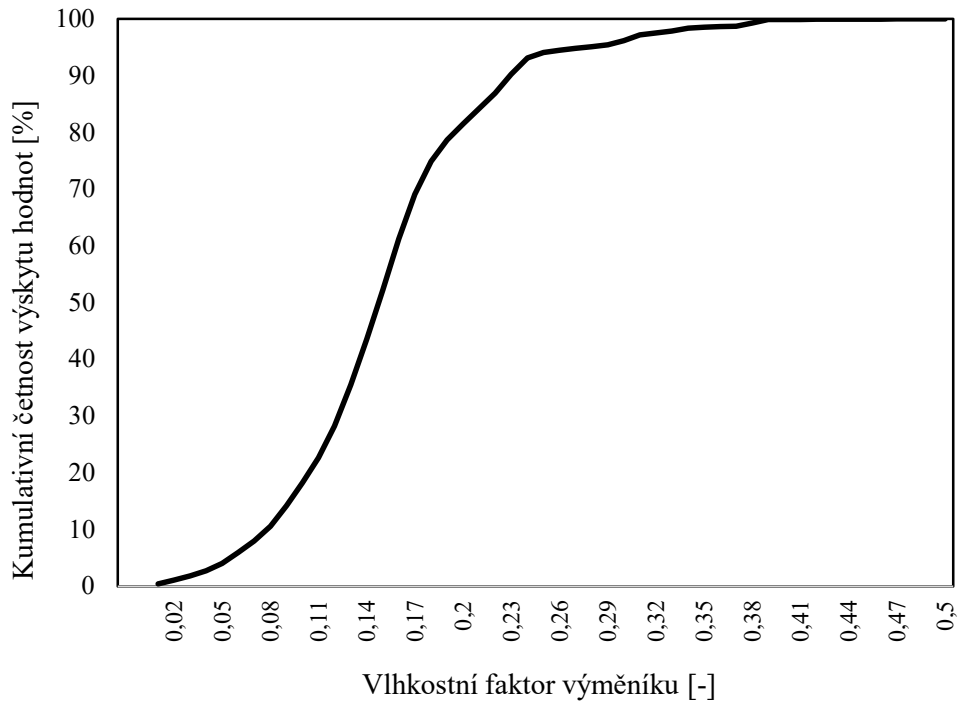
Hodnoty teplotního faktoru byly vysoké, dosahovaly až 0,9, a téměř neklesaly pod 0,6, viz obr. 27. Z 80 % se pohybovaly mezi 0,64 a 0,84. Po porovnání s dostupnou literaturou je možné konstatovat, že deskový výměník tepla v měřené jednotce dosahuje hodnot, které garantují běžné komerčně dostupné výrobky. U komerčních entalpických deskových výměníků se teplotní faktor pohybuje v rozmezí 0,65 až 0,9, v závislosti na podmínkách provozu. [37-39]



Obr. 27 Kumulativní četnost teplotního faktoru

Z obr.28 lze vyčíst, že hodnota vlhkostního faktoru membránového výměníku se pohybuje ve velmi nízkých hodnotách. Nejnižší vypočtená hodnota je přibližně 0,02, což znamená, že účinnost přenosu je pouze 2 %. Nejvyšší dosažené hodnoty se pohybují kolem 0,4. Těchto extrémních hodnot bylo dosaženo jen v malém množství případů. Z 80 % se hodnota vlhkostního faktoru pohybuje mezi 0,08 a 0,25. Jedná se tedy o poměrně nízké hodnoty s velkým rozpětím, které může být zapříčiněno nepřesností měření venkovního vzduchu při jeho vysoké teplotě. Vysoké venkovní teploty vzduchu mohou způsobit, že vlhkost venkovního vzduchu dosáhne hodnot měrné vlhkosti vzduchu vnitřního a gradient chemického potenciálu se bude blížit k nule. V tom případě nedochází k žádnému přenosu vlhkosti.

Na základě rešerše je možné konstatovat, že naměřené hodnoty vlhkostního faktoru nedosahují standardu komerčních membránových deskových výměníků umožňujících přenos vlhkosti. Firmy prodávající entalpické výměníky udávají pro různé jednotky hodnoty vlhkostního faktoru Ψ od 0,5 do 0,8. [37-39]



Obr. 28 Kumulativní četnost vlhkostního faktoru

Hodnoty teplotního a vlhkostního faktoru byly zprůměrovány a zapsány do tab. 5. Tyto hodnoty byly dále využity ve výpočtech v kapitole (5), zabývající se bilancí vlhkosti v obytném prostředí.

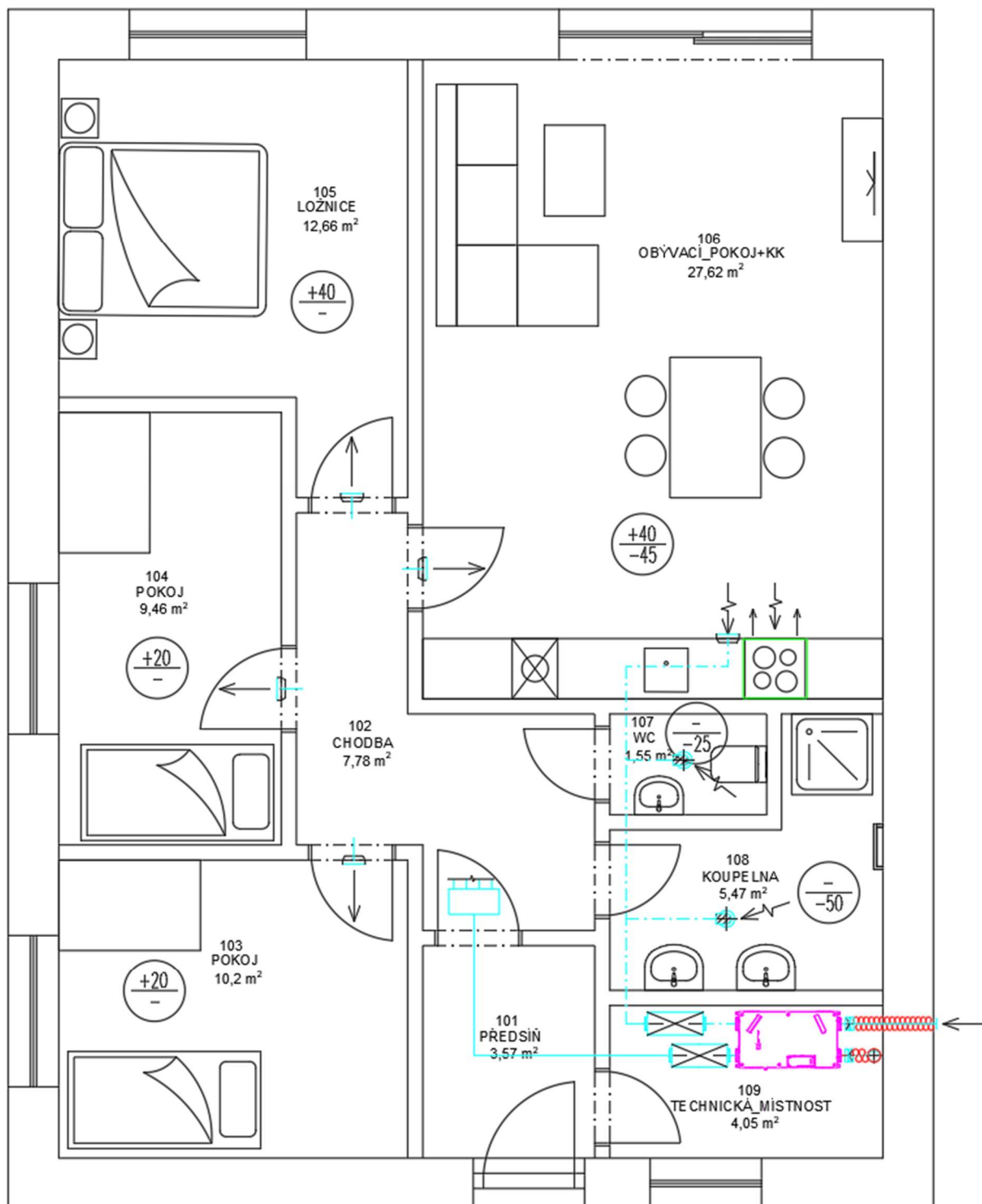
Tab. 5 Výsledné hodnoty teplotního a vlhkostního faktoru

Teplotní faktor	Vlhkostní faktor
0,75	0,15

5. Bilance vodní páry v obytném prostředí

Kapitola se zabývá porovnáním bilancí vodní páry v obytném prostředí za použití a bez použití výměníku pro zpětné získávání tepla a vlhkosti. Cílem je charakterizovat průběh vlhkosti ve vnitřním prostředí rodinného domu a určit, zda je možné použitím výměníku pro zpětné získávání vlhkosti docílit optimální kvality vzduchu.

Výpočet byl proveden pro rodinný domek, u kterého byl navržen systém nuceného větrání v souladu s normou ČSN 15665, viz obr. 29. Pro větrání je využita horizontální podstropní jednotka s deskovým entalpickým výměníkem, zajišťující dopravu potřebného množství vzduchu, v tomto případě 120 m³/h. Ve výpočtu se uvažuje, že přiváděný vzduch není dohříván elektrickým ohřivačem a jeho teplota se tedy mění pouze působením deskového výměníku pro zpětné získávání tepla. Přívodní potrubí na sací straně a odvodní potrubí na výtlačné straně je opatřeno parotěsnou izolací, která zabraňuje kondenzaci vodní páry na povrchu potrubí. Potrubí je vybaveno tlumiči hluku, které jsou umístěny před i za jednotkou, dále také před vstupem do místností, kde slouží jako přeslechové tlumiče. Distribuce vzduchu do místností je v obr. 29 naznačena pomocí mřížek, ale jelikož nijak neovlivňuje výpočet, není v této práci podrobněji zkoumána. Pro filtraci vzduchu při vaření slouží cirkulační digestoř. Vzduchotechnická jednotka je kromě výměníku vybavena filtry a ventilátory s EC motorem, což umožňuje měnit otáčky a tím i množství přiváděného vzduchu. Její schéma je zobrazeno na obr. 18.



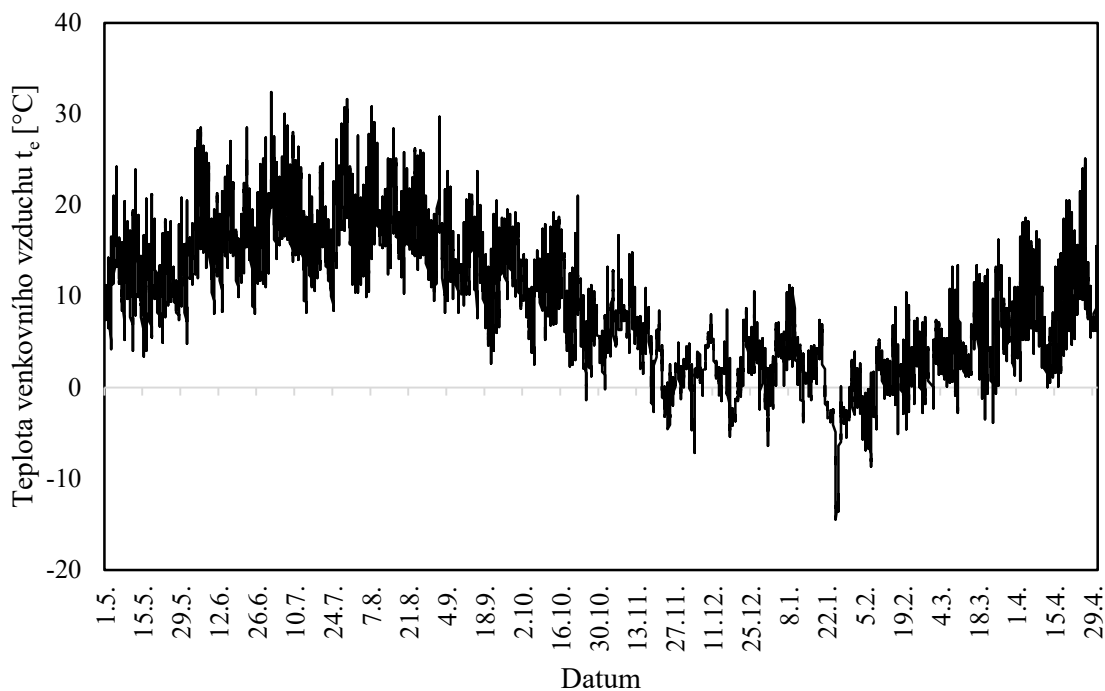
Obr. 29 Půdorys INP rodinného domu použitého pro výpočet

5.1 Předpoklady výpočtu

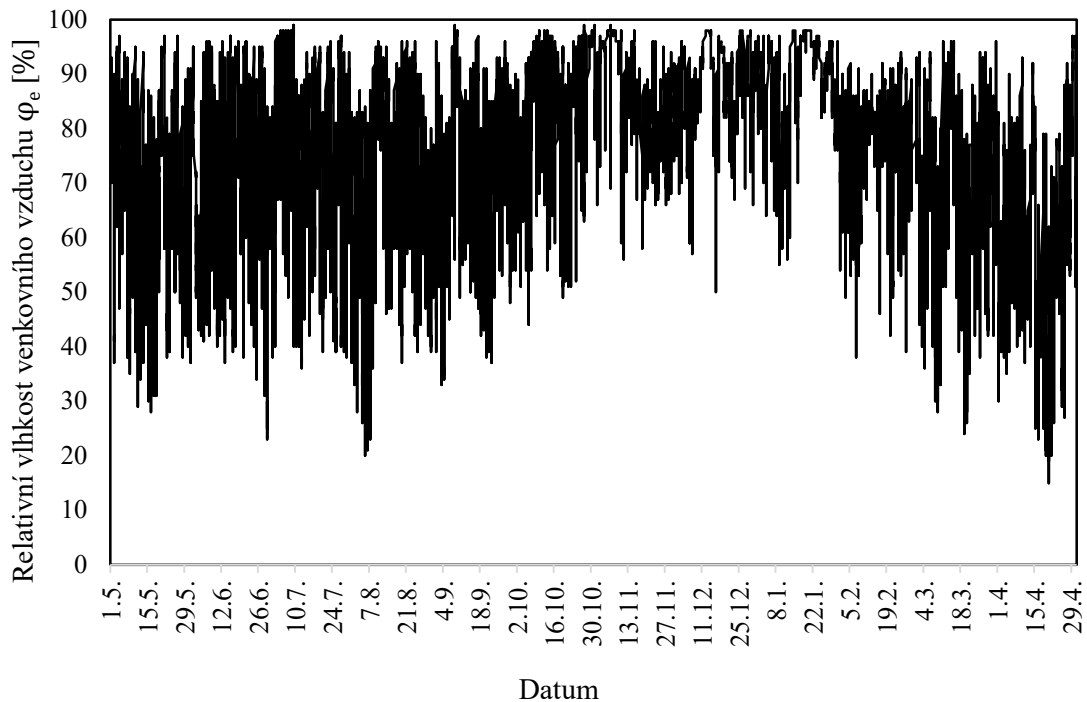
Dům použitý ve výpočtu má vnitřní rozměry 11 x 8 x 2,6 m (D x Š x V), objem vzduchu se tedy rovná 229 m³. Předpokladem je vytápění domu na teplotu 22 °C, a to i přes nižší teplotu přiváděného vzduchu.

Výpočet je proveden pro celý rok s hodinovým krokem. Hodinový krok je zvolen z důvodu dostupnosti dat pro venkovní vzduch. Použitím kratšího, například minutového kroku, by se dalo docílit přesnějšího modelu. Zvýšení přesnosti je způsobeno délkou činností, které mají vliv na tvorbu vodní páry. Příkladem takové činnosti je třeba sprchování se, jehož délka se pohybuje v řádu desítek minut

Parametry venkovního vzduchu jsou zjištěny pomocí tzv. typického meteorologického roku (TMY). TMY poskytuje pro určitou lokaci data, která jsou sestavena z hodinových údajů získaných za delší časovém období. V této práci jsou použita data pro oblast Praha Ruzyně, v časovém období 2007 až 2021. Průběh teploty a relativní vlhkosti venkovního vzduchu za celý rok je zobrazen na obr. 30 a 31.



Obr. 30 Průběh teploty venkovního vzduchu za celý rok



Obr. 31 Průběh relativní vlhkosti venkovního vzduchu za celý rok

Zpětné získávání vlhkosti je z důvodu suchého venkovního vzduchu používáno převážně v zimě. Jelikož přes léto funguje systém jinak než v zimě, bude pro výsledky uvažováno pouze období od října do dubna, aby bylo možné porovnat užitečnost výměníku ve snaze dosáhnout optimálního mikroklimatu vnitřního prostředí.

Výpočet je proveden pro čtyři různé případy, které se liší v obsazenosti budovy a produkci vodní páry. Uvažovaná produkce vodní páry je vytvořena na základě tab. 2, kdy byl s jejím využitím vytvořen časový plán produkce vodní páry s hodinovým krokem. V časovém plánu je uvažováno, že obyvatelé přes den odchází do práce nebo školy a o víkendu je jejich přítomnost celodenní. Chování lidí je však velmi nepředvídatelné a modely jsou proto zjednodušené. Přítomnost lidí závisí mimo jiné i na teplotě venkovního vzduchu, kdy s jeho rostoucí teplotou přítomnost lidí v obytném prostředí klesá. Tyto faktory ale nejsou dostatečně prozkoumány a ve výpočtu je proto uvažován konstantní rozvrh přítomnosti lidí a produkce vodní páry po celý rok. Časový plán, popisující produkci vodní páry je pro jednotlivé případy přehledně sepsán v tab. 6.

Tab. 6 Hodinová produkce vodní páry pro jednotlivé případy

Hodina	Produkce vodní páry [g/h]							
	Všední den				Víkend			
	Příp. 1	Příp. 2	Příp. 3	Příp. 4	Příp. 1	Příp. 2	Příp. 3	Příp. 4
1:00	245,5	190	110	30	245,5	190	110	110
2:00	245,5	190	110	30	245,5	190	110	110
3:00	245,5	190	110	30	245,5	190	110	110
4:00	245,5	190	110	30	245,5	190	110	110
5:00	245,5	190	110	30	245,5	190	110	110
6:00	245,5	450	240	30	245,5	190	110	110
7:00	245,5	450	240	30	245,5	450	240	240
8:00	245,5	30	30	30	245,5	450	240	240
9:00	245,5	30	30	30	245,5	250	140	140
10:00	245,5	30	30	30	245,5	250	140	140
11:00	245,5	30	30	30	245,5	250	140	140
12:00	245,5	30	30	30	245,5	1450	740	740
13:00	245,5	30	30	30	245,5	250	140	140
14:00	245,5	30	30	30	245,5	250	140	140
15:00	245,5	30	30	30	245,5	250	140	140
16:00	245,5	30	30	30	245,5	250	140	140
17:00	245,5	30	30	30	245,5	250	140	140
18:00	245,5	250	140	30	245,5	250	140	140
19:00	245,5	1450	740	30	245,5	250	140	140
20:00	245,5	250	140	30	245,5	1450	740	740
21:00	245,5	250	140	30	245,5	250	140	140
22:00	245,5	190	110	30	245,5	250	140	140
23:00	245,5	190	110	30	245,5	190	110	110
24:00	245,5	190	110	30	245,5	190	110	110
Celková denní produkce vodní páry	5892	4920	2820	720	5892	8320	4520	4520

Použitím EC motoru je možné snížit otáčky ventilátoru a tím i průtok vzduchu jednotkou. Pro jednotlivé případy je průtok vzduchu upraven podle obsazenosti domu. Přehled případů, jejich denní produkce a průtoky vzduchu jsou přehledně zobrazeny v tab. 7.

Tab. 7 Přehled případů

Případ	Počet osob	Denní produkce vodní páry [g/den]		Množství přiváděného vzduchu [m ³ /h]		Poznámka
		Všední den	Víkend	Všední den	Víkend	
1	4	5892	5892	120	120	
2	4	4920	8320	120	120	Při nepřítomnosti osob $\dot{V} = 70 \text{ m}^3/\text{h}$
3	2	2820	4520	70	70	Při nepřítomnosti osob $\dot{V} = 25 \text{ m}^3/\text{h}$
4	2	720	4520	25	70	

Průtok vzduchu 120 m³/h odpovídá intenzitě větrání 0,5 h⁻¹, 70 m³/h odpovídá intenzitě větrání 0,3 h⁻¹ a hodnota 25 m³/h odpovídá intenzitě větrání 0,1 h⁻¹.

V následujících odstavcích jsou popsány jednotlivé případy.

Případ 1

První případ simuluje realizaci výpočtu s průměrnými hodnotami produkce vodní páry, rozložené rovnoměrně do jednotlivých dnů, což znamená, že produkce vodní páry je každou hodinu konstantní. Výpočet je proveden pro čtyřčlennou rodinu, která je přes víkendy přítomna stále, a během všedních dnů obyvatelé přes den odcházejí do práce nebo školy. Popis jednotlivých složek produkce vodní páry je stejný jako v případě druhém (viz případ 2). Pro získání konstantních hodnot je vytvořena průměrná hodnota za celý týden, ve kterém je zahrnuta produkce vodní páry přes všední den i přes víkend. Celková denní produkce vodní páry je průměrně 5 892 g/den.

Případ 2

V tomto případě je výpočet produkce vodní páry proveden v hodinovém kroku. Množství vodní páry produkované v domácnosti vychází z tab. 2. Je uvažováno, že přítomná osoba spí 8 hodin denně, což znamená, že od 22:00 do 6:00 člověk spí a produkuje množství vodní páry 40 g/h. Produkce v hodinách 6:00 a 7:00 je rovna 105 g/h. Tato hodnota

zahrnuje produkci vodní páry bdělé osoby, množství vodní páry vyprodukované ranní hygienou a přípravou jídla. Během všedních dnů není v pracovních hodinách nikdo přítomen a produkce vodní páry lidmi je nulová. Jelikož lidé nejsou jediným zdrojem vodní páry v obytném prostředí, v každé hodině je připočtena produkce ve výši 30 g/h, kterou způsobuje například přítomnost rostlin. Obyvatelé se domů vrací okolo 18:00. O víkendech jsou lidé od 8 do 18 hodin přítomni a produkují vodní páru v množství 55 g/h, s výjimkou hodiny 12:00, kdy je uvažována příprava oběda. Ve večerních hodinách je opět produkováno množství vodní páry způsobené přítomností osob v bdělém stavu s tím, že ve 20:00 proběhne večerní hygiena, která zahrnuje sprchování. Činnosti jako je sprchování běžně netrvaly celou hodinu, a protože je výpočet proveden pro hodinové kroky, množství produkce vodní páry je v takových případech uvažováno jako celkové množství vodní páry vyprodukované za jednu hodinu. Ve všech případech je uvažováno, že sušení prádla probíhá v sušičce na prádlo a tím neprodukuje žádnou vodní páru do vzduchu.

Pro výpočet je opět uvažována čtyřčlenná rodina a množství vyprodukované vodní páry jednou osobou je tedy vynásobeno čtyřmi. K tomu je připočtena hodnota 30 g/h vodní páry produkované rostlinami. Celková produkce vodní páry je v tomto případě pro všední den 4 920 g/den a pro víkendový den se rovná 8 320 g/den. Celková hodinová produkce je podrobněji popsána v tab. 6.

Průtok vzduchu je v době přítomnosti osob 120 m³/h, v době nepřítomnosti osob je uvažována intenzita větrání 0,3 h⁻¹ a průtok vzduchu je tedy 70 m³/h.

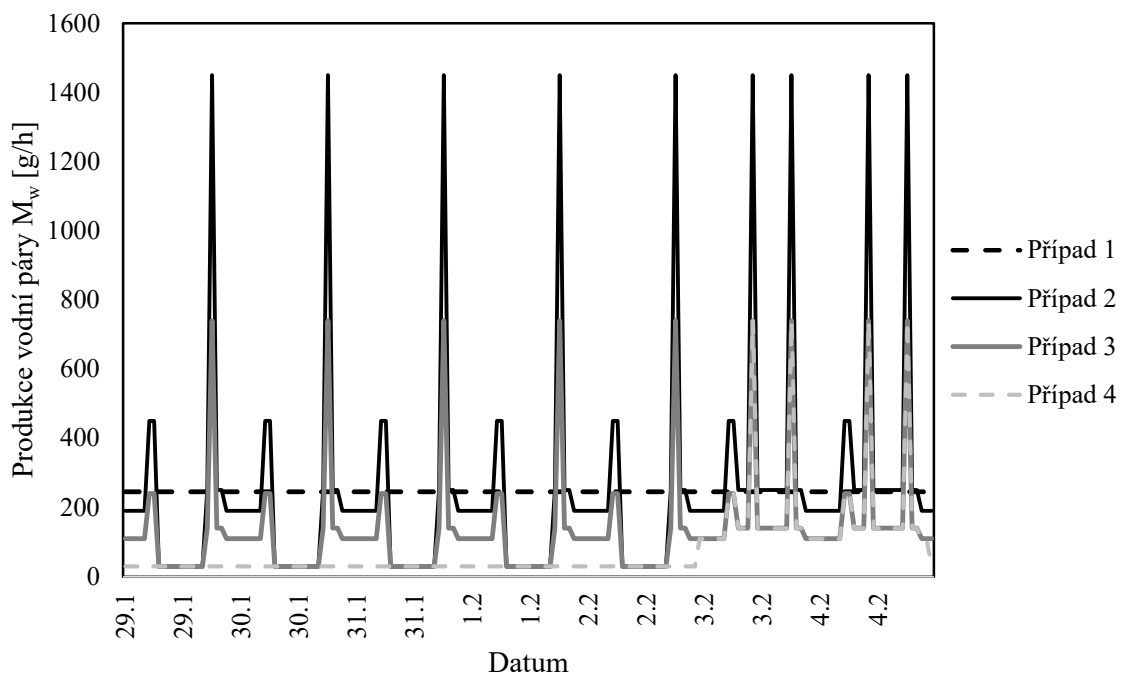
Případ 3

Ve třetím případě je uvažována snížená obsazenost budovy, kdy na rozdíl od prvních dvou případů uvažujeme v domě pouze dvoučlennou rodinu. Pro udržení optimálního klimatu je přívod vzduchu snížen na 70 m³/h a v době nepřítomnosti osob na průtok vzduchu 25 m³/h. Při nepřítomnosti osob tedy bude snížená produkce vodní páry, ale také bude snížený její odvod pomocí nuceného větrání. Vodní pára produkovaná jinými zdroji, než je přítomnost a činnost člověka zůstává ve všech případech stejná, tedy 30 g/h. Podrobná hodinová produkce pro případ 3 je uvedena v tab. 6. Celkové množství vyprodukované vodní páry za všední den je 2 820 g/den a za víkendový den 4 520 g/den.

Případ 4

Případ 4 představuje víkendovou chatu, a dům je tak obýván pouze přes víkendy. V tomto případě je navštěvován dvoučlennou rodinou. Produkce vlhkosti přes víkend probíhá stejně jako víkendová produkce v případě 3 a průtok vzduchu je $70 \text{ m}^3/\text{h}$. Ve všedních dnech se v domě nevyskytují žádné osoby a průtok vzduchu je po celou dobu nepřítomnosti snížen na hodnotu $25 \text{ m}^3/\text{h}$.

Časový plán produkce vodní páry je pro každý případ zobrazen na obr. 32.



Obr. 32 Časový plán produkce vodní páry pro jednotlivé případy

Jelikož je cílem určit schopnost výměníku pro zpětné získávání vlhkosti udržet optimální mikroklima obytného prostředí, jsou v této kapitole, pro každý z výše popsaných případů, vytvořeny tři výpočty. V prvním výpočtu bude uvažován systém, ve kterém je použit výměník pro zpětné získávání tepla bez možnosti přenosu vlhkosti. Ve druhém výpočtu bude použita jednotka, která byla řešena v předchozí kapitole této práce. Vlhkostní faktor této jednotky je $\Psi = 0,15$. A pro porovnání bude poslední výpočet proveden pro jednotku s výměníkem, který má vlhkostní faktor $\Psi = 0,5$. Teplotní faktor je u všech jednotek roven teplotnímu faktoru měřené jednotky $\Phi = 0,75$.

5.2 Postup výpočtu

Po načtení klimatických dat, byly vypočteny parametry venkovního vzduchu způsobem popsáným v kapitole 4. Následně byla, dle skutečností uvedených v podrobných popisech jednotlivých případů, spočítána produkce vodní páry v obytném prostředí pro jednotlivé případy.

Pro výpočet bilance vodní páry ve vnitřním vzduchu jsou určeny počáteční podmínky, kde je teplota vnitřního vzduchu $t_i = 22^\circ\text{C}$ a relativní vlhkost vnitřního vzduchu $\varphi = 30\%$. Teplota přiváděného vzduchu do místnosti je vypočítána pomocí upravené rovnice teplotního faktoru (3.7).

$$t_p = \Phi(t_i - t_e) + t_e \quad [-] \quad (5.1)$$

Měrná vlhkost přiváděného vzduchu bude pro případ, ve kterém je použitý výměník se zpětným získáváním vlhkosti, vypočítána úpravou rovnice pro vlhkostní faktor (3.8)

$$x_p = \Psi(x_i - x_e) + x_e \quad [-] \quad (5.2)$$

V případě použití výměníku bez schopnosti přenášet vodní páru se $x_p = x_e$.

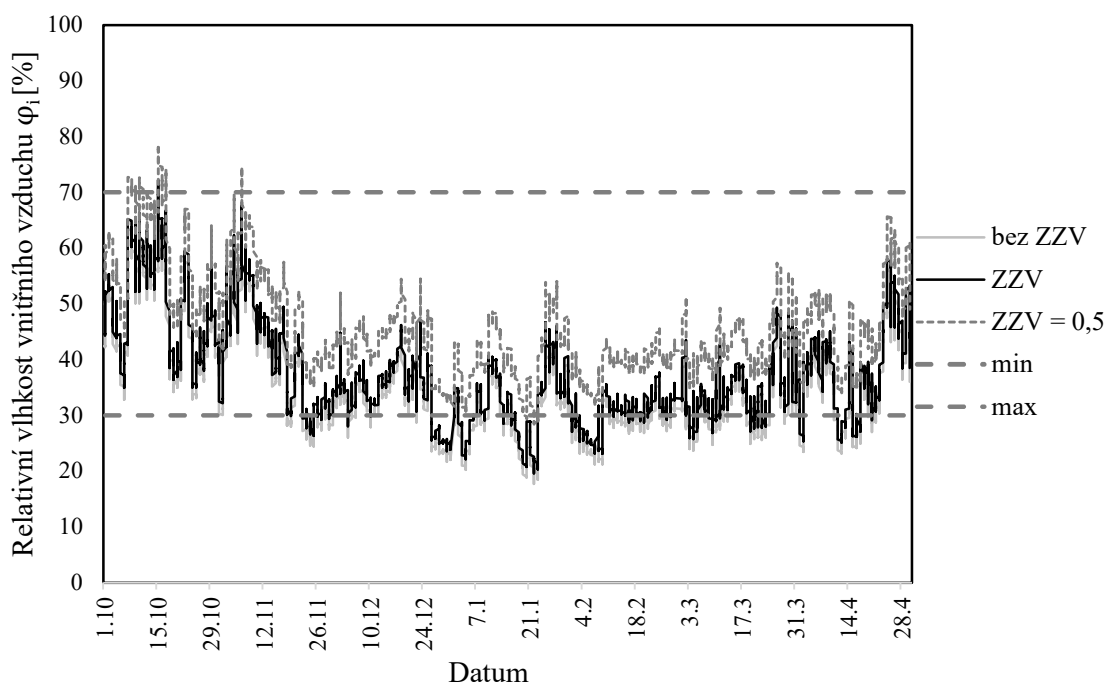
Protože se nejedná o ustálený stav, může být měrná vlhkost vnitřního vzduchu v čase $x_{i,\tau}$ vypočtena z rovnice (2.11). Měrná vlhkost vnitřního vzduchu $x_{i,0}$, je pro každý krok výpočtu rovna měrné vlhkosti předchozího stavu vnitřního vzduchu a čas τ je roven jedné hodině. V počátečním výpočtu je měrná vlhkost vnitřního vzduchu v čase nula rovna měrné vlhkosti určené počáteční podmínkou.

5.3 Dílčí výsledky

Pro jednotlivé případy jsou vytvořena grafická porovnání průběhů relativní vlhkosti ve zkoumaném období, tedy od října do dubna. Výsledné hodnoty jsou rozděleny po dnech a týdnech tak, aby bylo možné pozorovat průběh relativní vlhkosti vnitřního vzduchu v závislosti na chování obyvatel.

Případ 1

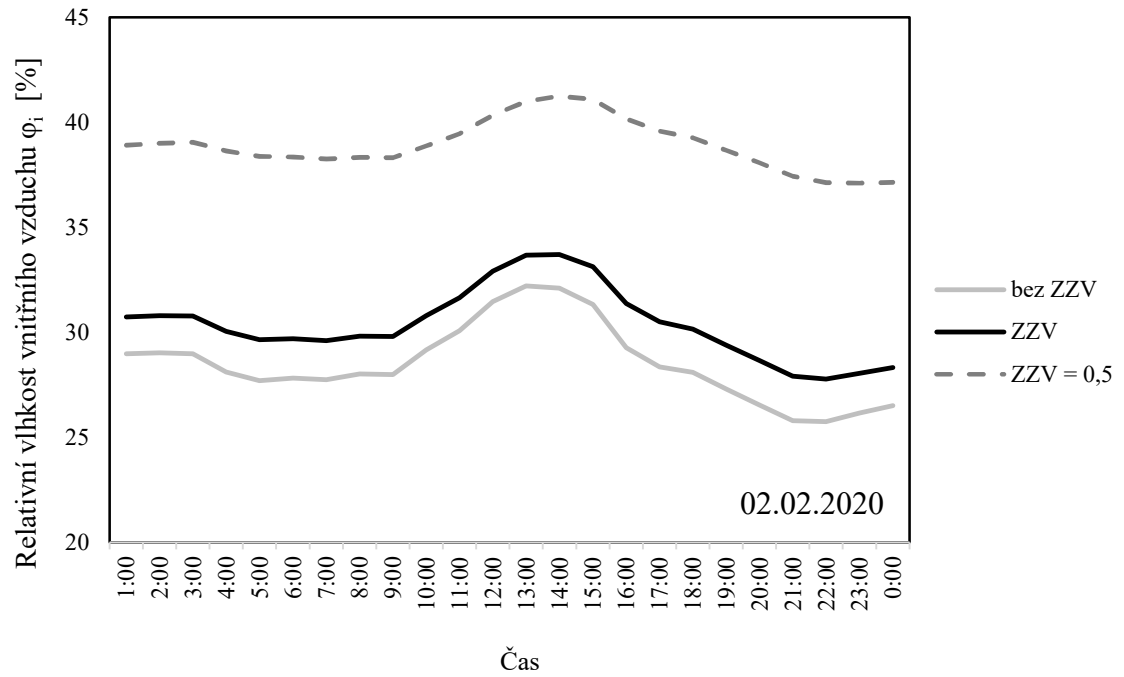
V prvním případě je produkce vodní páry konstantní, takže je průběh měrné vlhkosti vnitřního vzduchu výrazně ovlivněn parametry venkovního vzduchu a nebude na něj mít žádný vliv nárazová produkce vodní páry, která může být způsobena například sprchováním se nebo vařením.



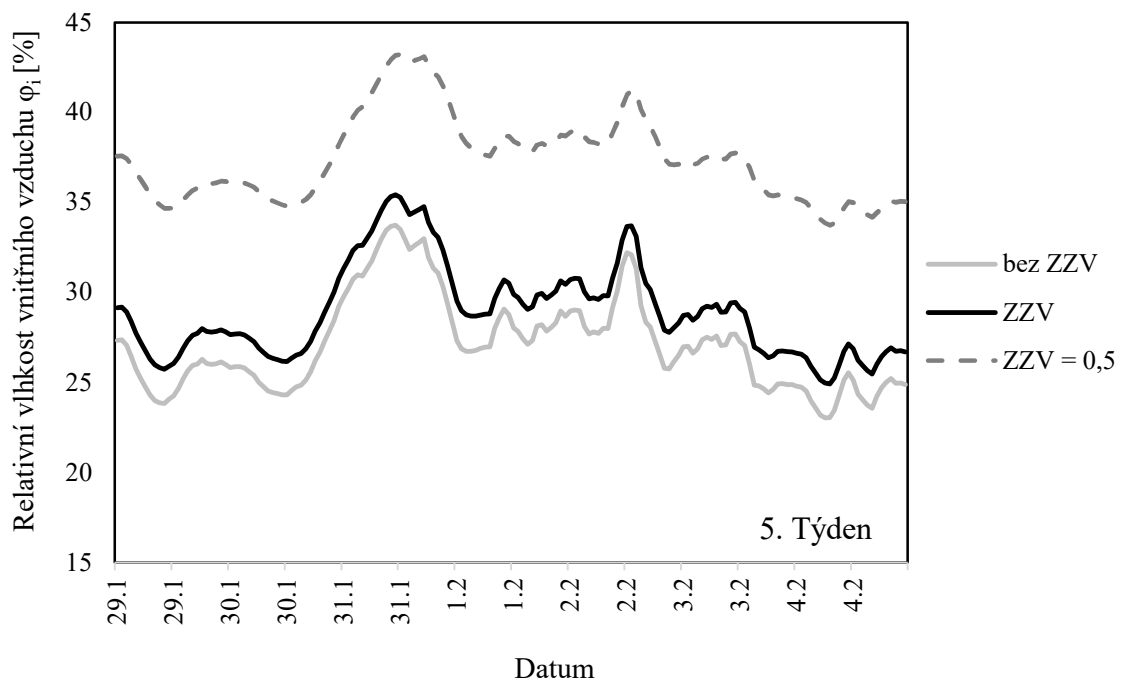
Obr. 33 Průběh relativní vlhkosti vnitřního vzduchu pro případ 1

Na obr. 33 je zobrazen průběh měrné vlhkosti vnitřního vzduchu ve zkoumaném období a jsou zde porovnávány tři různé systémy vzduchotechnických jednotek (bez ZZV, ZZV, ZZV = 0,5). Křivka znázorňující případ bez ZZV dosahuje nejnižších hodnot relativní vlhkosti. Všechny křivky se většinu času vyskytují v požadovaném rozmezí relativní vlhkosti vnitřního vzduchu. Rozdíl v průběhu relativních vlhkostí je lépe vidět na obr. 34 a 35, kde je relativní vlhkost porovnána v rámci jednoho týdne a jednoho dne.

Z porovnání průběhů relativních vlhkostí vzduchu v místnosti je vidět, že v průběhu týdne od 29.1. do 4.2. se relativní vlhkost vnitřního vzduchu pohybuje kolem úrovně minimální doporučené relativní vlhkosti (viz obr. 35). Dále je možné pozorovat, že při použití systému ZZV dochází pouze k malému nárůstu relativní vlhkosti, a i v tomto případě se hodnota relativní vlhkosti dostane pod 30 %. Při použití jednotky s účinnějším výměníkem se hodnota celý týden pohybuje nad hodnotou minimální doporučené relativní vlhkosti vzduchu. Na obr. 34, kde je zobrazen průběh v jednom dni, konkrétně 2. února, se nevyskytují žádné vysoké nárůsty nebo poklesy hodnot, které by byly způsobeny nárazovými činnostmi nebo nepřítomností lidí. Porovnání jednotlivých výměníků je shrnuto v tab. 8, kde je popsáno, v kolika hodinách ze zkoumaného období je relativní vlhkost vnitřního vzduchu menší než 30 % nebo vyšší než 70 %.



Obr. 34 Porovnání relativní vlhkosti vnitřního vzduchu v jednom dnu pro případ 1



Obr. 35 Porovnání relativní vlhkosti v jednom týdnu pro případ 1

Tab. 8 Porovnání výsledků pro případ 1

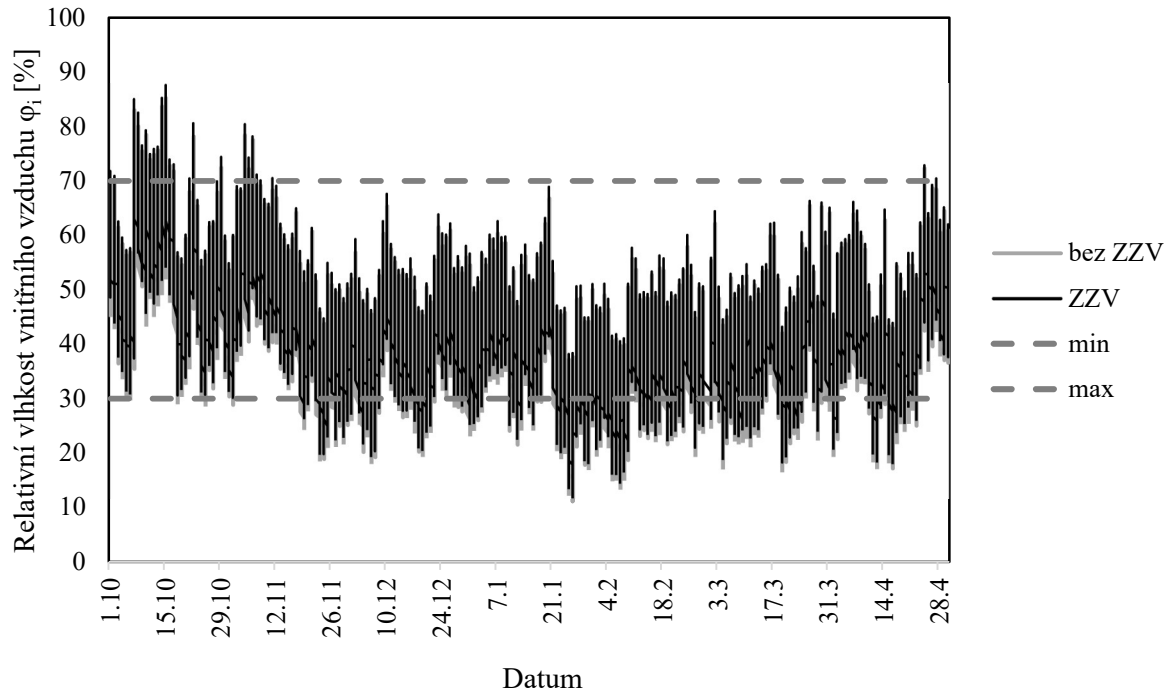
Měsíc	Typ výměníku	Počet hodin mimo doporučené rozmezí relativní vlhkosti [h]			Procentuální vyjádření hodin mimo doporučené rozmezí relativní vlhkosti [%]		
		$\varphi < 30 \%$	$\varphi > 70 \%$	Suma	$\varphi < 30 \%$	$\varphi > 70 \%$	Suma
Říjen	bez ZZV	0	0	0	0	0,0	0,0
	ZZV	0	0	0	0	0,0	0,0
	ZZV = 0,5	0	42	42	0	6	6
Listopad	bez ZZV	132	0	132	18	0	18
	ZZV	72	0	72	10	0	10
	ZZV = 0,5	0	0	0	0	0	0
Prosinec	bez ZZV	178	0	178	24	0	24
	ZZV	133	0	133	18	0	18
	ZZV = 0,5	0	0	0	0	0	0
Leden	bez ZZV	263	0	263	35	0	35
	ZZV	203	0	203	27	0	27
	ZZV = 0,5	25	0	25	3	0	3
Únor	bez ZZV	365	0	365	54	0	54
	ZZV	237	0	237	35	0	35
	ZZV = 0,5	0	0	0	0	0	0
Březen	bez ZZV	230	0	230	31	0	31
	ZZV	141	0	141	19	0	19
	ZZV = 0,5	0	0	0	0	0	0
Duben	bez ZZV	167	0	167	23	0	23
	ZZV	125	0	125	17	0	17
	ZZV = 0,5	0	0	0	0	0	0
Suma	bez ZZV	1335	0	1335	26	0	26
	ZZV	911	0	911	18	0	18
	ZZV = 0,5	25	42	67	0	1	1

Z výsledků vyplývá, že pro výpočet s konstantní produkcí vlhkosti je při daných podmínkách během zkoumaného období ve 26 % času nižší relativní vlhkost, než je minimální doporučená hranice. To znamená, že kvalita ovzduší je téměř ve třetině celého období nevyhovující.

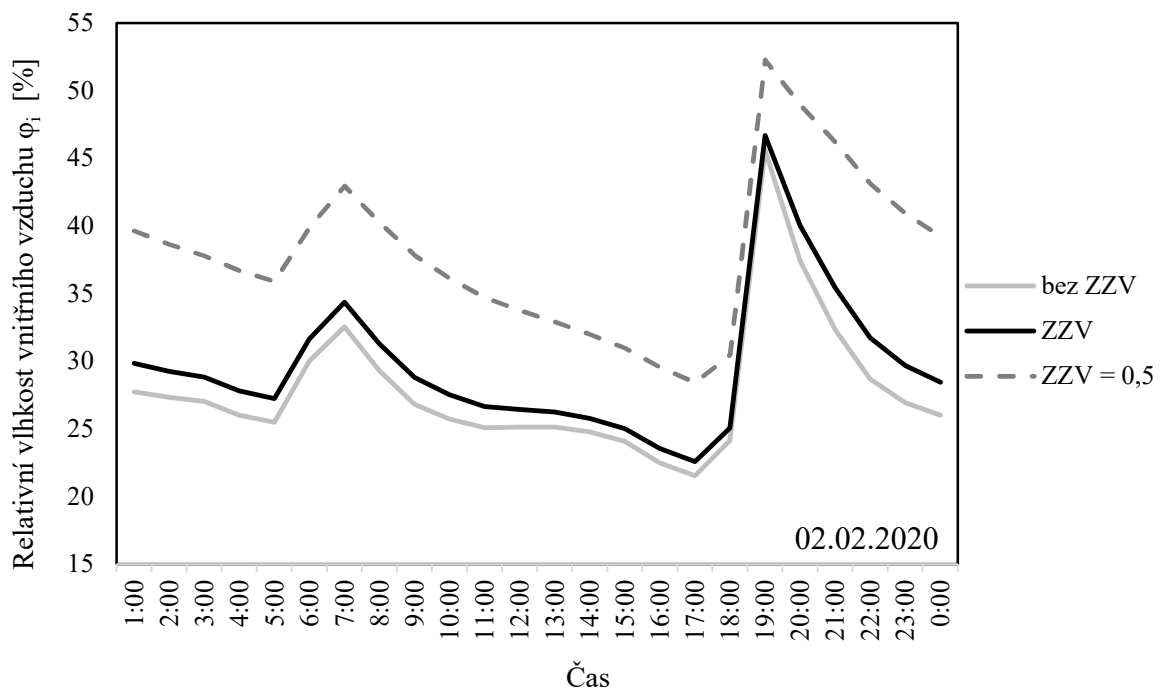
Při použití výměníku s menším vlhkočinným faktorem, je počet hodin, kdy je relativní vlhkost příliš nízká 18 % z celkové doby měřeného období. Nejlepších výsledků dosahuje systém s výměníkem, který má vlhkočinný faktor $\Psi = 0,5$. Z původních 26 % času, kdy je kvalita ovzduší nevyhovující, se systém dostal na 1 % za celé období, což lze považovat za výrazné zlepšení kvality ovzduší. Nejhorší výsledky vychází v únoru, kdy relativní vlhkost vnitřního vzduchu, za použití systému bez ZZV, nedosáhla požadovaného rozmezí v 54 %. I v tomto měsíci lze dosáhnout výrazného zlepšení kvality ovzduší použitím výměníku s vysokým vlhkočinným faktorem, díky kterému nedojde k poklesu relativní vlhkosti pod 30 % v žádný okamžik. K nárůstu hodin, ve kterých je kvalita vzduchu nevyhovující, dochází za použití systému ZZV = 0,5 v říjnu, kdy relativní vlhkost vzduchu v místnosti přesahuje 70 %.

Případ 2

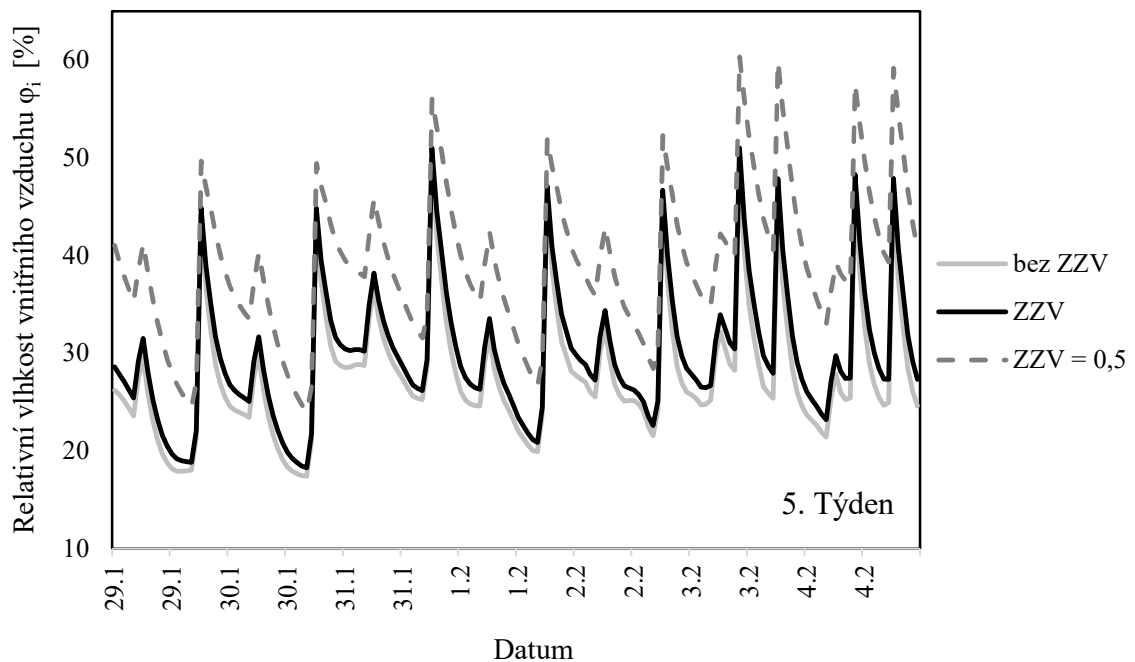
Druhý případ je opět řešen pro čtyřčlennou rodinu. Rozdílem oproti prvnímu případu je nastavení časového plánu, který popisuje produkci vodní páry v hodinových krocích. V tomto případě dochází k prudkému zvyšování a snižování hodnoty relativní vlhkosti, způsobené nárazovými činnostmi lidí v obytném prostředí. V následujících grafech je zobrazeno porovnání průběhu relativní vlhkosti vnitřního vzduchu v celém zkoumaném období (obr. 36), v jednom týdnu (obr. 38) a v jednom dnu (obr. 37).



Obr. 36 Průběh relativní vlhkosti vnitřního vzduchu pro případ 2



Obr. 37 Porovnání relativní vlhkosti v jednom dnu pro případ 2



Obr. 38 Porovnání relativní vlhkosti v jednom týdnu pro případ 2

Z obr. 36, 37 a 38 lze pozorovat, že v průběhu celého období dochází k výrazným nárůstům a poklesům hodnot relativní vlhkosti vnitřního vzduchu. Na obr. 36, který zobrazuje průběh v celém zkoumaném období, je z důvodu přehlednosti zobrazen průběh pouze v případě bez použití ZZV a s použitím méně účinného výměníku. Jelikož jsou výkyvy hodnot výrazné, dochází k oběma nežádoucím extrémům, k nízké, ale i příliš vysoké relativní vlhkosti vzduchu. Pro znázornění průběhu relativní vlhkosti je použit stejný den a týden, jako v případě 1. Z grafů je patrné, že dochází k výraznějšímu kolísání hodnot. Maximální hodnota relativní vlhkosti je dosažena ve večerních hodinách, kdy dochází k nárazové činnosti s produkcí vodní páry. V týdenním grafu lze vidět, že k výraznému nárůstu relativní vlhkosti dochází dvakrát denně, hlavně přes víkend. Použití výměníku s vlhkostním faktorem $\Psi = 0,5$ výrazně snižuje rychlost poklesu relativní vlhkosti. Porovnání výsledků za celé období je znázorněno v tab. 9.

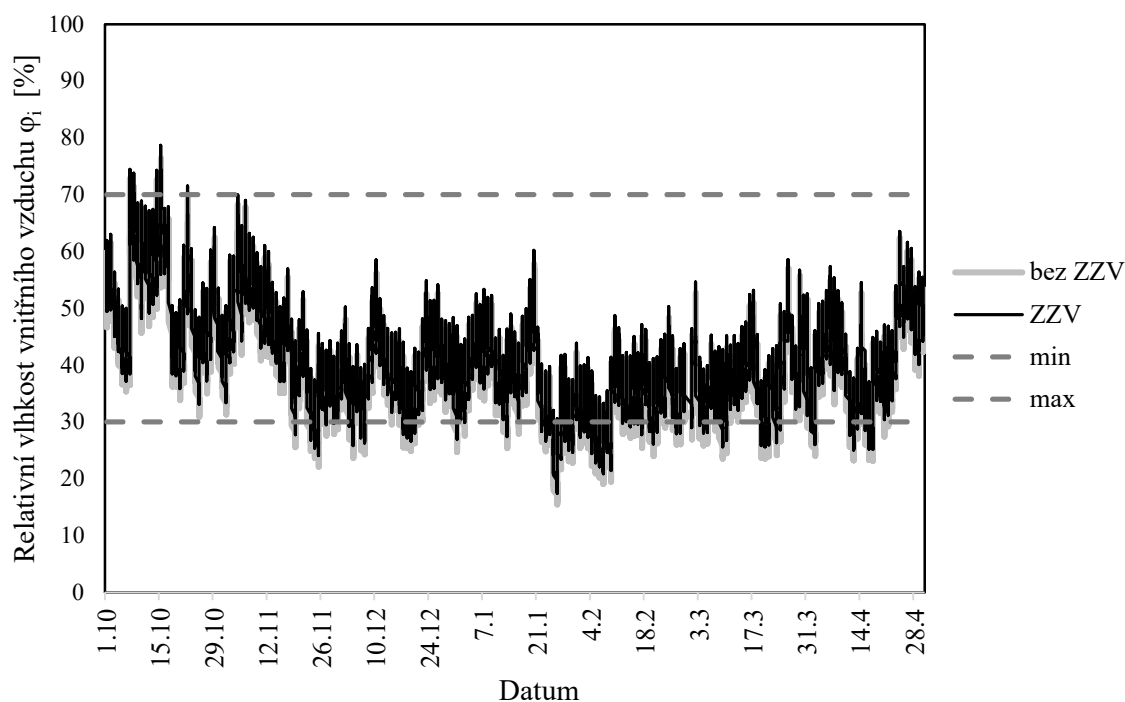
Tab. 9 Porovnání výsledků pro případ 2

Měsíc	Typ výměníku	Počet hodin mimo doporučené rozmezí relativní vlhkosti [h]			Procentuální vyjádření hodin mimo doporučené rozmezí relativní vlhkosti [%]		
		$\varphi < 30 \%$	$\varphi > 70 \%$	Suma	$\varphi < 30 \%$	$\varphi > 70 \%$	Suma
Říjen	bez ZZV	4	29	33	1	3,9	4,4
	ZZV	0	40	40	0	5,4	5,4
	ZZV = 0,5	0	148	148	0	20	20
Listopad	bez ZZV	137	4	141	19	1	20
	ZZV	93	8	101	13	1	14
	ZZV = 0,5	16	40	56	2	6	8
Prosinec	bez ZZV	224	0	224	30	0	30
	ZZV	162	0	162	22	0	22
	ZZV = 0,5	31	9	40	4	1	5
Leden	bez ZZV	281	0	281	38	0	38
	ZZV	220	0	220	30	0	30
	ZZV = 0,5	56	8	64	8	1	9
Únor	bez ZZV	405	0	405	60	0	60
	ZZV	324	0	324	48	0	48
	ZZV = 0,5	65	0	65	10	0	10
Březen	bez ZZV	258	0	258	35	0	35
	ZZV	197	0	197	27	0	27
	ZZV = 0,5	22	9	31	3	1	4
Duben	bez ZZV	169	1	170	24	0	24
	ZZV	131	2	133	18	0	19
	ZZV = 0,5	22	21	43	3	3	6
Suma	bez ZZV	1478	34	1512	29	1	30
	ZZV	1127	50	1177	22	1	23
	ZZV = 0,5	212	235	447	4	5	9

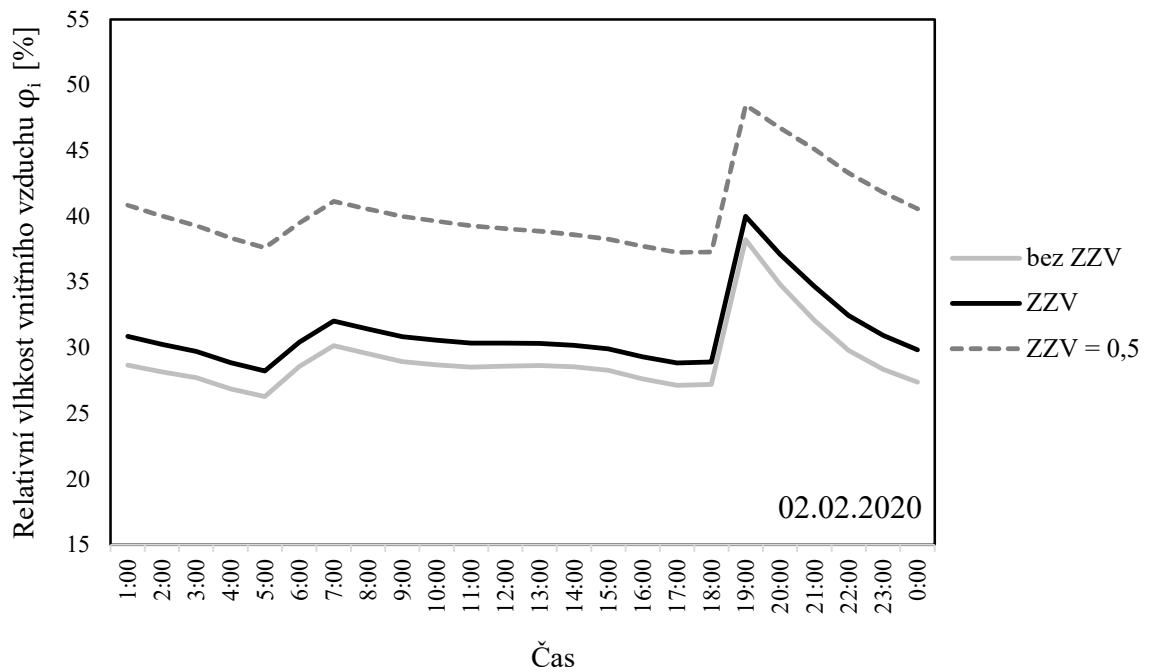
Z výsledků je patrné, že hlavním problémem je nízká hodnota relativní vlhkosti. Bez použití zpětného získávání vlhkosti je ve 29 % zkoumaného období relativní vlhkost nižší, než je doporučená hranice. Při použití systému ZZV, dojde ke snížení počtu hodin s nevyhovující kvalitou vzduchu ze 30 % na 23 %, dochází ale také k nárůstu hodin, kdy je relativní vlhkost vyšší než 70 %, a to ze 34 na 50 hodin. Tento nárůst je v porovnání s délkou období nepatrný a dochází k němu převážně v říjnu, kdy jsou teploty a vlhkosti venkovního vzduchu stále ještě vysoké. Použitím výměníku ZZV = 0,5 je dosaženo lepších výsledků. Vnitřní ovzduší nedosahuje požadované kvality z hlediska vlhkosti vzduchu pouze v 9 % celkového času. Z toho 5 % je doba, kdy relativní vlhkost překračuje hranici 70 %.

Případ 3

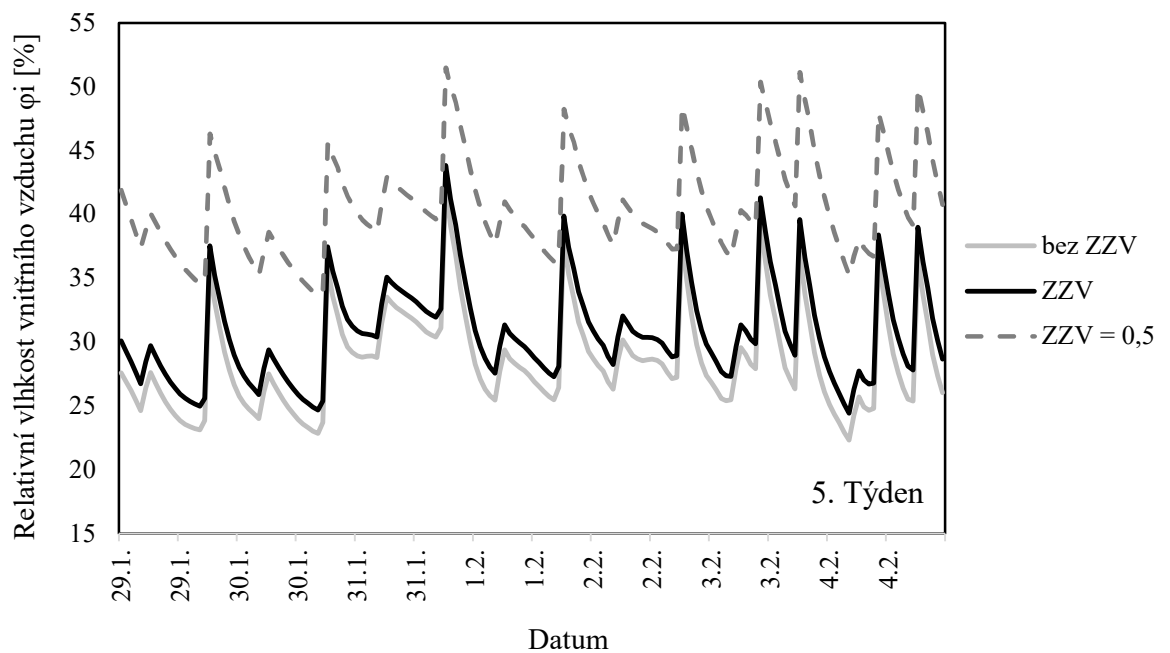
Na obr. 39, 40 a 41 je zobrazen průběh relativní vlhkosti vnitřního vzduchu v obytném prostředí, pokud bude obsazenost budovy snížena na dvě osoby.



Obr. 39 Průběh relativní vlhkosti vnitřního vzduchu pro případ 3



Obr. 40 Porovnání relativní vlhkosti v jednom dnu pro případ 3



Obr. 41 Porovnání relativní vlhkosti v jednom týdnu pro případ 3

Z grafů lze pozorovat, že výkyvy hodnot relativních vlhkostí jsou výrazně nižší než u čtyřčlenné rodiny (viz případ 2). Relativní vlhkost se pohybuje většinu času řešeného období nad hranicí relativní vlhkosti 30 %. Kvůli nižší obsazenosti domu a menší

produkci vodní páry je upraven přívod čerstvého vzduchu. Díky tomu není vnitřní vzduch zbytečně vysoušen a relativní vlhkost se po většinu času pohybuje v požadovaných hodnotách. Rozdíly mezi použitými výměníky je obdobný jako v předchozích případech. Počet hodin, ve kterých kvalita vnitřního ovzduší doporučenému rozmezí relativní vlhkosti nevyhovuje je podrobně popsán v tab. 10.

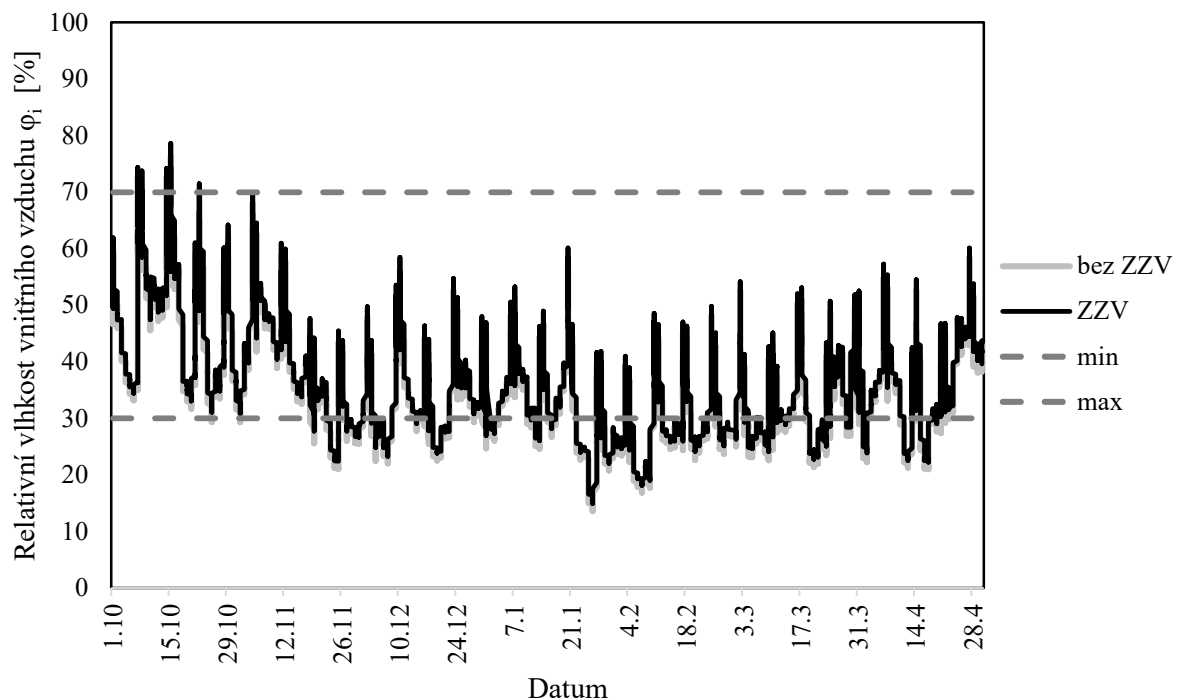
Tab. 10 Porovnání výsledků pro case 3

Měsíc	Typ výměníku	Počet hodin mimo doporučené rozmezí relativní vlhkosti [h]			Procentuální vyjádření hodin mimo doporučené rozmezí relativní vlhkosti [%]		
		$\varphi < 30 \%$	$\varphi > 70 \%$	Suma	$\varphi < 30 \%$	$\varphi > 70 \%$	Suma
Říjen	bez ZZV	0	8	8	0	1,1	1,1
	ZZV	0	16	16	0	2,2	2,2
	ZZV = 0,5	0	134	134	0	18	18
Listopad	bez ZZV	93	0	93	13	0	13
	ZZV	54	0	54	8	0	8
	ZZV = 0,5	0	21	21	0	3	3
Prosinec	bez ZZV	139	0	139	19	0	19
	ZZV	101	0	101	14	0	14
	ZZV = 0,5	0	0	0	0	0	0
Leden	bez ZZV	213	0	213	29	0	29
	ZZV	145	0	145	20	0	20
	ZZV = 0,5	15	1	16	2	0	2
Únor	bez ZZV	352	0	352	52	0	52
	ZZV	225	0	225	34	0	34
	ZZV = 0,5	3	0	3	0	0	0
Březen	bez ZZV	173	0	173	23	0	23
	ZZV	97	0	97	13	0	13
	ZZV = 0,5	0	0	0	0	0	0
Duben	bez ZZV	131	0	131	18	0	18
	ZZV	92	0	92	13	0	13
	ZZV = 0,5	0	1	1	0	0	0
Suma	bez ZZV	1101	8	1109	22	0	22
	ZZV	714	16	730	14	0	14
	ZZV = 0,5	18	157	175	0	3	3

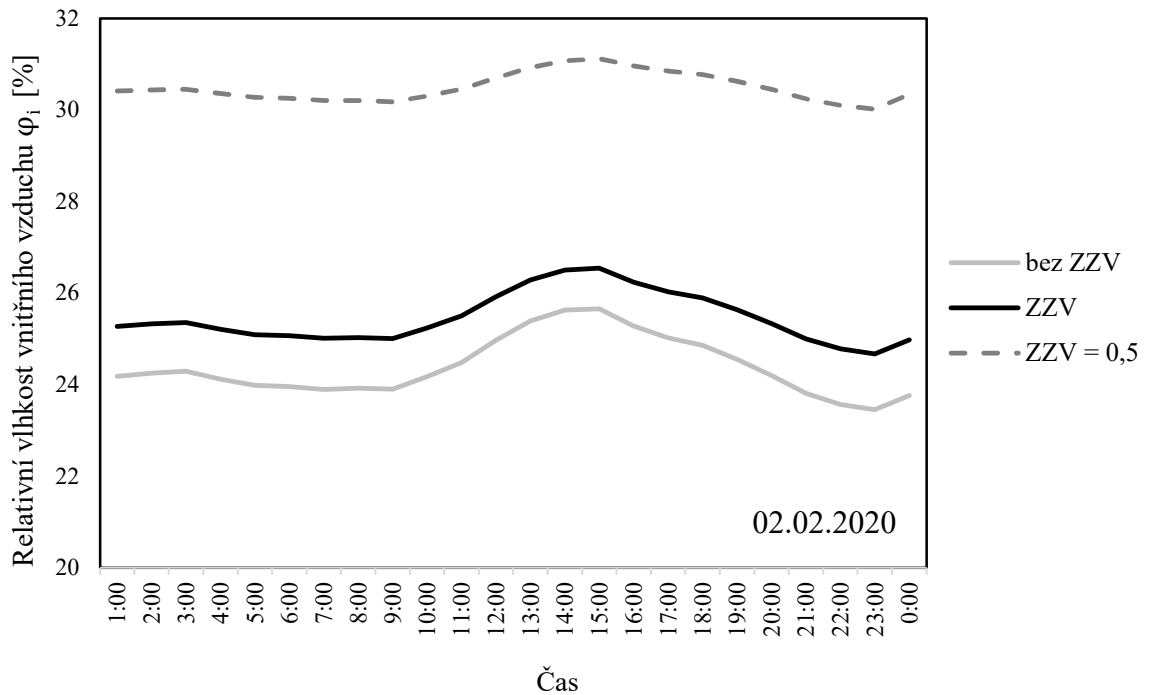
Při použití výměníku bez ZZV nedosahuje vnitřní vzduch požadované kvality z hlediska relativní vlhkosti pouze ve 22 % z celkového času. Výměník s nižším vlhkovým faktorem sníží dobu mimo rozsah doporučené relativní vlhkosti o 8 %. Výměník s vlhkovým faktorem $\Psi = 0,5$, je schopen zredukovat tuto hodnotu na 3 %. Hodnota 3 % je způsobena příliš vysokou vlhkostí ke které dochází převážně v říjnu. Celkový čas příliš nízké vlhkosti se sníží na 0 %. V únoru, kdy je množství vodní páry obsažené ve vzduchu velmi nízké, je hodnota relativní vlhkosti nižší než 30 %, v systému bez použití ZZV v 52 % času.

Případ 4

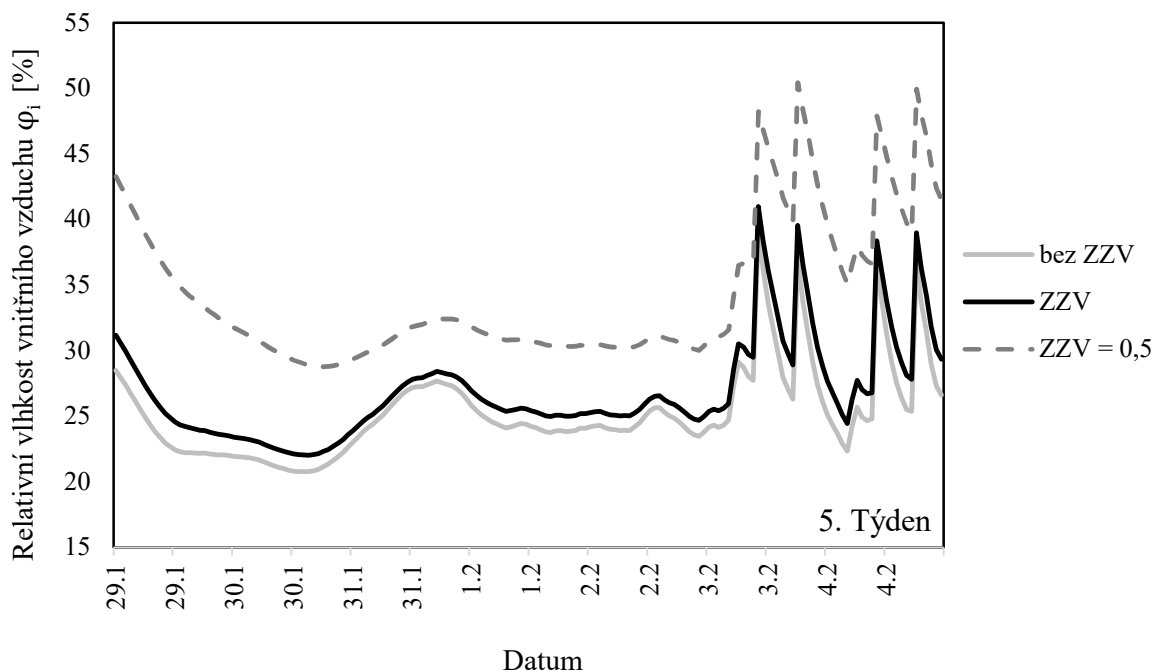
V předchozích případech bylo řešeno, jaká bude relativní vlhkost v domě, který obývá určitý počet lidí neustále. Pokud by byl dům využíván pouze jako víkendová chata, bude obsazenost v domě přes týden nulová. Následující grafy popisují, jaký bude průběh relativní vlhkosti v případě, kdy je dům obýván dvoučlennou rodinou, a to pouze o víkendech. Přes všední dny je snižená intenzita větrání na $0,1 \text{ h}^{-1}$.



Obr. 42 Průběh relativní vlhkosti vnitřního vzduchu pro případ 4



Obr. 43 Porovnání relativní vlhkosti v jednom dnu pro případ 4



Obr. 44 Porovnání relativní vlhkosti v jednom týdnu pro případ 4

Z grafů lze pozorovat, že oproti předchozím případům je zde počet prudkých nárůstů relativní vlhkosti vnitřního vzduchu výrazně menší. To je způsobeno tím, že lidé, kteří produkují vodní páru různými činnostmi, jsou přítomni pouze přes víkend. Průběh produkce vodní páry přes víkend je stejný jako ve třetím případě. Během všedních dnů je v domě způsobena produkce vodní páry přítomností rostlin a je ustálena na konstantní

hodnotě 30 g/h. O víkendu dojde kvůli přítomnosti lidí k velkým výkyvům. Průběh relativní vlhkosti v rámci jednoho dne, 2. února, je průběh přes den všední, kdy je produkce vodní páry od přítomnosti osob nulová a intenzita větrání je $0,1 \text{ h}^{-1}$. Tab. 11 podrobně popisuje množství hodin, ve kterých byla relativní vlhkost nižší nebo vyšší, než jsou doporučené hodnoty.

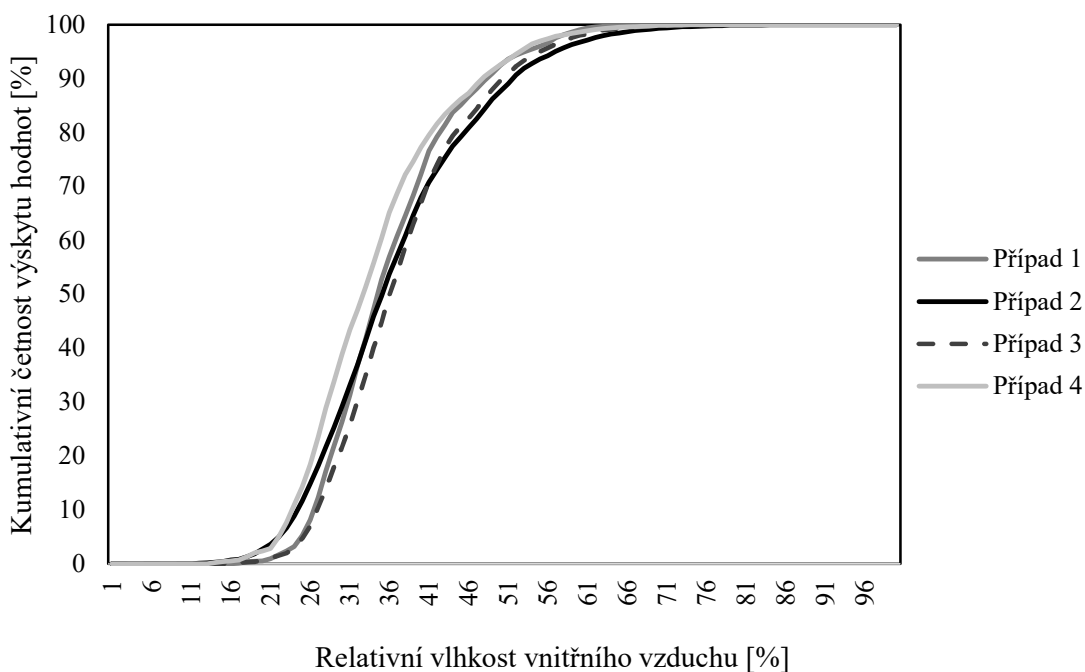
Tab. 11 Porovnání výsledků pro případ 4

Měsíc	Typ výměníku	Počet hodin mimo doporučené rozmezí relativní vlhkosti [h]			Procentuální vyjádření hodin mimo doporučené rozmezí relativní vlhkosti [%]		
		$\varphi < 30 \%$	$\varphi > 70 \%$	Suma	$\varphi < 30 \%$	$\varphi > 70 \%$	Suma
Říjen	bez ZZV	5	8	13	1	1	2
	ZZV	0	16	16	0	2	2
	ZZV = 0,5	0	92	92	0	12	12
Listopad	bez ZZV	175	0	175	24	0	24
	ZZV	152	0	152	21	0	21
	ZZV = 0,5	24	13	37	3	2	5
Prosinec	bez ZZV	316	0	316	43	0	43
	ZZV	239	0	239	32	0	32
	ZZV = 0,5	13	0	13	2	0	2
Leden	bez ZZV	375	0	375	50	0	50
	ZZV	302	0	302	41	0	41
	ZZV = 0,5	75	1	76	10	0	10
Únor	bez ZZV	520	0	520	77	0	77
	ZZV	492	0	492	73	0	73
	ZZV = 0,5	98	0	98	15	0	15
Březen	bez ZZV	377	0	377	51	0	51
	ZZV	295	0	295	40	0	40
	ZZV = 0,5	35	0	35	5	0	5
Duben	bez ZZV	204	0	204	28	0	28
	ZZV	149	0	149	21	0	21
	ZZV = 0,5	32	0	32	4	0	4
Suma	bez ZZV	1972	8	1980	39	0	39
	ZZV	1629	16	1645	32	0	32
	ZZV = 0,5	277	106	383	5	2	8

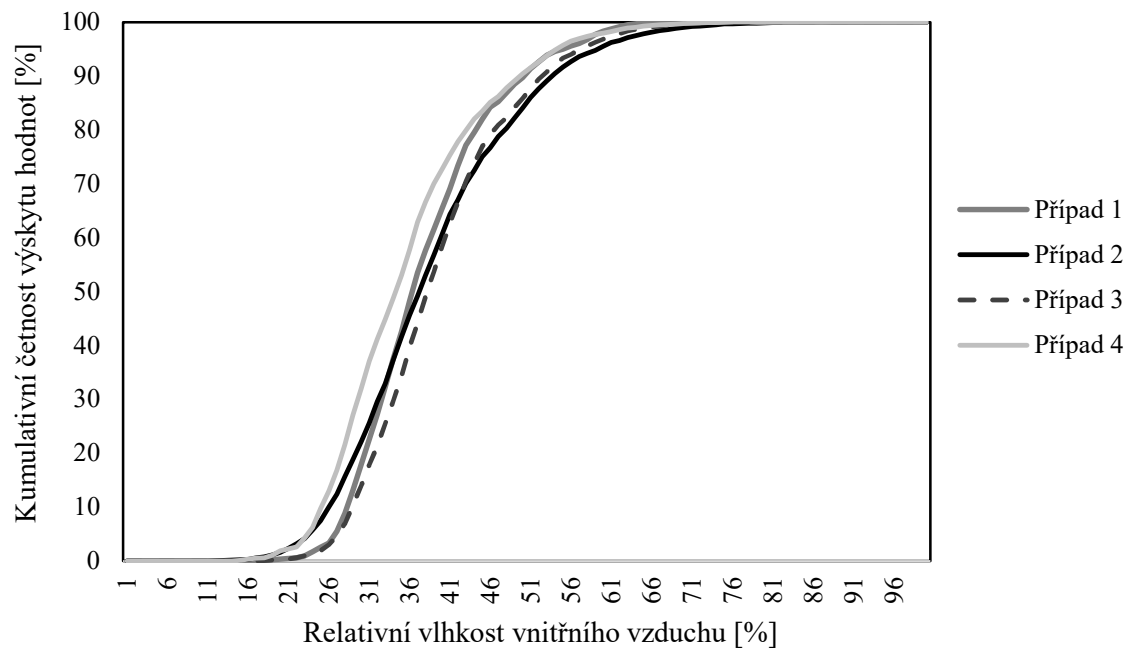
Výsledky výpočtu ukazují, že bez systému zpětného získávání vlhkosti nevyhovuje kvalita ovzduší ve 39 % času. V říjnu nevyhovuje kvalita vzduchu pouze ve 2 %, což výrazně snižuje hodnotu celkového času s příliš nízkou vlhkostí vzduchu. V nejméně příznivém měsíci, kterým je únor, stoupá hodnota až na 77 %. Při použití výměníků pro zpětné získávání vlhkosti je celkově dosaženo nepatrně lepších výsledků. Použitím méně účinného výměníku je množství hodin sníženo na 32 %, s použitím účinnějšího výměníku dokonce na 8 %. V říjnu dosahuje nejhorších výsledků systém s účinnějším výměníkem kvůli vysoké hodnotě relativní vlhkosti.

5.4 Souhrnné výsledky

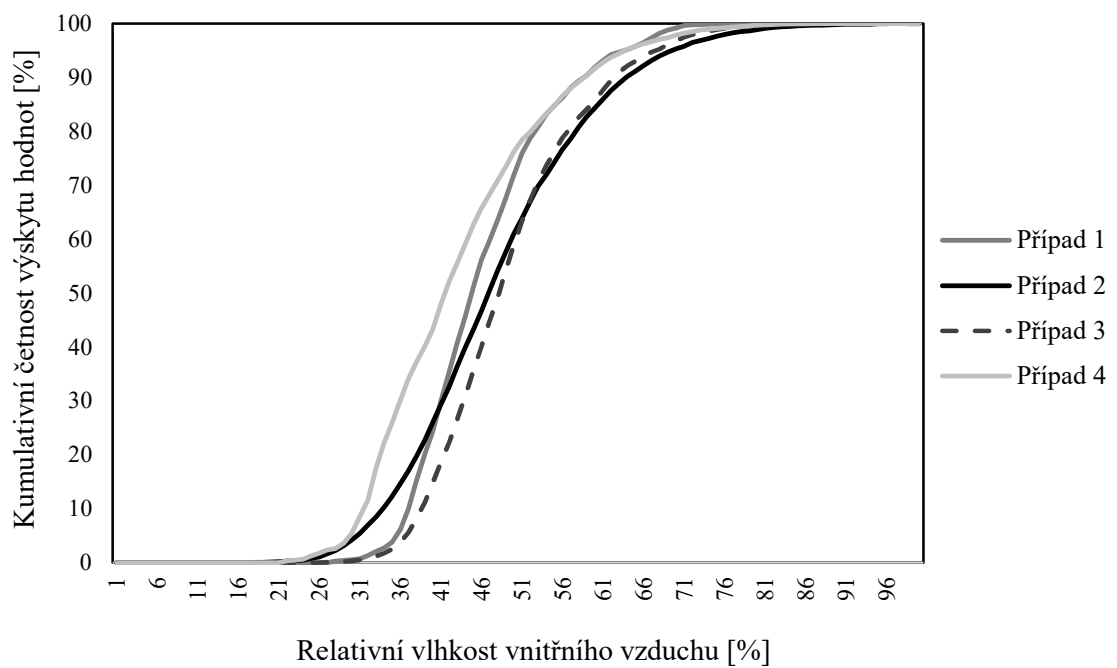
Z výše uvedených výsledků je patrné, že převažujícím problémem v zimním období je příliš nízká relativní vlhkost vzduchu. Pro porovnání výsledků jednotlivých případů jsou použity grafy kumulativní četnosti. Na obr. 45 jsou porovnány případy 1 až 4 bez použití zpětného získávání vlhkosti. Na obr. 46 a 47 je srovnání jednotlivých případů pro výměník s vlhkostním faktorem $\Psi = 0,15$ a $\Psi = 0,5$.



Obr. 45 Kumulativní četnost relativní vlhkosti vnitřního vzduchu bez použití ZZV



Obr. 46 Kumulativní četnost relativní vlhkosti vnitřního vzduchu s $\Psi=0,15$



Obr. 47 Kumulativní četnost relativní vlhkosti vnitřního vzduchu s $\Psi=0,5$

Z obr. 45 lze pozorovat, že se relativní vlhkost vnitřního vzduchu pohybuje pro všechny případy v podobných hodnotách. Nejnižší relativní vlhkosti je dosaženo ve 2. případě, kde její hodnota klesne až na 12 %. Četnost hodnot relativní vlhkosti pod 30 % je nejhorší v případě 4. V prvním případě je relativní vlhkost v 74 % případů v doporučeném rozmezí, ve 2. případě v 70 %, ve 3. případě v 78 % a ve 4. případě v 61 %. Z těchto výsledků je zřejmé, jak velkou roli hraje zvolený průtok vzduchu. I přes to, že je v případě 3 nižší obsazenost budovy než v případě 2, je dosaženo lepších výsledků.

Křivky na obr. 46 a 47 mají obdobné průběhy jako na obr. 45, ale pohybují se ve vyšších hodnotách relativní vlhkosti. Při použití systému ZZV, je nejnižší hodnota relativní vlhkosti opět v případě 2. Nejlepších výsledků je dosaženo v případě 3 a nejhorších v případě 4. Ve 3. případě je v 84 % zkoumaného období relativní vlhkost v požadovaném rozmezí, ve 4. případě pouze v 68 %, což znamená, že i při použití výměníku pro ZZV je v tomto případě dosaženo horších výsledků než ve všech ostatních případech bez ZZV.

V případě použití výměníku s vlhkostním faktorem $\Psi = 0,5$ jsou hodnoty mimo rozmezí doporučené relativní vlhkosti minimalizovány. Ve 4. případě je hodnota relativní vlhkosti v požadovaném rozmezí v 92 %, v případě 1, který vychází v této variantě nejlépe, je relativní vlhkost v požadovaném rozmezí v 99 % celkového času.

6. Závěr

Práce se zabývala zpětným získáváním vlhkosti v obytných budovách. V první části byly shrnuty dostupné informace o vlhkosti v obytném prostředí. Doporučené hodnoty relativní vlhkosti v obytném prostředí jsou uváděny mezi 30 a 70 %. I přes to, že účinky vlhkosti na člověka nejsou plně prozkoumány, je již teď jasné, že extrémní podmínky v podobě příliš vysoké nebo nízké vlhkosti vzduchu nesnáší lidský organismus dobře. Podle studií je však vnímání "suchého" nebo "vlhkého" vzduchu stále individuální a závisí na subjektivních pocitech. Dalším důvodem k udržování doporučené hodnoty relativní vlhkosti je nebezpečí poškození konstrukce samotné budovy. Ačkoliv je důležitost udržování vhodné vlhkosti ve vnitřním prostředí zjevná, existuje složitá dynamika mezi vlhkostí vzduchu, teplotou a viry, která vyžaduje další výzkum.

V další části práce byly popsány bilanční výpočty pro vodní páru v místnosti a také způsoby, jakými je vodní pára v obytném prostředí produkována a jak je odváděna nebo přiváděna do místnosti. Hlavním zdrojem vodní páry v obytném prostředí je člověk a činnosti, které provozuje. Byla provedena rešerše modelů a měření, popisujících jednotlivé zdroje a jimi vyprodukované množství páry. Otázka tvorby vodní páry v obytném prostředí je velmi komplexní a její množství se nedá přesně předpovědět. Existují však modely, díky kterým je možné tento problém odhadnout, a tím definovat potřeby budovy při návrhu technického řešení obytných prostor.

Nucené větrání má velký vliv na výslednou vlhkost vnitřního vzduchu, proto je žádoucí upravovat přiváděný vzduch na požadované hodnoty. V práci jsou popsány způsoby, jakými je možné upravovat vlhkost přiváděného vzduchu. Jsou zde stručně vysvětleny způsoby směšování, vlhčení parou, vlhčení vodou a kondenzačního odvlhčování. Posledním způsobem je využití výměníků pro zpětné získávání vlhkosti, který je popsán podrobněji.

Na závěr teoretické části se práce věnuje výměníkům pro zpětné získávání tepla a vlhkosti. Byly popsány důvody proč se používají, jaké druhy existují a způsoby, jakými přenášejí vodní páru z jednoho proudu do druhého. Pro výměníky byl popsán postup výpočtu pomocí modelu $\epsilon - NTU$ a vyjádřen způsob, jak lze definovat teplotní a vlhkostní faktor. Tyto faktory se často používají pro určení schopnosti výměníků přenášet teplo a vodní páru. Dále bylo rozebráno, za jakých podmínek se faktory rovnají účinnosti a jak této skutečnosti může být zneužito.

Podrobněji byly popsány rekuperační a regenerační výměníky, které se používají ve vzduchotechnických systémech. Byl proveden popis jejich konstrukce, používaných materiálů pro přenos vlhkosti, popis uspořádání proudů a způsobu výpočtu přenosu tepla a vlhkosti. Obecně lze konstatovat, že výběr mezi rotačními a deskovými entalpickými výměníky závisí na specifických požadavcích aplikace. Rotační výměníky jsou vhodné v situacích, kdy je klíčová vysoká účinnost přenosu vlhkosti a flexibilita provozu, a to i za cenu vyšších nákladů na provoz a údržbu a složitější instalaci. Deskové výměníky jsou preferované tam, kde je požadovaná jednoduchost, nízké počáteční náklady a minimalizace rizika křížové kontaminace. Jejich hlavní nevýhodou je nižší účinnost přenosu vlhkosti.

První úsek praktické části je věnován provoznímu měření vzduchotechnické jednotky. Cílem bylo zjistit teplotní a vlhkostní faktor deskového entalpického výměníku. Vnitřní vzduch byl simulován pomocí centrální vzduchotechnické jednotky, která vzduch ohřívala a zvlhčovala na požadované hodnoty. Výsledné hodnoty výměníku byly popsány pomocí grafů kumulativních četností. Výsledná průměrná hodnota teplotního faktoru byla určena jako $\Phi = 0,75$ a hodnota vlhkostního faktoru jako $\Psi = 0,15$. V některých případech dosahoval teplotní faktor až $\Phi = 0,9$. Lze tedy konstatovat, že z hlediska přenosu tepelné energie výměník dosahuje teplotního faktoru, který garantují výrobci u komerčně prodávaných výměníků. Vlhkostní faktor se pohybuje ve velmi nízkých, téměř až nulových hodnotách. Z pohledu přenosu vlhkosti výměník nedosahuje hodnot, které jsou u výměníků běžně udávány. Nízký vlhkostní faktor může být způsoben nedostatečnou kvalitou výměníku nebo snížením schopnosti membrány přenášet vlhkost vlivem jejího opotřebování v průběhu času.

Výsledné hodnoty měřeného výměníku byly dále použity pro výpočet průběhu vlhkosti vzduchu v rodinném domě. Pro výpočet byl navržen rodinný dům obývaný čtyřčlennou rodinou. Výpočet byl proveden pro čtyři případy, aby byla zjištěna schopnost výměníku pomoci zajistit kvalitní vnitřní prostředí. Zkoumáno bylo období od října do dubna. Výsledkem měření bylo porovnání počtu hodin, kdy byla relativní vlhkost vzduchu nižší, než 30 %, nebo vyšší než 70 % a neodpovídala tedy doporučeným hodnotám. Z výsledků je patrné, že hlavním problémem je příliš nízká vlhkost přes zimní období. Použití výměníku s vlhkostním faktorem $\Psi = 0,15$ se neukázalo jako velmi užitečné. Ve všech řešených případech se množství hodin mimo doporučené rozmezí zlepšilo pouze v řádu jednotek procent. Výměník s vlhkostním faktorem $\Psi = 0,5$ dosahoval výrazně lepších

výsledků. V prvním případě, který byl řešen pro konstantní tvorbu vodní páry se množství hodin mimo optimální rozsah snížilo z 26 % na pouhé 1 %. Z výsledků systému bez použití zpětného získávání vlhkosti je patrné, že rozdíl mezi prvním a druhým případem je malý. Jedná se o domácnost se stejným množstvím produkované vodní páry, kdy u druhého případu je vytvořen podrobnější model, který popisuje produkci vodní páry v jednotlivých hodinách dne. Výsledky mezi těmito případy se začínají lišit až při použití výměníků pro zpětné získávání vlhkosti. Rozdíly jsou pravděpodobně způsobeny kolísáním hodnot produkce vlhkosti. Ve třetím případě je vidět jaký vliv má nastavení průtoku čerstvého vzduchu při nízkém obsazení budovy. Ve třetím případě je zřejmé, jaký vliv má nastavení průtoku čerstvého vzduchu při nízkém obsazení budovy. I přes nízkou produkci vodní páry je dosaženo nejlepších výsledků díky omezení přívodu čerstvého vzduchu, a tím k vysoušení vnitřního vzduchu. Ve čtvrtém případě je popsána situace, kdy je dům navštěvován pouze přes víkendy. Relativní vlhkost se v zimních měsících dostává výrazně častěji pod hodnotou 30 %. V tomto případě lze pozorovat, že výměník pro zpětné získávání vlhkosti přispěje udržení optimální kvality vzduchu nejméně.

Celkově lze tedy určit, že výměník měřené vzduchotechnické jednotky je pro údržbu kvality vzduchu z hlediska vzduchu za nedostatečný. Při použití lepšího výměníku je možné dosáhnout kvalitnějšího vnitřního prostředí. Důležitým faktorem pro udržení kvality vzduchu je správné nastavení přívodu čerstvého vzduchu.

Cílem práce bylo určit, zda může použití výměníků pro zpětné získávání vlhkosti pomoci s problematikou udržování optimální vlhkosti vzduchu. Použití výměníku pro zpětné získávání vlhkosti bude záviset na specifické aplikaci. Jejich použití může výrazně snížit energetické náklady na úpravu vlhkého vzduchu. V obytných prostorech, jako jsou rodinné domy, nemusí být použití výměníků pro ZZV vždy vhodné, protože v nich dochází k poměrně vysoké produkci vodní páry. Hlavním způsobem, jak udržovat požadovanou vlhkost vzduchu, je správný návrh větracího systému a regulace množství přiváděného vzduchu.

Výměníky pro zpětné získávání tepla a vlhkosti jsou velmi důležitou součástí vzduchotechnických jednotek. Jejich využití přispívá energetické udržitelnosti budov a pomáhá se zajištěním kvality vnitřního prostředí. Hlavní roli ve výzkumu výměníků pro zpětné získávání vlhkosti bude pravděpodobně hrát vývoj nových materiálů pro přenos a sorpci vlhkosti, který zajistí vyšší účinnost výměníků a zabrání přenosu nežádoucích látek mezi jednotlivými proudy.

Seznam použité literatury

- [1] ZMRHAL, Vladimír. Navlhčení vzduchu v obytném prostředí. *Vytápění, větrání, instalace*, vol. 31, pp. 20-26, 2022. ISSN 1210-1389
- [2] WOLKOFF, Peder. Indoor air humidity, air quality, and health – An overview. *International Journal of Hygiene and Environmental Health*, vol. 221, no. 3, pp. 376-390, 2018. ISSN 1438-4639
- [3] ZMRHAL, Vladimír. *Větrání rodinných a bytových domů*, 1. vyd. ed., Praha: Grada, 2014. ISBN 978-80-247-4573-2
- [4] TZB-info [online]. *Vlhkost vzduchu a hygiena prostředí* [cit. 26.5.2024]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/18142-vlhkost-vzduchu-a-hygiena-prostredi>.
- [5] CONDAIR [online]. *Het Sterling Diagram* [cit. 26.5.2024]. Dostupné z: "<https://www.condair.be/nieuws/het-sterling-diagram-luchtvochtigheid>.
- [6] DRKAL, František a ZMRHAL, Vladimír. *Větrání*, 1. vyd. ed., V Praze: České vysoké učení technické, 2013. ISBN 978-80-01-05181-8.
- [7] VACEK, Štěpán. *Získávání vody z atmosférického vzduchu*. Bakalářská práce. ústav techniky prostředí, České vysoké učení technické, 2022.
- [8] ZMRHAL, Vladimír a ŠTÁVOVÁ, Petra. Bilance vlhkosti v obytném prostředí: Balance of Humidity in Residential Building Environment. *Vytápění, větrání, instalace*, 2011, pp. 104-107. ISSN 1210-1389
- [9] TZB-info [online]. *Produkce tepla osob jako podklad pro energetické simulační výpočty*, [cit. 26.5.2024]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/18622-produkce-tepla-osob-jako-podklad-pro-energeticke-simulacni-vypocty>.
- [10] TZB-info [online]. *Produkce tepla a vodní páry osob podle činnosti*, [cit. 26.5.2024]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/61-produkce-tepla-a-vodni-pary-osob-podle-cinnosti>.
- [11] ČSN EN 15665. *Větrání budov – Stanovení výkonových kritérií pro větrací systémy obytných budov*, m. a. s. z. Úřad pro normalizaci, 2009.
- [12] ZEMITIS, J. BORODINECS, A. a M. ZEMITE, M. Measurements of moisture production caused by various sources. *Energy and Buildings*, vol. 127, 06/01, 2016. ISSN 0378-7788

- [13] ANGELL, William, J. OLSON, Wanda W. *Home Moisture Sources*, University of Minnesota, Minnesota Extension Service, 1988.
- [14] BS 5250:2011, Code of practice for control of condensation in buildings (+A1:2016) (Withdrawn), B. S. Institution 2011. ISBN 978-0580938407
- [15] CIBSE Guide A: Environmental Design " (*CIBSE Guide*) T. C. I. o. B. S. Engineers, 1999. ISBN 978-0900953965
- [16] REINHOLD, V. N. *Moisture Control Handbook: Principles and Practices for Residential and Small Commercial Buildings*, John Carmody, Joseph Lstiburek 1996. ISBN 978-0-471-31863-7
- [17] HANSEN, A. T. *Moisture problems in houses*, *Canadian Building Digest; no. CBD-231*, National Research Council of Canada. Division of Building Research, 1984. DOI 10.4224/40000720
- [18] TRECHSEL, H. R. *Moisture Analysis and Condensation Control in Building Envelopes*: ASTM, 2001. ISBN 9780803120891
- [19] ROUSSEAU, M. Z. *Sources of moisture and its migration through the building enclosure*," *ASTM Standardization News*, vol. 12, no. 11, pp. 35-37, 1984/11, 1984. ISSN 0090-1210
- [20] ŠAFAŘÍK, P. a VESTFÁLOVÁ M. *Termodynamika vlhkého vzduchu*, 1. vydání ed., Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2016. ISBN 9788001060209
- [21] KOŠTUŘÍK, A. *Odvlhčovací zařízení*. Bakalářská práce. Ústav automobilního a dopravního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně, 2021.
- [22] ZMRHAL, Vladimír. *Pokročilé úpravy vlhkého vzduchu* [Přednáška] České vysoké učení technické v Praze. 13.3.2024
- [23] ZMRHAL, Vladimír. *Návrh chladiče venkovního vzduchu*, 2014, pp. 6.
- [24] ZACH, Daniel, *Optimalizace vzduchotechniky zimního stadionu*. Diplomová práce. ústav technických zařízení budov, Vysoké učení technické v Brně, 2021.
- [25] ZMRHAL, Vladimír. *Zpětné získávání tepla a vlhkosti* [Přednáška]. České vysoké učení technické v Praze. 14.11.2023
- [26] POSTUPA, Martin a ZMRHAL, Vladimír. *Rotační výměníky a podmínky pro jejich bezporuchový provoz = Rotary heat exchangers and conditions for trouble-free operation*. *Vytápění, větrání, instalace*. 2018. pp 100-104. ISSN 1210-1389
- [27] KAYS W. M. a L. A. L, *Compact Heat Exchangers (3rd Edition)*: Scientific International, 2018. ISBN 9789387938038

- [28] LI, J. SHAO, S. WANG, Z. XIE, G. WANG, Q. XU, Z. Xu, HAN, L. a GOU, X. A review of air-to-air membrane energy recovery technology for building ventilation,” *Energy and Buildings*, vol. 265, pp. 112097, 2022. ISSN 0378-7788
- [29] ASASIAN-KOLUR, N. SHARIFIAN, S. a kol. Membrane-based enthalpy exchangers for coincident sensible and latent heat recovery, *Energy Conversion and Management*, vol. 253, pp. 115144, 2022/02/01/, 2022. ISSN 0196-8904
- [30] ZHANG L. Z. *Total Heat Recovery: Heat and Moisture Recovery from Ventilation Air*: Nova Science Publishers, 2008. ISBN 9781606923597
- [31] ZHANG L. Z. Progress on heat and moisture recovery with membranes: From fundamentals to engineering applications, *Energy Conversion and Management*, vol. 63, pp. 173–195, 11/01, 2012. ISSN 0196-8904
- [32] HEMZAL, Karel. *Přenosové jevy v technice prostředí*, Vyd. 1. ed., Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02924-7
- [33] ZHANG, L. Z. LIANG, C. H. a PEI, L. X. Conjugate heat and mass transfer in membrane-formed channels in all entry regions, *International Journal of Heat and Mass Transfer - INT J HEAT MASS TRANSFER*, vol. 53, pp. 815-824, 02/01, 2010. ISSN 0017-9310
- [34] LIU, P. JUSTO ALONSO, M. MATHISEN, H. M. a HALFVARDSSON, A. The use of machine learning to determine moisture recovery in a heat wheel and its impact on indoor moisture,” *Building and Environment*, vol. 215, pp. 108971, 2022/05/01/, 2022. ISSN 0360-1323
- [35] CIZNER, Filip. *Teplotní faktor rotačních regeneračních výměníků*. Diplomová práce. ústav techniky prostředí, České vysoké učení technické, 2021.
- [36] MEN, Y. LIU, X. a ZHANG, T. Experimental and numerical analysis on heat and moisture recovery performance of enthalpy wheel with condensation,” *Energy Conversion and Management*, vol. 246, pp. 114683, , 2021. ISSN 0196-8904
- [37] ELEKTRODESIGN spol. S.R.O. [online]. *SABIK 210 E rezidenční rekuperační jednotka s entalpickým výměníkem*, [cit. 26.5.2024]. Dostupné z: <https://www.elektrodesign.cz/eshop/sabik-210-e-rezidencni-rekuperacni-jednotka-s-entalpickym-vymenikem/>.

- [38] VENTA spol. S.R.O. [online]. *Entalpický rekuperační výměník pro Duplex EC5/ECV5 - A160540 - pro EC5/170*, [cit. 26.5.2024]. Dostupné z: <https://www.atreaeshop.cz/atrea-entalpicky-rekuperacni-vymenik-pro-duplex-ec5-ecv5-a160540-pro-ec5-170/v54571/produkt>.
- [39] ZEHNDER GROUP [online]. *Optimální vnitřní klima po celý rok*, [cit. 26.5.2024]. Dostupné z: <https://www.zehnder.cz/cs/komfortni-vetrani/climate-switch/entalpicky-vymenik>.

Seznam příloh:

V elektronické podobě:

- Diplomová práce ve formátu PDF
- Excelový soubor pro výpočet měřené jednotky.
- Excelový soubor pro výpočet bilance v místnosti.