



Fázová přeměna vlhkého vzduchu při jeho ochlazování pod teplotu rosného bodu aplikovaná na podlahovém konvektoru

Disertační práce

Studijní program: P2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Aplikovaná mechanika
Autor práce: **Ing. Jan Barák**
Školitel práce: prof. Ing. Karel Fraňa, Ph.D.
Katedra energetických zařízení



Prohlášení

Prohlašuji, že svou disertační práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé disertační práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má disertační práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s §47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

28. března 2021

Ing. Jan Barák

Poděkování

Velice rád využívám této možnosti a děkuji tímto prof. Ing. Karlu Fraňovi, Ph.D. za systematické vedení během celého studia, podporu a řadu podnětných připomínek během celého studia. Děkuji také panu Ing. Miloši Müllerovi, Ph.D. a panu Petru Jerjemu za pomoc a velice cenné připomínky k realizaci experimentu včetně měření a vyhodnocení.

Velký dík též patří všem akademickým pracovníkům, kteří přispěli svou radou či zkušeností k vyřešení zkoumaného problému. Děkuji také společnosti Licon heat s.r.o. za kooperaci při výrobě tepelného výměníku pro účely experimentu.

Rád bych poděkoval zejména celé své rodině, příbuzným a kamarádům, kteří buď cíleně nebo i nevědomě svými postřehy, příspěvky a výpomocí přispěli k dokončení této práce. Jejich názory pro mě byly, jsou a budou neustálou inspirací.

Speciální dík za nesmírnou podporu patří mé ženě Anne, dceři Maye a dědečkovi Jiřímu.

Fázová přeměna vlhkého vzduchu při jeho ochlazování pod teplotu rosného bodu aplikovaná na podlahovém konvektoru

Anotace

Energeticky efektivní ochlazování vzduchu v obytných místnostech je celosvětově aktuální téma, jelikož se přímo dotýká oboru kvality životního prostředí a s ním spojených témat jako je např. efektivita pracovních procesů, tepelná pohoda, zátěž na lidský organismus nebo také výměna čerstvého vzduchu v místnosti.

Cílem této práce je stanovit množství kondenzátu z atmosférické vlhkosti, který vzniká při ochlazování proudícího vlhkého vzduchu z místnosti v podlahovém tepelném výměníku. Práce je řazena do logických celků a shrnuje nejen aktuální teoretické i praktické poznatky spojené s vnímáním kvality prostředí, ale také parametry vlhkého vzduchu, vliv konstrukčního řešení chlazení a rovněž představuje rešerši publikovaných vědeckých článků na téma kondenzace vlhkého vzduchu za běžných atmosférických podmínek. Dále obsahuje popis matematického modelu proudění i změny fáze látek.

Informačně nejhodnotnější část práce je věnována vysvětlení a popisu vlastních výsledků práce a výzkumu. Ta se skládá nejen z přesného určení stavových vlastností vlhkého vzduchu, ale také z kompletních výsledků vlastního navrženého experimentu, jenž je detailně popsán nejen z pohledu variability nastavení akčních členů, ale zejména dosaženými výsledky pro různé úhly natočení výměníku vůči směru proudění. Významnou kapitolou práce je detailní popis vytvořeného virtuálního modelu, který představuje digitální dvojče k realizovanému experimentu. Jeho cílem je naladění numerického výpočtu podle experimentu tak, aby bylo možné při návrhu nových tepelných výměníků používat pouze tento vytvořený virtuální model. Takovéto řešení má potenciál úspory nákladů na vývoj nových tepelných výměníků, v nichž dochází ke kondenzaci atmosférické vlhkosti mezi ochlazovanými žebry tepelného výměníku. Práce obsahuje kvalitativní a kvantitativní porovnání výsledků experimentu a numerického virtuálního modelu včetně doporučení pro jejich použití v technické praxi.

Klíčová slova: tepelný komfort, vlhký vzduch, chlazení, kondenzace, experiment, numerický model.

The phase-change of moist air during its cooling under dew point temperature applied on a floor convector

Annotation

Energy-efficient air cooling in rooms is a topical issue worldwide as it directly affects the field of environmental quality and related topics such as efficiency of work processes, thermal comfort, load on the human body, and the exchange of fresh air in the room.

The aim of this work is to determine the amount of condensation from atmospheric humidity which is formed when flowing moist air from the room passes through the heat exchanger in the floor. The work is divided into logical chapters and summarizes the current theoretical and practical knowledge associated with the perception of environmental quality, the humid air parameters, and the influence of cooling design. It also presents a search of published scientific articles on condensation of humid air under normal atmospheric conditions and contains a description of the mathematical model of flow and phase changes of substances.

The most informative part of the work is devoted to the explanation and description of the results of ideas and research done by author. It consists of accurately determining the state properties of humid air and the complete results of a self-designed experiment. The main variables I have focused on in my tests are the actuator settings and the results for different angles of rotation of the exchanger to the flow direction. An important chapter of the work is a detailed description of the virtual model I have created which represents a digital twin to the performed experiment. Its goal is to tune the numerical calculation according to the experiment so that it is possible to use only the virtual model when designing new heat exchangers. Such a solution has the potential to save costs for the development of new heat exchangers in which atmospheric moisture condenses between the cooled fins of the heat exchanger. The work contains a qualitative and quantitative comparison of the results of the experiment and a numerical virtual model, including recommendations for their use in technical practice.

Keywords: thermal comfort, humid air, cooling, condensation, experiment, numerical model.

Obsah

Seznam obrázků	8
Seznam tabulek	10
Seznam grafů	11
Seznam použitých symbolů a zkratk	11
1 Cíle práce a použité metody	15
2 Úvod do tématu	20
2.1 Hodnocení vnitřního prostředí	20
2.2 Vlhký vzduch v tepelném výměníku.....	23
2.3 Tepelný výměník.....	24
2.4 Fyzikální podstata kondenzace	28
2.5 Rešerše literatury ke kondenzaci atmosférické vlhkosti	30
2.6 Matematický model turbulentního proudění	42
2.7 Matematický model kondenzace.....	45
3 Vlastní výsledky kondenzace atmosférické vlhkosti	56
3.1 Přesný výpočet stavových veličin vlhkého vzduchu.....	56
3.2 Experiment	59
3.3 Virtuální model kondenzace	79
3.4 Bilance hmoty a energie.....	110
3.5 Porovnání výstupů z experimentu a numerického modelu	112
3.6 Možnosti optimalizace proudění v kanálu s výměníkem	115
4 Shrnutí a závěry	117
4.1 Nastínění dalšího směřování práce.....	120
4.2 Citáty.....	121
4.3 Summary and Conclusion	121
Seznam použité literatury.....	125
Bibliografická citace této práce	137
Výpis významných prací autora z mezinárodních konferencí	138

Příloha A – Stavové vlastnosti vlhkého vzduchu.....	140
Příloha B – Zdrojový kód pro výpočet stavových veličin vlhkého vzduchu v MATLABu.....	162
Příloha C – Výběr bezrozměrných čísel relevantních k výpočtům kondenzace	174
Příloha D – Spontánní kondenzace	175

Seznam obrázků

Obrázek 1: Sestava pro měření klimatických podmínek.....	21
Obrázek 2: Schéma proudění vzduchu výměníkem [25], barevně upraveno.....	24
Obrázek 3: Sestava podlahového konvektoru.....	25
Obrázek 4: Koruze v měděné trubce při dlouhodobém působení měkké vody.....	28
Obrázek 5: Mechanismy kondenzace.....	29
Obrázek 6: Distribuce kapiček na chlazené ploše v [108]	41
Obrázek 7: Mezní vrstva filmové kondenzace.....	49
Obrázek 8: Analogie výpočtů tepelných odporů s elektrickými odpory.....	50
Obrázek 9: Kapičková kondenzace na svislé stěně s detailem na rozhraní.....	53
Obrázek 10: Tepelný výměník pro experiment.....	60
Obrázek 11: Koncept experimentu – návrh A (celkový pohled)	61
Obrázek 12: Koncept experimentu – návrh A (řez s proudnicí)	61
Obrázek 13: Koncept experimentu – návrh B (celkový pohled).....	62
Obrázek 14: Koncept experimentu – návrh B (řez s proudnicí)	62
Obrázek 15: Schéma zapojení experimentu.....	63
Obrázek 16: Znázornění označení úhlu natočení výměníku	65
Obrázek 17: Uchycení termočlánků pro měření teplot	69
Obrázek 18: Celkový pohled na experimentální sestavu včetně použitých přístrojů.....	70
Obrázek 19: Detailní zobrazení význačných míst experimentu.....	71
Obrázek 20: Teplotní pole na lamele - záznam z termokamery.....	77
Obrázek 21: Možné způsoby zvolení periodicity modelu.....	80
Obrázek 22: Geometrie výpočetního prostoru s názvoslovím a rozměry	81
Obrázek 23: Řez výpočetní sítí uprostřed výměníku mezi trubkami	84
Obrázek 24: Detail výpočetní sítě na mezní vrstvu u kondenzačních ploch.....	84
Obrázek 25: Režimy proudění při obtékání válce	87
Obrázek 26: Místo měření rychlosti vzduchu na ventilátoru	88
Obrázek 27: Kalibrace měřícího aparátu.....	89

Obrázek 28: Průběh měření v aerodynamickém tunelu	90
Obrázek 29: Roviny a body pro vyhodnocení.....	100
Obrázek 30: Rychlostní pole v rovině „Střední“	102
Obrázek 31: Teplotní pole v rovině „Střední“	102
Obrázek 32: Teplotní pole v rovině „Řez výměníkem“	102
Obrázek 33: Teplotní pole na povrchu žebra	103
Obrázek 34: Oblast s teplotou pod rosným bodem	103
Obrázek 35: Hmotnostní zlomek vodní páry v rovině „Střední“	103
Obrázek 36: Tlakové pole v rovině „Střední“	105
Obrázek 37: Turbulentní kinetická energie v rovině „Střední“	105
Obrázek 38: Disipace kinetické energie – zobrazení v objemu	105
Obrázek 39: Hustota tepelného toku – rozhraní hliníkových lamel a vlhkého vzduchu.....	106
Obrázek 40: Součinitel přestupu tepla – rozhraní hliníkových lamel a vlhkého vzduchu	106
Obrázek 41: Proudnice rychlosti v bezprostředním okolí výměníku	106
Obrázek 42: Vizualizace hodnoty y^+	107
Obrázek 43: Blokové schéma toku energie.....	110
Obrázek 44: Tepelná bilance ve výměníku	111
Obrázek 45: Znázornění použití stropnice pro určité polohy natočení výměníku	115

Seznam tabulek

Tabulka 1: Porovnání vybraných mechanických vlastností rozdílných materiálů.....	26
Tabulka 2: Výpis výsledků stavových veličin.....	57
Tabulka 3: Použité kalkulátory pro validace výpočtů vlhkého vzduchu.....	59
Tabulka 4: Atmosférické podmínky před experimentem i po něm.....	68
Tabulka 5: Vyhodnocení naměřených teplot během experimentu pro $\alpha=30^\circ$	73
Tabulka 6: Naměřená data včetně výpočtů význačných hodnot.....	74
Tabulka 7: Základní parametry výpočetní sítě.....	83
Tabulka 8: Specifikace měřicího aparátu.....	88
Tabulka 9: Výsledky kalibrace rychlostní sondy.....	89
Tabulka 10: Nastavení preprocessingu pro doménu vlhkého vzduchu.....	92
Tabulka 11: Nastavení okrajových podmínek pro plochy v doméně vlhkého vzduchu.....	93
Tabulka 12: Nastavení preprocessingu pro domény pevného materiálu.....	94
Tabulka 13: Nastavení okrajových podmínek pro domény pevného materiálu.....	94
Tabulka 14: Nastavení rozhraní mezi objemovými těly.....	95
Tabulka 15: Nastavení konvergenčních kritérií.....	96
Tabulka 16: Nastavení stacionárního a nestacionárních výpočtů.....	98
Tabulka 17: Výsledky proudění podle ANSYS CFX pro $\alpha=30$ stupňů.....	108
Tabulka A1: Chemické složení suchého vzduchu.....	140
Tabulka A2: Vliv rosného bodu na vnímání tepelné pohody člověkem.....	149
Tabulka A3: Určení zátěže pro lidský organismus.....	154

Seznam grafů

Graf 1: Blokové schéma práce.....	19
Graf 2: Graf závislosti pH prostředí na korozní rychlosti pro hliník.....	27
Graf 3: Naměřené hodnoty teplot při experimentu s $\alpha=30^\circ$	72
Graf 4: Naměřená data ze záznamníku dat (USB disk) za výměníkem.....	74
Graf 5: Závislost tvorby kondenzátu na úhlu natočení výměníku (experiment)	76
Graf 6: Výsledky měření rychlostního profilu vzduchu z ventilátoru	91
Graf 7: Residua při výpočtech	98
Graf 8: Nezávislost výpočetní sítě	100
Graf 9: Teplotní a rychlostní profil na výstupu z výpočetní oblasti	107
Graf 10: Závislost tvorby kondenzátu na úhlu natočení výměníku (ANSYS CFX)	109
Graf 11: Porovnání výsledků kondenzace z experimentu i numerického modelu	113
Graf D1: Změna Gibbsovy volné energie jako funkce průměru kapičky.....	176

Seznam použitých symbolů a zkratk

Seznam a význam použitých veličin zapsaných latinkou:

Označení veličiny	Název veličiny	Jednotka veličiny
a	Tepelná difuzivita	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
A	Plocha	m^2
B	Boltzmannova konstanta	$\text{m}^2\cdot\text{kg}\cdot\text{s}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
c_p	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
c_v	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
D	Difuzivita, Difuzní koeficient	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
d	Měrná vlhkost	$\text{kg}_v\cdot\text{kg}_a^{-1}$
d	Průměr	m
e	Směr	-
f	Faktor vylepšení (Enhancement factor)	-
g	Tíhové zrychlení	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
G	Gibbsova energie	$\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}$
h	Entalpie měrná	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$
H	Entalpie	J
J	Tok látky	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$
k	Tepelná vodivost	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
l	Výparné teplo vody	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$
M	Molární hmotnost	$\text{kg}\cdot\text{mol}^{-1}$

MF	Molární tok	$\text{mol}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$
m	Hmotnost	kg
\dot{m}	Hmotnostní tok	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
n	Počet molekul	-
N	Počet nukleačních zárodků	-
o	Obvod	m
p	Tlak	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$
Pr	Prandtlovo číslo	-
q	Tepelný tok	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$
Q	Objemový tepelný tok	$\text{W}\cdot\text{m}^{-3}$
R	Univerzální molová konstanta	$\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
r	Měrná plynová konstanta	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
r	Vektor referenční pozice	-
Re	Reynoldsovo číslo	-
S	Zdrojový člen	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}^{-1}$
Sc	Schmidtovo číslo	-
Sup	Supersaturace	-
t	Teplota	$^{\circ}\text{C}$
t	Čas	s
T	Absolutní termodynamická teplota	K
u, u	Rychlost, vektor rychlosti	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
v	Měrný objem	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$
V	Objem	m^3
\dot{V}	Průtočný objem	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
X	Molární zlomek	$\text{mol}\cdot\text{mol}^{-1}$
x	Hmotnostní zlomek složky	$\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}$
Y	Molární objem	$\text{m}^3\cdot\text{mol}^{-1}$
Z	Kompresibilitní faktor	-

Seznam a význam použitých veličin zapsaných řeckými písmeny:

Označení veličiny	Název veličiny	Jednotka veličiny
α	Součinitel přestupu tepla	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
β	Teplotní součinitel objemové roztažnosti	K^{-1}
δ	Stupeň nasycení	-
ε	Disipace turbulentní kinetické energie	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-3}$
η	Dynamická viskozita	$\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$
ν	Kinematická viskozita	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
ρ	Hustota	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
σ	Povrchové napětí	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
ξ	Směrodatná odchylka	-
τ	Tenzor smykového napětí	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$
ω	Specifická disipace vírů	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-3}$
φ	Relativní vlhkost	-
χ	Tloušťka kondenzačního filmu na stěně	m

Seznam a význam použitých indexů:

Označení indexu	Význam indexu
∞	Nekonečno
a	Suchý vzduch
abs	Absolutní
av	Rozhraní vzduch-pára
bu	Buňka
celk	Celkový
crit	Kritický
dif	Difuzní
dp	Rosný bod
g	Černá koule
ha	Vlhký vzduch
char	Charakteristický
i	Složka ze směsi
i,j	Rozklad do směrů souřadného systému
in	Vstup
kap	Kapka
kon	Konduktance
kond	Kondenzace, kondenzát
lat	Latentní
lok	Lokální
mol	Molekula
norm	Normálový
out	Výstup
P	Bod sítě blízko stěny
pl	Plyny ve vlhkém vzduchu
s	Zvuk
sat	Saturace, nasycení
sh	Stín
stř	Střední
sv	Sytá vodní pára
tan	Tangenciální
tek	Tekutina
turb	Turbulentní
v	Vodní pára
V	Objem
va	Rozhraní pára-vzduch
vent	Ventilátor
w	Stěna
wb	Mokrý teploměr
WBGT	Wet Bulb Globe Temperature
x,y,z	Rozklad do směrů souřadného systému

Seznam a význam použitých zkratk:

Označení	Význam	Překlad do češtiny / Popis
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers	Americká společnost pro vytápění, chlazení a klimatizaci
CAD	Computer-aided design	Software umožňující vytváření objektů na počítači
CFD	Computational Fluid Dynamics	Počítačem podporované výpočty proudění tekutin
CODATA	Committee on Data for Science and Technology	Komise pro údaje k vědě a technice
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam	Mezinárodní asociace pro určení vlastností vody a vodní páry
NETD	Noise Equivalent Temperature Difference	Rozdíl šumově ekvivalentních teplot
NIST	National Institute of Standards and Technology	Americký národní institut standardů a technologií
ppm	Parts per million	Počet dílů či částic na milion
PVC	Polyvinylchlorid	Materiál
QUICK	Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics	Kvadratická interpolace pro konvektivní kinematiku
REFPROP	Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database	Databáze referencí pro termodynamické a transportní vlastnosti tekutin
USB	Universal Serial Bus	Univerzální sériová sběrnice
USD	American dollar (\$)	Americký dolar (\$)
WBGT	Wet Bulb Globe Temperature	Teplota koule na mokřém teploměru

Celá práce je vypracována v jednotkách soustavy SI.

1 CÍLE PRÁCE A POUŽITÉ METODY

Úprava vzduchu v interiérech je téma vysoce aktuální a aktivně řešené, jelikož postihuje společné problémy všech lidí na celém světě. V odborné literatuře lze najít značné množství textů a teoretických úvah zabývajících se metodikou návrhu ovzduší v obytných místnostech, ale pouze určité zdroje je řeší i prakticky. Faktem ovšem je, že lidé tráví až 90 % svého života uvnitř budov [1], proto je zaměření na úpravu vzduchu v interiéru žádoucí a smysluplné. Jedním z důležitých parametrů pro pohodlí osob v místnostech je tzv. tepelná pohoda, někdy též označována jako tepelný komfort. Jedná se o subjektivní vyjádření pocitu, který člověk vnímá při pobytu v daném prostředí. Pomocí počítačových simulací i experimentů lze dokázat, že tepelný komfort lidí v místnostech má přímou vazbu nejen na efektivitu práce, dlouhodobou stabilitu výsledků, ale hlavně na zdraví lidí.

Z publikovaných výzkumů vyplývá, že nejvýznamněji je lidmi vnímáno rozložení teplotního a rychlostního pole v místnosti a také, že existuje skupina parametrů, které není možné snadno ovlivnit. Cest, jak upravit teplotní a rychlostní pole proudícího vzduchu v místnosti včetně rozložení vlhkosti, existuje celá řada. Tyto parametry lze do určité míry společně řídit a regulovat. První možností, jak řídit teplotu a vlhkost v místnosti je použití klimatizačních jednotek. Ty se vyznačují vysokým chladícím výkonem a relativně vysokou výstupní rychlostí vzduchu z jednotky do chlazené místnosti. Jejich nevýhodou může být rušivý vzhled, nutnost odvádět kondenzát od chladicí jednotky, vytváření širokého spektra turbulencí při rychlém dodávání vzduchu do místnosti (což je nekomfortní a negativně ovlivňuje psychickou pohodu v prostředí) a pro určité jedince také značné vysoušení vzduchu, jež může dráždit dýchací cesty. Dalším z efektivních způsobů řešení je zakomponovat do místnosti podlahové konvektory, které mohou buď ohřívat nebo chladit vzduch v místnostech, a to podle aktuálních potřeb či venkovního počasí. Pokud bude výměník zapojen jako topné těleso, tak nedochází k provozním problémům a situace je snadno zvládnutelná. Pokud bude zapojen za účelem chlazení, tak může nastat celá řada situací, které je potřeba během provozu řešit. Jedná se např. o tvorbu kondenzátu mimo definované prostory či zmenšování teplosměnné plochy díky přítomnosti kapiček kondenzátu na žebrech. V praxi jsou tyto výměníky známy pod názvem „fan coil“ a při jejich návrhu je nutné vyřešit řadu technických výzev tak, aby byl zajištěn jejich dlouhodobý provoz v obou pracovních režimech. Výhodou takovýchto výměníků je možnost sloučení funkcí dvou zařízení do jednoho celku, což se může pozitivně projevit na snadnější údržbě a estetičnosti zakomponování do místnosti.

Tato práce si klade za cíl popsat a vyřešit takový pracovní režim, ve kterém se ve výměníku ochlazuje proudící vlhký vzduch z místnosti pod teplotu jeho rosného bodu za účelem intenzivnějšího ochlazování. Tedy **hlavním cílem této disertační práce je vyřešení kondenzace atmosférické vlhkosti v podlahovém výměníku tepla**. Aby mohl být tento hlavní cíl výzkumu splněn, je zapotřebí vyřešit množství výzkumných otázek a dílčích cílů, kterými jsou např.:

- Definice vlhkého vzduchu a jeho stavových veličin, jelikož vlhký vzduch je jediné uvažované médium při proudění výměníkem v obytných místnostech
- Zjištění aktuálního stavu poznání k problematice kondenzace vícefázových médií za podmínek odpovídajících obytným místnostem
- Provést technický popis tepelného výměníku a rozbor jednotlivých částí
- Provéřit možné způsoby nahrazení kondenzace vlhkého vzduchu matematickým modelem pro návrh a optimalizaci výměníků ve virtuálním prostředí

Aby řešení problematiky odpovídalo studovanému oboru a požadavkům kladeným na tento typ práce, bylo pro vyřešení hlavního cíle rozhodnuto o vytvoření počítačového (numerického) modelu, jenž bude schopen predikovat množství kondenzátu z atmosférické vlhkosti na základě zadaných okrajových a počátečních podmínek. Doposud nebyla nalezena žádná vědecká práce zabývající se vlivem natočení výměníku na tvorbu kondenzátu, proto bude tento jev zkoumán v této práci. Nejen v akademickém prostředí platí, že aby mohl být nový model prohlášen za platný, je nutné jej validovat. Pro tuto konkrétní úlohu se jako ideální jeví vytvořit experiment, který bude s numerickým modelem sdílet počáteční a okrajové podmínky. Tím vzniknou dvě nezávislé metody na řešení jednoho problému, které lze následně porovnat a zjistit, zda lze vytvořený numerický model validovat či nikoliv a případně jak velké odchylky model predikuje.

Vzhledem k zaměření práce je nutné stanovit úsek provozních podmínek, které budou relevantní pro vyřešení cílů. V této konkrétní úloze se jedná o proces probíhající za běžných atmosférických podmínek v obytných místnostech. Lze tedy předem vyloučit technická zařízení jako jsou tlakové nádoby a turbíny, ale také radioaktivní materiály nebo nadzvuková proudění.

V prvotní fázi je nutné zjistit aktuální stav poznání daného tématu v akademické obci. Za tímto účelem je nutné na spolehlivých informačních zdrojích najít publikace, které jsou

relevantní ke zkoumanému tématu. Cílem je nalezené publikace vytrždit, seřadit a získat z nich nejpodstatnější informace o tom, jaké metody jsou vhodné, jaká úskalí mají určité postupy atp. Pokud bude soubor zpracovaných studií dostatečně široký, lze získat kvalitní představu o tom, kde končí práce jednotlivých autorů a jaká mají doporučení pro rozšíření jejich bádání s cílem zvýšit přesnost výsledků.

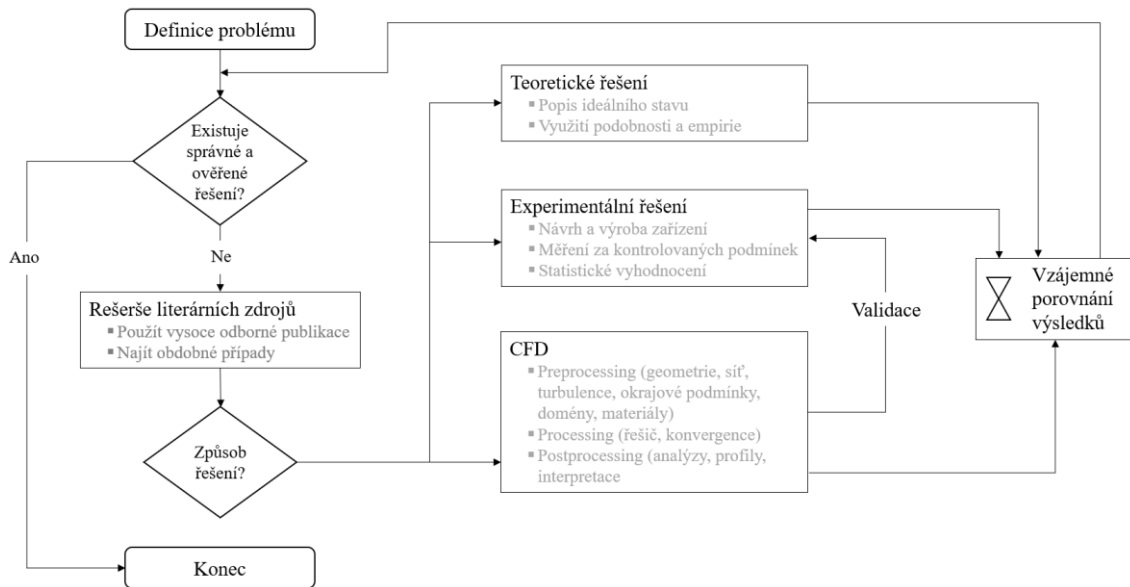
Přesné výpočty stavových vlastností vlhkého vzduchu budou realizovány v programu MathWorks MATLAB, který je široce používán akademickou komunitou. Jeho zdrojový kód je snadno pochopitelný odbornou veřejností a bude obsahovat vysvětlující komentáře v českém jazyce. Implementačně jednoduchým a snadno přenosným řešením je vytvořit v MATLABu funkci, která se bude volat se zadanými vstupními proměnnými a funkce do lokálních proměnných vypíše všechny výsledky výpočtů pro jejich další případné použití. Plné znění zdrojového kódu této funkce bude součástí této práce, a tedy volně přístupné všem zájemcům.

Pro výpočty proudění a přestupu tepla včetně specifikace fyzikálního a matematického modelu pro řešení kondenzace atmosférické vlhkosti bude využit CFD software ANSYS CFX ve verzi 18.0. Ten byl zvolen z důvodu jeho rozšířenosti v technické praxi a všeobecné dostupnosti v komerční sféře. Tento komerční software v sobě standardně obsahuje implementované knihovny materiálů, nejčastěji používané okrajové podmínky a také jádro řešiče, které lze kdykoliv rozšířit uživatelsky definovanými funkcemi nazvanými UDF. Tento robustní nástroj prokázal svou schopnost správně predikovat množství kondenzátu, což bylo validováno pomocí testovacích úloh [79]. Obsahuje také modul na tvorbu a hodnocení výpočetních sítí i modul na zobrazení výsledků v různých grafických i textových formátech. To jej činí efektivnějším, protože není nutné řešit kolizní stavy při transformaci neutrálních formátů mezi jednotlivými moduly. Virtuální model kondenzace ve výměníku tepla musí být totožný s vytvořeným experimentem. Aby mohl být vytvořen kvalitní počítačový model výměníku, je nutné dodržet obecné zásady pro geometrickou čistotu modelu. Aby toto bylo dodrženo, bude použit parametrický třídímenzionální CAD modelář Autodesk Inventor, jež umožňuje s vysokou mírou přesnosti řešit složité geometrie a lze z něj exportovat vytvořené modely do formátů, které lze načíst v programu pro numerické výpočty proudění. Autodesk Inventor bude zároveň použit pro tvorbu virtuálního modelu experimentu, jelikož se jedná o graficky složitou sestavu, kterou je zároveň nutné fyzicky vyrobit. Software také podporuje bezvýkresovou dokumentaci pro tvorbu fyzických modelů, což značně šetří čas i finanční prostředky.

Aby mohl být vytvořený virtuální model validován, tak bude nutné vymyslet, vyrobit, provést a naměřit experiment, který při nastavení stejných okrajových podmínek jako pro počítačový model určí množství kondenzátu, které bude sloužit pro porovnání a validaci výsledků z obou metod. Realizaci fyzického experimentu je nutné rozdělit do tří částí. První částí je návrh, výroba a sestavení samotného zařízení včetně implementace měřících prvků. Tuto část lze provádět v libovolném např. kancelářském prostoru a není závislá na místě realizace experimentu. Práce bude obsahovat detailní popis vytvořeného experimentu včetně vysvětlení použitých metod i měřící aparatury. Druhou částí je samotná realizace experimentu v prostoru, jehož okolí umožňuje fyzickou zástavbu celé experimentální sestavy. Jelikož se bude experiment několikrát opakovat, tak je nutné zajistit stabilitu a neměnnost podmínek i vybraných parametrů pro realizaci i měření. Vzhledem k charakteru řešené úlohy je nutné zohlednit dostupnost zdroje chladné vody. Třetí částí je vyhodnocování naměřených dat a výsledků, které lze stejně jako první část realizovat v libovolném prostoru. Pro statistické vyhodnocení dat budou použity obvyklé metody práce, i když ty nemusí být přímo definovány. Naměřené hodnoty budou použity pro validaci numerického modelu.

Získané výsledky kondenzace atmosférické vlhkosti oběma metodami (z experimentu i z numerického modelu) budou porovnány a detailně zhodnoceny. Slouží pro komparativní porovnání výsledků a jsou hlavním kritériálním znakem pro určení použitelnosti metod. Při správném nastavení výpočetního modelu jej lze opakovaně používat a vkládat do něj různé okrajové podmínky v mezích použitelnosti a vyhodnocovat různé varianty výměníku, přičemž lze stanovit tu, která je nejvhodnější pro zvolený účel a může být vyráběna. Vytvoření funkčního virtuálního modelu vede k ušetření finančních prostředků i času při návrhu nových výrobků a také při jejich optimalizaci. V případě akceptovatelné podobnosti výsledků tímto dojde k validaci modelu pro výpočet kondenzátu z atmosférické vlhkosti. Poté lze předpokládat, že budoucí vývoj nových tepelných výměníků by mohl probíhat pouze ve virtuálním prostředí, čímž by se urychlil, zjednodušil a zlevnil vývoj nových výměníků před uvedením na trh. Tento způsob řešení přináší v tržním prostředí značnou konkurenční výhodu.

Graf 1 zobrazuje blokové schéma postupu použitého v této práci. Lze z něj vyčíst posloupnost pracovních smyček tak, aby byly naplněny vytyčené cíle.



Graf 1: Blokové schéma práce

Jelikož změna skupenství vícefázových médií je problematika značně složitá a obsáhlá, bude tato práce psaná stručně, jasně a srozumitelně tak, aby se vzdělaný čtenář (základní předpoklad) dokázal rychle a spolehlivě orientovat v základních pojmech, řešených dílčích cílech a použitých metodách. Z toho důvodu je kladen důraz na srozumitelnost textu, odpovídající vědeckou úroveň definovanou věcným kritickým myšlením a logicky vytvořenou strukturu tohoto dokumentu.

Mezi očekávané přínosy této práce a význam pro vědní obor lze zařadit rozšíření znalostí o stavových veličinách vlhkého vzduchu, a především validace numerického modelu pro predikci množství kondenzátu a s tím související znalosti získané při realizaci experimentu.

Práce je primárně vytvářena pro průmyslového partnera vyrábějícího různé typy tepelných výměníků, ale také pro všechny zainteresované osoby, jež řeší fázovou změnu vícefázových médií za běžných atmosférických podmínek.

Nebyla nalezena žádná podobná práce na dané téma ani software zabývající se detailně vlhkým vzduchem. Cílem bylo, aby se vypracované téma více řešilo nejen v akademickém, ale i v praktickém životě a tato práce se stala základem pro další vědecký pokrok v této oblasti.

2 ÚVOD DO TÉMATU

Do každé obytné místnosti se v dnešní době automaticky projektuje tepelný výměník na vytápění již v době přípravy stavby a technické požadavky na vytápění jsou zohledněny již v ranních fázích výstavby rozvodné sítě. Komplikace ovšem nastává v případě, kdy do již provozované budovy je potřeba zakomponovat také zařízení na chlazení vzduchu včetně nutných rozvodů. Většina projektantů v tuto chvíli začne do stávající budovy plánovat nový klimatizační systém včetně rozvodné sítě, což zvyšuje komplexitu a servisní náročnost. Faktem ovšem je, že na trhu existují již zmíněné dvouokruhové tepelné výměníky. Ty přispívají ke snižování komplexity rozvodných sítí a mají přímou souvislost s výší provozních nákladů. Pokud by se již od začátku do projektu navrhly takovéto výměníky včetně rozvodů a jejich izolací, tak lze do společné technické místnosti budovy umístit jednak zařízení pro ohřev i pro ochlazení médií v rozvodných okruzích. Bohužel tento systém není v praxi příliš rozšířený a v současné době je instalován výjimečně. Jedná se o technicky velice vyzrálé řešení, které je principiálně jednoduché z pohledu funkce i výroby. Z pohledu konstrukce takového výměníku je nutné vyřešit, aby jeho efektivita byla akceptovatelná pro režim topení i pro režim chlazení, přičemž je technicky možné buď využít jiné chladivo pro topný okruh a jiné pro chladicí okruh, anebo lze v budově ponechat jeden okruh a přepínat, z jakého zdroje bude aktuálně proudit médium podle požadavků. Zároveň je nutné zajistit odvod kondenzátu, aby nedocházelo k ucpání výměníku kapičkami kondenzátu mezi lamelami.

Z výše uvedeného představení tepelných výměníků byla k detailnímu zkoumání vybrána část zabývající se chlazením proudícího média. Pro nejběžnější typ výměníku typu voda-vzduch se tedy jedná o tu část, kde vlhký vzduch proudící mezi lamelami výměníku je ochlazován pod teplotu svého rosného bodu, čímž dochází k fázové změně vodní páry obsažené ve vlhkém vzduchu ve vodu. Lamely výměníku jsou ochlazovány od proudícího média v trubkách.

2.1 Hodnocení vnitřního prostředí

Při hodnocení vnitřního prostředí jsou k dispozici dva možné přístupy. První je objektivní a exaktní daný měřením celé škály parametrů včetně jejich vyhodnocení. Druhý přístup je subjektivní a spočívá v individuálním stanovení pocitu tepla a vlhkostního mikroklima každým jedincem zvlášť.

Mezi parametry, které lze relativně snadno měřit patří např. teplota vzduchu, teplota kulového teploměru, operativní teplota vzduchu, střední teplota sálání, relativní vlhkost, teplota mokrého teploměru nebo také rychlost proudění vzduchu. K měření vlhkosti vzduchu můžeme použít psychrometry, kapacitní vlhkoměry nebo hygrometry [100]. Při měření rychlosti proudění je nutné vzít do úvahy, že rychlostní pole se mění v čase a místě, tudíž pro jejich vyhodnocení je nutné použít zprůměrované hodnoty, a nikoliv jen aktuální hodnoty změřené v jednom místě a čase. Obrázek 1 zobrazuje jednu z možných sestav určenou k měření kvality prostředí pomocí sady různých měřidel (globální teploměr, vlhkoměr, teploměr, barometr a anemometr) včetně vyhodnocení získaných dat pomocí záznamníku (též nazývaný datalogger) [101].



Obrázek 1: Sestava pro měření klimatických podmínek

Při subjektivním hodnocení každý jednotlivec zvláště určuje tzv. tepelnou pohodu podle svého momentálního vnímání a cítění. V tomto případě člověk vyhodnocuje celou řadu parametrů, jako jsou např. termoizolační vlastnosti oděvu, energetický výdej či aktuální fyzická i psychická kondice. Velmi důležité je také vnímání tzv. tepelně vlhkostního mikroklima, které je dáno třemi navzájem souvisejícími faktory – teplotou, relativní vlhkostí a rychlostí proudění vzduchu. Změna jedné z veličiny má za následek i změnu dalších dvou.

Velmi důležitým parametrem při hodnocení kvality vzduchu je jeho vlhkost. V odborné literatuře [94] a [95] lze najít optimální rozmezí hodnot relativní vlhkosti v místnostech,

kteřé omezuje šíření bakterií, virů, plísní či roztočů. To má zásadní vliv na zamezení či zastavení šíření epidemií, protože příliš suchý ani příliš vlhký vzduch není ze zdravotního hlediska optimální. Jelikož vlhký vzduch obsahuje celou řadu zdraví nepříznivých činitelů, je v každém případě nutné odhalit příčinu a zdroj problémů co nejdříve. Existují tři základní kroky, jak postupovat při řešení potíží. Jedná se o nalezení a kontrolu zdroje znečištění, zavedení ventilace vzduchu a čištění vzduchu, který vstupuje do budovy zvenčí. Pro každý krok existuje celá řada metodik a doporučení, jak detailně postupovat a na jaké parametry se při vyhodnocování zaměřit [24]. Pro kompletní zhodnocení závadnosti či nezávadnosti budovy se doporučuje postupovat dle těchto kroků:

- Zjistit přítomnost plísní v rozích místností, případně na botách a knihách
- Diagnostikovat zapáchající či vydýchaný vzduch
- Zkoumat množství kondenzátu na oknech či zdech
- Zhodnotit tepelné vlastnosti zkoumané budovy
- Změřit složení vzduchu odbornou firmou či institucí
- Vyhodnotit způsob ventilace a oběhu vzduchu v obytných místnostech
- Přezkoumat, zda nedošlo k zanedbání údržby okruhu vytápění či klimatizace
- Změnit rozložení nábytku v místnosti
- Konzultovat získané informace s odborníky, např. s alergologem, technikem, či architektem

Činitelé rozhodující o tepelně vlhkostní pohodě prostředí:

- Teplota proudícího vzduchu
- Teplota okolních ploch eventuálně střední radiační teplota
- Rychlost proudění vzduchu v oblasti pobytu člověka
- Vlhkost vzduchu ve významných oblastech místnosti
- Tepelně izolační vlastnosti oděvu
- Tělesná aktivita člověka

V České republice patří mezi hlavní znečišťující látky ovzduší: oxid siřičitý, oxidy dusíku, oxid uhelnatý, těkavé organické látky, tuhé znečišťující látky, polycyklické aromatické uhlovodíky a amoniak. K nejvýznamnějším zdrojům emisí patří výroba elektrické a tepelné energie, silniční doprava a vytápění domácností [9].

Při vyhodnocování kvality ovzduší v obytných interiérech je vždy důležité specifikovat, s kým a o kterých parametrech diskutovat. Inženýry bude zajímat především technické

řešení výměny vzduchu, architektky pak vnímání budovy jejími obyvateli, mikrobiology úroveň znečištění rostlinami či mikroby a hygieniky poté vystavení lidí různým složkám polutantů. Stanovení kvality vzduchu zahrnuje odběr vzorku z ovzduší, monitorování vystavení škodlivin lidskému organismu, odběr vzorků z povrchu stavebních součástí a počítačové modelování proudění vzduchu uvnitř budov.

Celkově lze konstatovat, že se jedná o komplexní problematiku, kterou nelze krátce popsat bez zjednodušení a výše uvedený stručný seznam slouží pro zorientování se v problematice a nastínění možností řešení pro zlepšení prostředí. Jedná se o fundamentální lidské právo pracovat a pobývat v podmínkách, které jsou zdraví neškodné.

2.2 Vlhký vzduch v tepelném výměníku

Tato práce je zaměřena na podlahové tepelné výměníky v obytných místnostech, kde se nachází pouze vlhký vzduch bez nečistot a polutantů. Vlhký vzduch je variabilní směs suchého vzduchu a přehřáté vodní páry. Za běžných podmínek se předpokládá, že obě složky jsou ve všech místech obytné místnosti zastoupeny ve shodném poměru. Pokud je vlhký vzduch v blízkosti plochy, jejíž povrchová teplota je nižší než teplota rosného bodu vlhkého vzduchu, dochází ke kondenzaci vodní páry, a tudíž k lokálním změnám vzájemného poměru suchého vzduchu a vodní páry.

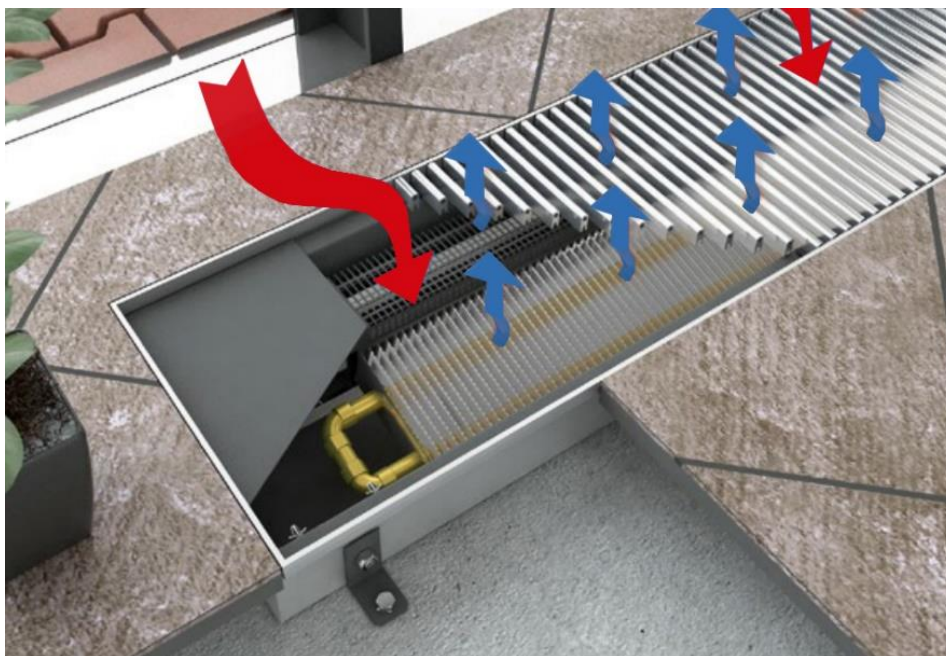
Aktuální stav vlhkého vzduchu lze definovat celou řadou stavových veličin, jejichž hodnoty byly získávány experimentálně a empiricky. Výsledkem je značné množství rovnic, které se liší rozsahem použití i přesností. Pro účely této práce je nezbytně nutné přesně specifikovat stav vlhkého vzduchu. Proto byly nalezeny rovnice pro rozsah teplot od 0 °C do 50 °C a zároveň pro vlhkost 0 až 100 % a také tlak od 98 kPa do 105 kPa. Jejich výčet je uveden v příloze A. Nalezené rovnice je nutné počítačově zpracovávat. Nebyl nalezen žádný software pro přesné výpočty uvedených rovnic, a proto byla autorem této práce vytvořena funkce v programu MATLAB, která po zadání vstupních hodnot v požadovaných rozsazích přesně vypočítá hodnoty pro jednotlivé stavové veličiny. Zdrojový kód této funkce je uveden v příloze B a je bezesporu přínosný nejen pro akademickou komunitu, protože výsledky i zdroje jsou transparentní a přesné.

Výstup z funkce tak, jak jej vidí uživatel je uveden v kapitole 3.1 této práce.

2.3 Tepelný výměník

Předmětem této práce je kondenzace atmosférické vlhkosti ve výměníku tepla typu voda-vzduch pro použití k úpravě vnitřního prostředí budov. Existuje několik druhů tepelných výměníků, které se liší typem proudícího média, způsobem přenosu tepelné energie mezi látkami, velikostí, materiály či konstrukčním řešením.

Obrázek 2 zobrazuje jednak typické umístění výměníku v místnosti, ale také princip jeho funkce i hlavní technické prvky. Ventilátor výměníku nasává teplý vzduch z místnosti o pokojové teplotě (červené šipky na obrázku 2) a vhání jej mezi žebra výměníku, která jsou ochlazovaná od proudícího média v trubkách. Tím dochází k ochlazení vzduchu a jeho distribuci do místnosti (modré šipky na obrázku 2). Intenzitu tepelné výměny lze regulovat změnou průtoku chladicího média, změnou teploty chladicího média nebo změnou otáček ventilátoru. Pokud by došlo k situaci, že teplota chladicího média dokáže hliníková žebra ochladit na hodnotu rovnu nebo nižší, než je teplota rosného bodu proudícího vlhkého vzduchu, tak bude docházet ke kondenzaci určitého množství vodní páry z vlhkého vzduchu. Při tomto režimu proudění je nutné kalkulovat s tvorbou kondenzátu, který je nutné odvádět.



Obrázek 2: Schéma proudění vzduchu výměníkem [25], barevně upraveno

Celý výměník musí být umístěn ve vaně, která slouží jako upevňovací prvek všech funkčních elementů a také k zachytávání a odvodu kondenzátu. Tato sestava je schematicky znázorněna na obrázku 3 [25].



Obrázek 3: Sestava podlahového konvektoru

2.3.1 Volba materiálů pro tepelný výměník

Převážná většina tepelných výměníků se skládá z měděných trubek a hliníkových lamel. Tyto materiály jsou voleny na základě rozvahy o vzájemném poměru mezi tepelnou vodivostí jednotlivých materiálů, jejich cenou a technologií výroby. Z tabulky 1 vyplývá, že z běžně dostupných materiálů nejlépe vychází, pokud by celý výměník byl pouze z mědi. Takovéto zařízení by nejlépe přenášelo tepelnou energii mezi proudícími médii. Z důvodu kondenzace by ale měď měla tendenci tvořit měděnku na povrchu. Tento jev ovlivní stav povrchu a rovněž hladkost, což bude mít vliv i na parametry proudění. Jelikož je ale samotná měď drahá, tak je na lamely výměníku použit hliník, který má sice nižší hodnotu tepelné vodivosti, ale jeho cena je o hodně menší. Tento rozdíl lze vykompenzovat tím, že tepelný výměník může mít více hliníkových lamel. Hliník má dobré tvářecí vlastnosti, což jej zvyhodňuje oproti mědi, jelikož výrobní hlediska je nutné zohlednit při technologičnosti výroby. Mezi další důležité vlastnostmi patří, aby materiál byl lehký (měrná hmotnost ve druhém sloupci tabulky 1), aby dobře předával teplo (tepelná vodivost ve třetím sloupci tabulky 1), aby v sobě dokázal naakumulovanou energii držet (měrná tepelná kapacita ve čtvrtém sloupci tabulky 1) a aby zajistil stálost tvaru při teplotních změnách (součinitel teplotní objemové roztažnosti v pátém sloupci tabulky 1) [26] a [27]. Je důležité poznamenat, že tepelná vodivost kovů je v Tabulce 1 určena pro teplotu 25°C, ale ve skutečnosti je funkcí teploty. Jelikož jsou rozdíly malé, tak lze tuto hodnotu brát jako konstantu vzhledem k velkému rozdílu mezi jednotlivými materiály.

Tabulka 1: Porovnání vybraných mechanických vlastností rozdílných materiálů

Materiál	ρ	k	c_p	β	Orientační cena
	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$10^{-6}\cdot\text{K}^{-1}$	$\text{USD}\cdot\text{kg}^{-1}$
Hliník	2 700	221	0,920	23,8	1,838
Olovo	11 340	35	0,130	29	2,308
Železo	7 860	67	0,465	12	
Litina	7250	52	0,545	9	
Ocel s 0,6 % uhlíku	7 840	46	0,460	11	
Měď	8 900	393	0,390	17	5,705
Zinek	7 140	109	0,376	29	2,736

Z tabulky 1 tedy vyplývá, že nejvhodnější materiály pro stavbu tepelného výměníku jsou měď a hliník ve vhodné kombinaci. Spojení těchto materiálů je jedna z disciplín technologie, jejíž cílem je zajistit kvalitní trvanlivé spojení těchto neželezných kovů a zajistit spoj tak, aby nedocházelo k negativním účinkům jako je např. oxidace povrchu, tepelná dilatace, povrchové vady atd. U každého materiálu je zároveň nutné zohlednit jeho technologičnost pro danou výrobu. To ovlivňuje např. poloměr nejmenšího ohybu či vhodnost pro zpracování polotovarů metodami pro plošné tváření. Je nutné zohlednit prostorové uspořádání atomů jednotlivých prvků, protože ty ovlivňují následnou zpracovatelnost polotovarů při výrobě. Hliník má plošně centrovanou kubickou mřížku a v důsledku toho má dobré plastické vlastnosti jak za tepla, tak i za studena. Zároveň musí docházet k co nejintenzivnějšímu přenosu tepla ve spojích, což klade zvýšené nároky na minimalizaci přechodových odporů a kvalitu připojení výměníku ke zdrojové soustavě. Výše uvedený příklad použitých materiálů potvrzuje také skutečnost, že kombinace měděných a hliníkových prvků se objevuje také v jiných aplikacích, kde je zcela zásadním požadavkem maximální přenos tepla, např. chlazení procesorů v počítačích.

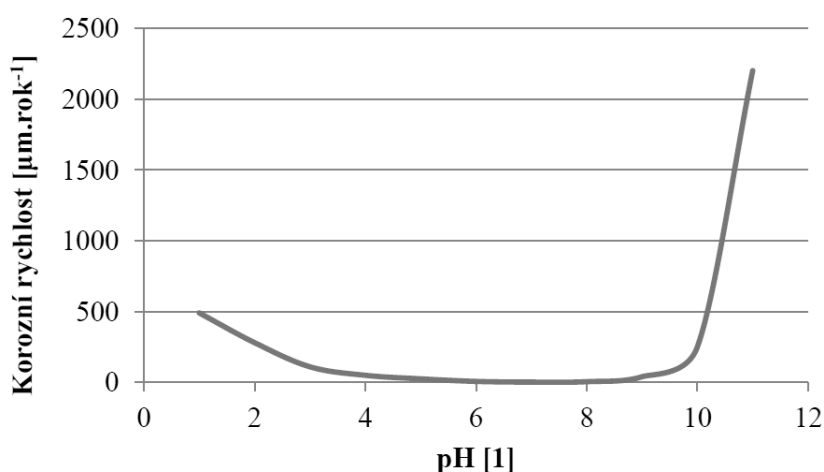
2.3.2 Koroze hliníku

Jedním z činitelů, který se podílí na změně vlastností hliníku v čase je jeho koroze. Odolnost proti korozi je schopnost odolávat chemickým vlivům plynných nebo kapalných prostředí. Všechny přísadové prvky snižují odolnost proti korozi, protože tuto vlastnost má nejlepší čistý hliník. Následující seznam podává přibližné pořadí některých slitin od chemicky nejodolnějších (nahore v seznamu) k těm nejméně odolným (dole v seznamu):

- Hliník
- Hliník-Mangan

- Hliník-Hořčík-Křemík
- Hliník - Křemík
- Hliník -Zinek- Hořčík
- Hliník - Měď - Hořčík
- Hliník -Měď

Při korozním působení prostředí je vhodné používat hliník čistoty nejméně 99,5 % [28]. Graf 2 graficky zobrazuje, jak hodnota pH prostředí ovlivňuje korozní rychlost hliníku. Obecně existuje několik typů koroze hliníku podle způsobu jejich aktivace a šíření. Rozlišujeme korozi rozprostřenou rovnoměrně po celém povrchu, důlkové napadení hliníku či mezikrystalovou korozi. Všechny tyto nehomogenity ploch mohou při dlouhodobém provozu způsobit nestabilitu procesu přenosu energie. V případě kondenzace se tedy může kondenzát vytvářet také na místech, ve kterých jej numerické modely nemohou předpokládat v rozsahu, který by byl akceptovatelný. Nebo naopak nemusí docházet k předpokládanému přenosu tepla na spojení dvou materiálů.



Graf 2: Graf závislosti pH prostředí na korozní rychlosti pro hliník

2.3.3 Koroze mědi

Příklad objemové koroze měděné trubky, ve které dlouhodobě působila měkká voda znázorňuje Obrázek 4 na levé straně. Změna průřezu trubky je znázorěna na Obrázku 4 v pravé části. Je zřejmé, že dodržení návrhových provozních podmínek je nutné pro dlouhodobou stabilitu soustavy. Pokud by totiž došlo k situaci, že v trubkách výměníku dlouhodobě koluje médium s nevyhovujícími korozními vlastnostmi, tak bude docházet ke změně provozních parametrů a soustava bude vykazovat zvyšující se tlakový odpor.

To se negativně projeví na ekonomice provozu takovéto soustavy i na její účinnosti. Pro bezproblémový dlouhodobý provoz je tedy nutné použít takové médium, které bude spolehlivě odolávat nežádoucím časovým účinkům působení proudících látek. Zmenšení průřezu trubky cizími látkami či tělesy má větší dopad na efektivitu přenosu tepla v soustavě než koroze hliníku popsaná v předchozí kapitole.



Obrázek 4: Koroze v měděné trubce při dlouhodobém působení měkké vody

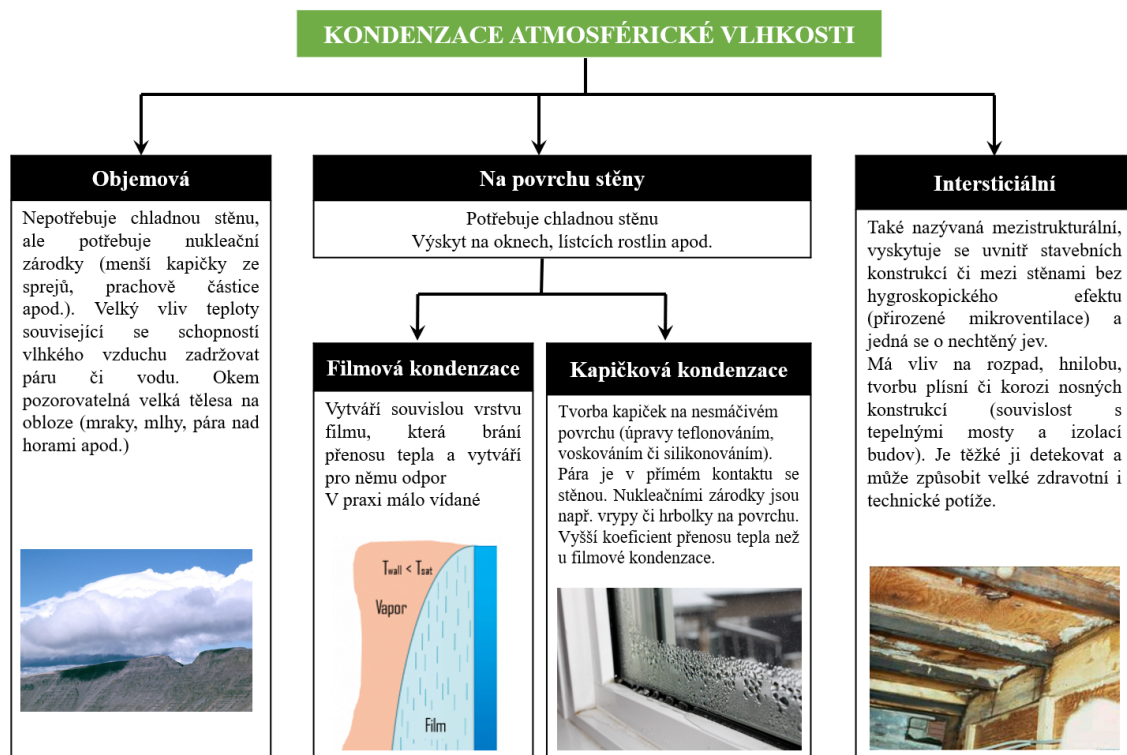
2.4 Fyzikální podstata kondenzace

Kondenzací se označuje jev, při kterém se mění skupenství látky z plynného na kapalné. Aby se mohla kondenzace uskutečnit, musí být splněno několik podmínek. Musí být přítomno médium, které v sobě obsahuje kondenzační složku (např. vodní páru) a také musí být přítomny kondenzační zárodky (tzv. nuklea, což mohou být i např. malé prachové částice). Tyto zárodky se mohou vyskytovat v objemu látky (např. mraky), anebo se mohou vytvořit na mikroskopických výstupcích plochy (např. list trávy), která má teplotu nižší nebo rovnu, než je tzv. teplota rosného bodu. Rosným bodem se označuje takový stav látky, při kterém začíná docházet k tvorbě prvních kapiček kondenzátu v mikroměřítku (na úrovni atomů). Obecně se jedná o funkci teploty, vlhkosti a tlaku. Při této změně fáze látky dosáhla molární hustota svého saturačního limitu a dochází k uvolňování tzv. skupenského tepla z látky do okolí. Čím je teplota povrchu nižší, tím rychleji dochází ke shlukování vytvořených kapiček v různě velké kapičky, které tvoří tzv. cluster. Tento stav nazýváme kapičkovou kondenzací. Pokud kondenzace probíhá dostatečně dlouho a kapičky mohou stékat po povrchu, tak se z postupně pohybujících se kapiček vytvoří souvislá vrstva a v takovém případě se hovoří o filmové kondenzaci. Jedná se o fyzikálně ustálený stav.

Kondenzaci lze pozorovat v makroměřítku v přírodě např. jako déšť z mraků, kapičky na oknech v zimě, mlhu anebo na již zmíněných listech trávy u ranní rosy. V průmyslovém prostředí se s kondenzací setkáváme u energetických procesů, kde je potřeba větších teplotních rozdílů při ochlazování pracovních látek (např. v klimatizacích) a také je možné ji záměrně vyvolat a kondenzačním filmem vytvořit přirozenou bariéru (vodní film) pro přestup tepla, čehož se využívá např. u jaderných reaktorů v případě možné havárie.

Kondenzaci lze využívat k prospěšným účelům jako je např. získávání vody v pouštních oázách, nebo destilace v chemickém průmyslu. Existují ale také případy, kdy je kondenzace nechtěná a jejímu vzniku i šíření se musí zabránit. Jedná se např. o přístup vlhkosti k nosníkům v budovách, které mají teplotu pod rosným bodem. V takovém případě existuje riziko postupné koroze nosníků, která se negativně projeví na únosnosti.

Obrázek 5 představuje základní rozdělení možných mechanismů kondenzace vodní páry. Tyto základní skupiny se liší principem vzniku kondenzátu a také intenzitou přenosu tepla, jejíž přesná kvantifikace je důležitá pro danou aplikaci.



Obrázek 5: Mechanismy kondenzace

Množství vytvořeného kondenzátu se nejčastěji zjišťuje měřením jeho hmotnostního přírůstku a současným měřením podmínek (prostředí) v době jeho vzniku.

2.5 Rešerše literatury ke kondenzaci atmosférické vlhkosti

Cílem této kapitoly je poskytnout souhrn získaných poznatků ze studia literatury, odborných článků, knih, kvalifikačních prací i publikací z odborných konferencí, které se zabývají kondenzací vlhkého vzduchu v tepelných výměnících a s nimi souvisejícími tématy. Byly vybrány pouze nejrelevantnější práce, které se přímo dotýkají některé části řešeného tématu.

Tato kritická literární rešerše zpracovává základní literární údaje, které mají potenciál přispět k řešení zkoumaného tématu nebo prokázat vhodnost zvolené metody. Obsahuje základní terminologické výrazy, vazby řešené problematiky, zvolené postupy a nejdůležitější prezentované výsledky. Zároveň jsou vypsány relevantní vědecké hypotézy a také vzájemná souvislost či rozpor jednotlivých zdrojů. Některé zdroje popisují pouze experiment, jiné pouze numerické řešení problematiky a jiné popisují obě metody. Cíleně byly hledány pouze práce s aplikačním potenciálem pro průmyslové použití výměníků voda-vzduch za běžných podmínek v obytných místnostech.

Na základě získaných poznatků budou určeny vhodné přístupy pro řešení cílů práce.

2.5.1 Soubor předchozích studií

Zschaeck [65] se s kolegy zabýval kondenzací páry na vertikální stěně nukleárního reaktoru jako jednoho z mechanismů chlazení reaktoru při úniku chladiva. Jejich práce se zaměřuje na matematický popis kondenzace při turbulentním proudění v CFD a validuje je se dvěma laboratorními úlohami. Jako proudící médium byla použita pára, coby kondenzující prvek, a vzduch, coby nekondenzující plyn. Práce popisuje souvislost mezi stěnovými funkcemi, hmotnostním tokem látek i molárních zlomků složek. Teplota stěn je při výpočtech isotermní a model obsahuje rozhraní tuhé látky s proudícím médiem. Třídímní problém byl zjednodušen na dvoudímní výpočetní síť, která obsahovala až 784 000 uzlů. Bylo shledáno, že výpočetní síť s 220 000 uzly už je dostatečně jemná a nezávislá na řešení. Výpočty byly definovány jako stacionární a ve všech byl použit turbulentní model SST dle Mentera s automatickými výpočty proudění u stěn. Pro zjednodušení obsahoval model roviny symetrie. Plyn byl definován jako ideální s konstantními hodnotami hustoty a molekulární difuzivity. Intenzita turbulence byla 5 % a okolní tlak byl atmosférický. Důležitým poznatkem je, že model nadhodnotil množství kondenzátu ve všech případech, proto bylo nutné do modelu zadat opravný

součinitel intenzity kondenzace, který byl 0,3. Pro výpočet bylo dostačující, když konvergenční residua byla maximálně $1 \cdot 10^{-4}$ tak, aby chyba byla maximálně 0,06 %. I přestože trend vývoje odpovídal naměřeným datům, tak bylo shledáno, že výpočetní software poddimenzoval tvorbu kondenzátu i součinitel přestupu tepla o zhruba 20 %. Při aplikaci tohoto zadání na jeden z validačních modelů musel být snížen opravný součinitel intenzity kondenzace až na 0,1. Bylo konstatováno, že zvýšení intenzity turbulence na vstupu a zvýšení poměru mezi turbulentní viskozitou a molekulární dynamickou viskozitou zvýší produkci kondenzátu a tepelného toku při přenosu mezi látkami.

Li [66] se ve své práci zabývá kondenzací vlhké páry ve vertikálním kondenzátoru. Vlhkost páry byla od 0.66 do 0.98 a proudila shora dolů válcovým kondenzátorem. Zvnějšku kondenzátoru ochlazuje stěny trubky chladio, kterým byla voda. K výpočtům byl použit ANSYS FLUENT s uživatelsky definovanými funkcemi. Jelikož tento software dle návodu výrobce neumožňuje počítat s doménami, ve kterých je jednosložková a dvousložková směs, tak musel autor přistoupit k postupnému řešení problému. Nejprve určil teplotní pole při proudění vody, a to poté aplikoval jako okrajovou podmínku na druhý případ, kterým byla kondenzace proudící vodní páry. V celém výpočetním objemu byl použit turbulentní model realizable k- ϵ . Na vstupní ploše byla rychlost i hustota vodní páry definována jako konstanta. Porovnáním získaných dat s výsledky šesti experimentů Kuhna [67] bylo shledáno, že prezentovaný model podává výbornou shodu při výpočtech adiabatické teploty stěny, po které stéká kondenzát, i teploty ve středu válce. Menší shoda byla zjištěna při stanovení tepelného toku podél proudění, kdy výsledky z experimentu bylo možné aproximovat křivkou třetího stupně, ale výpočetní model dával až o 30 % jiné výsledky. Práce obsahuje též soubor rovnic popisující zachování energie při proudění. Součástí vyhodnocení byl i průběh osové rychlosti a suchosti vodní páry podél osy válce. Představený model podával kvalitní výsledky pro nasazení do praxe. Tloušťka kondenzátu při filmové kondenzaci byla po celou dobu zanedbávána a byla uvažována dle Nusseltovy teorie za předpokladu, že smyková napětí obou tekutin jsou ve vzájemné rovnováze na rozhraní mezi proudící vlhkou parou a filmem kondenzátu. Výsledky prokazují, že axiální rychlost proudění se dramaticky snižuje s tím, jak se tvoří více a více kondenzátu.

Sakakura [68] ve své práci shrnuje poznatky získané při kondenzaci vlhkého vzduchu v experimentálním zařízení trubkového typu. Hliníková trubka s vnějším průměrem 37 mm a tloušťkou stěny 1 mm je dlouhá 400 mm, ale pouze druhá polovina její délky má

chlazenou stěnu. Geometrie byla zjednodušena na dvoudimenzionální proudění a výpočetní síť měla 201 x 41 prvků. Práce obsahuje přehled použitých rovnic pro stlačitelné proudění. Proudícím médiem byl vlhký vzduch, který obsahoval pouze malé množství vodní páry, konkrétně do 0.1 hmotnostního zlomku z celku. Byl vytvořen program, ve kterém se pro každý výpočet měnila teplota chladicí stěny nebo počet částic vodní páry. Tím bylo vytvořeno celkem devět verzí, které byly následně porovnávány s experimentem pro zjištění největší shody. Vstupní teplota byla vždy 288.15 K a relativní vlhkost 50 %. Teploty chladicí stěny se pohybovaly od 258.15 K do 268.15 K a množství částic vodní páry od $10^{10}\cdot\text{m}^{-3}$ do $10^{12}\cdot\text{m}^{-3}$. Byly vyhodnocovány rozdíly teplot v různých místech trubky, rozdíly relativních vlhkostí a závislost tvorby kondenzátu podél osy trubky na její stěně. Získané výsledky lze aplikovat i na proudění při malém Machově čísle s kondenzací tekutiny. Celá práce předpokládá heterogenní kondenzaci. Množství kondenzátu bylo validováno použitím dvou vlhkoměrů, které byly instalované na vstupní a výstupní oblasti proudění. Bylo shledáno, že množství částic vodní páry uvnitř proudícího média a teplota chladicí stěny jsou dva nejdůležitější parametry na kterých závisí množství kondenzátu. Na závěr bylo konstatováno, že nejvíce se experimentu blíží výsledky z modelu, ve kterém bylo nastaveno $10^{11}\cdot\text{m}^{-3}$ částic vodní páry. Dle použitých vzorců je množství kondenzátu závislé na velikosti chladicí plochy, hustotě kondenzátu, počtu částic vodní páry v proudícím médiu a rychlosti růstu kapiček podél osy v čase. Práce předpokládala rovnoměrně rozprostřené stejně velké částičky vodní páry v celém výpočetním objemu. Program obecně vypočítával větší teploty než ty, které byly naměřeny během experimentu se stejnými okrajovými podmínkami.

Sarairoh se ve své disertační práci [69] zabývá prouděním v kompaktním výměníku zhotoveném z polypropylenu. Jedná se o protiproudý výměník typu voda-vzduch. V první části práce byla pozornost věnována jevům popisujícím proudění, pokud výměník slouží pro ohřev vzduchu. Celý výměník se skládal z 250 paralelních desek mezi nimiž byla mezera 0.8 mm. Každá deska měla rozměry 225x20x0.6 mm. Celková teplosměnná plocha byla 184.7 m². Během experimentů byl vyhodnocován hmotnostní či objemový tok obou médií, jejich teplota na význačných místech a tlak. Veškeré hodnoty byly strojově zaznamenávány a následně vyhodnoceny. Hodnota tepelného toku se vypočítávala za pomoci kalorimetrické rovnice. K predikování výsledků proudění byl využit ANSYS FLUENT ve verzi 12.0, který byl doplněn o řadu autorem definovaných funkcí. Vodivost, hustota, viskozita a specifické teplo každé látky byly definovány jako

funkce teploty. Byl vytvořen model s využitím symetrie a periodických okrajových podmínek. Autor provedl test nezávislosti výpočetní sítě na získaném řešení a dospěl k závěru, že výpočetní síť musí obsahovat minimálně 460 000 prvků, aby bylo řešení na výpočetní síti nezávislé. Rezidua pro řešené rovnice byla nastavena na $1 \cdot 10^{-3}$ a pro energetickou rovnici na $1 \cdot 10^{-6}$. Pro výpočet byl vzhledem k nízkému Reynoldsovu číslu použit laminární model. Rozdíl ve výpočtech mezi prvním a druhým řádem přesnosti modelů byl malý, pouze 0.024 %. Z nestacionárních simulací vyplývá, že k dosažení stacionárního stavu ve výměníku dochází po 1 500 sekundách. Data získaná z výpočetního software byla porovnáována s výsledky experimentů při různých teplotách a rychlostech proudění médií. Bylo konstatováno, že vytvořené modely podávají výbornou přesnost s experimenty a byly prohlášeny za aplikovatelné pro praktické využití. V druhé části práce se autor zabývá kondenzací atmosférické vlhkosti ve výměníku. Zde již nedošlo k porovnání s vlastními experimenty autora, ale pouze k porovnání výsledků s experimenty jiných autorů, kteří je prezentovali v odborných článcích. Autor ve vytvořeném kondenzačním modelu uvažuje blánovou (filmovou) kondenzaci vodní páry a práce obsahuje matematický model kondenzace i proudění. Byla nalezena dobrá shoda výsledků modelu a referenčních článků. Důležitým zjištěním je, že při popisu kondenzace nelze použít jednoduchý model výměníku, jelikož teplota teplosměnných ploch ani tepelný tok na těchto plochách nelze uvažovat jako konstanty. Autor prezentuje výsledky modelů, které měly jako okrajové podmínky zadánu konstantní hodnotu tepelného toku a konstatuje, že jsou porovnatelné s experimenty, přičemž si je vědom zjednodušení a nepřesnosti, které tato metoda přináší. Autor se zaměřoval na tepelné výměníky zhotovené z polypropylenu, protože dosahují excelentních charakteristik při přenosu tepla, jsou snadno vyrobitelné i opravitelné, jsou lehké a výborně odolávají korozi i usazování nečistot v porovnání s hliníkovými výměníky. Mají ovšem nižší tepelnou vodivost. Z rešerše literatury vyplývá, že výměníky z polymerů se v praxi osvědčily a mohou být nasazovány i v budoucnu, přičemž dosahují porovnatelných hodnot tepelných toků s výměníky zhotovených z neželezných kovů. Závěrem autor dodává, že pro detailnější studium a dosažení přesnějších výsledků je nutné vymodelovat celý výměník v třidimenzionálním prostoru a vyhnout se zjednodušením ve dvoudimenzionálním prostoru.

Ugurlublek v [70] prezentuje postup výpočtu pro stanovení hodnoty koeficientu přestupu tepla mezi vnějším povrchem vodou chlazené hliníkové trubky a jejím okolím. Proudění

bylo uvažováno jako stacionární s turbulencí proudící vody v trubce. Teplota vody na vstupu do výpočetní oblasti byla vždy 303 K a rychlost se měnila od $0.915 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ až do $7.32 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Na výstupní ploše z výpočetní domény byl definován nulový přetlak. Vnější prostředí trubky tvořila sytá pára o teplotě 328 K a cílem práce bylo stanovit výraz popisující koeficient přestupu tepla z vnějšího povrchu trubky do prostředí s touto sytou parou, který má přímou souvislost s množstvím vytvořeného kondenzátu. Průměr trubky byl 20 mm a délka 1 metr. Výpočetní síť byla dvoudimenzionální s celkem 41 041 prvků, které respektovaly stěnové funkce proudění a byla vymodelována pouze polovina trubky. Reynoldsovo číslo při proudění vody na vstupní ploše bylo od 28 000 do 230 000. Pro zvýšení přesnosti byly výpočty programu FLUENT rozšířeny o uživatelsky definované funkce. Turbulentním modelem byl standardní κ - ϵ model. Konvergenční kritéria pro výpočet byla u všech veličin $1\cdot 10^{-3}$ a turbulence vody na vstupu byla 5 %. Práce zohledňuje také vliv koeficientu tření a Nusseltovo číslo. Autor předpokládal filmovou kondenzaci rovnoměrně rozprostřenou po celém povrchu trubky. V práci jsou prezentovány výsledky pro případ proudění, kdy bylo Reynoldsovo číslo na vstupu rovno 57 000. V tomto případě bylo numericky spočítáno, že přírůstek kondenzátu je za daných podmínek $0.00317 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$, teplota vnějšího povrchu trubky 316.9 K a koeficient přestupu tepla $10\,984.1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Práce obsahuje obecnou rovnici pro výpočet množství kondenzátu jako funkci koeficientu přestupu tepla, teplosměnné plochy, rozdílu teplot proudících médií a korigovaného latentního tepla, které je funkcí Jacobsova čísla. Výsledky výpočtů byly validovány s nalezenými experimentálními daty, přičemž byla zjištěna výborná shoda výsledků těchto rozdílných metod.

Volchkov [71] ve své práci vysvětluje skutečnost, že přestup hmoty a tepla přes mezní vrstvu vyvolává nerovnoměrnou distribuci teploty a koncentrace složek v této vrstvě, a tudíž dochází k variacím Prandtlova, Schmidtova a Lewisova čísla. Práce popisuje jevy v mezní vrstvě při kondenzaci páry a pro vybrané příklady stanovuje vzájemnou souvislost zmíněných podobnostních čísel s Reynoldsovým číslem. Teoreticky popisuje matematické rovnice při proudění vlhkého vzduchu kanálem. Součástí je také schéma znázorňující složky celkového tepelného toku mezi látkami a jejich vzájemná souvislost. Ta je prezentována na vybraném příkladu proudění kanálem při použití turbulentního modelu κ - ϵ . Práce neobsahuje ověření dat experimentem a výsledky jsou porovnávány s experimenty od jiných autorů.

Grooten [72] se ve své práci zabývá popisem experimentu a validací získaných dat z vytvořeného zařízení, které vytváří přehřátou páru a míchá ji s okolním vzduchem. Takto vytvořený vlhký vzduch proudí dlouhým potrubím pro homogenizaci proudění a následně je ochlazován ve výměníku vytvořeném z polyvinylidenfluoridu. Nejzajímavější část experimentu obsahuje mechanismus, který pohybuje s deskami výměníku pro účely zachycení růstu kapiček kondenzátu vysokorychlostní a infračervenou kamerou. Po zachycení a zpracování snímků dochází za pomoci silikonové struny ke stírání kondenzátu ze stěn výměníku. Po celou dobu se velice přesně monitoruje průběh teplot, relativní vlhkosti, průtoku chladiva a přírůstek kondenzátu. Práce detailně popisuje vytvořenou aparaturu včetně typů i umístění jednotlivých čidel. Cílem celé práce je kvantifikovat vytváření, růst a hmotnost nukleačních zárodků kondenzátu na stěnách výměníku. Nejdůležitějším závěrem celé práce je zjištění, že růst kapiček probíhá podle mocninného zákona, kdy mocnencem je čas expozice a mocnitelem je hmotnostní podíl vodní páry ve vlhkém vzduchu. Neméně důležitým závěrem je, že celkový odpor přenosu tepla klesá se zvyšováním frekvence odstraňování kapiček.

Liu se svými kolegy v [73] prezentují výsledky proudění vlhkého vzduchu ve zmenšené experimentální místnosti tvořené z polyvinylchloridu. Tento prostor na definovaných místech obsahuje vstup vlhkého vzduchu dovnitř místnosti i jeho odsávání. Byl vytvořen počítačový program predikující proudění vzduchu a kondenzaci vlhkosti. Paralelně s výpočty byl prováděn také experiment za účelem ověření numericky získaných dat v definovaných bodech prostoru. Lze konstatovat, že program i experiment podávaly téměř shodné výsledky pro rozložení teploty a vlhkosti. Jelikož nebylo experimentálně zjišťováno rozložení kondenzátu, tak bylo na základě zkušeností autorů a výsledků z proudění předpokládáno, že výpočetní software predikoval toto rozložení korektně. Výpočetní doména měřila 1 210 x 1 220 x 1 500 mm a obsahovala celkem 71 487 výpočetních buněk. Pro výpočet byl použit turbulentní model κ - ϵ , numerické schéma QUICK a byla provedena stacionární i nestacionární část výpočtu. Autoři vyslovili závěr, že zvýšením frekvence ventilace prostoru lze značně snížit tvorbu kondenzátu ve zkoumaném prostoru, přičemž vycházeli z výsledků, kdy došlo k otočení směru proudění.

Karkoszka ve své disertační práci [74] podrobně představuje matematické a fyzikální modely pro kondenzaci vlhkosti nejen na stěnách. Zaměřuje se na volnou i nucenou konvekci na vodorovných i svislých plochách, numerická schémata, transformační matice a definice okrajových podmínek. Práce podrobně představuje jak kondenzaci na stěnách,

tak interakci tekutého kondenzátu s okolním proudícím médiem i spontánní kondenzaci v přesycených roztocích. Celá práce vychází z podrobného studia obsáhlé literatury a autor zde také prezentuje svoje výsledky pro vybrané případy výpočtů přestupu tepla v jaderných reaktorech. Některé výsledky berou do úvahy také přítomnost hélia.

Mortensen a jeho tým v [75] studovali rozložení teplotního, rychlostního a vlhkostního pole v místnosti krychlového tvaru, která v jednom rohu měla skříň. Cílem práce je určit vzájemnou závislost vstupních parametrů a predikovat změnu relativní vlhkosti nejen za touto skříní pro definované podmínky. Kvůli nutnosti predikovat přestup vlhkosti ze stěn, byly tyto vymodelovány jako nepevná tělesa, čímž bylo umožněno specifikovat přestup vlhkosti mezi vnějším a vnitřním prostředím. Místnost měla tvar krychle s délkou hrany 2 metry a obsahovala vstupní a výstupní otvory v protilehlých stranách. Výpočetní síť byla nestrukturovaná, v první fázi výpočtů obsahovala 1 000 000 tetrahedrálních elementů a po zjemnění v oblasti za skříní narostl počet buněk o 20 %. Výpočet byl třídídimenzionální, doplněn o stěnové funkce a vliv gravitace. Turbulentním modelem byl realizable κ - ϵ . Celá práce byla řešena pouze teoreticky bez přestupu tepla. Data nebyla experimentálně ověřena. Nejdůležitějším poznatkem práce je, že v prostoru mezi stěnou a skříní je ve většině zkoumaných případů vlhkost o 3 % vyšší než ve zbytku místnosti. Tento rozdíl není z krátkodobého hlediska podstatný, ale při dlouhodobé expozici společně s malými rychlostmi proudění může vytvářet prostředí, ve kterém lze pozorovat zvýšený výskyt zdraví nepříznivého mikroklimatu, např. plísní. Tento fakt je podpořen skutečností, že lze na zadních stranách nábytku pozorovat dlouhodobé účinky působení takového prostředí. Bylo vypořádováno, že největší vliv na finální rozložení vlhkosti, rychlosti a teploty v celém prostoru mají parametry vzduchu, který do místnosti vstupuje.

Parihar se v [76] zabývá matematickým popisem kondenzace. Práce nejprve definuje filmovou a kapičkovou kondenzaci, přičemž zohledňuje řádově rozdílné hodnoty koeficientů přenosu tepla pro tyto dva případy. Hlavní zaměření je na kapičkovou kondenzaci a u té stanovuje parametry povrchu, které ovlivňují mechanismus kondenzace. Bylo vypořádováno, že její tvorbu podporuje, pokud je povrch z organického materiálu, nebo obsahuje povrchovou vrstvu ze speciálního materiálu, nebo je na kondenzačním povrchu nanesen polymer či je povrch vyleštěný. Práce také obecně řeší efekt drsnosti povrchu, přičemž stanovuje, že koeficient přenosu tepla klesá s rostoucí absolutní drsností povrchu. Součástí jsou také prezentované rovnice, jejichž pomocí lze stanovit koeficient přenosu tepla včetně vysvětlení postupu výpočtu. Dle

autorů koeficient přestupu tepla při kapičkové kondenzaci klesá s tím, jak se zvyšuje tloušťka povrchové vrstvy materiálu naneseného na kondenzačním povrchu. V práci byl také zmíněn vliv chemického složení vlhkého vzduchu, jelikož nukleační zárodky slouží jako prvotní zdroj pro vytvoření nejmenších kapiček kondenzátu.

Deponti v [77] rozebírá problematiku kondenzace atmosférické vlhkosti v předních světlech automobilu. Nejprve popisuje obecný princip funkce světel, jejich technických částí i faktory, které je nutné zahrnout do výpočtu. Mezi ty patří vysoká teplota a nízké rychlosti proudění vzduchu. Práce popisuje testovací zařízení, které bylo použito za účelem testování světlometů, jehož hlavní částí je komora s přesně řízeným teplotním, rychlostním a vlhkostním polem. To umožňuje zapnutý světlomet vystavit reálným podmínkám vznikajícím při provozu vozidla v dešti či za vysokých rychlostí, ale také teplotu od motoru. Proudění vzduchu ve světlometu je vždy laminární a je nutné zahrnout nejen vysoké teploty a přenos tepla mezi pevnými povrchy, ale i proudící vzduch, radiační absorpci, emisi a reflexi. Test se skládal ze tří na sebe navazujících částí. Nejprve musí dojít k vychlazení celé komory včetně světlometu, poté se světlomet zapne a po určité době se na něj začnou stříkat kapičky vody různou rychlostí z odlišných úhlů. Jako poslední krok testu se vypne zdroj vody a do určité doby musí dojít k odstranění kondenzátu ze světlometu přirozenou konvekcí. Celý proces je neustále kontrolován termokamerou. Numerická simulace byla provedena v programu ANSYS CFX a výpočetní síť obsahovala 1 750 000 elementů zahrnující pevná tělesa i prostory proudění vlhkého vzduchu. K výpočtu byl využit server s 32 procesory a výpočet trval 12 dní. Z výsledků experimentu i numeriky bylo shodně vypořádováno, že se kondenzát tvoří na vnějších stranách světlometů v místech, kde je nejnižší rychlost proudění i teplota. Citlivostní analýzy prokázaly, že výsledky numerické simulace silně závisí na počátečních i okrajových podmínkách. Z historie provedených výpočtů vyplývá, že pro tento konkrétní technický problém je zapotřebí kvalitní síť a velmi výkonný počítač.

Ambrosini s kolegy [78] vymysleli dva testovací příklady na proudění s kondenzací, které nechali spočítat na 10 různých pracovištích v Evropě. Práce popisuje zadání pro řešitelské týmy a také jejich výsledky. Prvním úkolem bylo určit kondenzaci na isotermní vertikální stěně, podél které proudil vlhký vzduch o různých rychlostních, teplotních a vlhkostních hodnotách pro každý výpočet. Týmy měly stanovit závislost Sherwoodova čísla na hmotnostním toku vzduchu. Práce popisuje turbulentní modely a částečně i okrajové podmínky, které jednotlivé týmy použily. Zde byl patrný rozdílný přístup ke stejnému

problému i různé použité komerční i specializované výpočetní programy. Druhý úkol taktéž obsahoval výpočet kondenzátu, ale ve třídímním prostoru, přičemž byla vybrána střední rovina, na které byly dodány výsledky teplot a tepelných toků. Řešitelské týmy měly za úkol nastavit svůj výpočet tak, aby se co nejvíce přiblížily datům z realizovaného experimentu. Ten obsahoval desku, která byla z jedné strany chlazená proudící studenou vodou a z druhé strany proudil vlhký vzduch v opačném směru než chladicí voda. Při tomto úkolu bylo vyzorováno, že naprostá většina řešitelských týmů predikovala menší hodnotu kondenzátu, než byla reálná hodnota z experimentu. Trend průběhu teplot na desce byl stanoven ve všech případech správně, avšak celkově byly hodnoty opět nižší než naměřené. Bylo shledáno, že týmy měly obtíže s pochopením zadání, jelikož hodně z nich muselo jejich výpočetní softwary rozšiřovat o speciálně pro tento případ vytvořenými kódy. Povětšinou tedy využívaly podobnosti mezi přenosem tepla a hmoty mezi látkami. Byla vyzorována silná závislost kvality výsledků na použitém turbulentním modelu.

Orazio [97] ve své práci prezentuje výsledky kondenzace atmosférické vlhkosti pomocí přímých numerických simulací (DNS). Prvotním impulzem bylo zjištění autorů, že neexistují dostatečně přesná a kvalitní data o principu fungování kondenzace na úrovni atomů, jelikož se matematické modely v nalezených publikacích opírají o zjednodušené hypotézy a experimenty nejsou dostatečně přesně popsány pro opakovatelná měření. Autoři poukazují na skutečnost, že kapičková kondenzace na povrchu je tvořena širokým spektrem kapiček o různé velikosti, které jsou nepravidelně rozmístěny po povrchu a dochází k jejich vzájemným interakcím, přičemž ne všechny skutečnosti jsou známy v nalezené literatuře. Připomínají, že teplotní pole se mění v prostoru i v čase, a tudíž je nutné úlohy řešit nestacionárně. Práce zohledňuje vliv Jakobova čísla, které udává poměr mezi citelným teplem v páře a latentním teplem při vypařování. Čím je toto bezrozměrné číslo větší, tím je kondenzace média intenzivnější. Výpočet byl proveden pro teplotní diferenci 20 °C a byl koncipován tak, aby Jakobovo číslo oscillovalo okolo hodnoty 0.4 pro maximalizaci kondenzátu. Byly využity Neumannovy podmínky symetrie pro výpočetní síť a byla zkoumána závislost výsledků na jemnosti výpočetní sítě. Výpočty byly provedeny pro proudění do Reynoldsova čísla 100 s ohledem na značnou výpočetní náročnost výpočtů. Práce mimo jiné prezentuje teplotní pole v okolí kapičky, součinitel odporu kapičky a Nusseltovo číslo jako funkce Reynoldsova čísla pro různá Jakobova čísla. Tepelné výkony jsou do 0.012 W a výpočty končí po 1 sekundě proudění.

Nejvýznamnější poznatek je, že kondenzace funguje jako „savka“, která do kapičky se zvyšujícím se Jakobovým číslem natahuje čím dál větší energii z radiální rychlosti proudění a tím snižuje mezní vrstvu proudění. Studie na výpočetní síť ukázala nutnost použití velice jemné výpočetní sítě, jelikož jako neoptimálnější pro kapičku o průměru 2 mm je vymodelovat 64 uzlů podél jejího poloměru. Autoři také prezentují základní problémy s vícefázovou změnou a jejím počítačovým modelováním.

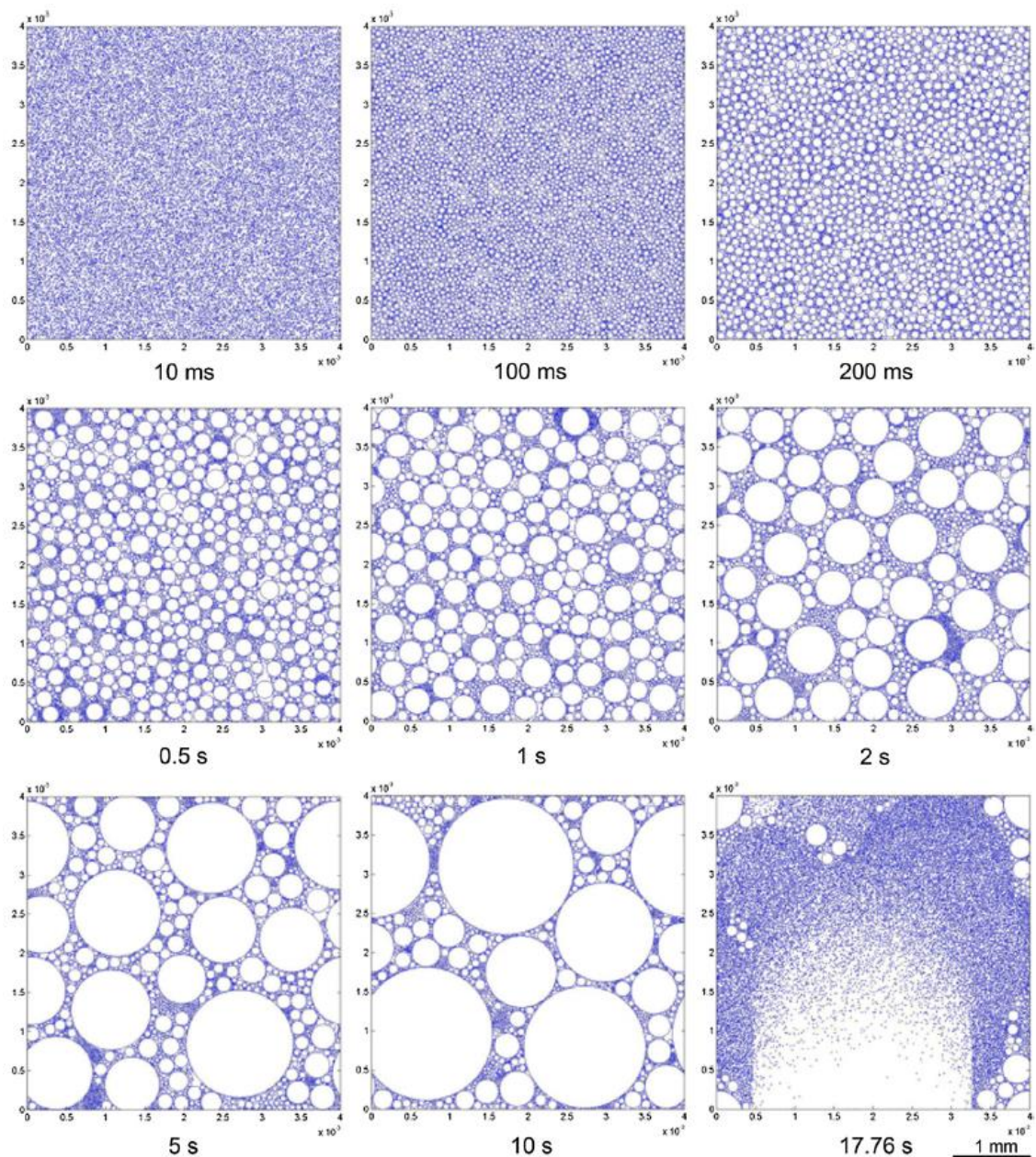
Altwieb [98] se svými kolegy podrobně zkoumal charakteristiky proudění vně tepelného výměníku typu voda-vzduch složeného z kaskády měděných trubek a rovných hliníkových žebor. Navazují tím na svou předchozí práci, v níž zjistili, že intenzivnější přenos tepla se uskutečňuje v případě, že je před výměník záměrně vložen generátor vírů. Autoři upozorňují, že je nutné řešit také malé změny proudění uvnitř mezních vrstev, ale prezentují výsledky pouze pro stacionární proudění. Radiální ventilátor vhání vzduch k výměníku rychlostí od 0.7 do $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, v jehož trubkách koluje ohřívána voda z tanku. Experimentální sestava zahrnuje měření termočlánky, průtokoměrem i odporovými teploměry a data jsou vyhodnocována strojově. Práce prezentuje také výsledky numerických výpočtů, které mají shodnou geometrii s experimentem a byl použit software ANSYS FLUENT 17.0. Výpočetní síť byla složena ze čtyřstěnů a čtyřúhelníků, a lokálně zjemněna v okolí měděných trubek. Byl proveden test nezávislosti výpočetní sítě na numerickém řešení, kde kritériem nezávislosti byla hodnota teploty za tepelným výměníkem. Použitý turbulentní model $k-\omega$ SST vyžaduje zjemnění výpočetní sítě u stěny nejlépe na hodnotu $y^+ \approx 1$ a bylo konstatováno, že se tento model opakovaně osvědčil pro různé výpočty na rozličných tepelných výměnících i v jiných pracích ostatních autorů. Změna fáze proudících látek nebyla uvažována. Byla prohlášena dobrá shoda experimentálních a numerických dat, jejichž výsledky se lišily maximálně o 5 %. Práce ukazuje fluktuaci přenosu tepla pro jednotlivá žebra, jichž bylo 21, a zároveň podává přehled o tom, jaký vliv bude mít na termickou účinnost změna geometrických parametrů žebor, zejména mezery mezi jednotlivými trubkami, ale také změna jejich rozteče.

Yogesh [99] s kolegy ve své práci zkoumá proudění uvnitř tepelného výměníku, jehož trubky jsou eliptické namísto běžně používaných kruhových, což dle autorů vede ke zvýšení tepelné účinnosti výměníků. Autoři zmiňují, že jedním z jednoduchých způsobů, jak zvýšit efektivitu přenosu energie, je turbularizace proudění před výměníkem. Práce obsahuje pouze numerické výsledky (CFD) a nikoliv experiment. Výsledky jsou porovnávány ze studií ostatních autorů. K výpočtům byl použit software ANSYS

FLUENT 15.0 a proudícím médiem byl pouze suchý vzduch, jedná se tedy o proudění bez změny fáze proudícího média. Výpočetní doména obsahuje pouze prostor mezi dvěma žebry výměníku, na něž je aplikována podmínka symetrie. Výpočetní síť má 3 miliony šestiúhelníkových elementů a je zjemněna na vnějším povrchu trubek. Autoři prezentují výsledky pro různé turbulentní modely (k - ϵ , RNG k - ϵ , k - ω a k - ω SST) pro stacionární výpočet a zkoumají jejich vliv na součinitel tření i na tzv. „Colburn factor“, což je používaná analogie mezi přenosem tepla, hybnosti a hmoty. Výstupy indikují, že nejlepších výsledků se dosáhne při použití k - ω nebo k - ω SST modelů.

Hu [102] se kolegy zaměřil na simulaci kapičkové kondenzace. Velikost kapiček se totiž v praxi pohybuje od nanometrů až po milimetry a doba tvorby od mikrosekund až po sekundy. Poukazují na skutečnost, že současné modely predikují výsledky pouze z makroskopického hlediska, a ne vždy přesně určují distribuční funkci velikosti jednotlivých kapiček včetně jejich vzájemných interakcí. Jejich práce není zaměřena na časem řízené výpočty, ale zkoumají tzv. událostmi řízený proces se zaměřením na superhydrofobní povrchy. Výsledky jsou porovnávány s experimentálními i numerickými daty od ostatních autorů. Interval nukleace je stanoven na 0.001 s. Autoři identifikovali 4 základní události kondenzace jako: spojení, klouzání, překryv a nukleace. Tato metoda výpočtu je podle autorů rychlejší na výpočet a přináší stejné výsledky jako simulace s časovým krokem. Nevýhodou je značná náročnost na zdrojový kód, kdy je zejména složité určit další vývojovou fázi každé kapičky, přičemž každá kapička je ve výpočtech reprezentována jako samostatný bod o známých souřadnicích. Nová metoda výpočtu je ve fázi vývoje jako samostatný řešič a nebyla komerčně nasazena.

Xu [108] se svými kolegy obsáhle popisuje principy tvorby kapiček kondenzátu, jejich růstu, shlukování i tvorbě nové generace kapiček, a to včetně matematického popisu pro každou fázi. Jednou z významných vědeckých otázek je vliv povrchového napětí na tvorbu kapiček, jelikož na různě upravených površích dochází k tvorbě kapiček s rozdílným úhlem kontaktu. Práce obsahuje také numerický model s nestacionárním výpočtem a upozorňuje na nutnost použít velice jemnou výpočetní síť a velmi malý časový krok, jelikož kapičky se začínají tvořit na úrovni atomů a mohou dosahovat velikosti až jednotek milimetrů. Velice přínosný je grafický výstup z jimi vytvořeného software pro zachycení života kapičky kondenzátu. Ten je zobrazen na obrázku 6. Práce se také zabývá přenosem tepla během kapičkové kondenzace, kde bylo vyzorováno ustálení hodnot po určitém čase, které ovšem záleží na úhlu kontaktu kapičky s povrchem.



Obrázek 6: Distribuce kapiček na chlazené ploše v [108]

2.5.2 Shrnutí poznatků

Tato kapitola popisuje nejdůležitější poznatky z odborné literatury a publikací relevantních ke kondenzaci atmosférické vlhkosti.

Z rešerše vyplývá mimo jiné také trendový posun ve zpracování tématu. Prvotní studie kladly důraz na experimentální zpracování včetně analytického určení nejvýznamnějších činitelů pro kondenzaci. Současné studie vykazují tendenci řešit problematiku převážně numericky, přičemž větší část práce je věnována matematickému popisu fázové přeměny a nastavení funkčních okrajových podmínek pro konkrétní řešený případ.

Autoři zpracovávající kondenzaci numericky použili pro prvotní výpočty modely, které obsahovaly určitá zjednodušení. S tímto nastavením dosahovali různě přesných výsledků při kvantifikaci kondenzátu. V pracích se vzácně vyskytuje seznam parametrů, které mají přímý či nepřímý vliv na tvorbu kondenzátu. Jmenujme např. složení vlhkého vzduchu, materiál, drsnost povrchu, rychlost proudění, teplotní diference vzduchu od rosného bodu, rozložení teplotního toku na kondenzační ploše, prostorovost výpočetní domény nebo i zpětné odpařování kondenzátu. Různé řešitelské týmy si proto vyvinuli vlastní zdrojový kód, který implementovali do výpočetního software. To ovšem vytváří nepřehlednou situaci, protože je velmi složité vzájemně porovnávat jejich výsledky. Tyto programy jsou povětšinou určeny pouze pro vybraný případ s úzkým okruhem parametrů o stanovených mezích, a tudíž existuje možnost, že byly naprogramovány k dosažení přesných výsledků pro konkrétní aplikace. Východisko z této situace nabízí využití jednoho programu, který v sobě již má implementovaný kondenzační model proudící tekutiny. Tímto programem je např. komerční software ANSYS CFX bez použití speciálních tzv. „in-house“ doplňků, což vede k větší transparentnosti a opakovatelnosti celého procesu. ANSYS CFX prokázal svou schopnost správně řešit kondenzaci vlhkosti na testovacích úlohách [79].

Mezi největší identifikované nedostatky napříč celou rešerší lze stanovit:

- Statistické vyhodnocení kondenzace bez (zatím) nutné znalosti fázové přeměny v mikroměřítku na úrovni atomů
- Silná závislost experimentálních výsledků na dodržení konstantních podmínek během celého experimentu (převážně v řádu desítek hodin)
- Silná závislost numerických výsledků na použitém software včetně korespondujících okrajových podmínek a zejména na možnostech časově náročných výpočtů na jemných výpočetních sítích
- Nutnost validace numerického modelu a experimentu se shodnými okrajovými podmínkami, jelikož komplikovanost obou přístupů je značná, a tudíž je nutné porovnávat celou sadu vzájemně se ovlivňujících parametrů

2.6 Matematický model turbulentního proudění

V této části se bude uvažovat pouze s turbulentním prouděním média výměníkem bez kondenzace, která je popsána v následující kapitole. Vzorce jsou převzaty z [80], [81] a [104]. Stejně tak jako při všech výpočtech proudění i zde musí platit základní zákony

zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Zákon zachování hmotnosti neboli rovnice kontinuity, bude mít tvar dle (2.6.1). Navier-Stokesova rovnice bez zahrnutí modelu turbulence má tvar dle (2.6.2).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathbf{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.6.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathbf{u}_i \mathbf{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + f_i \quad (2.6.2)$$

Levá strana (2.6.2) značí celkové zrychlení částice tekutiny. První člen její pravé strany je tlaková síla, druhý člen je třecí síla a poslední člen je objemová síla, což může být např. tíhová síla nebo tepelný vztlak. Tenzor vazkových napětí popisující stav napětí v daném bodě [103] se pro newtonovskou vazkou tekutinu určí dle (2.6.3), kde μ značí dynamickou smykovou vazkost, ζ objemovou vazkost (vliv objemových dilatací) a δ_{ij} je Kroneckerův tenzor.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathbf{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \mathbf{u}_k}{\partial x_k} \right) + \zeta \delta_{ij} \frac{\partial \mathbf{u}_k}{\partial x_k} \quad (2.6.3)$$

Zákon zachování energie lze vyjádřit (2.6.4). Levá strana v ní značí celkovou změnu entalpie. První dva členy pravé strany tvoří práci tlakových sil. Třetí člen značí disipační funkci vyjadřující disipaci energie vlivem vazkosti. Poslední člen na pravé straně je Fourierův zákon vyjadřující tok tepla (2.6.5), v němž λ značí součinitel tepelné vodivosti.

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho h \mathbf{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{u}_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \mathbf{q}_j}{\partial x_j} \quad (2.6.4)$$

$$\mathbf{q}_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (2.6.5)$$

Na základě provedené rešerše literatury s ohledem na charakter výpočetní oblasti v tepelném výměníku byl pro popis situace ve zkoumaném výměníku zvolen turbulentní model proudění k- ω SST (Shear Stress Transport), který je sice méně robustní než standardní model k- ϵ , ale je přesnější na podobných úlohách. Jeho přidanou hodnotou je schopnost počítat proudění u stěny modelem pro nízká Reynoldsova čísla, přičemž pro toto vyžaduje výpočetní síť s hodnotou $y^+ < 1$. V něm se pro výpočet transportní rovnice pro turbulentní kinetickou energii používá (2.6.6). Vodorovná čára nad symbolem veličiny značí její konvenčně středovanou hodnotu a vlnovka nad symbolem veličiny značí její hmotnostně podmíněnou středovanou hodnotu (Favreho středování, protože

úloha se počítá jako stlačitelné proudění). Pro výpočet transportní rovnice pro měrnou rychlost disipace (frekvence turbulence) se použije rovnice (2.6.7).

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j k)}{\partial x_j} = p_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^* \bar{\rho} k \omega \quad (2.6.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho}\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j \omega)}{\partial x_j} &= \gamma \frac{\omega}{k} p_k + \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] &- \beta \bar{\rho} \omega^2 + 2(1 - F_1) \frac{\sigma_2}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega \end{aligned} \quad (2.6.7)$$

Tento model proudění používá k výpočtům (2.6.8) až (2.6.16) a konstanty:

Označení	Hodnota	Označení	Hodnota	Označení	Hodnota
β^*	0,09	σ_1^*	0,85	γ_1	5/9
β_1	0,075	σ_1	0,5	γ_2	0,44
β_2	0,0828	σ_2^*	1	σ_2	0,85

$$\gamma = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \frac{\sigma \kappa^2}{\sqrt{\beta^*}} \quad (2.6.8)$$

Veličinou F_1 je označena tzv. první přechodová funkce, která se určí podle (2.6.9). Argument funkce se určí dle (2.6.10) a difuze D_ω podle (2.6.11).

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (2.6.9)$$

$$\arg_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* d \omega}, \frac{500\nu}{d^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_2 k}{D_\omega d^2} \right) \quad (2.6.10)$$

$$D_\omega = \max \left(2 \frac{\sigma_2}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega, 10^{-20} \right) \quad (2.6.11)$$

Oproti původnímu Wilcoxovu modelu (pro k- ω) se turbulentní viskozita pro model k- ω SST určí dle (2.6.12), v němž $a_1=0,3$. Model ze své definice nadhodnocuje viskozitu vírů, a proto se v mezní vrstvě s nepříznivým tlakovým gradientem zavádí omezení funkce tzv. limiter (2.6.13). Rovnice (2.6.14) až (2.6.16) popisují proměnné nutné k výpočtu turbulentní vazkosti a F_2 značí druhou přechodovou funkci.

$$v_t = \min \left(\frac{k}{\omega}, \frac{a_1 k}{F_2 \Omega} \right) \quad (2.6.12)$$

$$\Omega = \sqrt{2 \frac{\vec{\Omega} : \vec{\Omega}}{\Omega}} \quad (2.6.13)$$

$$\vec{\Omega} = (\nabla\vec{u} - (\nabla\vec{u})^T)/2 \quad (2.6.14)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (2.6.15)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^*\omega d}, \frac{500\nu}{\omega d^2}\right) \quad (2.6.16)$$

Při výpočtech bude uvažováno s gravitací. Je tedy nutné do (2.6.2) na pravou stranu jako přídatný zdroj f_i implementovat (2.6.17). Tím dojde k přepsání výpočtu absolutního tlaku, od kterého se odvíjí celá řada dalších výpočtů. Nová rovnice má tvar dle (2.6.18).

$$S_{M,grav} = (\rho - \rho_{ref})g \quad (2.6.17)$$

$$p_{abs} = p + p_{ref} + \rho_{ref}g(\mathbf{r} - \mathbf{r}_{ref}) \quad (2.6.18)$$

Turbulentní proudění se chová jako ergodický náhodný proces (má tu vlastnost, že střední hodnoty náhodného procesu jsou nezávislé na čase, jedná se o tzv. stacionaritu náhodného procesu). V postprocessingu bude nutné kontrolovat hodnotu y^+ u výpočtových sítí. Ta je definována (2.6.19), v níž Δn je vzdálenost mezi prvním a druhým bodem sítě od stěny.

$$y^+ = \frac{\sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \Delta n}{\nu} \quad (2.6.19)$$

Modelu turbulence musí kvalitativně odpovídat také model přenosu tepla. Vzhledem k použití software ANSYS CFX se jedná o výpočty s turbulentním Prandtlovým číslem. Při větších rychlostech lze zanedbat práci tlakových sil a disipaci, takže rovnice zachování energie dostane stejný tvar jako pro nestlačitelné proudění. Podobně jako ve středovaných Navier-Stokesových rovnicích se ve středované rovnici zachování energie vyskytuje přídatný člen $\overline{\partial(\rho h' u_j')/\partial x_j}$, který vyjadřuje turbulentní transport tepla. To znamená, že pro numerické řešení turbulentního proudění pomocí středovaných pohybových rovnic musí být soustava rovnic doplněna modelem turbulence, který modeluje turbulentní transport hybnosti a tepla v proudící tekutině.

2.7 Matematický model kondenzace

Pro účely této práce se předpokládá, že kondenzace na stěně bude hrát dominantní roli v přenosu tepla včetně tvorby kondenzátu a objemová kondenzace podle obrázku 5 je zanedbatelná [82]. Podle charakteru proudění a vlastností povrchu stěny na ni může

docházet buď k filmové nebo ke kapičkové kondenzaci. Toto rozdělení je zcela zásadní pro stanovení správného součinitele přestupu tepla, který se může lišit i o několik řádů. Matematický model kondenzace uvedený v této podkapitole je platný pro stlačitelné i nestlačitelné proudění směsi suchého vzduchu a vodní páry v kombinaci s nekondenzujícími plyny. Lokální hmotnostní zlomky jednotlivých složek jsou predikovány pomocí konvekčně-difuzní rovnice (2.7.1).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{ha}x_i) + \nabla(\rho_{ha}\mathbf{u}_{ha}x_i) = -\nabla J_i + S_i \quad (2.7.1)$$

Tuto rovnici lze řešit pro $(n-1)$ složek, kde n je celkový počet složek obsažených v systému. Jelikož součet hmotnostních zlomků všech složek musí být roven jedné, tak n -tý hmotnostní zlomek se určí jako jedna minus suma všech $(n-1)$ řešených rovnic. V (2.7.1) se předpokládá, že n -tou složkou směsi je vzduch a tak se použije pro výpočet vodní páry. Pokud směs obsahuje další nekondenzující složky, tak jejich hmotnostní zlomek se také určí pomocí stejné rovnice.

Zdroj [79] představuje výsledky testů vybraných CFD programů zaměřené na jejich schopnost predikce kondenzace vzdušné vlhkosti na stěně. Bylo zjištěno, že některé CFD programy nemají ve svých jádrech implementovány výpočty s kondenzací a změnou fáze látek. V tomto případě je řešením vytvořit vlastní program či funkci s potřebnými rovnicemi a následně je implementovat do výpočetního jádra konkrétního programu. Tato varianta je upřednostňována některými autory, jejichž práce jsou uvedeny v kapitole 2.5.1 této práce. Společným znakem jejich výsledků je excelentní shoda buď s vlastními experimenty nebo s teoretickými rovnicemi kondenzace. Vytvořené programy měly omezený rozsah použití a byly zejména určeny na konkrétní úlohy. Ve stejném zdroji byla nalezena méně početná skupina CFD programů, které již model kondenzace mají zahrnutý ve svých výpočetních jádrech. Jedním z takovýchto programů je komerčně využívaný ANSYS CFX. Proto byl vybrán pro účely této práce pro svou rozšířenost v technické praxi a dostupnost podkladů odhalujících implementované rovnice pro širokou škálu použitelných modelů.

Aby ANSYS CFX mohl počítat s kondenzačním modelem a fázovou přeměnou látek, je nutné v modelu definovat dva nové materiály. Prvním z nich je směs o proměnném vzájemném poměru složek. V této práci se jedná o suchý vzduch s vodní párou. V terminologii ANSYS CFX se takovýto vzájemný stav označuje názvem „Variable Composition Mixture“. Druhý materiál definuje fázovou změnu látky, tedy kondenzaci

vodní páry na tekutý kondenzát. V terminologii ANSYS CFX se takovýto stav označuje názvem „Homogeneous Binary Mixture“ a tím se zcela jasně stanoví, která látka ze směsi je kondenzující. Po tomto nastavení je teprve možné definovat kondenzační plochy, což mohou být stěny nebo rozhraní mezi proudícími látkami a pevnými stěnami. Pokud je jejich teplota rovna nebo je nižší než teplota rosného bodu proudícího média, pak na těchto plochách model může predikovat vznik kondenzátu do formy tenkého filmu na stěně. Toto nastavení předpokládá, že hlavní odpor přenosu tepla je způsoben gradientem koncentrace kondenzační složky na stěně a že vytvořený film na stěně je dostatečně tenký a jeho příspěvek k celkovému odporu při přenosu tepla je zanedbatelný. Kondenzace je modelována jako pokles hmotnostního toku kondenzační složky z proudícího média na stěnách. Proudění ve vytvořeném tenkém filmu není modelováno [80]. Z výše uvedeného vyplývá, že ANSYS CFX umožňuje řešit filmovou kondenzaci na definovaných plochách, ale neumí na nich řešit kapičkovou kondenzaci.

2.7.1 Kondenzace na stěně – obecný popis rovnic

V každém okamžiku při proudění musí platit základní zákony zachování hmoty, kinetické energie, bilance energie a energie pro všechny složky směsi, tj. pro vodní páru, kondenzát, suchý vzduch a případně také pro další plyny obsažené ve vlhkém vzduchu.

Kondenzace na stěně je počítána z difuze vodní páry přes vrstvu nekondenzujícího plynu blízko stěny. Difuzní koeficient je stanoven z kinetické teorie plynů. Difuzní tok vodní páry ke stěně přes vrstvu nekondenzujícího plynu je stanoven z Fickova zákona dle (2.7.2). V ní se uvažuje hodnota turbulentního Schmidtova čísla rovna 0.7 a celkový tok vodní páry ke stěně je roven součtu difuzního a konvektivního toku podle (2.7.3).

$$\vec{J}_{v,w,dif} = - \left(\rho_{ha} D_{v,ha} + \frac{\eta_{turb}}{Sc_{turb}} \right) \nabla x_v \quad (2.7.2)$$

$$\vec{J}_{v,w} = \vec{J}_{v,w,dif} + \rho_{ha} \mathbf{u}_{ha} x_v \quad (2.7.3)$$

Tepelný tok při kondenzaci na stěně vztažený na objem sousední buňky tekutiny se určí dle (2.7.4). V ní A_{bu} značí plochu, kterou zabírá výpočetní buňka na kondenzační ploše ve styku s výpočetní buňkou tekutiny. Při kondenzaci se ve výpočetní buňce zmenšuje hmotnostní zlomek vodní páry a zvyšuje se gradient hmotnostního zlomku páry. Toto vede k difuzi páry z vnější buňky do buňky v blízkosti stěny. Ve stejném čase s klesajícím hmotnostním zlomkem klesá také parciální tlak páry, což vede k poklesu přestupu tepla

při kondenzaci. Při kondenzaci na stěně je dominantní kondenzační tepelný tok a citelné teplo hraje pouze minoritní roli. Koeficient citelného tepla je funkcí teploty stěny. Celkový přestup tepla se skládá z (2.7.4) a citelného tepla. Pro filmovou kondenzaci se určí dle (2.7.5) s využitím tloušťky kondenzačního filmu. Lze jej také nazvat jako teplotní odpor kondenzačního filmu.

$$Q_{w,kond} = \frac{A_{bu}}{V_{bu}} \alpha_{w,kond} (T_{sv} - T_w) \quad (2.7.4)$$

$$\alpha_{w,kond} = \frac{k_v}{\chi} \quad (2.7.5)$$

Zdrojový člen pro tvorbu páry se určí dle (2.7.6) a použije se v rovnici kontinuity. Zdrojový člen do rovnice hybnosti udává (2.7.7). Analogicky lze použít vzorce pro turbulentní kinetickou energii a disipaci. Zdrojový člen v energetické rovnici je (2.7.8).

$$S_v = - \frac{Q_v + Q_{w,kond}}{l} \leq 0 \quad (2.7.6)$$

$$S_{\rho,v} = S_v \mathbf{u} \quad (2.7.7)$$

$$S_{h,tek} = Q_v + S_v h_v \quad (2.7.8)$$

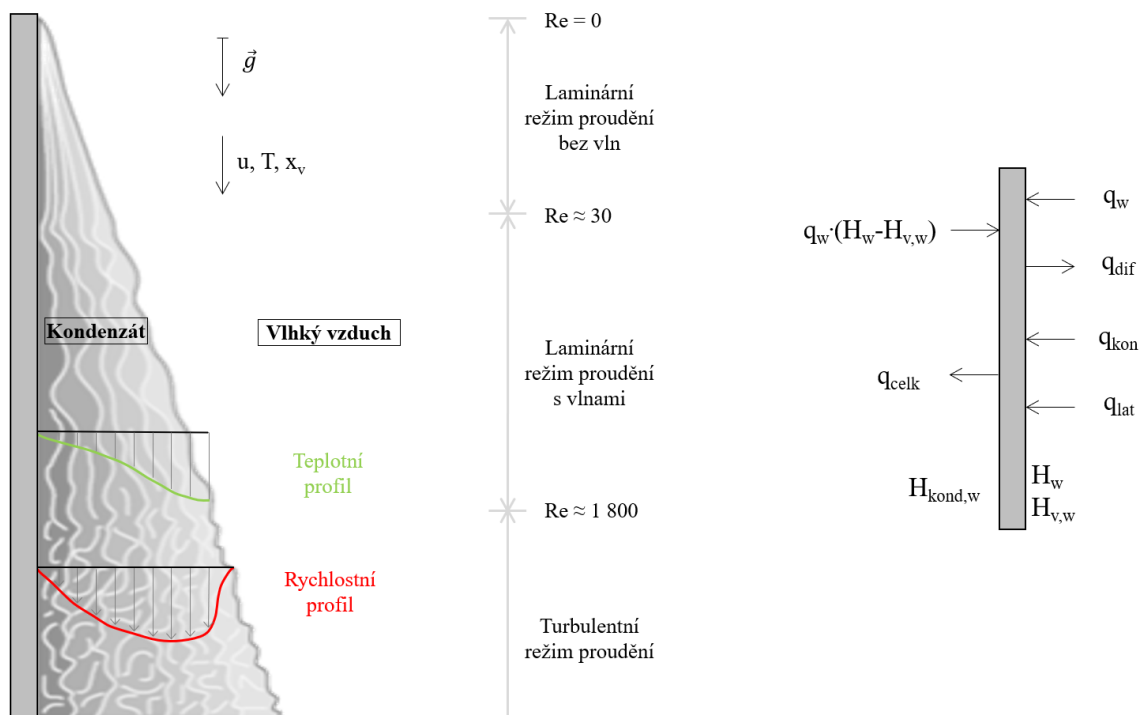
2.7.2 Filmová kondenzace

Uvažujme případ, kdy svisle orientovaná deska má povrchovou teplotu nižší, než je teplota rosného bodu vlhkého vzduchu. Ten proudí podél desky vertikálně shora dolů, čímž dochází ke kondenzaci vlhkosti obsažené ve vzduchu. Kondenzát vzniká na svislé stěně a tloušťka vytvořeného filmu se postupně zvětšuje. Při tomto charakteru proudění vzniklá bariéra filmu kondenzátu brání tepelné výměně mezi vlhkým vzduchem a chladným povrchem stěny a tím pádem také brání další difuzi vodní páry. Z tohoto důvodu také vzájemně souvisí přenos tepla a hmoty, které dohromady popisují komplexní probíhající proces. Aby ten byl plně pochopen, tak je nutné adekvátně porozumět souvislostmi mezi prouděním, energií a difuzními rovnicemi. Jedním z klíčových bodů je určení, zda lze využít analogie mezi přenosem tepla a hmoty ke složitějším výpočtům. Na základě celé řady provedených experimentů a vyhodnocení není jednoznačné, zda lze této analogie použít, či nikoliv [71]. Některé práce nicméně indikují, že pro případ kondenzace atmosférické vlhkosti na chlazené vertikální stěně lze využít podobnosti mezi Sherwoodovým a Nusseltovým číslem vypočítaného z konvektivního členu celkového

přestupu tepla stěnou. Důsledkem popsaných vlivů dochází k nerovnoměrnému rozložení teplot a koncentrací jednotlivých složek v mezní vrstvě, což vyvolá oscilace Prandtlova, Schmidtova a Lewisova čísla. Jak se zdá, tak tyto efekty je těžké popsat integrálními počty, a tedy jako jediné možné východisko se jeví vyřešit kompletní soustavu diferenciálních rovnic pro energii a difuzi v mezní vrstvě. Podrobnější informace o Schmidtově a Sherwoodově čísle jsou uvedeny v příloze C této práce.

Se zvyšující se teplotou vlhkého vzduchu roste koncentrace vodní páry až do meze nasycení a koncentrace vzduchu klesá. V tomto případě se problém přenosu tepla a hmoty redukuje na prakticky významnou část kondenzace vodní páry za přítomnosti nekondenzujících nečistoty ve směsi.

Vznik a růst mezní vrstvy kondenzátu je znázorněn na obrázku 7 vlevo. Na stejném obrázku vpravo jsou schematicky znázorněny tepelné toky u vertikální stěny [96].



Obrázek 7: Mezní vrstva filmové kondenzace

Přestup tepla kondukcí lze určit dle (2.7.9), což je Fourierův zákon, a difuzi dle (2.7.10).

$$q_{kon} = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.7.9)$$

$$q_{dif} = \sum q_i H_i \quad (2.7.10)$$

Celková entalpie z (2.7.10) se určí algebraickým součtem formační entalpie a součinu měrné tepelné kapacity za konstantního tlaku s termodynamickou teplotou. Celkový tepelný tok je dán součtem termální kondukce a difuze podle (2.7.11).

$$q_{celk} = -k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_w + q_w (H_{v,w} - H_w) \quad (2.7.11)$$

Tepelná rovnováha na stěně je dána (2.7.12) podle schématu zachování tepelné energie. Člen na levé straně (2.7.12) je celkový tepelný tok odebraný ze stěny a poslední člen na pravé straně je celková entalpie zkondenzované tekutiny.

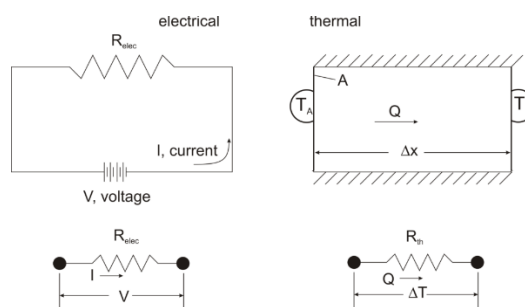
$$q_w = q_{celk} + q_w (H_w - H_{kond,w}) \quad (2.7.12)$$

Kombinací (2.7.11) a (2.7.12) vznikne (2.7.13) zahrnující teplo potřebné ke změně fáze z vodní páry na kapalinu. Proto hustota teplotního toku odebraného ze stěny při kondenzaci může být určena jako suma konvektivního členu a tepelné energie nutné na změnu skupenství vodní páry.

$$q_w = - \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right)_w + q_w l \quad (2.7.13)$$

Pro laminární proudění lze podobnost přenosu tepla a hmoty stanovit teoreticky, jelikož formulace problému a jeho řešení nevyžaduje zavedení dodatečné hypotézy nebo zjednodušujících předpokladů. Proudění v mezní vrstvě se nemodeluje a předpokládá se, že uvnitř filmu je laminární proudění.

Analogii mezi výpočty tepelných odporů a odporů v elektrických obvodech popisuje obrázek 8, který je zde umístěn pouze pro ilustraci podobností, která je všeobecně známa.



Obrázek 8: Analogie výpočtů tepelných odporů s elektrickými odpory

Filmová kondenzace na stěně pro laminární proudění

Základem bilančních rovnic je v tomto případě stanovení molárního toku nekondenzující složky (2.7.14) v mezní vrstvě s využitím molárního konvektivního toku směsi $J_{mol,ha}$.

molárního zlomku složky X_a , binárního difuzního koeficientu D_{av} a molární hustoty směsi $\rho_{mol,ha}$. Obdobně se určí molární tok kondenzující složky podle (2.7.15).

$$J_{mol,a} = J_{mol,ha}X_a - D_{av}\rho_{mol,ha}\frac{\partial X_a}{\partial y} = 0 \quad (2.7.14)$$

$$J_{mol,v} = J_{mol,ha}X_v - D_{av}\rho_{mol,ha}\frac{\partial X_v}{\partial y} \quad (2.7.15)$$

Kombinací (2.7.14) a (2.7.15) po úpravách lze dospět ke vzorci popisujícímu hmotnostního tok kondenzující složky (2.7.16), v němž δ označuje výšku filmu na stěně.

$$m_{v,lam} = m_{mol,v}J_{mol,v} = \frac{M_v}{M_{ha}} \frac{D_{av}\rho_{ha}}{\delta} \ln\left(\frac{1 - X_v(\delta)}{1 - X_v(0)}\right) \quad (2.7.16)$$

Molární zlomek kondenzační složky na rozhraní pevné stěny a tekutiny je stanoven z předpokladu, že vodní pára je v termální rovnováze s filmem kondenzátu na tomto rozhraní, a proto její parciální tlak je roven jeho saturačnímu tlaku při teplotě na rozhraní. Ve skutečnosti pára na hranici mezní vrstvy může být přesycená mokrá pára nebo mlha. Pouze suchá pára bude formovat koncentrační gradient, který řídí hmotnostní tok vytvořeného kondenzátu. Z tohoto důvodu může být pouze molární zlomek suché páry použit ke stanovení hmotnostního toku. Toho je docíleno oříznutím molárního zlomku na hranici mezní vrstvy podle (2.7.17).

$$X_v(\delta) = \min\left(X_v(\delta), X_{v,sat}(\delta)\right) \quad (2.7.17)$$

Filmová kondenzace na stěně pro turbulentní proudění

Pro turbulentní proudění je mezní vrstva koncentrací modelována pomocí turbulentních stěnových funkcí. Proto se pro modelování hmotnostních toků v turbulentní mezní vrstvě používá diskrétní verze (2.7.14) a (2.7.15) užitím turbulentních stěnových funkcí. V (2.7.18) a (2.7.19) se proto objevují stěnové funkce (index w) a T_M značí koeficient stěny (2.7.20).

$$J_{mol,a,w} = J_{mol,ha}X_{a,w} - T_M(X_{a,p} - X_{a,w}) = 0 \quad (2.7.18)$$

$$J_{mol,v,w} = J_{mol,ha}X_{v,w} - T_M(X_{a,p} - X_{a,w}) \quad (2.7.19)$$

$$T_M = \frac{\rho_{mol,ha}D_{av}}{\delta} \quad (2.7.20)$$

Jelikož vícefázový model proudění používá hmotnostní zlomky místo molárních zlomků, tak je výhodnější do finální rovnice hmotnostního toku kondenzační složky (2.7.21) použít spíše hmotnostní toky a hmotnostní zlomky než molární toky a molární zlomky.

$$m_{v,w,turb} = -T_M \frac{x_{v,P} - x_{v,W}}{1 - x_{v,W}} \quad (2.7.21)$$

K tomuto tématu je nutné podotknout, že turbulentní stěnové funkce je v ANSYS CFX možné definovat pouze na těch stěnách, které jsou definovány jako „no-slip wall“. Pokud by byly definované stěny jinak, např. jako „free slip wall“, „specified stress wall“ nebo s okrajovou podmínkou „non-overlap“, tak na těchto stěnách není možné turbulentní stěnové funkce zapnout, a proto na nich není povolena kondenzace.

Přenos tepla při filmové kondenzaci

Na rozhraní mezi pevnou stěnou a tekutinou se předpokládá, že latentní teplo uvolněné při kondenzaci do filmu kondenzátu se absorbuje do pevné stěny na tomto rozhraní. Toto přidává tepelný zdroj na stěnu podle (2.7.22), kde l značí latentní teplo.

$$Q = -m_{v,w} l \quad (2.7.22)$$

V případě definice stěny o neměnné teplotě tato představuje tzv. nekonečný zásobník, na kterém je efekt tepelného zdroje kondenzace zanedbatelný, protože teplota je konstantní.

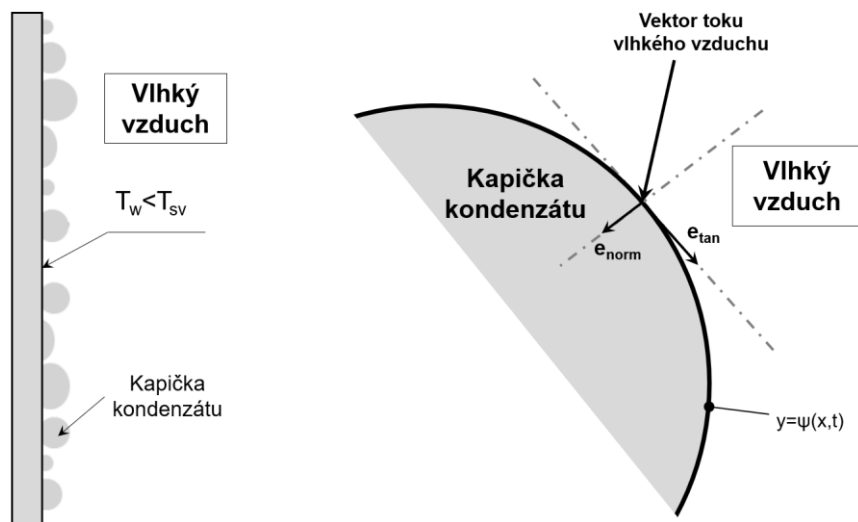
Specifikace sekundárních toků při filmové kondenzaci v CFX

Všeobecně řečeno je nutné vyspecifikovat sekundární toky zdroje energie jako okrajovou podmínku na vstupu. V případě modelu kondenzace na stěně jsou tyto korespondující zdroje energie na výstupu. Implementace v řešiči ANSYS CFX využívá implementovaných nástrojů pro výpočty zdrojů energie. Všechny sekundární toky jsou počítány pomocí lokálních proměnných, výjimku představuje pouze zdroj energie dělený hmotnostním zlomkem. V důsledku toho jsou pro tento model všechny sekundární zdroje informací automaticky zahrnuty.

V principu je možné definovat i jiné zdroje energie jako okrajové podmínky ke kondenzaci. Je ale důležité prověřit, zda jsou konzistentní s implementovanými možnostmi pro kondenzaci. V používané verzi softwaru ANSYS CFX 18.0 nelze na plochách s kondenzací specifikovat ještě jakýkoliv jiný zdroj energie či okrajovou podmínku [80].

2.7.3 Kapičková kondenzace na vertikální stěně

Druhým možným případem je, že se při proudění začnou na vertikální chlazené stěně tvořit jednotlivé kapičky kondenzátu. Tato situace je schematicky znázorněna na obrázku 9, kde je zcela zřejmé, že může docházet k tvorbě různého množství různě velkých kapek, jejichž průměr se pohybuje od mikrometru až do jednotek milimetrů [97], [102] a [108]. Na rozdíl od filmové kondenzace zde nedochází k vytvoření vrstvy, která by výrazně měnila hodnotu součinitele přestupu tepla. Proto tento součinitel může při kapičkové kondenzaci být až desetkrát větší než při filmové kondenzaci. Tento případ kondenzace je v technické praxi častější a jeho vznik je ovlivněn řadou parametrů, jako je např. povrchové napětí, čistota povrchu i jeho drsnost nebo také čas od začátku kondenzace.



Obrázek 9: Kapičková kondenzace na svislé stěně s detailem na rozhraní

Pravá část obrázku 9 zobrazuje rozhraní mezi kapičkou kondenzátu jako tekutou fází a vlhkým vzduchem jako směsí dvou složek. V tomto případě se předpokládá, že je možné matematicky popsat povrch kapičky kondenzátu v závislosti na čase a pozici rovnicí (2.7.23). V ní proměnná F značí definovanou funkci závislou na čase a poloze ve dvoudimenzionálním prostoru.

$$F(x, y, t) = y - \psi(x, t) \quad (2.7.23)$$

Poté lze rovnice zachování rovnováhy na fázovém rozhraní zjistit pro jednotlivé směry. Tangenciální směr se určí dle (2.7.24) a normálový směr dle (2.7.25).

$$e_{tan} = \left[\frac{\partial F}{\partial y}, -\frac{\partial F}{\partial x} \right] \|\nabla F\|^{-1} \quad (2.7.24)$$

$$e_{norm} = \left[\frac{\partial F}{\partial x}, \frac{\partial F}{\partial y} \right] \|\nabla F\|^{-1} \quad (2.7.25)$$

Následně lze určit přestup hmoty na rozhraní dle (2.7.26). Zachování kinetické energie na rozhraní popisuje (2.7.27) a zachování celkové energie na rozhraní popisuje (2.7.28).

$$\rho_{pl}(\mathbf{u}_{pl} - \mathbf{u}_\chi)\eta + \rho_{kond}(\mathbf{u}_{kond} - \mathbf{u}_\chi)(-\eta) = 0 \quad (2.7.26)$$

$$\begin{aligned} & (\rho_{pl}\mathbf{u}_{pl} \otimes (\mathbf{u}_{pl} - \mathbf{u}_\chi) + P_{pl})\eta + \\ & (\rho_{kond}\mathbf{u}_{kond} \otimes (\mathbf{u}_{kond} - \mathbf{u}_\chi) + P_{kond})(-\eta) = 0 \end{aligned} \quad (2.7.27)$$

$$\begin{aligned} & (\rho_{pl}h_{pl}(\mathbf{u}_{pl} - \mathbf{u}_\chi) + q_{pl})\eta + \\ & (\rho_{kond}h_{kond}(\mathbf{u}_{kond} - \mathbf{u}_\chi) + q_{kond})(-\eta) = 0 \end{aligned} \quad (2.7.28)$$

Rovnováha vzduchu na fázovém rozhraní se určí dle (2.7.29). Pokud by vlhký vzduch obsahoval další nekondenzující plyn, tak se za pomoci (2.7.29) určí jeho rovnováha na fázovém rozhraní při adekvátní změně indexu vzduchu a za nový podle prvku.

$$\begin{aligned} & (\rho_{pl}x_a(\mathbf{u}_{pl} - \mathbf{u}_\chi) + J_{a-pl})\eta + \\ & (\rho_{kond}x_a(\mathbf{u}_{kond} - \mathbf{u}_\chi) + J_{a-kond})(-\eta) = 0 \end{aligned} \quad (2.7.29)$$

Z důvodu nepropustnosti kondenzátu pro nekondenzující prvky lze rovnice redukovat na (2.7.30). Opět platí, že při existenci dalšího lehkého nekondenzujícího plynu lze vzduch nahradit dalším příslušným prvkem.

$$(\rho_{pl}x_a(\mathbf{u}_{pl} - \mathbf{u}_\chi) + J_{a-pl})\eta = 0 \quad (2.7.30)$$

Parametrem, který není možné zanedbat, je vliv gravitace na výsledné proudění. Předpokládá se, že gravitační síla a její aproximace stanovuje, že tlak je roven hydrostatickému v obou fázích. Poté lze pro popis vlivu gravitace použít (2.7.31), do které vstupují parametry α a β , které je nutné určit na základě konkrétní aplikace [74]. Pokud směs obsahuje i jiný plyn než suchý vzduch, např. helium, tak se pro tento prvek použijí členy s indexem He v (2.7.31). K výpočtu je zapotřebí znát molární hmotnosti jednotlivých složek směsi a jejich hmotnostní podíly. Ty jsou např. uvedeny v příloze A v Tabulce A1.

$$1 - \frac{\rho_{pl}^\infty}{\rho_{pl}} = \alpha(x_a - x_a^\infty) + \beta(x_{He} - x_{He}^\infty) \quad (2.7.31)$$

2.7.4 Spontánní kondenzace (objemová)

V případě výpočtů kondenzace, kde je dominantním materiálem proudění vodní pára (např. v turbínách), lze v ANSYS CFX zapnout model spontánní kondenzace v objemu, který nepotřebuje definovat stěnu a kondenzační zárodky se vytváří vzájemnými srážkami molekul vody. Tato kapitola je stručně popsána v příloze D této práce. V přírodě se tento jev vyskytuje zejména v případě formování mraků, viz obrázek 5.

3 VLASTNÍ VÝSLEDKY KONDENZACE ATMOSFÉRICKÉ VLHKOSTI

Tato kapitola se zaměřuje na prezentaci vlastních výsledků práce. Přímo navazuje na předchozí kapitolu s teoretickými poznatky, které jsou zde aplikovány pro řešení kondenzace atmosférické vlhkosti. Použité principy a nastavení vychází z faktů a doporučení prezentovaných ostatními autory. Byla tak vytvořena autorova vlastní verze numerického modelu, jejíž cílem je spojit ty nejlepší doporučené metody z řešených oblastí a zároveň přinést vlastní prvky do řešené problematiky včetně jejich vysvětlení.

3.1 Přesný výpočet stavových veličin vlhkého vzduchu

V kapitole 2.2 je vysvětlena nutnost přesných výpočtů stavových veličin vlhkého vzduchu. Za tímto účelem byly nalezeny rovnice pro jednotlivé stavové veličiny v předpokládaném rozsahu teploty, vlhkosti a tlaku. Všechny rovnice jsou uvedeny v příloze A. Jelikož nebyl nalezen žádný volně dostupný počítačový program, který by nalezené rovnice vypočítával, tak byla autorem této práce vytvořena funkce v programu MathWorks MATLAB, která provádí přesné výpočty stavových veličin vlhkého vzduchu. Pro každou veličinu bylo vytvořeno více na sobě nezávislých výpočtů z ověřených zdrojů. Následně program vypočítá průměr a odchylku z vypočítaných hodnot pro každou veličinu. Vstupními hodnotami jsou teplota vlhkého vzduchu, jeho relativní vlhkost a atmosférický tlak, přičemž program kontroluje, zda jsou hodnoty zadány v požadovaném rozsahu. Výstupem je výpis výsledků na obrazovku uživatele a uložení výsledků do lokálních proměnných. Zdrojový kód této vytvořené funkce je v příloze B včetně komentářů a odkazů na zdroje.

Tabulka 2 představuje výpis z výpočtu pro teplotu vlhkého vzduchu 4.3 °C, relativní vlhkost 88.3 % a atmosférický tlak 99 510 Pa. Ty odpovídají atmosférickým podmínkám v místě i době realizace experimentu (tabulka 4). Výsledky budou dále používány v kapitole 3.3. V druhém sloupečku tabulky 2 zkratka *sv* značí suchý vzduch, *vp* značí vodní páru a *vv* značí vlhký vzduch jako směs.

Pro naladění, zda vytvořená funkce vypočítává korektní hodnoty i v mezních případech, bylo použito více nezávislých kalkulátorů. Ty jsou uvedeny v tabulce 3 a byla použita kombinace online kalkulátorů a desktopové aplikace.

Tabulka 2: Výpis výsledků stavových veličin

Stavová veličina	Složka	Zdroj	Hodnota	Jednotka
Tlak sytých par	vv	Ashrae	830.7997	Pa
		Chysky	830.5952	
		Hardy	830.8456	
		Cipm	830.8395	
		Společně	830.77 ± 0.11829	
Měrná vlhkost	vv	Teorie	0.0046193	kg _v ·kg _a ⁻¹
Stupeň nasycení	vv	Sředa	0.88213	-
Tlak	sytá	Teorie	733.5699	Pa
	vp	Computrols	733.6548	
	sv	Dalton	98776.4301	
	vv	Teorie	99510	
Faktor vylepšení	vv	Greenspan	1.0038	-
		Picard	1.0038	
		Společně	1.0038 ± 2.2794·10 ⁻⁵	
Hmotnostní zlomek	vp	CIPM	0.0045981	-
	vv	Teorie	0.9954	
Měrná plynová konstanta	vv	Teorie	287.8521	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
Kompresibilitní faktor	vv	CIPM	0.99947	-
Hustota	sv	Srip	1.2403	kg·m ⁻³
	vp	Srip	0.0057291	
	vv	Picard	1.248	
		Tsilingiris	1.2466	
		Teorie	1.2543	
		Srip	1.246	
		Společně	1.2487 ± 0.0037923	
Měrný objem	sv	Teorie	0.80629	m ³ ·kg ⁻¹
	vp		174.5461	
	vv		0.80082	
Molární objem	sv	Goodnight	0.99263	m ³ ·mol ⁻¹
	vp		0.0073722	
Teplota rosného bodu	vv	Hardy	2.5377	°C
		Npl	2.5445	
		Magnus	2.5345	
		Revering	2.5144	
		Computrols	2.5398	
		Společně	2.5342 ± 0.011645	
Difuzivita vodní páry do suchého vzduchu	vv	Goodnight	2.276·10 ⁻⁵	m ² ·s ⁻¹
		Ashrae	2.2462·10 ⁻⁵	
		Gates	2.1847·10 ⁻⁵	
		Společně	2.2356·10 ⁻⁵ ± 4.6527·10 ⁻⁷	
Teplota mokrého teploměru	vv	MVT	3.6	°C
		Stull	3.1576	
		Computrols	2.5398	
		Společně	3.0991 ± 0.53252	

Stavová veličina	Složka	Zdroj	Hodnota	Jednotka
Dynamická viskozita	sv	Rohsenow	$1.7445 \cdot 10^{-5}$	Pa·s
		CRC	$1.7381 \cdot 10^{-5}$	
		Morvay	$1.7298 \cdot 10^{-5}$	
		Společně	$1.7375 \cdot 10^{-5} \pm 7.3925 \cdot 10^{-8}$	
	vp	Irvine	$8.2302 \cdot 10^{-6}$	
		Morvay	$9.3203 \cdot 10^{-6}$	
		Společně	$8.7752 \cdot 10^{-6} \pm 7.7087 \cdot 10^{-7}$	
	vv	Irvine	$1.7305 \cdot 10^{-5}$	
		Morvay	$1.7331 \cdot 10^{-5}$	
Společně		$1.7318 \cdot 10^{-5} \pm 1.879 \cdot 10^{-8}$		
Kinematická viskozita	sv	Teorie	$1.4009 \cdot 10^{-5}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
	vp		0.0015317	
	vv		$1.3868 \cdot 10^{-5}$	
Tepelná vodivost	sv	Rohsenow	0.024389	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
		Morvay	0.024708	
		Společně	0.024548 ± 0.00022557	
	vp	Irvine	0.01786	
	vv	Reid	0.024494	
Specifická tepelná kapacita za konstantního tlaku	sv	Rohsenow	1005.2426	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
	vp		1868.3601	
	vv	Wong	1009.226	
Specifická tepelná kapacita za konstantního objemu	vv	Teorie	726.0619	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Teplotní vodivost	vv	Teorie	$1.9436 \cdot 10^{-5}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Prandtlovo číslo	vv	Teorie	0.71355	-
Entalpie	vv	Massen	15826.494	$\text{J} \cdot \text{kg}_a^{-1}$
		Teorie	15907.9726	
		Společně	15867.2333 ± 57.614	
Molární zlomek	vp	Giacomo	0.0073996	-
	sv	Teorie	0.9926	
Rychlost zvuku	vv	Cramer	334.4663	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
		Teorie	334.3806	
Počet částic na milion dle objemu	vp	Teorie	7426.5683	-
Počet částic na milion dle hmotnosti	vp	Teorie	4619.0086	-

Tabulka 3: Použité kalkulátory pro validace výpočtů vlhkého vzduchu

Typ	Vydavatel	Odkaz, příp. název
Webová aplikace	Remak	http://www.remak.eu/cs/vlastnosti-vlhkeho-vzduchu
	Rotronic	https://www.rotronic.com/en/humidity_measurement-feuchtemessung-mesure_de_1_humidite/humidity-calculator-feuchterechner-mr
	Technika prostředí	http://www.qpro.cz/Vlastnosti-vlhkeho-vzduchu
	NIST	http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/
	Holsoft	http://physics.holsoft.nl/physics/ocmain.htm
Desktopová aplikace	The Sugar Engineers	http://www.sugartech.co.za/psychro/index.php
	NIST	miniREFPROP. Jedná se o bezplatnou verzi software REFPROP, jež je určena pro demonstrační účely funkce a využití zejména pro akademické pracovníky.

3.2 Experiment

V minulosti byl autorem této práce realizován experiment [79], který kvantifikoval množství kondenzátu kompletní sestavy výměníku tak, jak je znázorněno na obrázcích 2 a 3. Vzhledem k celkové komplexnosti změny fáze při proudění dvoufázového média nebylo možné všechny proměnné v dané práci postihnout, a proto byla odchylka numerického řešení považována za příliš velkou pro nasazení modelu do technické praxe.

Jedním z cílů této práce je nově navrhnout a zhotovit experiment tak, aby bylo možné přesně určit množství vytvořeného kondenzátu za definovaných podmínek. Jednou z možností je snížit komplexitu experimentálního zařízení.

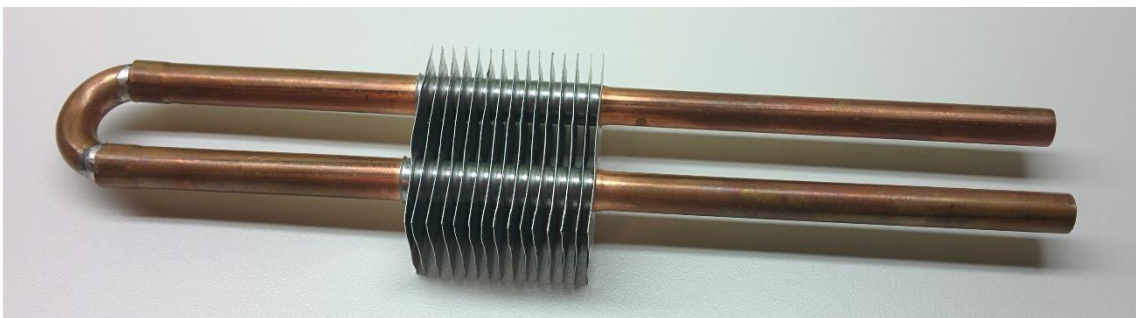
Obsahem této části je popsat experiment, který byl autorem kompletně navržen a realizován s cílem naměření exaktních hodnot množství kondenzátu při definovaných provozních podmínkách a při různých úhlech natočení výměníku ke směru proudění. Bude popsána kompletní sestava experimentu skládající se z ventilátoru, kanálu, tepelného výměníku, jímací nádoby na vzniklý kondenzát a měřicí aparatury včetně způsobu vyhodnocení naměřených veličin. Experiment je nejprve představen jako CAD model včetně všech prvků pro obsluhu i měření. Budou ukázány fotografie z provedeného měření. Výsledky experimentu jsou použity pro validaci numerického modelu.

Celý experiment je unikátním dílem, jež autor této disertační práce sám kompletně navrhnul i zrealizoval za použití vlastních finančních i hmotných zdrojů.

3.2.1 Koncept experimentálního zařízení

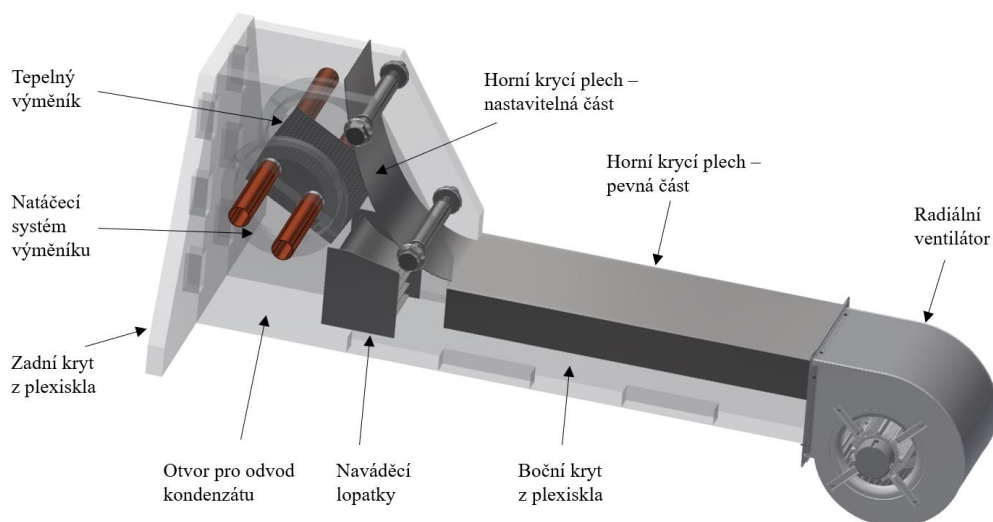
Cílem je vytvořit funkční experimentální zařízení s vloženým tepelným výměníkem, jež umožní snadnou implementaci nutných akčních prvků a měřící aparatury. Toto konkrétní zařízení musí také umožnit natočení výměníku ke směru proudění, aby bylo možné zkoumat vliv geometrického tvaru lamely výměníku na množství kondenzátu. Zároveň musí být celé zařízení dostatečně stabilní a přenosné. Použité materiály ani tvar nesmí výrazně ovlivňovat charakter proudění, pokud to není přímo požadováno. Experiment musí být co nejmenší, aby nedocházelo k ovlivnění proudění okolním prostředím. Všechny prvky musí být navrženy tak, aby dostatečně fixovaly jednotlivé komponenty a nedocházelo k jejich nechtěným pohybům.

Pro realizaci experimentu byl u průmyslového partnera (společnosti Licon heat s.r.o.) vyroben výměník, který funkčně vyhovoval účelům této práce. Na výrobu výměníku byly použity materiály a postupy běžné pro sériovou výrobu. Byla pouze modifikována velikost tohoto výměníku, jelikož standardně vyráběné výměníky jsou příliš vysoké i dlouhé nebo obsahují velký počet trubek. Obrázek 10 zobrazuje konkrétní vyrobený tepelný výměník. Ten musí být použit při experimentu i v navazujících numerických simulacích. Je vyroben ze dvou měděných trubek o vnitřním průměru 9.5 mm a 15 hliníkových lamel, jež jsou na trubky nalisovány zastudena. Volba těchto materiálů je shodná se závěry z kapitoly 2.3.1.

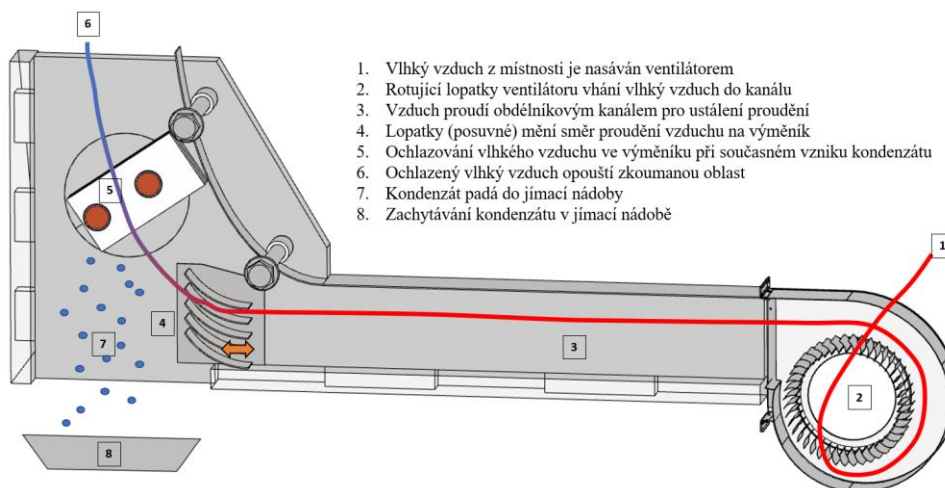


Obrázek 10: Tepelný výměník pro experiment

Na základě formulace výše zmíněných požadavků byly vytvořeny dva koncepční návrhy. Návrh označený písmenem A je v celkovém pohledu znázorněn na obrázku 11. Obrázek 12 schematicky zobrazuje řez hlavní části experimentu s vysvětlením funkce na příkladu jedné proudnice znázorňující předpokládaný průběh teploty. Proudění na všech obrázcích je zprava doleva.



Obrázek 11: Koncept experimentu – návrh A (celkový pohled)

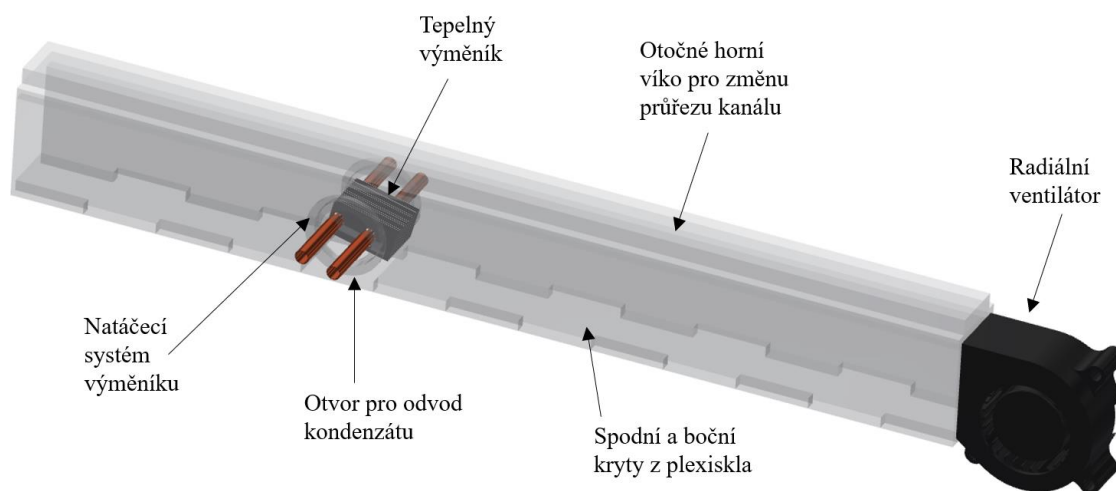


Obrázek 12: Koncept experimentu – návrh A (řez s proudnicí)

Výhodou návrhu A je dispoziční podobnost s reálným výměníkem (obrázek 2), která byla vylepšena o systém navádění vlhkého vzduchu na výměník vložím lopatek do kanálu proudícího vzduchu. Tato sestava lopatek může být posuvná ve směrech naznačených oranžovou oboustrannou šipkou na obrázku 12. Zároveň obsahuje prostor pro kolekci kondenzátu a možnost měnit průřez kanálu v místě okolo výměníku jednoduchou změnou polohy nastavitelné části horního krycího plechu. Nevýhodou návrhu A je nutnost přesného nastavení správné polohy naváděcích lopatek i nastavitelné části horního krycího plechu. Obojí je nutné následně přesně vymodelovat pro účely numerických simulací. Zároveň bylo zjištěno, že geometrie naváděcích lopatek je složitá pro výrobu a existuje riziko, že distribuce vlhkého vzduchu na tepelný výměník nemusí být rovnoměrná, což je značně nevýhodné z hlediska efektivity přenosu energie.

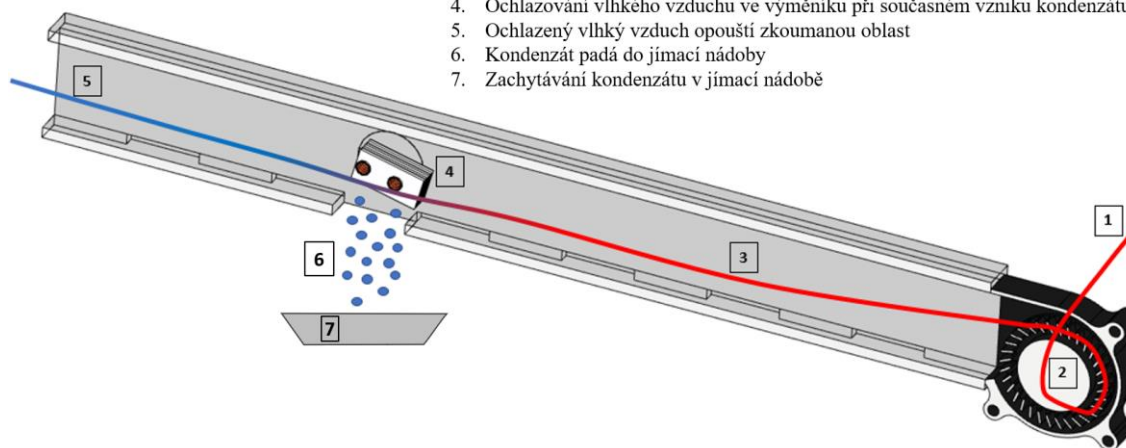
Zhodnocením výhod a nevýhod návrhu A bylo rozhodnuto, že tento návrh není vhodný pro experiment a je nutné vytvořit jiný návrh, který by odstranil nedostatky návrhu A.

Obrázek 13 v celkovém pohledu zobrazuje návrh B, která napravuje nedostatky návrhu A. Jedná se o zjednodušený model, který je postaven na principu průtoku média uzavřeným kanálem, do něhož je vložen tepelný výměník. Je použit stejný systém pro natáčení výměníku. Horní víko je vyjímatelné i otočné a tím pádem je možné na obě jeho plochy nalepit různě tlusté desky. Otočením víka poté dojde ke změně průřezu v celém kanálu, čímž se zajistí, že maximální možné množství vzduchu proteče přímo výměníkem, a nikoliv jeho okolím. Proudění je opět zprava doleva. Obrázek 14 zobrazuje řez hlavní části experimentu s vysvětlením funkce na příkladu jedné proudnice znázorňující předpokládaný průběh teploty.



Obrázek 13: Koncept experimentu – návrh B (celkový pohled)

1. Vlhký vzduch z místnosti je nasáván ventilátorem
2. Rotující lopatky ventilátoru vhání vlhký vzduch do kanálu
3. Vzduch proudí obdélníkovým kanálem pro ustálení proudění
4. Ochlazování vlhkého vzduchu ve výměníku při současném vzniku kondenzátu
5. Ochlazený vlhký vzduch opouští zkoumanou oblast
6. Kondenzát padá do jímací nádoby
7. Zachytávání kondenzátu v jímací nádobě



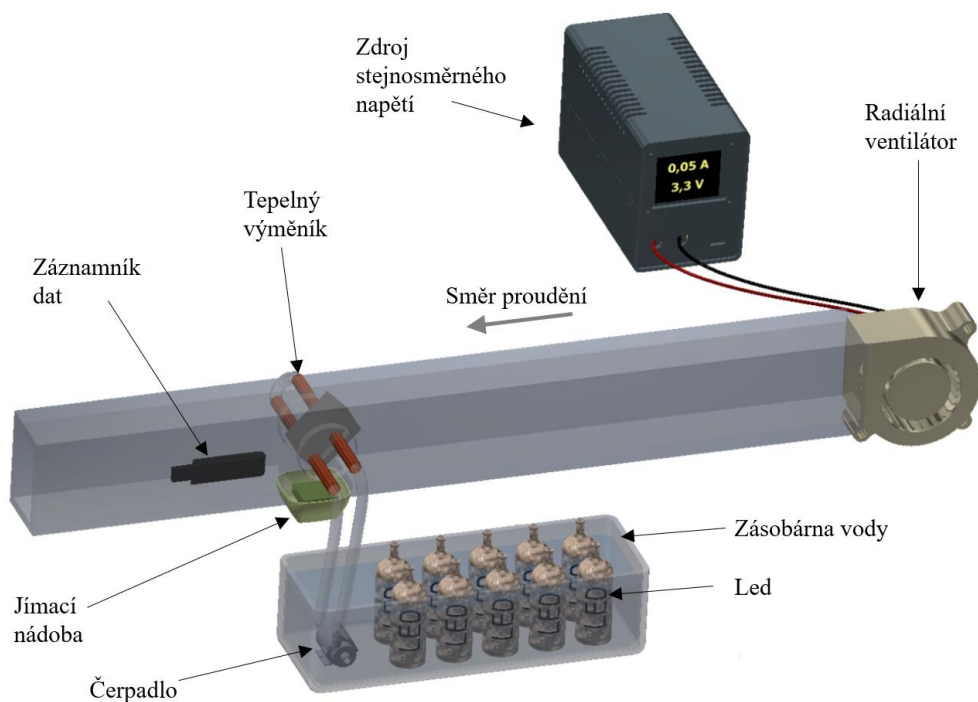
Obrázek 14: Koncept experimentu – návrh B (řez s proudnicí)

Výhodou návrhu *B* je principiální jednoduchost a výrobní nekomplikovanost daná tím, že neobsahuje prvky složité na přesnost nastavení. Takováto sestava může být snadněji zrealizována v případě potřeby vlastního experimentu či pro opakovatelná měření. Geometrie prostoru se také snáze přenesse do virtuálního prostředí. Nevýhodou je nutnost najít ventilátor o potřebných parametrech průtoku a zároveň rozměry jeho výstupního kanálu musí navazovat na průřez kanálu, jež je dán velikostí výměníku.

Porovnáním výhod a nevýhod jednotlivých návrhů bylo rozhodnuto o realizaci návrhu *B*, jelikož ten lépe odpovídá stanoveným požadavkům.

3.2.2 Popis hlavních částí sestavy pro experiment

Obrázek 15 schematicky znázorňuje model experimentu. Celá sestava je přenosná a zapojení měřících členů není v obrázku 15 zakresleno. Během proudění vlhkého vzduchu mezi žebry tepelného výměníku dochází k ochlazení vlhkého vzduchu pod teplotu rosného bodu a tím pádem ke kondenzaci vodní páry v tomto vlhkém vzduchu obsažené. Následně ochlazený vlhký vzduch opouští sestavu výměníku a je vypouštěn do okolí. Kanál obdélníkového průřezu (šířka 43 mm, výška buď 57 nebo 69 mm a délka 900 mm) má na vstupu radiální ventilátor (výkon 3.6 W, uložený do lůžka z polystyrenu), který je připojen přes krokosvorky ke zdroji stejnosměrného napětí, díky čemuž lze spojitě regulovat otáčky rotoru ventilátoru.



Obrázek 15: Schéma zapojení experimentu

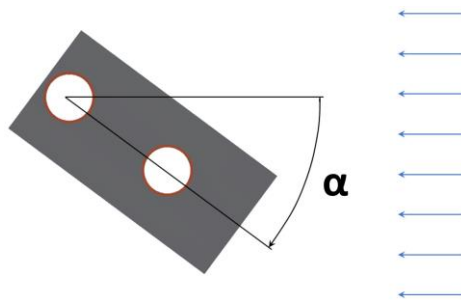
Za výměníkem je v kanálu položen záznamník teploty, vlhkosti a tlaku. Ten slouží pro vyhodnocení dat k porovnání s numerickým modelem. Záznam je prováděn každých 30 sekund. Měřidlo bylo kalibrováno výrobcem v klimatické komoře.

Boční stěny, dno kanálu i jeho strop jsou vyrobené z extrudovaného plexiskla o tloušťce 8 mm, které je na hranách opatřeno zámkovým spojem pojištěným lepením pro zvýšení pevnosti a stability soustavy. Průhlednost stěn umožňuje vizuální pozorování probíhajícího experimentu.

Trubkami tepelného výměníku proudí chladicí médium, což je ve zkoumaném případě voda o teplotě nižší, než je teplota rosného bodu vlhkého vzduchu proudícího kanálem. Voda je poháněna čerpadlem z dostatečně velké zásobárny vody a do této nádoby se opět vrací. Zásobárna vody je tvořena boxem z polystyrenu o objemu 50 litrů, který je zhruba do poloviny naplněn studenou vodou a zbytek tvoří kusy ledu neustále ochlazující vodu, které jsou průběžně obměňovány za nové kusy ledu. Vzhledem k vysokému objemu zásobárny vody s ledem a nízkému průtoku vody výměníkem lze takovýto zdroj považovat za tzv. tvrdý zdroj, u něž se nepředpokládá kolísání teploty. Spojení mezi čerpadlem, výměníkem a zásobárnou vody je realizováno hadicemi z PVC.

Přímo pod výměníkem je umístěna jímací nádoba na vzniklý kondenzát. Ta obsahuje absorbent, jež zamezuje zpětnému odpařování kondenzátu. To je důležité z hlediska tvorby energetické bilance a přesnému měření přírůstku hmotnosti. Jímací nádoba musí být snadno a rychle vyjímatelná pro účely vážení. Velikost otvoru ve dně kanálu je volena tak, aby i kapičky, které unese proud, propadly do jímací nádoby.

Princip natáčení výměníku je technicky jednoduchý. Jedná se o dva tvarové elementy podobné půlkruhům, které obepínají trubky výměníku a umožňující rotaci celého výměníku v rozsahu 360° . Obrázek 16 zobrazuje jednu lamelu výměníku (šedivá plocha o rozměrech 25x50 mm), která je k proudnicím (modré vodorovné šipky) natočena o úhel α . Experiment i výpočty budou provedeny pro hodnoty α od 0° do 90° s krokem po 15° . Ze stejného obrázku lze také vypořadovat nesymetričnost umístění trubek v lamele, což není výhodné z hlediska rovnoměrného rozložení teplot, ale výrobce takovéto lamely standardně vyrábí jak pro teplovodní výměníky, tak i pro ty určené pro chlazení. Před každým měřením je nutné natočit výměník podle požadované pozice měření a v této poloze jej pevně zafixovat.



Obrázek 16: Znáznornění označení úhlu natočení výměníku

3.2.3 Příprava experimentu

Experiment je nutné uspořádat tak, aby měřicí aparatura a ostatní příslušenství neovlivňovalo samotný zkoumaný děj.

Po zapojení všech akčních členů následovalo jejich postupné zapnutí. Dále bylo nutné sledovat, kdy se celá soustava dostane do ustáleného neměnného stavu. Ten je dán zejména tím, že se na lamelách výměníku bude vyskytovat filmová kondenzace. Jakmile bylo pomocí senzorů naměřeno a ověřeno, že již nedochází ke změnám procesních veličin, tak mohlo dojít k vložení zapnutého záznamníku dat za výměník a jímací nádoby na kondenzát, jež byla předtím zvážena. Tento okamžik byl považován za začátek měření a po celou dobu běhu experimentu nebylo se zařízením ani jeho periferiemi manipulováno a byly pouze zaznamenávány naměřené hodnoty do záznamníku dat, vážena jímací nádoba s kondenzátem a měřeny teploty trubek a kondenzátu.

3.2.4 Nutné podmínky pro korektní běh experimentu

Aby bylo technicky možné naměřit požadované veličiny během celého experimentu, tak musely být splněny tyto podmínky:

- Tepelný výměník musí být schopen ochladit proudící vlhký vzduch pod teplotu rosného bodu. Tedy nasávaný vzduch ventilátorem by měl mít co největší vlhkost, kterou lze ovlivnit množstvím páry ve vlhkém vzduchu v místě experimentu.
- Teplota rosného bodu vlhkého vzduchu musí být větší než teplota proudící chladicí vody. Pokud by toto nebylo dodrženo, tak proudící voda nikdy neochladí vzduch pod rosný bod, a tudíž nedojde ke kondenzaci atmosférické vlhkosti.

- Povrchová teplota tepelného výměníku a teplota chladicí vody se musí lišit co nejméně, aby byla zajištěna co největší energetická účinnost a nedocházelo ke ztrátám.
- Chladicí voda musí být tekoucí, aby mohla obíhat okruhem.
- Atmosférické podmínky v místě experimentu musí být neměnné po celou dobu běhu všech částí experimentu, zejména vlhkost, teplota a atmosférický tlak. To bylo zajištěno volbou vhodného prostoru k měření experimentu, čímž byl sklep s vysokou vlhkostí vzduchu v průmyslovém objektu se zdmi o tloušťce cca 90 cm. Zároveň bylo nutné zastínit okno a zamezit pohybu osob v okolí experimentu.

3.2.5 Použité přístroje

Při experimentu a měření byla použita celá řada zařízení a senzorů, které po celou dobu běhu experimentů monitorovaly měřené veličiny či je zaznamenávaly pro účely vyhodnocení. Konkrétně se jednalo o následující zařízení:

Laboratorní zdroj stejnosměrného napětí

- Výrobce a typ: Típa QJ1502C
- Bližší určení zařízení: Transformátorový zdroj s velmi nízkým rušením
- Rozsah napětí: 0 až 15 V, přesnost měření $\pm (1 \% + 2 \text{ digity})$
- Rozsah proudu: 0 až 2 A, přesnost měření $\pm (2 \% + 2 \text{ digity})$

Ventilátor

- Výrobce a typ: Sunon PMB1275PNB1-AY
- Vnější rozměry: 75 x 75 x 30 mm
- Rozměry výstupní plochy: 36 x 24.5 mm
- Jmenovité hodnoty: 12 V DC, 300 mA
- Příkon: 3.6 W
- Jmenovité otáčky: $3\,400 \cdot \text{min}^{-1}$
- Průtok vzduchu: $23.11 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$

Záznamník naměřených dat (teplota, vlhkost, tlak – USB disk)

- Výrobce a typ: TFA Dostmann LOG32THP
- Měření teploty: Rozsah -40 až +70 °C, rozlišení 0.1 °C, Přesnost $\pm 0.5 \text{ °C}$ v rozsahu od -10 do 40 °C

- Měření relativní vlhkosti: Rozsah 0 až 99 %, rozlišení 0.1 %, Přesnost ± 3 % v rozsahu 40 až 60 %
- Měření tlaku vzduchu: Rozsah 300 až 1 300 hPa, rozlišení 0.1 hPa, Přesnost ± 1 hPa v rozsahu 900 až 1 100 hPa
- Frekvence záznamů: Nastavitelná v rozmezí od 30 s až do 24 hodin
- Paměť naměřených dat: 60 000 záznamů
- Další parametry: Generování PDF reportů po ukončení měření
- Procesní kalibrace v bodech: (23 °C a 65 %), (16 °C a 35 %) a (10 °C a 12 %)

Anemometr

- Výrobce a typ: UNI-T UT363
- Rychlost proudění: 0 až 30 m·s⁻¹, rozlišení 0.1 m·s⁻¹
- Přesnost měření rychlosti: 5 % + 0,5 digity
- Měření teploty: -10 až 50 °C, rozlišení 0.1 °C
- Přesnost měření teploty: ± 2 °C

Vodní čerpadlo

- Výrobce a typ: Pacific P-F301
- Nominální výkon: 2.5 W
- Maximální průtok: 300 l/hod

Teploměr s vlhkoměrem (jednoduchá meteorologická stanice)

- Výrobce a typ: EMOS THW301
- Měření teploty: 0 až 50 °C, rozlišení 0.1 °C
- Měření vlhkosti: 25 až 95 %, rozlišení 1 %

Kontaktní teploměr

- Výrobce a typ: SUMMIT SDT 312
- Měření teploty: -50 až 150 °C, rozlišení 0.1 °C, přesnost ± 1 °C
- Typ termočlánku: K

Laboratorní mikrováha

- Výrobce a typ: Jado TL-7850
- Maximální hmotnost: 50 g
- Přesnost měření: 0.001 g

Termokamera

- Výrobce a typ: Testo 865
- Teplotní rozsah: -20 až +280 °C
- Spektrální rozsah: 7.5 až 14 μm
- Přesnost stanovení teploty: ± 2 °C (nebo ± 2 % z naměřené hodnoty)
- Teplotní citlivost: 120 mK (podle metodiky NETD)
- Infračervené rozlišení: 160x120 pixelů
- Zobrazení teplotní nepřesnosti již od 0.12 °C

Záznamník naměřených dat (data logger)

- Výrobce a typ šasi: National Instruments cDAQ-9174
- Výrobce a typ sběrnice: National Instruments NI 9213
- Termočlánky, počet: Typ K, 9
- Obslužný software: National Instruments Signal Express 2015

3.2.6 Tepelně-vlhkostní podmínky v bezprostředním okolí experimentu

Tabulka 4 podává základní data o atmosférických podmínkách v bezprostředním okolí experimentu před měřeními i po jejich skončení. Cílem je prokázat neměnnost atmosférických podmínek během provádění všech experimentů. Jedná se o výpisy ze záznamníku dat, meteorologické stanice a ze zdroje napětí pro ventilátor. Všechny měřicí přístroje byly umístěny mimo měřicí kanál ve vzdálenosti přibližně 1 metru. Napětí a proud elektrického zdroje byly vždy konstantní.

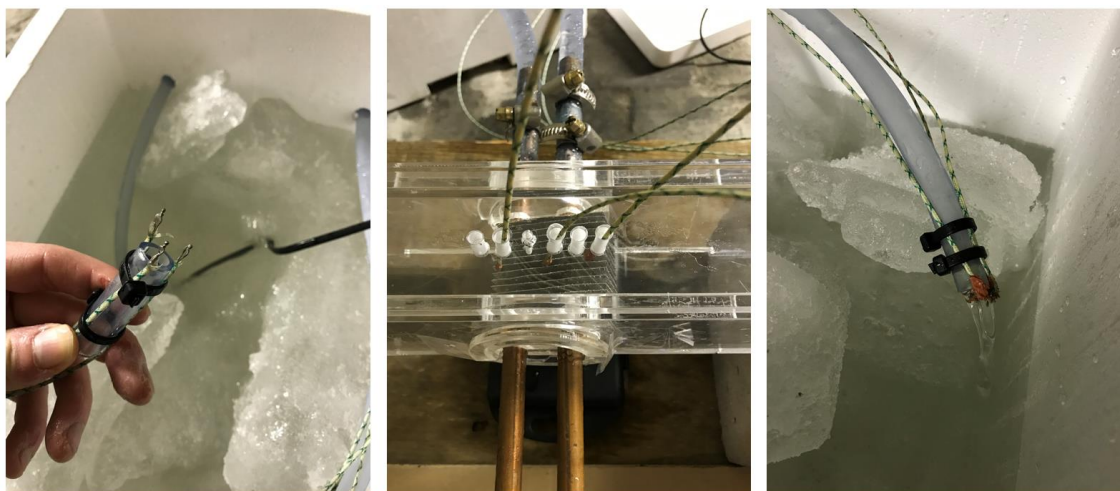
Tabulka 4: Atmosférické podmínky před experimentem i po něm

Veličina	Měřicí zařízení	Jednotka	Před měřeními	Po měřeních
Teplota okolí	Záznamník dat	°C	4.3	4.4
	Meteorologická stanice		4.8	4.9
Relativní vlhkost okolí	Záznamník dat	%	88.3	89.2
	Meteorologická stanice		95	95
Teplota rosného bodu	Záznamník dat	°C	2.6	2.6
	Meteorologická stanice (výpočet)		4.12	3.66
Atmosférický tlak	Záznamník dat	hPa	995.1	986.6
Napětí zdroje	Zdroj napětí	V	3.3	3.3
Proud zdroje		A	0.05	0.05

Použitou meteorologickou stanicí je nutné považovat pouze za informativní měřidlo, jelikož její přesnost se neshoduje s kalibrovaným záznamníkem dat. Meteorologická stanice neustále zobrazovala relativní vlhkost okolí 95 %, což je nejvyšší možná zobrazitelná hodnota. Nejpresnějším měřidlem byl vyhodnocen záznamník dat, a proto jím naměřené hodnoty budou použity pro výpočty stavových vlastností vlhkého vzduchu na vstupu (viz kapitola 3.1.) a také do numerického výpočtu (viz kapitola 3.3).

3.2.7 Zapojení termočlánků

K měření a vyhodnocení teplot v zásobníku vody s ledem, uvnitř výměníku a vody na výstupu z výměníku bylo použito celkem 9 termočlánků typu K. Ty byly zapojeny do měřicí a vyhodnocovací ústředny National Instruments, viz data logger v kapitole 3.2.5. Obrázek 17 zobrazuje uchycení použitých termočlánků v experimentu. Na levé straně je znázorněno uchycení tří termočlánků na krátké PVC trubce, které byly takto vloženy do zásobníku vody co nejbližší k čerpadlu s cílem přesně určit teplotu vody, kterou čerpadlo dodává do výměníku. Uprostřed obrázku 17 je znázorněna poloha tří termočlánků měřících teplotu uvnitř výměníku, tedy mezi jednotlivými lamelami a v blízkosti trubek. Zde je možné vidět, že na horní straně kanálu byly k tomuto účelu vyvrtány průchozí otvory, jež snadno umožní případnou změnu polohy termočlánků. Pravá strana obrázku 17 zobrazuje uchycení poslední trojice termočlánků, a to na výstupu z hadice, jež vede od výměníku do zásobníku vody. Zde je důležité dodržet, aby měřící bod každého termočlánku byl zasunut do trubky, ale nesmí být uvnitř zásobníku vody. Pro tato měření byly pokaždé použity tři termočlánky, aby bylo možné statisticky vyhodnotit naměřená data a snížilo se riziko nesprávného měření či nefunkčního termočlánku.

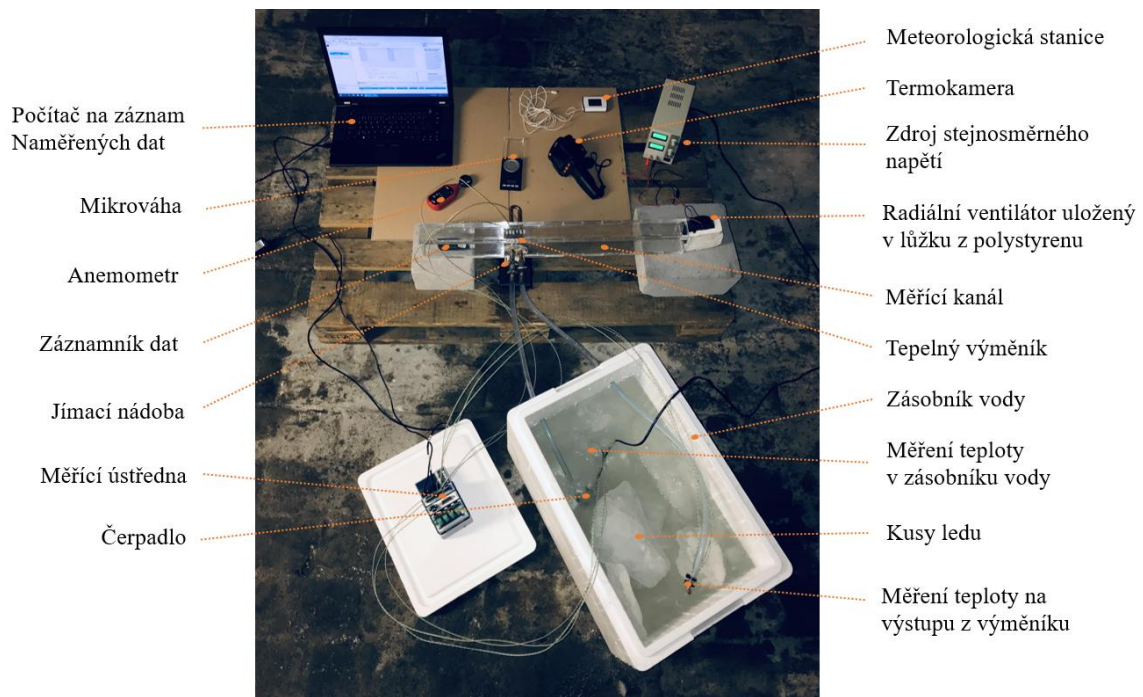


Obrázek 17: Uchycení termočlánků pro měření teplot

3.2.8 Fotodokumentace experimentu

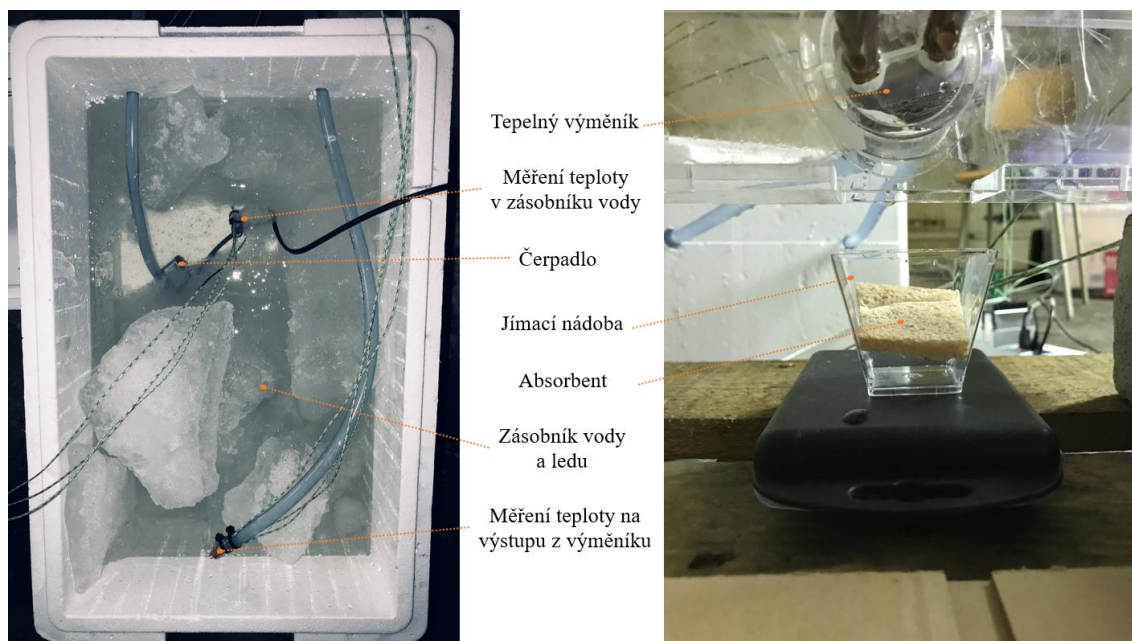
V této kapitole budou představeny fotografie experimentu jako celku, ale také záběry na jednotlivé detaily i měřicí aparaturu. Cílem je podat kompletní informace o realizaci experimentu, okolním prostředí, zapojení jednotlivých prvků ve funkční celek, způsobu zápisu změřených dat i o použitých přístrojích.

Obrázek 18 zobrazuje celkový pohled na experimentální sestavu a použité přístroje. Z něj lze vypožorovat všechny prvky včetně jejich vzájemného uspořádání, které koresponduje s představeným konceptem. Měření probíhalo ve sklepě staré budovy v průmyslovém objektu v Kamenickém Šenově. Tato místnost se dlouhodobě vyznačuje stálostí atmosférických podmínek. Vzhledem k požadavku na co nejmenší změny teploty a vlhkosti během experimentu bylo zvoleno měření v nočních hodinách a během víkendu.



Obrázek 18: Celkový pohled na experimentální sestavu včetně použitých přístrojů

Obrázek 19 v levé části zobrazuje pohled shora do otevřeného zásobníku vody s kusy ledu. Lze vypožorovat čerpadlo, polohu tří termočlánků na PVC trubce pro měření teploty v zásobníku vody (obrázek 17 vlevo) a také polohu tří termočlánků měřících teplotu vody na výstupu z výměníku před tím, než se voda dostane zpět do zásobníku. Na pravé straně obrázku 19 je z boku vyfocen detail sestavy, kde dochází k zachytávání kondenzátu z tepelného výměníku do jímací nádoby s absorbentem. Tato jímací nádoba se následně převažuje na mikrováze pro určení hmotnostního přírůstku kondenzátu.



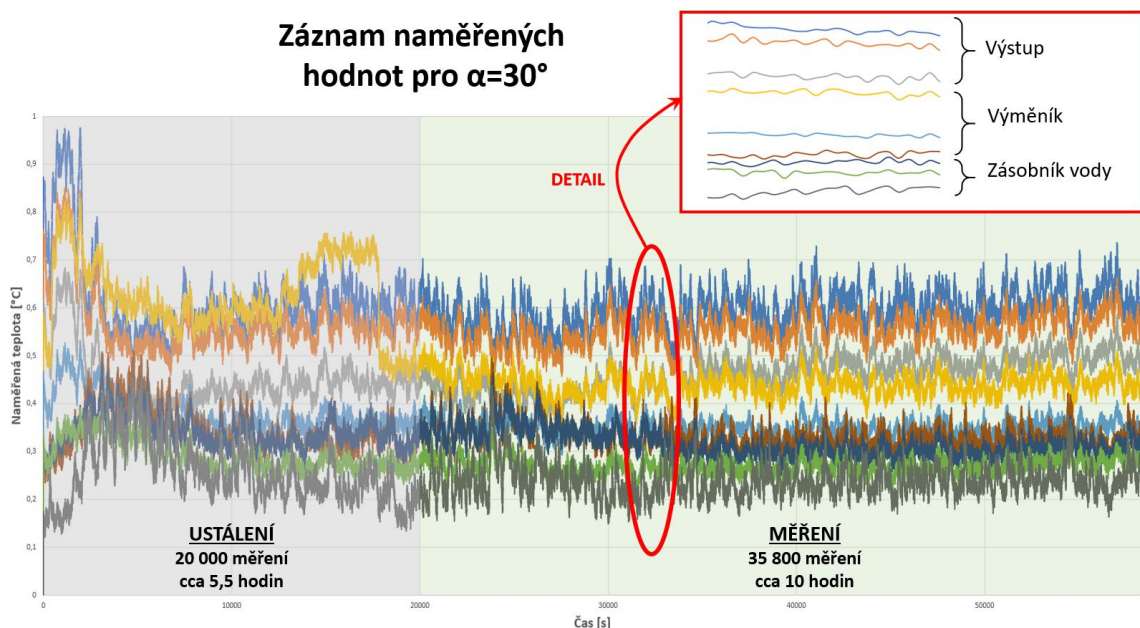
Obrázek 19: Detailní zobrazení významných míst experimentu

3.2.9 Naměřená data a jejich vyhodnocení

Graf 3 zobrazuje naměřené teploty bez jakýchkoliv úprav či filtrů zaznamenané devíti termočlánky pro případ, kdy byl výměník natočen na úhel $\alpha=30^\circ$ podle obrázku 16. Na tomto reprezentativním případě bude ukázán postup vyhodnocení měření, jelikož ten byl shodný pro všechna měření lišící se pouze úhlem natočení výměníku (celkem 7 variant: 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° a 90°). Pro ostatní měření vykazovaly naměřené hodnoty totožný průběh.

Naměřené hodnoty teplot jsou znázorněny v grafu 3 na svislé ose, čas je znázorněn na vodorovné ose a celkově lze data rozdělit na dvě základní kategorie. V první kategorii jsou teploty naměřené v době, kdy docházelo k ustálení všech hodnot při tomto konkrétním experimentu. Na grafu 3 je tato oblast znázorněna v šedivém poli s popiskem „USTÁLENÍ“. Lze vyčíst, že tato fáze trvala zhruba 5 a půl hodin a naměřené hodnoty v této fázi nebudou použity do vyhodnocování. Jakmile došlo k ustálení všech sledovaných teplot, tak experiment pokračoval bez zásahu dále. Jediným rozdílem je, že od tohoto okamžiku již bude docházet k zaznamenávání hodnot, které budou přímo použity pro vyhodnocení. Jedná se o druhou kategorii dat, která je v grafu 3 znázorněna v zeleném poli s popiskem „MĚŘENÍ“. Lze vyčíst, že tato fáze trvala necelých 10 hodin během nichž nedocházelo ke kolísání teplot. Zde může být lehce zavádějící, že naměřené hodnoty vizuálně oscilují, ale je nutné se podrobně podívat na měřítko svislé osy v grafu,

které bylo záměrně zvoleno tak, aby poskytlo představu o citlivosti a přesnosti měření. Měření pro každý případ probíhalo vždy zásadně až po ustálení stavu, které bylo nejdelší před prvním měřením a při dalších měřeních již byla doba ustálení menší z důvodu velmi opatrné manipulace s výměníkem i měřícími články a již běžícímu procesu kondenzace. Pro názornost a jednoduché pochopení je na grafu 3 vyobrazen detail naměřených dat. Ten je umístěn v pravém horním rohu v červeném rámečku. Devět barevných čar znázorňuje konkrétní naměřené hodnoty devíti termočlánky. Ty lze rozdělit do tří základních skupin podle jejich umístění, viz. obrázek 17. Naměřená data z kategorie „MĚŘENÍ“ byla aritmeticky zprůměrována včetně výpočtu střední směrodatné odchylky. Výsledky jsou okomentovány u tabulky 5. Nejdůležitějšími výsledky jsou hodnoty teploty pro „Zásobník vody“ a „Výstup“, jelikož jejich rozdíl představuje energii, která se v tepelném výměníku odevzdala. Proto jsou tyto významné hodnoty v tabulce 5 tučně zvýrazněny. Jedná se o stejné hodnoty, které jsou v tabulce 6 zapsány v řádcích 3 a 7. Naproti tomu hodnoty teplot pro „Výměník“ představují záznam pro konkrétní body uvnitř výměníku a budou využity pro porovnání s výsledky numerických simulací.



Graf 3: Naměřené hodnoty teplot při experimentu s $\alpha=30^\circ$

Tabulka 5 reprezentuje proces vyhodnocování naměřených dat z jednotlivých termočlánků a zobrazuje konkrétní hodnoty pro úhel natočení výměníku $\alpha=30^\circ$. Je zde umístěna jako zástupce procesu zpracování dat a všechny výpočty pro ostatní úhly natočení výměníku byly vyhodnocovány totožně. Tučně vyznačené hodnoty jsou význačné pro vyhodnocování běh experimentu a budou dále používány.

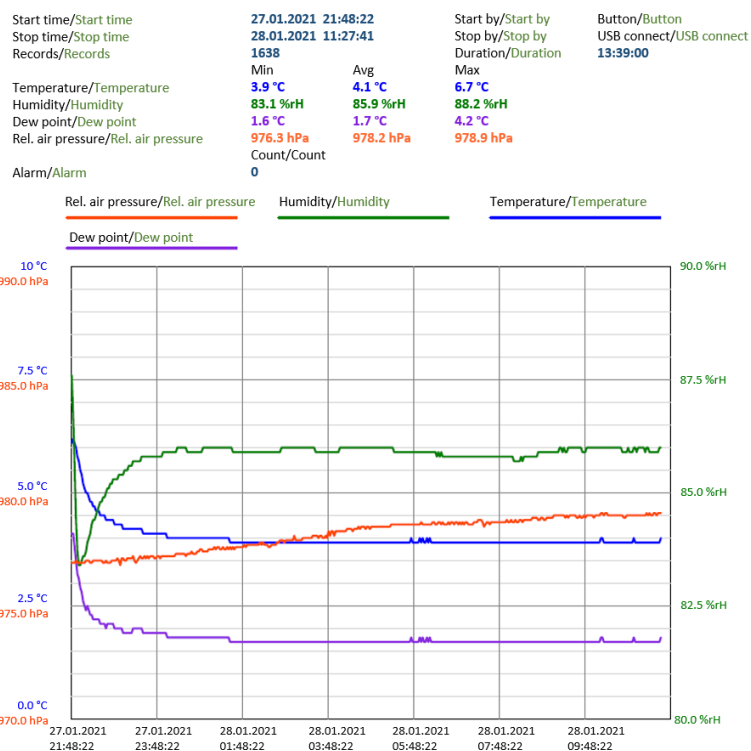
Tabulka 5: Vyhodnocení naměřených teplot během experimentu pro $\alpha=30^\circ$

Skupina termočlánků	Aritmetický průměr naměřených hodnot [°C]	Směrodatná odchylka z naměřených hodnot [°C]	Výsledek skupiny [°C]
Zásobník vody	0.239 310 418	0.025 594 655	0.275 ± 0.033
	0.269 072 086	0.012 677 294	
	0.316 930 589	0.021 135 876	
Výměník	0.334 726 028	0.019 214 292	0.383 ± 0.055
	0.348 796 347	0.013 984 962	
	0.464 003 301	0.032 103 807	
Výstup	0.438 492 932	0.018 216 872	0.530 ± 0.065
	0.553 493 297	0.025 078 902	
	0.599 317 745	0.032 809 836	

Tabulka 6 zobrazuje vyhodnocení všech naměřených hodnot ze všech běhů experimentů. Řádek číslo 1 zobrazuje výpis hodnot natočení výměníku α , které byly měřeny. Řádek číslo 2 představuje dobu měření každé varianty v sekundách (zeleně vyznačená oblast na grafu 3), jež odpovídá počtu naměřených hodnot po ustálení pro výpočty. Řádky 3 až 8 obsahují vyhodnocení naměřených dat z termočlánků (popis u tabulky 5). Během nastavování měření teploty termočlánky pomocí software SignalExpress od společnosti National Instruments bylo pro zvýšení přesnosti nastaveno rozmezí zaznamenávaných teplot od -5°C do $+10^\circ\text{C}$. Řádky 4, 6 a 8 v tabulce 6 představují výsledky výpočtů směrodatné odchylky (označení ξ) pro naměřené hodnoty. Řádek 9 v tabulce 6 zobrazuje výsledky měření teploty kondenzátu kontaktním teploměrem, které je nutné pro výpočet tepelné bilance. Použité měřidlo vykazuje větší rozptyl naměřených dat (řádek 10 v tabulce 6), což je dáno použitím méně přesného typu termočlánku uvnitř těla teploměru. Každé měření bylo opakováno pětkrát pro účely statistického vyhodnocení. Řádky 11 až 14 v tabulce 6 zobrazují výsledky z měření teploty, relativní vlhkosti, tlaku a rosného bodu, jež byly měřeny i vyhodnocovány záznamníkem dat ve formě USB disku, který byl umístěn za výměníkem uvnitř kanálu, viz obrázek 15. Ten každých 30 sekund automaticky zaznamenával aktuální hodnoty v místě měření. Graf 4 zobrazuje výstup z měření záznamníkem dat, který byl pořízen pro úhel natočení výměníku $\alpha=30^\circ$. Z něj lze vyčíst průběh měřených veličin, které jsou na svislých osách, v závislosti na čase, jež je znázorněn na vodorovné ose. Pro účely vyhodnocování bylo důležité sledovat jednak ustálenost dat a také časovou osu pro zajištění odečtu hodnot z ustáleného stavu v celém experimentu.

Tabulka 6: Naměřená data včetně výpočtů významných hodnot

1	Natočení výměníku	Úhel α	°	0	15	30	45	60	75	90	
2	Měření	Doba měření	Čas	s	28 187	28 783	35 805	27 691	29 167	30 584	26 375
3		Teplota (data logger National Instruments)	Zásobník vody	°C	0.274	0.275	0.275	0.277	0.274	0.276	0.275
4				ξ	0.034	0.033	0.033	0.032	0.035	0.033	0.031
5		Výměník	°C	0.304	0.319	0.383	0.420	0.491	0.517	0.574	
6			ξ	0.049	0.052	0.055	0.062	0.069	0.081	0.087	
7		Výstup	°C	0.525	0.527	0.530	0.536	0.541	0.547	0.549	
8			ξ	0.058	0.061	0.065	0.068	0.072	0.076	0.078	
9		Teplota (teploměr)	Kondenzát	°C	1.87	1.81	1.63	1.62	1.65	1.68	1.59
10				ξ	0.27	0.33	0.35	0.32	0.28	0.31	0.29
11		Záznamník dat za výměníkem	Teplota	°C	4.4	4.3	4.1	4.0	4.0	3.9	3.8
12			Rel. vlhkost	%	88.0	86.4	85.9	85.3	84.9	84.6	84.3
13			Tlak	Pa	99 130	98 340	97 820	98 410	97 940	97 150	96 880
14			Rosný bod	°C	1.8	1.8	1.7	1.7	1.7	1.6	1.7
15		Rychlost (anemometr)	Na výstupu kanálu	m·s ⁻¹	3.42	3.49	3.15	3.29	3.44	3.41	3.24
16				ξ	0.41	0.52	0.38	0.47	0.43	0.48	0.38
17		Výpočet	Vytvořený kondenzát	Za měření	g	11.165	13.128	18.290	18.099	22.183	25.436
18	Normováno			g·hod ⁻¹	1.426	1.642	1.839	2.353	2.738	2.994	3.114
19	Tepelný výkon		W	81.52	81.85	82.82	84.12	86.72	88.02	89.00	



Graf 4: Naměřená data ze záznamníku dat (USB disk) za výměníkem

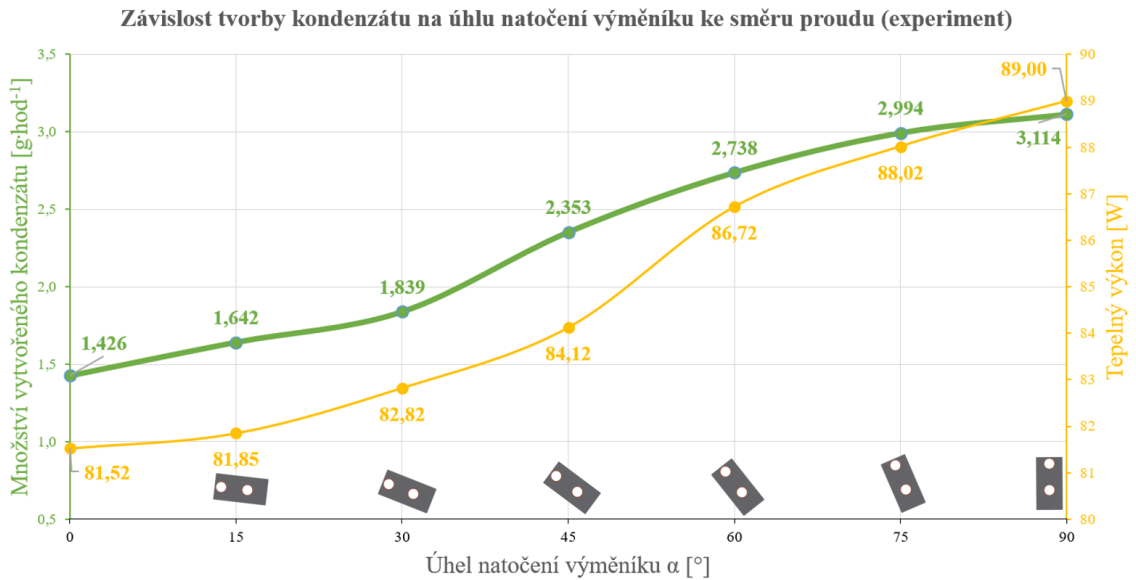
Řádek 15 v tabulce 6 zobrazuje výsledky z měření rychlosti proudění na konci kanálu vrtulkovým anemometrem. Zde bylo během měření vyzorováno, že odchylka měření (řádek 16 v tabulce 6) je silně ovlivněna úhlem natočení anemometru vůči proudnicím vlhkého vzduchu. Z důvodu snížené přesnosti použitého zařízení bude toto měření dále považováno pouze za orientační. Na každý běh experimentu proběhlo 10 měření.

Množství vzniklého kondenzátu bylo zjišťováno odebráním jímací nádoby zespod výměníku a následně proběhlo její bezodkladné zvážení na přesné laboratorní mikrováze. Finální výsledky za celý běh experimentu jsou vypsány v řádku 17 v tabulce 6. Každé vážení bylo realizováno pětkrát. Takto bylo možné určit hmotnostní přírůstek kondenzátu v čase. Ihned po zvážení kondenzátu proběhlo také změření jeho teploty kontaktním teploměrem (popsáno u řádku 9 tabulky 6), jež bylo také realizováno pětkrát. Následně došlo k přepočtu množství vzniklého kondenzátu na jednu hodinu, aby bylo možné pomocí této normované hodnoty naměřené výsledky vzájemně porovnávat (řádek 18 v tabulce 6).

Řádek číslo 19 v tabulce 6 představuje výpočet tepelného výkonu výměníku pro konkrétní běh experimentu. Pro výpočet se použije kalorimetrická rovnice, do níž se dosadí příslušné naměřené hodnoty. Hmotnostní tok chladicí vody \dot{m} se určí součinem hustoty vody a objemového průtoku vody čerpadlem. Hustota vody se určí ve [105]. Nominální průtok čerpadla podle jeho štítku je $300 \text{ l}\cdot\text{hod}^{-1}$ a měřením v reálných podmínkách bylo zjištěno, že čerpadlem proteče $278.4 \text{ l}\cdot\text{hod}^{-1}$. Rozdíl je způsoben překonáváním ztrát při vytlačování vody ze dna zásobníku do výšky 30 cm, kde se nachází výměník, a také je nutné zahrnout třecí a místní ztráty v trubkách, hadicích a kolenech. Použité čerpadlo neumožňuje jakoukoliv změnu otáček rotoru, protože je zapnuté na konstantní výkon vždy při přívodu elektrické energie. Dalším členem v kalorimetrické rovnici je měrná tepelná kapacita vody c_p při dané teplotě kapaliny, kterou lze též najít v [105]. Rozdíl teplot se určí prostým odečtením naměřených teplot, jež jsou vypsány v řádcích 3 tabulky 6 pro zásobník vody a řádku 7 tabulky 6 pro výstup z výměníku. Rovnice 3.1 představuje výpočet chladícího výkonu měřeného tepelného výměníku pro $\alpha=30^\circ$. Ostatní výpočty probíhaly podle stejného vzorce s dosazením jiné hodnoty pro rozdíl teplot.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = \rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot \Delta T = 999.9 \cdot \frac{0.2784}{3600} \cdot 4225.7 \cdot 0.255 = 82.82 \text{ W} \quad (3.1)$$

Pro snadnější pochopení výsledků experimentu je vhodné je znázornit graficky. Pro tento účel byl vytvořen graf 5, jenž znázorňuje množství vytvořeného kondenzátu na levé svislé ose a tepelný výkon na pravé svislé ose v závislosti na úhlu natočení výměníku, jež je znázorněn na vodorovné ose.

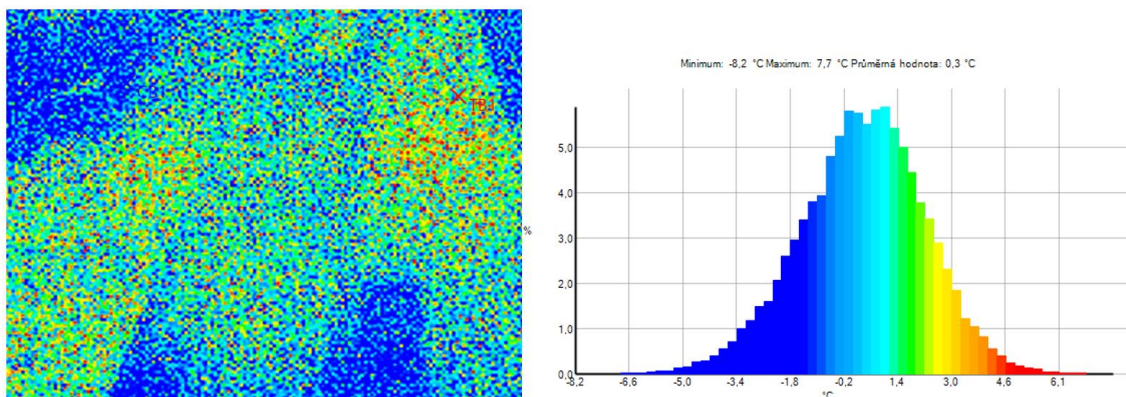


Graf 5: Závislost tvorby kondenzátu na úhlu natočení výměníku (experiment)

Z grafu 5 lze vyčíst, že nejmenší tvorba kondenzátu (hodnoty jsou normované na 1 hodinu běhu experimentu) nastává v situaci, kdy je výměník natočen vůči proudnicím na úhel $\alpha=0^\circ$. Tento stav lze jednoduše vysvětlit tím, že výměník zabírá v průřezu kanálu pouze malou část plochy, a tudíž jím protéká pouze malá část vlhkého vzduchu z kanálu. Tím pádem se pouze malá část vodní páry obsažené ve vlhkém vzduchu dostane do kontaktu s plochami, jejichž teplota je pod rosným bodem. Opačnou situaci představuje natočení výměníku na úhel $\alpha=90^\circ$, při němž výměník zabírá téměř celý průřez kanálu, a tedy se větší množství vodní páry dostane ke kondenzačním plochám, což vyústí ve větší ochlazení proudícího vzduchu a k intenzivnější tvorbě kondenzátu. Proto byl také v místě největšího natočení výměníku naměřen největší předaný výkon. Na tomto místě je nutné podotknout, že se jedná o velmi malý výměník (jedno levé žebro sdílí s vlhkým vzduchem plochu 0.0021753 m^2 a jedno pravé žebro plochu 0.0025113 m^2), tudíž naměřené hodnoty jsou celkově malé v porovnání s velkými průmyslově vyráběnými výměníky. Tepelný výkon se v tomto experimentu pohybuje v řádu vyšších desítek wattů a rozdíl teplot na vstupu a na výstupu z výměníku je v řádu nižších desetin stupně Celsia. Křivky na grafu 5 nejsou lineární, protože výměník není symetrický, viz obrázek 16.

3.2.10 Vizualizace teplotního pole na lamelách termokamerou

V kapitole 2.5 zabývající se rešerší odborné literatury bylo zmíněno, že jedním z parametrů ovlivňujících kondenzační proces je homogenita teplotní pole. Pokud bude teplotní pole na kondenzační ploše nehomogenní, tak bude tvorba clusterů kapiček a jejich shlukování funkcí polohy a času, což může vyústit k fluktuacím zkoumaných veličin, jako je např. součinitel přestupu tepla. K přímé vizualizaci teplotních polí na plochách se v průmyslové praxi používá speciálních zařízení tzv. termokamer. Pro účely tohoto experimentu byla zapůjčena termokamera Testo 865 s cílem vizualizovat teplotní pole na lamele výměníku. Takový obrázek by podal detailnější informace o rozložení teplot, jež by se daly využít pro validaci numerického modelu experimentu v kapitole 3.3. Obrázek 20 v levé části zobrazuje teplotní pole na lamele výměníku tak, jak jej zachytila termokamera v době měření experimentu. V pravé části na obrázku 20 je znázorněný histogram téhož teplotního pole. Analýzou pořízených snímků pomocí originálního software od výrobce termokamery (IRSoft) bylo zjištěno, že pořízené snímky bohužel nelze pro zamýšlené účely použít, protože rozdíly teplot na jednotlivých místech na lamele byly menší, než dokáže tato termokamera spolehlivě zachytit a kvantifikovat. Tento závěr je potvrzuje i technická dokumentace k termokameře, která sice deklaruje teplotní citlivost 120 mK, ale zároveň stanovuje, že přesnost měření teploty je ± 2 °C. Tyto vlastnosti předurčují termokameru k vizualizaci silně heterogenních teplotních polí a nikoliv k zamýšlenému účelu v této práci.



Obrázek 20: Teplotní pole na lamele - záznam z termokamery

3.2.11 Shrnutí a výsledky

V této podkapitole byl detailně popsán vlastní vytvořený experiment, jehož cílem bylo přesně určit množství vytvořeného kondenzátu za definovaných podmínek. Při návrhu experimentu byly využity poznatky získané ze studia odborné literatury prezentované v kapitole 2.5, přičemž nejvíce bylo přihlíženo k principům práce ve zdrojích [69], [72] až [74], [76] a [78].

Tato kapitola dále obsahuje návrhy koncepčního uspořádání experimentální sestavy a vysvětlení principu fungování nejlepšího možného návrhu. Na počítačovém modelu experimentální sestavy jsou vysvětleny jednotlivé funkční části. Jsou definovány podmínky, za kterých je možné realizovat experiment a provést příslušná měření vypsánymi použitými přístroji.

Stěžejní část kapitoly se věnuje popisu přípravy experimentu, zapojení jednotlivých částí, zprovoznění, ustálení a naměření dat včetně jejich vyhodnocení. Každá tato část je velmi detailně popsána tak, aby byl zřejmý použitý postup i metody práce včetně výpočtů. Postup je dokumentován také na fotografiích doplněných komentáři. Zpracování výsledků je detailně popsáno včetně uvedení zdrojů a použitých metod. Data jsou zpracována jak textově, tak i graficky pro jejich lepší vizualizaci.

Z výsledků vyplývá, že množství vytvořeného kondenzátu je při neměnných vstupních podmínkách nejvíce závislé na úhlu natočení výměníku (viz graf 5) ke směru proudění. Důležitým kritériem je vzájemný poměr velikosti průřezu kanálu a průřezu výměníku ve směru proudění. Pokud bude celý kanál vyplněn výměníkem, tak se téměř všechen proudící vlhký vzduch dostane do kontaktu s ochlazovanými lamelami výměníku, což vyústí v celkový pokles teploty vzduchu za výměníkem a zvýší účinnost procesu. Pokud ale výměník nevyplní celý průřez kanálu, tak se pouze určitá část proudícího vlhkého vzduchu bude podílet na tepelné výměně a zbytek pouze bez užitku proteče kanálem, čímž se sníží celková účinnost procesu.

Výsledky z této kapitoly budou použity pro validaci numerického modelu kondenzace v další kapitole této práce.

Experiment byl prováděn pouze s jedním konkrétním výměníkem, který byl speciálně vytvořený firmou Licon Heat s.r.o. Tudíž při tomto experimentu nebyl zkoumán vliv materiálu výměníku, drsnosti jeho stěn ani vliv kvality vstupujícího vlhkého vzduchu na tvorbu kondenzátu.

3.3 Virtuální model kondenzace

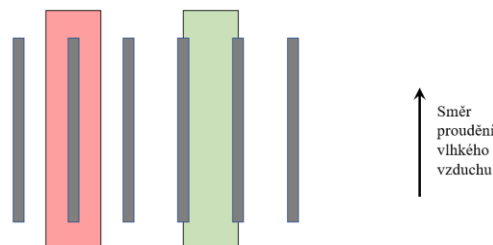
Cílem této kapitoly je popsat vytvořený numerický model kondenzace atmosférické vlhkosti ve výměníku tepla a vysvětlit správné nastavení počátečních i okrajových podmínek, které zajistí exaktní určení množství vzniklého kondenzátu. Numerický model musí odpovídat provedenému experimentu z kapitoly 3.2 svou geometrií i okrajovými podmínkami. Detailně je zde popsán celý vytvořený výpočetní model v programu ANSYS CFX, který je použit ke komplexním výpočtům proudění včetně změny fáze látky. Přidanou hodnotou takového modelu je, že při správném naladění umožní predikovat výstupní parametry dosud nevyrobených výměníků, čímž poskytuje možnost optimalizace ještě před výrobou bez nutnosti tvořit sérii prototypů a ověřovacích testů. Nejcenější částí této podkapitoly je beze sporu představení výsledků z numerických výpočtů, které podávají velmi detailní soubor informací o dějích uvnitř výměníku v porovnání s experimentem. Výsledky jsou prezentovány formou obrázků a tabulek.

Motivaci k tvorbě funkčního virtuálního modelu lze obecně rozdělit na dvě roviny pohledu. První úhel pohledu je technický, kdy virtuální model může podat mnoho cenných informací o probíhajících dějích uvnitř zkoumaných zařízení, kde může být složité konvenčními metodami naměřit požadované veličiny experimentálně. Zároveň může numerický model predikovat výsledky zvažovaných variant bez nutnosti tvořit před-sériové prototypy a měřit jejich různorodé charakteristiky. Druhý úhel pohledu je ekonomický. Má přímou souvislost s ušetřenou prací i finančními prostředky při realizaci fyzických prototypů a experimentů pro sérii ověřovacích zkoušek. Faktem je, že tvorba kvalitního virtuálního modelu vyžaduje detailní znalost celé řady příbuzných oborů, čímž klade vysoké nároky na autora modelu, jenž musí mít odpovídající technickou praxi i zkušenosti s řešenou problematikou. Proto je v praxi nutné pečlivě vyvážit vynaložené úsilí do tvorby numerického modelu a očekávané výsledky z této aktivity.

3.3.1 Geometrie výpočetního prostoru

Tepelný výměník je velmi komplikované zařízení a jeho kompletní matematický a fyzický model by převyšoval únosnou mez pro použitou výpočetní techniku pro tuto práci. Na základě rozvahy bylo rozhodnuto o vytvoření modelu té části kanálu s výměníkem, která se pravidelně opakuje. Tento princip je v technické praxi běžně využíván a většina výpočetních programů má implementované funkce periodicity i symetrie. Výhodou tohoto řešení je efektivní využívání dostupných zdrojů při zkráceném

výpočetním času. V řešeném případě se jedná o výsek kanálu podél jeho nejdelších stěn o šířce jednoho žebra a jedné mezery mezi žebry. V takovémto vytyčeném prostoru je např. vymodelována proudnice na obrázku 14. Obrázek 21 zobrazuje dva možné způsoby, jak lze výsek v kanálu prostorově definovat. Tuto volbu je nutné provést správně hned na začátku, aby nedošlo k ovlivnění výsledků okrajovými podmínkami, jelikož se požaduje zobrazovat značné množství výsledných hodnot v rovině mezi žebry. Svislé šedivé obdélníky na obrázku 21 znázorňují hliníková žebra výměníku, podél nichž proudí vlhký vzduch. Pokud by byly roviny periodicity v mezeře mezi žebry tak, jak je znázorňuje červený obdélník, tak by mohlo docházet k nepřesnostem při zobrazení výsledků, jelikož by se rovina symetrie modelu a zobrazovaná rovina pro výsledky shodovaly. Jako výpočetně přesnější se jeví možnost zadání ploch periodicity dle zeleného obdélníku na obrázku 21. Takovýto model by zobrazoval oblast s polovinou tloušťky žebra, celé mezery mezi žebry a končil by v polovině dalšího žebra. Výpočetní program samozřejmě umí určit rozložení teplotního pole uvnitř tuhých materiálů, ale jeho největší předností je přesný výpočet změn uvnitř tekutin. Při požadovaném zobrazení výsledků by nedošlo k možnému ovlivnění se zadanými okrajovými podmínkami. Tato možnost byla zvolena do dalších výpočtů.

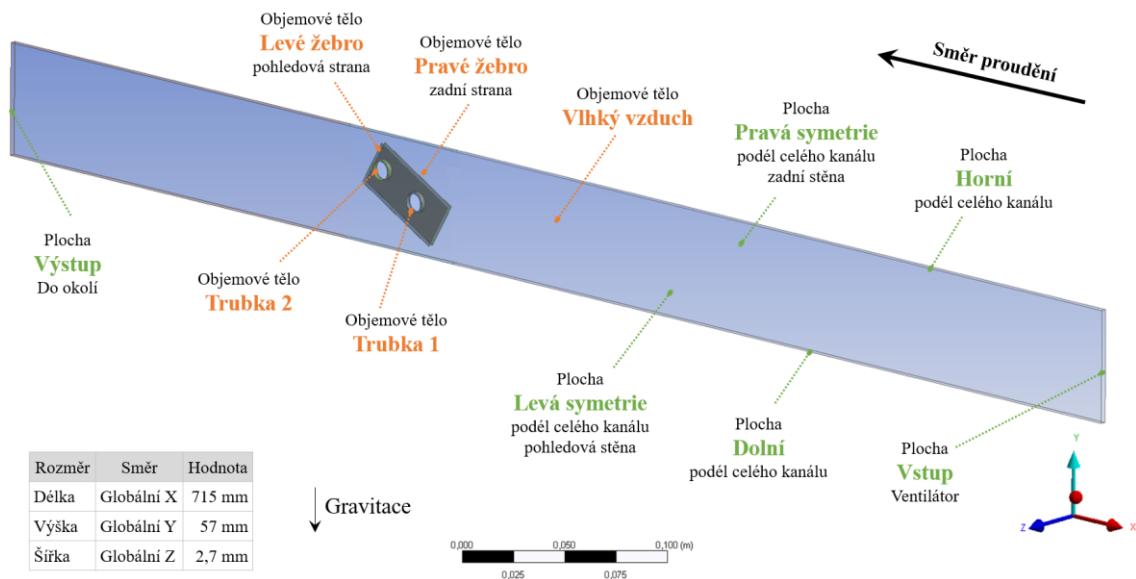


Obrázek 21: Možné způsoby zvolení periodicity modelu

Použití periodicity je v tomto případě možné, protože jsou splněny základní předpoklady jako je např. radiální ventilátor bez proudění v příčném směru, geometricky stejné plochy periodicity a také v kanále není žádný jiný zdroj, který by se podílel na příčném proudění.

Z rešerše literatury vyplývá, že model kondenzace nelze zjednodušit na dvoudimenzionální úlohu, ale je nutné vytvořit třídimenzionální model, což splňuje také základní podmínku ANSYS CFX pro tvorbu modelů s vícefázovým prouděním [80]. Pro vytvoření modelu kanálu s výměníkem byl použit parametrický třídimenzionální modelář Autodesk INVENTOR ve verzi 2018. Požadavkem bylo vytvořit jednoduchou a čistou geometrii bez lokálních extrémů či nespojitostí.

Obrázek 22 zobrazuje geometrii výpočetního prostoru, která vznikla výsekem z kanálu od experimentu. Jedná se o kvádr, do nějž jsou vloženy lamely a trubky v konfiguraci odpovídající aktuální poloze natočení tepelného výměníku pro daný výpočet. Na obrázku 22 v levém dolním rohu je tabulka s rozměry kanálu a jeho definicí v souřadném systému. Dále lze z obrázku 22 vyčíst rozdělení geometrie na objemová těla označená oranžovými popisky a také význačné plochy označené zelenými popisky. Směr proudění je zprava doleva. Vlhký vzduch vstupuje do výpočetního prostoru plochou *Vstup* a dále proudí kanálem ohraničeným plochami *Horní*, *Dolní*, *Levá symetrie* a *Pravá symetrie*. Následně vlhký vzduch proudí mezi žebry tepelného výměníku označenými *Levé žebro* a *Pravé žebro*. Tato žebra jsou ochlazována vodou, která proudí výměníkem v objemových tělech *Trubka 1* a *Trubka 2*. Ochlazený vlhký vzduch dále proudí kanálem a v ploše *Výstup* opouští výpočetní prostor, kde je vypouštěn do atmosféry. Shodné nastavení i názvosloví je používáno pro všechny výpočetní varianty, jež se liší pouze úhlem natočení výměníku ke směru proudu podle obrázku 16.



Obrázek 22: Geometrie výpočetního prostoru s názvoslovím a rozměry

Velmi důležitým nastavením v této fázi je, aby každé objemové tělo i plocha měly svá unikátní jména a také přiřazené informaci o tom, zda se jedná o pevný materiál, anebo jde o prostor, v němž proudí tekutina. Následně se všechna objemová těla virtuálně sdruží do jednoho, aby bylo možné vytvořit spojitou výpočetní síť v dalším kroku.

3.3.2 Diskretizace výpočetního prostoru

Výpočetní síť je nutné vždy přizpůsobit řešené úloze, okrajovým podmínkám, mezní vrstvě či modelu turbulence i přenosu tepla. Její tvorbě je nutné věnovat zvýšenou pozornost, jelikož na nevhodné výpočetní síti principiálně není možné dosáhnout kvalitních výsledků celého výpočtu. Kvalitu výpočetní sítě lze posuzovat podle celé řady hledisek, přičemž mezi nejdůležitější parametry patří tvar elementů sítě, vzájemný poměr délek hran elementů a rozpětí vrcholových úhlů. ANSYS CFX automaticky vyhodnocuje základní kvalitativní ukazatele použité výpočetní sítě před začátkem výpočtu a pokud by byl nějaký ukazatel mimo povolený rozsah, tak bude uživatel o této skutečnosti informován, jelikož se zvyšuje riziko nesprávného výpočtu v daném výpočetním uzlu. K tvorbě sítě a jejímu vyhodnocení byl použit software ANSYS CFX ve verzi 18.0.

Požadavky na výpočetní síť pro prostor zobrazený na obrázku 22 jsou:

- Spojitost výpočetních sítí jednotlivých těles → Důležitost především na rozhraní mezi pevnými tělesy a proudícím vlhkým vzduchem (jedná se o mimořádně důležité plochy, na nichž bude probíhat kondenzace), ale také mezi pevnými tělesy navzájem pro správné výpočty přestupu tepla mezi jednotlivými tělesy.
- Lokální zjemnění význačných ploch → Cílem je zvýšit přesnost výpočtu na těchto plochách, jedná se např. o plochu *Vstup* nebo o kondenzační plochy.
- Vymodelování mezní vrstvy u kondenzačních ploch → Použitý model turbulence ($k-\omega$ SST) v kombinaci s modelem přenosu tepla vyžaduje velice pečlivé vymodelování mezní vrstvy, tedy hodnota y^+ musí být na rozhraní pevných těles a vlhkého vzduchu pod hodnotou 1. Zároveň musí být vymodelováno více než 5 elementů ve viskózní podvrstvě s nízkým koeficientem růstu velikosti. Takovéto zjemnění sítě je nutné, jelikož model turbulence nemá stěnové funkce, které by elementy sítě nahradily vhodným matematickým modelem.
- Shodnost uzlů pro plochy symetrie → Je doporučována pro zvýšení přesnosti výpočtu, aby nemuselo docházet k dopočítávání hodnot v místech mezi uzly. V takovém případě je výhodou použití strukturované sítě na plochách symetrie.
- Geometrická čistota modelu → Aby bylo možné požadovaný prostor diskretizovat, tak je vhodné jej mít bez lokálních výstupků či mezer mezi tělesy. Z toho důvodu byl použit Autodesk Inventor pro tvorbu geometrie.

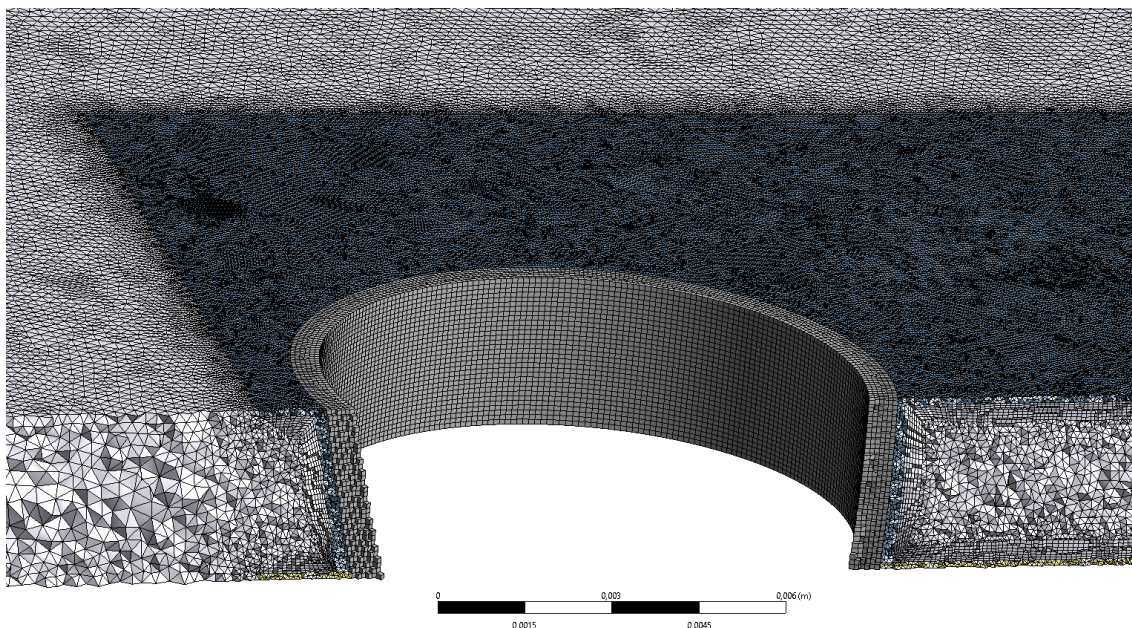
- Jemnost sítě → Každý korektní výpočet je nutné doplnit o výsledky testů tzv. „nezávislosti výpočetní sítě na získaném řešení“, aby bylo prokázáno, že byly splněny kvalitativní požadavky na výpočetní síť. Tento test byl ve zkoumaném případě také proveden, výsledek je zaznamenán na grafu 8 a bude blíže okomentován v kapitole 3.3.5.

Z výše uvedeného seznamu je vidět, že vytvořit správnou síť je komplikovaný a komplexní úkol, který je bezpodmínečně nutné splnit. Níže bude prezentována výpočetní síť, která byla použita na všechny výpočty, jelikož splňuje vytyčené požadavky. Základní parametry výpočetní sítě včetně vybraných kvalitativních ukazatelů zobrazuje tabulka 7.

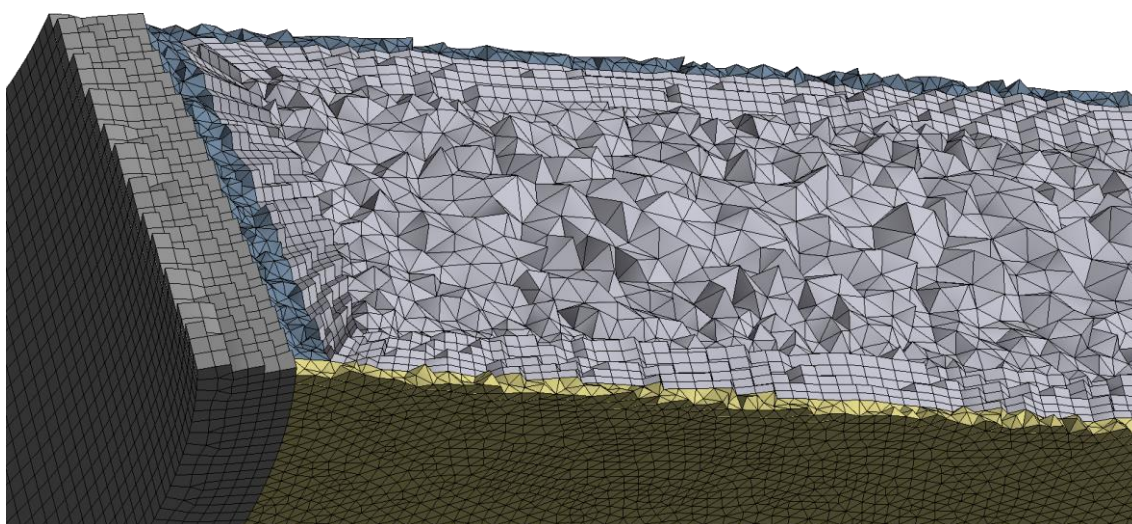
Tabulka 7: Základní parametry výpočetní sítě

Skupina	Parametr	Hodnota	Bližší určení
Základní data	Celkový počet uzlů	3 258 697	
	Celkový počet elementů	10 303 003	Splňuje požadavky na minimální počet elementů dle kapitoly 3.3.5
	Typ sítě	Hybridní	Z důvodu komplikovanosti geometrie
Kvalita elementů	Průměr ze všech elementů	0.80779	Min.: 0.19964 Odchylka: 0.13703 Max.: 1
	Průměrná šikmost ze všech elementů	0.23419	Min.: $1.3 \cdot 10^{-10}$ Odchylka: 0.13983 Max.: 0.82291
	Ortogonální kvalita ze všech elementů	0.86094	Min.: 0.22359 Odchylka: $9.8228 \cdot 10^{-2}$ Max.: 1

Obrázek 23 představuje řez výpočetní sítě v místě nad osou trubky. Trubka je znázorněna tmavě šedivou válcovou plochou a síť je strukturovaná, složená převážně z hexahedrálních elementů. Na uzly sítě trubky přímo navazují uzly žebor. Levé žebro je znázorněno žlutou barvou a pravé žebro modrou barvou. Vzhledem ke komplikovanosti tvaru bylo nutné použít k vysíťování tetrahedrální prvky. Prostor vlhkého vzduchu je vysíťován kombinací klínových a tetrahedrálních elementů, aby bylo možné zachytit mezní vrstvu, která je v detailu pro lepší přehlednost zobrazena na obrázku 24. Šířka výpočetního prostoru je 2.7 mm.



Obrázek 23: Řez výpočetní sítě uprostřed výměníku mezi trubkami



Obrázek 24: Detail výpočetní sítě na mezní vrstvu u kondenzačních ploch

3.3.3 Nastavení pre-processingu v ANSYS CFX

Tato kapitola obsahuje definice použitých okrajových a počátečních podmínek do virtuálního modelu výměníku včetně určení jejich hodnoty buď výpočtem (např. z vlastní vytvořené funkce v MATLABu podle kapitoly 3.1) nebo z vlastního měření během experimentu (kapitola 3.2). Nedílnou součástí je také formulace proudících médií, turbulentního modelu, přestupu tepla, rychlostních profilů, použitých materiálů a konvergenčních kritérií. V textu budou používány anglické názvy pro používané funkce

či nastavení, které odpovídají terminologii ANSYS CFX a usnadňují případnou reprodukci výsledků.

Atmosférické podmínky v přilehlém okolí výměníku jsou uvedeny v tabulce 4. V kapitolách 2.3.1 a 3.2 byly uvedeny materiály použité pro tepelný výměník a experimentální zařízení. Obojí bude beze změny zadáno do numerického modelu.

Definice tekutin ve výpočetním prostoru (v terminologii ANSYS CFX jde o materiály) je nutné udělat celkem pro dva nové materiály, jelikož ty nejsou standardní součástí knihovny ANSYS a jedná se o:

- Prvním nově vytvořeným materiálem je „*material_vlhky_vzduch*“, což je směs suchého vzduchu a přehřáté vodní páry ve variabilním poměru. Této směsi se v terminologii CFX říká *Variable Composition Mixture* a k jejímu vyspecifikování je nutné zadat všechny komponenty a poté vyspecifikovat požadované stavové veličiny. Právě pro jejich exaktní určení byly vytvořeny přílohy A i B včetně funkce v programu MATLAB (kapitola 3.1), které se pro tento účel společně použijí.
- Druhým nově vytvořeným materiálem je „*material_kondenzat*“, jenž reprezentuje změnu vodní složky vlhkého vzduchu (přehřáté vodní páry) na kapalnou fázi (voda). Takovýto materiál je v terminologii CFX označován jako *Homogeneous Binary Mixture* a je nutné správně definovat saturační vlastnosti a podmínky, za kterých dojde ke změně fáze. Zde je nutné upozornit na tři možné způsoby definice, jak lze pro kondenzát stanovit jeho saturační vlastnosti. Citlivostní analýzou bylo zjištěno, že toto nastavení hraje významnou roli ve výpočtech množství kondenzátu. Saturaci lze zadat jednou z následujících možností:
 - Antoineova rovnice → Slouží k výpočtu tlaku nasycených par (rovnice A3 až A6 v příloze A) specifikací konstant pro každou tekutinu, které silně závisí na rozsahu použitých teplot. Bylo zjištěno, že toto nastavení podhodnocuje množství vzniklého kondenzátu až o 2 řády, a tudíž není vhodné pro zkoumaný případ. Navíc je poměrně obtížné získat přesné hodnoty z ověřených vědeckých zdrojů.
 - Tabulka IAPWS → Jedná se o průmyslový standard pro výpočty s vodou a vodní párou, který je plně implementován do prostředí ANSYS, což jej předurčuje k používání jako primární volbu pro dané výpočty. Detailním

nastavením lze vyspecifikovat rozsah teplot a tlaků včetně iteračních schémat. Toto nastavení bylo po sérii ověřovacích testů vybráno jako nejlepší pro danou aplikaci a všechny výpočty jej budou používat.

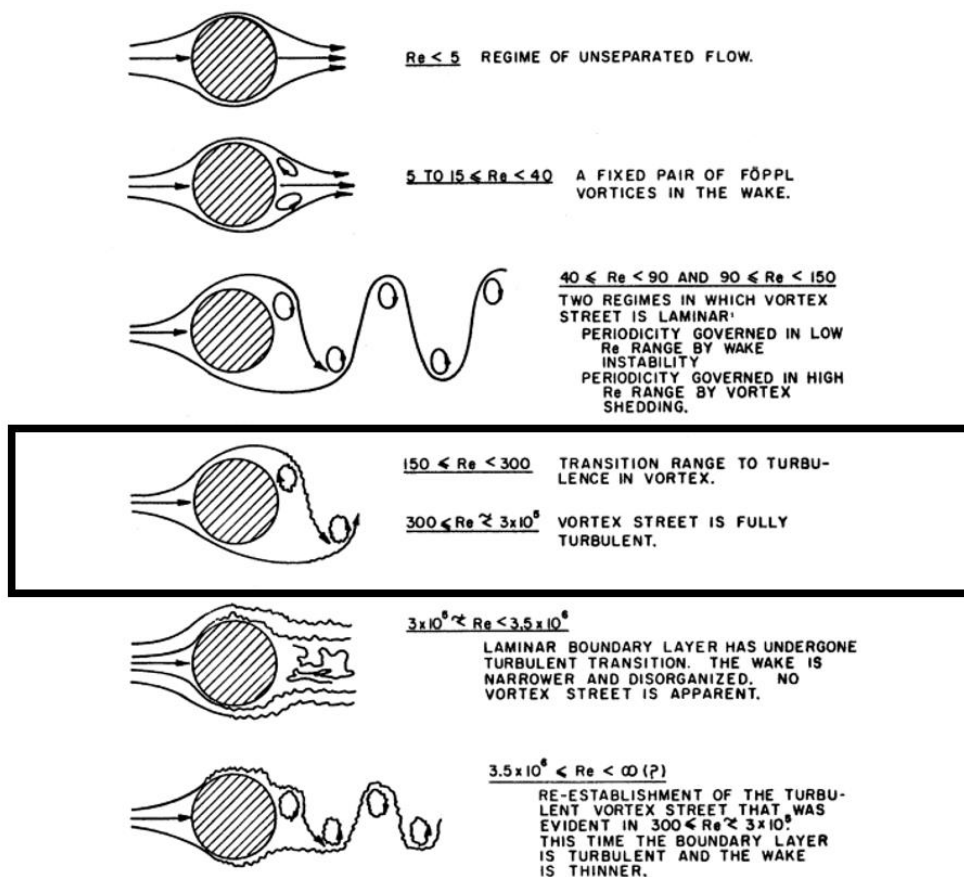
- Obecné nastavení → Tato volba vyžaduje zadání dvou proměnných a sice tlaku a teploty saturačního (rosného) bodu, což mohou být konstanty nebo funkce. Toto nastavení je považováno za nejjednodušší a je používáno v případech, kdy tekutinou není voda. Pokud je materiálem voda, doporučuje se použít tabulku IAPWS.

Důležitým nastavením, jenž zásadně ovlivňuje celý proces výpočtu, je stanovení typu proudění ve výpočetním prostoru, které může být buď laminární nebo turbulentní. Rozhodujícím kritériem je tzv. Reynoldsovo číslo, které se musí určit ve význačném místě výpočetního prostoru a vypočítá se dle (3.2). V řešené aplikaci je tímto význačným místem prostor, kde vlhký vzduch obtéká trubky výměníku, proto charakteristický rozměr v (3.2) je dán průměrem trubky. Střední rychlost se určí buď z experimentu či z rychlosti proudění vzduchu od ventilátoru (viz dále) a kinematická viskozita z rovnice A63 v příloze A. Po dosazení vyjde Reynoldsovo číslo 1 902 a to se následně použije při vyhodnocení režimu proudění znázorněného na obrázku 25 [106]. Na něm lze vypozorovat, že pro danou hodnotu Reynoldsova čísla (odpovídá 4. případu shora, jenž je zvýrazněn černým rámečkem) je proudění laminární pouze do bodu separace, a dále následuje turbulentní vírová stezka. Lze tedy prohlásit, že režim proudění je turbulentní.

$$Re = \frac{u_{stř} \cdot d_{char}}{\nu_{ha}} = \frac{u_{stř} \cdot \frac{4 \cdot S}{o}}{\nu_{ha}} \quad (3.2)$$

Výstupy z rešerše literatury indikují, že vhodným modelem turbulence pro zkoumaný případ proudění vzduchu v úzké štěrbině může být dvourovnicový model turbulence $k-\omega$ SST, jehož rovnice pro popis turbulentního proudění byly popsány v kapitole 2.6.

Proudění v celé výpočetní oblasti je třídímenzionální, nestacionární, nestlačitelné s konstantní viskozitou, neizotermické, turbulentní a s uvažováním účinku gravitace v celém objemu.

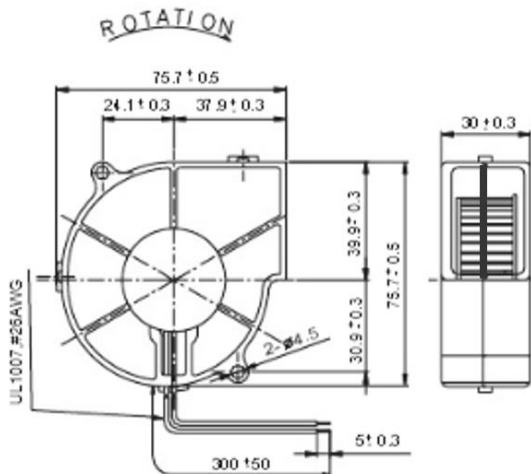


Obrázek 25: Režimy proudění při obtékání válce

Ve zdroji [79] bylo specifikováno, že výsledky výpočtu kondenzátu v kanálu značně závisí na specifikaci rychlosti vzduchu z ventilátoru. Při zadání pístového toku na vstupu do výpočetní oblasti docházelo k nadhodnocování množství kondenzátu a nekorespondujícímu rozložení teplot okolo výměníku v porovnání s experimentem. Z tohoto důvodu je nutné exaktně stanovit rychlostní profil vlhkého vzduchu na výstupu z ventilátoru při definovaných otáčkách rotoru ventilátoru. S ohledem na rozměry výstupní plochy ventilátoru a požadovanou formu výsledku bylo pro přesné určení rychlostního profilu vzduchu na výstupu z ventilátoru zvoleno použití drátkové anemometrie traversováním měřící sondy na výstupní ploše ventilátoru. Měření bylo realizováno dne 1. dubna 2019 v Centru excelence Telč za pomoci Mgr. Arsenii Trushe. V místním aerodynamickém tunelu byla využita pouze ta část, která umožní kalibraci měřící sondy, její instalaci na elektrickou lineární osu pro účely traversování po definované úsečce s pevně stanovenými kroky mezi měřícími body. Na následujících téměř 4 stránkách bude až do grafu 6 podrobně popsáno autorem realizované měření rychlostního profilu vzduchu na výstupu z použitého ventilátoru.

Zobrazení měřicího místa

Obrázek 26 zobrazuje náčrtek použitého ventilátoru z experimentu, viz použité přístroje v kapitole 3.2.5. Tlustá úsečka značí místo, kde byla měřena rychlost proudění vzduchu na výstupu z ventilátoru traverzováním měřicí sondy s krokem po 1 mm.



Obrázek 26: Místo měření rychlosti vzduchu na ventilátoru

Použité sondy a příslušenství

Pro kalibraci i měření je nutné vybavit měřicí aparát dalším příslušenstvím. Tabulka 8 podává přehled o použité sondě, držáku a kabelu. Každá tato součást má svoje kódové označení, které je nutné správně nadefinovat v ovládacím programu. Výrobce Dantec přesně předepisuje, jakým způsobem je nutné hardware připravit a připojit.

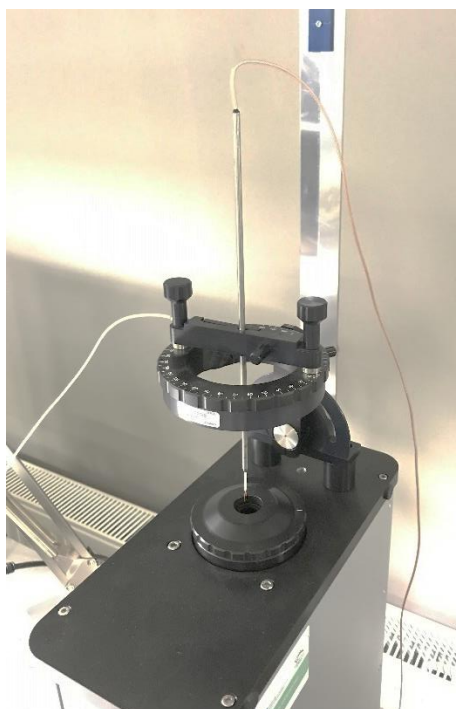
Tabulka 8: Specifikace měřicího aparátu

Funkční prvek	Typové označení	Bližší určení
Kalibrátor	StreamLine Pro	Automatic Calibrator
Sonda rychlostní	55R01	Odpor při 20 °C = 7,19 Ω
		Vede odpor = 0,5 Ω
		Senzor TCR $\alpha_{20} = 0.44 \text{ \%}/\text{C}$
Držák rychlostní sondy	55H21	
Kabel rychlostní i teplotní sondy	A1866	Délka 20 metrů
Sonda teplotní	90P10	

Kalibrace měřicího aparátu

Aby bylo měření platné, tak je nutné provést kalibraci celého měřicího aparátu za podmínek blízkých místu měření ve zkoumaném čase. Výrobce dodává automatický kalibrátor, který toto umožňuje. Obrázek 27 zobrazuje výše popsanou sestavu v době

provádění kalibrace a Tabulka 9 sumarizuje výsledky z této kalibrace, které je nutné implementovat do software LabView pro správnou interpretaci naměřených hodnot.



Obrázek 27: Kalibrace měřícího aparátu

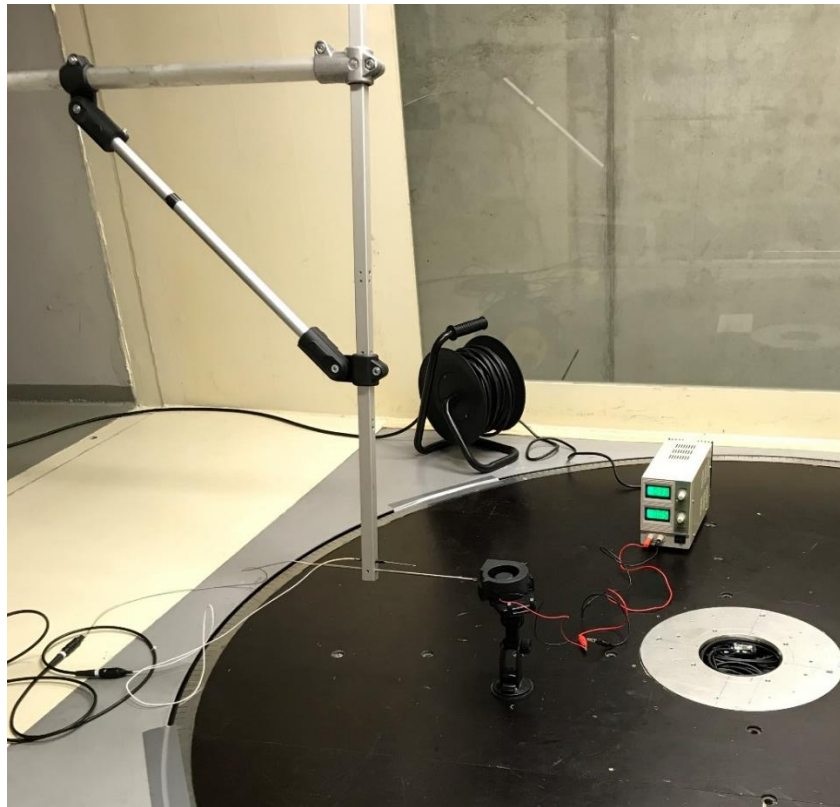
Tabulka 9: Výsledky kalibrace rychlostní sondy

Rychlost nastavená [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	Součinitel E1	Teplota [$^{\circ}\text{C}$]	Tlak [kPa]	Součinitel E1 korigovaný	Rychlost vypočítaná [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
0.196	1.340	25.589	95.628	1.340	0.196
1.104	1.648	25.581	95.632	1.648	1.106
1.992	1.805	25.576	95.629	1.805	1.987
2.912	1.920	25.567	95.633	1.920	2.902
3.801	2.009	25.564	95.634	2.009	3.811
4.741	2.088	25.556	95.630	2.088	4.768
5.666	2.151	25.551	95.636	2.151	5.666
6.409	2.197	25.543	95.631	2.197	6.381
7.397	2.255	25.533	95.634	2.255	7.396
8.222	2.298	25.524	95.631	2.298	8.220
9.161	2.344	25.512	95.633	2.344	9.154
10.040	2.384	25.498	95.631	2.384	10.053

Příprava měření

Pro přesné pohyby pojezdů po celé měřící úsečce (černá úsečka na obrázku 26) byla využita elektricky posuvná lineární osa, jež je zabudována v měřícím tunelu. Po nastavení rozsahu pohybů i kroku měření byly tyto hodnoty zadány do ovládacího software, který

vždy po naměření celkem 30 000 hodnot v jednom měřicím místě pohnul držákem sondy o nastavený krok 1 mm až do posledního požadovaného měřeného místa. Obrázek 28 zobrazuje situaci při měření a je v něm vidět ventilátor uchycený v držáku uvnitř aerodynamického tunelu i část elektrické osy pro pohyb měřicí sondy s jejím držákem.

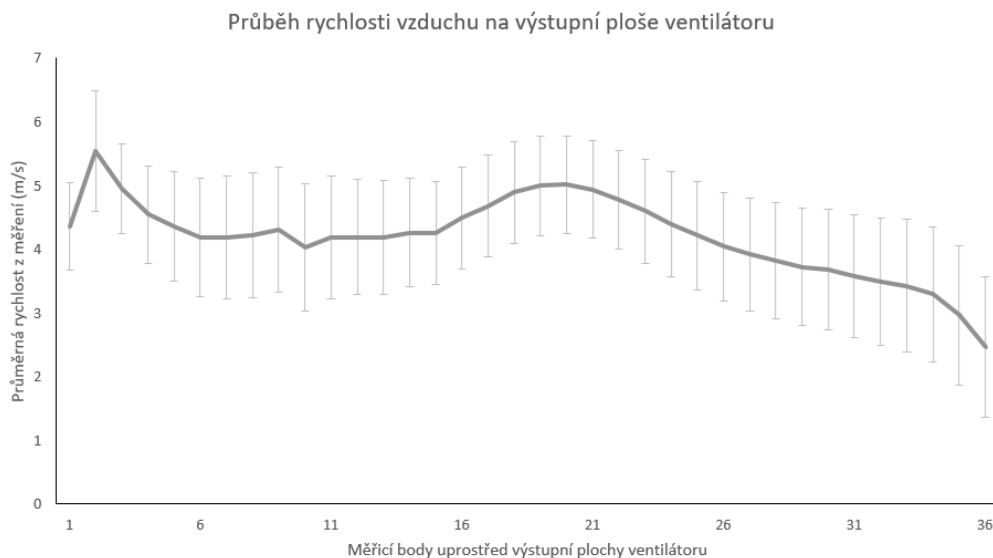


Obrázek 28: Průběh měření v aerodynamickém tunelu

Výsledky měření rychlostního profilu na výstupu z ventilátoru

Sběr naměřených hodnot a jejich vyhodnocení se provádí v software LabView nainstalovaném na počítači, ke kterému jsou připojeny veškeré nutné prvky pro měření a ovládání elektrické osy včetně synchronizace těchto dvou členů. V praxi jsou nejčastěji z naměřených hodnot vyhodnocovány redukované hodnoty. Graf 6 představuje grafické zobrazení výsledných hodnot včetně vykreslených chybových úseček, které byly vypočítány podle principu výpočtu směrodatné odchylky. Z výsledků je patrné, že pro každý měřený bod je vypočítána relativně vysoká hodnota směrodatné odchylky. To lze vysvětlit vysokou frekvencí odečtu hodnot (30 000 vzorků za 30 sekund) a také tvarem rotoru ventilátoru (radiální kolo se 41 lopatkami), který se otáčel nejmenší možnou rychlostí. Proto měření zaznamenávalo značné výkyvy naměřených hodnot, jež mohou indikovat větší intenzitu turbulence. Takovýto stav je svým způsobem výhodný, jelikož při proudění s vyšší intenzitou turbulence lze dosáhnout vyšších hodnot součinitele

přestupu tepla. Průměrná rychlost proudění v ose výstupní plochy ventilátoru je $4.198 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Z principu měření pouze jednou jednodrátkovou sondou je zřejmé, že došlo k zanedbání příčné složky rychlosti proudění z ventilátoru.



Graf 6: Výsledky měření rychlostního profilu vzduchu z ventilátoru

Jakmile bylo měření rychlostního profilu vzduchu na výstupu z ventilátoru včetně vyhodnocení hotové, bylo možné se vrátit zpět ke specifikaci nastavení řešiče pro kondenzaci atmosférické vlhkosti. Použité názvosloví přesně odpovídá terminologii ANSYS CFX, a proto je popsáno v anglickém jazyce včetně nahrazení desetinné čárky tečkou. V této práci nebudou překládány veškeré výrazy do češtiny, jelikož by tato činnost neměla žádnou přidanou hodnotu a pouze by rostl objem textu. Názvy objemových těl i ploch odpovídají zavedenému názvosloví z obrázku 22.

Tabulky 10 až 14 popisují konkrétní nastavení preprocessingu tak, aby bylo umožněno zahrnout změnu fáze do řešeného výpočtu. Jedná se o výsledky dlouhodobé práce autora vlastního zkoumání, které jsou zcela zásadní pro vyřešení stanoveného úkolu vytyčeného pro tuto práci. Tabulka 10 popisuje nastavení, jež bylo aplikované na doménu objemového těla *Vlhký vzduch* a Tabulka 11 popisuje nastavení okrajových podmínek pro plochy v objemovém těle *Vlhký vzduch*. Data v tabulce 12 představují nastavení pevných objemových těl *Trubka 1*, *Trubka 2*, *Levé žebro* a *Pravé žebro*. Tabulka 13 popisuje nastavení okrajových podmínek v těchto tělech. Tabulka 14 popisuje nastavení rozhraní jednak mezi tuhými tělesy (trubka-žebro a žebro-žebro), ale také mezi tuhými tělesy a vlhkým vzduchem (levé žebro-vlhký vzduch a pravé žebro-vlhký vzduch). Celkově se jedná o implementaci již získaných dat do prostředí ANSYS CFX.

Tabulka 10: Nastavení preprocessingu pro doménu vlhkého vzduchu

Kategorie	Parametr	Nastavení	Zdroj, komentář	
Basic Settings	Domain Type	Fluid Domain		
	Material	Vlhky_vzduch	Vlastní definice, kapitola 3.1	
	Morphology	Option = Continuous Fluid		
	Pressure	Reference Pressure = 99 510 Pa	Z měření, Tabulka 4	
	Buoyancy Model		Option = Buoyant	$-9.806 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
			Gravity X Direction = $0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	
			Gravity Y Direction = -g	Implementovaná konstanta
			Gravity Z Direction = $0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	
	Buoyancy Reference Density = $1.2487 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	Vlastní výpočet, kapitola 3.1		
Domain Motion	Option = Stationary			
Mesh Deformation	Option = None	Deformace sítě není povolena		
Fluid Models	Heat Transfer	Option = Thermal Energy		
		Include Viscous Dissipation = On		
	Turbulence	Option = Shear Stress Transport		
		Wall Function = Automatic		
	Component Models	Wall Condensation Model option = Concentration Boundary Layer Model	Zapnutí kondenzačního modelu	
		Component (Air Ideal Gas) Option = Constraint	Nekondenzující složka vlhkého vzduchu	
		Component (Water Vapour at 25 C) Option = Transport Equation	Zapnutí difuzního přenosu	
		Component (Water Vapour at 25 C) Kinematic Diffusivity = $2.2356\text{e-}05 \text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}$	Vlastní výpočet, kapitola 3.1	
		Component (Water Vapour at 25 C) Condensation Model Option = Condensable	Kondenzující složka vlhkého vzduchu	
		Component (Water Vapour at 25 C) Condensation Model Homogeneous Binary Mixture = material_kondenzat	Vlastní definice kondenzátu	

Tabulka 11: Nastavení okrajových podmínek pro plochy v doméně vlhkého vzduchu

Plocha	Kategorie	Parametr	Nastavení	Zdroj, komentář
Vstup	Basic Settings	Boundary Type	Inlet	
		Use Profile Data	On	Inicializace importovaných dat „profil“
	Boundary Details	Mass and Momentum Normal Speed = profil	Import dat	Výsledky z grafu 6
		Turbulence Option	High (Intensity=10%)	Rozptyl hodnot na grafu 6
		Heat Transfer Option	Static Temperature = 4.3 °C	Z měření, Tabulka 4
		Component Details (Water Vapour at 25 C)	Mass Fraction = 0.0045981	Vlastní výpočet, kapitola 3.1
Horní + Dolní	Basic Settings	Boundary Type	Wall	
	Boundary Details	Mass and Momentum Option	No Slip Wall	
		Wall Roughness Option	Smooth Wall	
		Heat Transfer Option	Adiabatic	
Levá symetrie + Pravá symetrie	Basic Settings	Boundary Type	Symmetry	
Výstup	Basic Settings	Boundary Type	Outlet	
	Boundary Details	Flow Regime Option	Subsonic	
		Mass And Momentum Option	Average Static Pressure	
		Mass And Momentum Relative Pressure	0 Pa	Výstup do atmosféry s referenčním tlakem
		Pressure Averaging Option	Average Over Whole Outlet	
Rozhraní tuhých těles a tekutin	Basic Settings	Boundary Type	Interface	
	Boundary Details	Mass And Momentum Option	No Slip Wall	
		Wall Roughness Option	Smooth Wall	
		Heat Transfer Option	Conservative Interface Flux	
		Component Details (Water Vapour at 25 C) Option	Wall Condensation Model	Určení kondenzačních ploch

Tabulka 12: Nastavení preprocessingu pro domény pevného materiálu

Objemové tělo	Kategorie	Parametr	Nastavení
Trubka 1	Basic Settings	Material	Copper
	Solid Models	Heat Transfer Option	Thermal Energy
Trubka 2	Basic Settings	Material	Copper
	Solid Models	Heat Transfer Option	Thermal Energy
Levé žebro	Basic Settings	Material	Aluminium
	Solid Models	Heat Transfer Option	Thermal Energy
Pravé žebro	Basic Settings	Material	Aluminium
	Solid Models	Heat Transfer Option	Thermal Energy

Tabulka 13: Nastavení okrajových podmínek pro domény pevného materiálu

Objemové tělo	Plocha	Kategorie	Parametr	Nastavení	Zdroj, komentář
Trubka 1	Vnitřní povrch	Basic Settings	Boundary Type	Wall	
		Boundary Details	Heat Transfer Option	Fixed Temperature	Podle varianty, tabulka 6, řádek 3
	Levá symetrie	Basic Settings	Boundary Type	Symmetry	
	Pravá symetrie	Basic Settings	Boundary Type	Symmetry	
	Rozhraní tuhých těles	Basic Settings	Boundary Type	Interface	
		Boundary Details	Heat Transfer Option	Conservative Interface Flux	
Trubka 2	Vnitřní povrch	Basic Settings	Boundary Type	Wall	
		Boundary Details	Heat Transfer Option	Fixed Temperature	Podle varianty, tabulka 6, řádek 7
	Levá symetrie	Basic Settings	Boundary Type	Symmetry	
	Pravá symetrie	Basic Settings	Boundary Type	Symmetry	
	Rozhraní tuhých těles	Basic Settings	Boundary Type	Interface	
		Boundary Details	Heat Transfer Option	Conservative Interface Flux	
Levé žebro	Levá symetrie	Basic Settings	Boundary Type	Symmetry	
	Rozhraní tuhých	Basic Settings	Boundary Type	Interface	

	těles a tekutin	Boundary Details	Heat Transfer Option	Conservative Interface Flux	
	Rozhraní tuhých těles	Basic Settings	Boundary Type	Interface	
		Boundary Details	Heat Transfer Option	Conservative Interface Flux	
Pravé žebro	Pravá symetrie	Basic Settings	Boundary Type	Symmetry	
	Rozhraní tuhých těles a tekutin	Basic Settings	Boundary Type	Interface	
		Boundary Details	Heat Transfer Option	Conservative Interface Flux	
	Rozhraní tuhých těles	Basic Settings	Boundary Type	Interface	
		Boundary Details	Heat Transfer Option	Conservative Interface Flux	

Tabulka 14: Nastavení rozhraní mezi objemovými těly

Kategorie	Parametr	Nastavení	Komentář
Basic Settings	Interface Type	Fluid Solid	Platí pro: Rozhraní tuhých těles a tekutin
		Solid Solid	Platí pro: Rozhraní tuhých těles
	Interface Models Option	General Connection	
Additional Interface Models	Heat Transfer	On	
	Heat Transfer Option	Conservative Interface Flux	
	Interface Model Option	None	
Mesh Connection	Mesh Connection Option	GGI	

Tabulky 10 až 14 popisují nastavení jednotlivých domén, okrajových podmínek včetně vzájemných interakcí, modelu turbulence a přenosu tepla. Na základě zkušeností s numerickými simulacemi se dá předpokládat, že když se správně určí proudění ve výpočetní doméně, tak je velký předpoklad, že bude i korektně určen přestup tepla, pokud bude jeho model kvalitativně odpovídat modelu turbulence.

Na vstupní ploše do výpočetní oblasti byl definován rychlostní profil vzduchu z měření drátkovou anemometrií vysvětlený výše, hmotnostní zlomek vodní páry ve vlhkém vzduchu určený z vytvořené funkce v programu MATLABu (kapitola 3.1 této práce), teplota vlhkého vzduchu a atmosférický tlak z Tabulky 4 změřené záznamníkem dat coby

přesnějším dostupným měřidlem. Horní a dolní stěny z obrázku 22 byly modelovány jako pevné adiabatické stěny. Plochy *Levá symetrie* a *Pravá symetrie* byly definovány jako plochy symetrie modelu. Na výstupní ploše z výpočetní oblasti byl definován výstup tekutiny do prostoru s nulovým přetlakem, což fyzikálně odpovídá situaci v době experimentu i konstrukci kanálu. Výměník byl modelován jako soustava dotýkajících se pevných těles, tudíž bylo specifikováno fyzikální chování přenosu tepla na rozhraní a vnitřním povrchům měděných trubek byla přiřazena fixní teplota odpovídající hodnotám z experimentu podle tabulky 6.

Kondenzaci atmosférické vlhkosti nelze počítat jako stacionární děj, jelikož by výpočet nevyhodnocoval validní hodnoty. Proto je nutné úlohu počítat jako nestacionární [89 a 97] s následným zprůměrováním hodnot, aby bylo možné získat výsledky pro porovnání s experimentem. Pravdou ovšem je, že v praxi je výhodné nejprve vypočítat stacionární stav, na který poté navazuje nestacionární výpočet. Stejný postup byl použit i při výpočtu této úlohy. Z rešerše literatury vyplývá, že je nutné zvolit velmi malý časový krok, aby bylo možné postihnout tvorbu zárodků kapiček a jejich růst. Pokud by bylo časové měřítko příliš velké, anebo výpočetní síť příliš hrubá, tak se zvyšuje riziko, že se fázová přeměna vypočítá nekorektně, což vyústí v nesprávné výsledky celé simulace. Zvolený postup na této konkrétní úloze nejlépe prokazuje graf 7 a tabulka 16, kde je problematika detailněji popsána a vysvětlena.

Pro každý numerický výpočet je nutné stanovit kritéria, podle kterých se bude hodnotit, zda výpočet konverguje a dosáhl požadovaných kritérií, anebo je nutné v něm iteračně pokračovat dále. Nastavená konvergenční kritéria pro zkoumaný případ popisuje Tabulka 15, která obsahuje jak parametry konvergence pro stacionární, tak i pro nestacionární výpočet. Nastavení konvergenčních kritérií vycházelo z rešeršních zdrojů, např [89].

Tabulka 15: Nastavení konvergenčních kritérií

Výpočet	Parametr	Nastavení
Stacionární	Advection Scheme Option	High Resolution
	Turbulence Numerics Option	High Resolution
	Convergence Control, Maximum Iterations	1 000
	Convergence Criteria, Residual Type	RMS
	Residual Target	1e-5
Nestacionární	Advection Scheme Option	High Resolution
	Transient Scheme Option	Second Order Backward Euler
	Turbulence Numerics Option	High Resolution

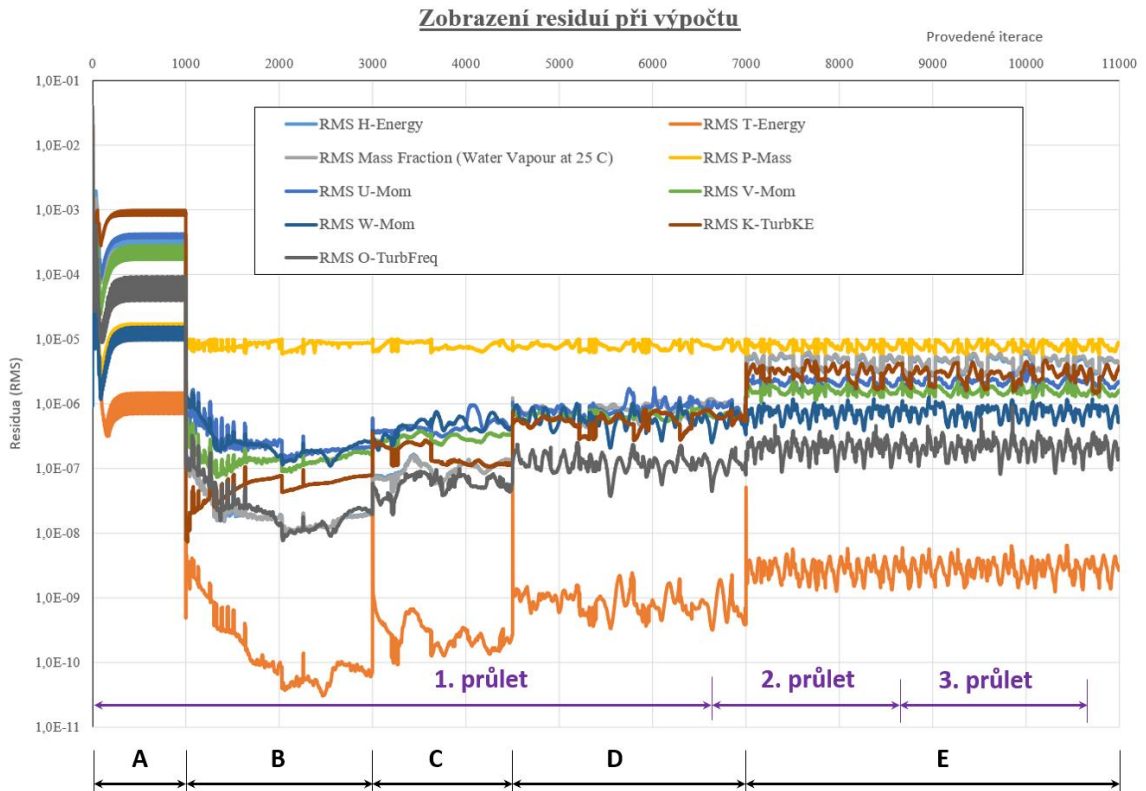
	Convergence control, Maximum Coefficient Loops	25
	Convergence Criteria, residual Type	RMS
	Residual Target	1e-5

3.3.4 Nastavení processingu v ANSYS CFX

Jak již bylo dříve vysvětleno, tak najít správné řešení této komplexní úlohy dlouhodobě vyžadovalo obrovské úsilí, řadu analýz a značné množství výpočtů pro ověření funkčnosti jednotlivých parametrů a nastavení. Pro všechny výpočty bylo použito implicitní nastavení tzv. coupled řešiče ANSYS CFX se přesností výpočtu „Double Precision“ pro přesnější výsledky využívající plný výkon 64bitového procesoru a maximální možný počet výpočetních jader pro paralelizaci výpočetní úlohy.

Jakmile byly všechny prvky nastavení validovány, bylo možné zjištěným nastavením spočítat celkem 7 úloh, jež odpovídají variantám experimentu podle tabulky 6 v řádku 1. Každá úloha je pojmenována podle úhlu natočení výměníku (dle obrázku 16) a byla nejprve spočítána stacionárně. Na výsledky stacionárního výpočtu bezprostředně navazoval výpočet nestacionární. Výpočet nejlépe popisuje graf 7, jež doprovází tabulka 16. Na vodorovné ose grafu 7 jsou znázorněny iterace a na svislé ose jsou vyneseny hodnoty residuí. Devět barevných čar reprezentuje systémové výpočtové proměnné uvedené v legendě. Jednotlivé kroky výpočtu jsou na vodorovné ose znázorněny písmeny od *A* do *E* a konkrétní nastavení v těchto krocích popisuje tabulka 16. Kombinací dat z grafu 7 a tabulky 16 lze vyčíst, že prvních 1 000 iterací bylo pro stacionární výpočet a následující nestacionární výpočet pro dalších 10 000 iterací postupně zvyšoval časový krok iterace od $2 \cdot 10^{-5}$ s až po $1.5 \cdot 10^{-4}$ sekundy. Takovýto malý časový krok je nutný z důvodů vysvětlených výše. V tabulce 16 je na řádcích 7 a 8 vyhodnocována hodnota tzv. Courantova čísla, jehož hodnota musí být nejvýše rovna jedné, aby bylo zajištěno, že numerická viskozita nebude záporná a informace o proudění projde všemi výpočetními buňkami postupně bez přeskočení [107], což vede k vyšší stabilitě výpočtu. Jedná se tedy o bezrozměrné vyjádření vhodnosti časového kroku pro daný výpočet. Pro snížení Courantova čísla lze buď zmenšit časový krok (to lze udělat snadno), anebo lze použít hrubší výpočetní síť, což je v této úloze problematické, jelikož hrozí nesplnění podmínky nezávislosti výpočetní sítě na řešení. Fialově jsou v grafu 7 znázorněny doby, za které jedna kontrolní částice proletí celou výpočetní doménou, která odpovídá 0.275 sekundy.

Aby bylo možné kvalitně interpretovat výsledky výpočtu, tak je z praxe doporučováno vyhodnocovat proudění v doméně minimálně po 3 průletech částice doménou.



Graf 7: Residua při výpočtech

Tabulka 16: Nastavení stacionárního a nestacionárních výpočtů

Označení oblasti	A	B	C	D	E
První iterace výpočtu	0	1 001	3 001	4 501	7 001
Poslední iterace výpočtu	1 000	3 000	4 500	7 000	11 000
Typ výpočtu	Stacionární	Nestacionární			
Časový rok iterace	-	2e-5	4e-5	8e-5	1.5e-4
Čas do [s]	-	0.04	0.10	0.30	0.90
Courant RMS	-	0.12	0.25	0.51	0.96
Courant MAX	-	0.50	0.99	2.14	3.89

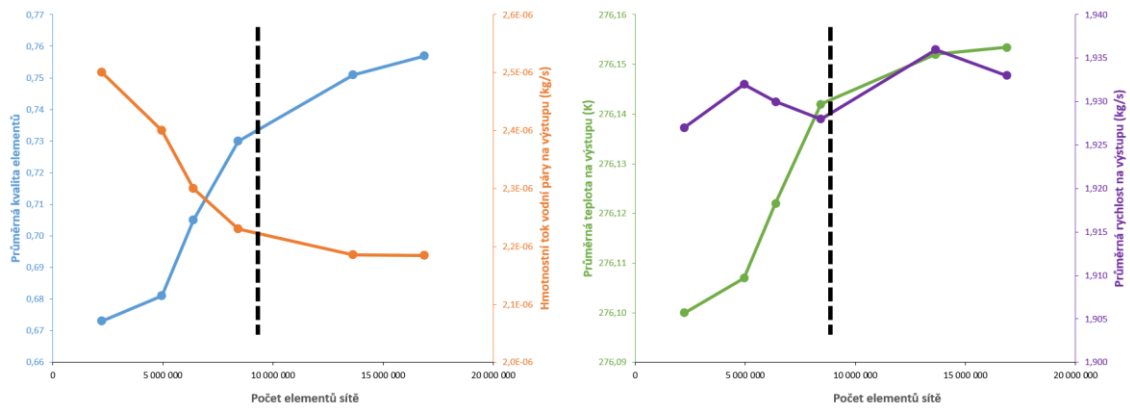
Všechny výpočty byly provedeny standardně implementovaným řešičem v programu ANSYS CFX. Kalkulace probíhala na pracovní stanici DELL WORKSTATION T5810 s 12ti-jádrovým procesorem Intel Xeon E5-2685v3 a 96 GB ECC RAM (pro korekci chyb s plovoucí desetinnou čárkou). Pracovní stanice byla postavena na míru tak, aby splňovala požadavky na hardware pro optimálně vyváženou výpočetní stanici.

3.3.5 Výsledky výpočtů

Tato kapitola podává přehled o výsledcích proudění a přenosu tepla ve zkoumaném kanálu podle obrázku 22. Nejprve budou představeny výsledky testu nezávislosti výpočetní sítě na finálním řešení, aby bylo prokázáno, že vytvořená síť je dostatečně jemná pro danou úlohu. Následuje určení vyhodnocovacích rovin pro snadnou orientaci mezi výsledky. V celé této kapitole budou prezentovány pouze význačné parametry vztahující se k výpočetní variantě, kde je výměník natočen na úhel $\alpha=30^\circ$ podle obrázku 16, jelikož se jedná o zástupce všech výpočtů, které byly provedeny naprosto totožně.

Test nezávislosti výpočetní sítě na řešení

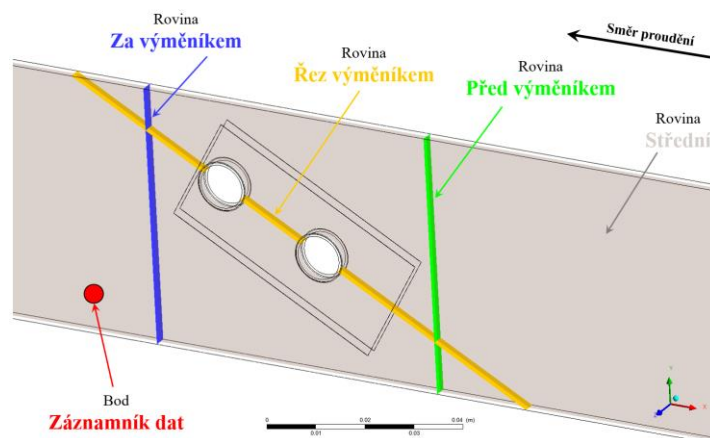
Kvalita výpočetní sítě je velmi sledovaným parametrem, protože při výpočtech na nevhodné síti principiálně není možné dosáhnout přesných výsledků. Lze ji hodnotit mnoha způsoby, v praxi bývá nejpoužívanější metodou postupné zjemňování výpočetní sítě bez změny okrajových a počátečních podmínek, přičemž se zaznamenává, jak se mění sledované (většinou výstupní) hodnoty. Síť musí korespondovat s podmínkami proudění a použitým výpočetním modelem, proto se v praxi opakovaně předělává a vylepšuje. To vnáší do systému tvorby numerického modelu určitou diskontinuitu práce. Jedná se o relativně snadno řešitelný, ale časově náročný problém. Získaná data byla analyzována a jakmile byla dosažena neměnnost výstupních hodnot (maximální stanovená odchylka do $\pm 5\%$), tak byla dosažena nezávislost výpočetní sítě na řešení, a tedy nalezen minimální nutný počet buněk sítě pro daný zkoumaný případ. Graf 8 zobrazuje výsledky testů k získání nezávislosti výpočetní sítě na řešení. Aby mohl být vytvořen, bylo nutné použít data z kapitol 3.2 a 3.3. Pro daný kanál tedy platí, že jeho výpočetní síť musí mít minimálně 9 miliónů elementů, aby byla nezávislá na výsledcích numerických simulací. Počet elementů na použité výpočetní síti je dle tabulky 7 roven 10 303 003. To je poměrně vysoké číslo vzhledem k nízkému objemu celé výpočetní domény $1.09655 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, ale je nutné si uvědomit, že model počítá změnu fáze na rozhraní, tudíž musí být síť lokálně zjemněna, aby postihla efekty v mezní vrstvě i při růstu a shlukování kapiček. Vzhledem k malým změnám ve výpočetní doméně u teploty, rychlosti a kvality elementů má pro výpočty kondenzace největší smysl sledovat vývoj změny hmotnostního toku vodní páry, jež je v přímé souvislosti s množstvím vytvářeného kondenzátu. Finální síť je zobrazena na obrázcích 23 a 24 a tabulka 7 popisuje její základní parametry.



Graf 8: Nezávislost výpočetní sítě

Zobrazení rovin pro grafické vyhodnocení výsledků

Obrázek 29 zobrazuje výpočetní domény včetně nově vytvořených rovin. Ty budou sloužit jednak ke grafickému zobrazení výsledků a také se na těchto plochách budou vypočítávat hodnoty průtočných množství pro vybrané veličiny. Rovina označená jako *Střední* je definovaná jako paralelní s rovinou XY a prochází kanálem přesně v polovině šířky. Rovina označená jako *Před výměníkem* je paralelní s rovinou YZ a je umístěna těsně před výměníkem, aby bylo možné zaznamenávat hodnoty, které vstupují do oblasti největšího zájmu. Rovina označená jako *Za výměníkem* je také paralelní se základní rovinou YZ a již název napovídá, že je umístěna těsně za výměníkem pro výpočty hodnot ihned po tom, co vlhký vzduch opouští výměník. Efektivita ochlazování vzduchu ve výměníku se bude posuzovat podle rozdílu veličin mezi plochami *Před výměníkem* a *Za výměníkem*. Bod označený jako *Záznamník dat* představuje polohu, v níž byl v experimentu umístěn záznamník dat. Je umístěn v rovině *Střední* ve vzdálenosti 20 mm za rovinou *Za výměníkem* a 15 mm nad dnem kanálu. Rovina *Řez výměníkem* je definována dvěma osami trubek.

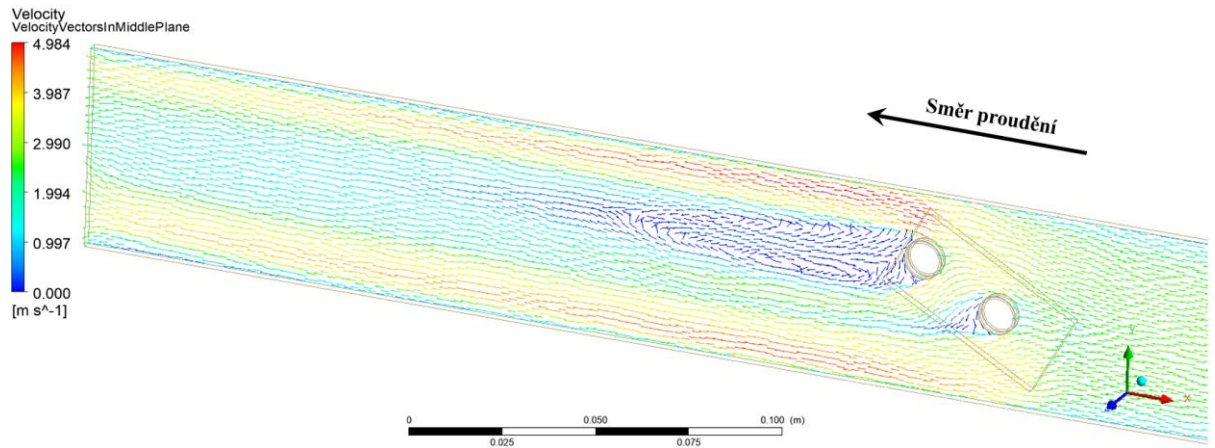


Obrázek 29: Roviny a body pro vyhodnocení

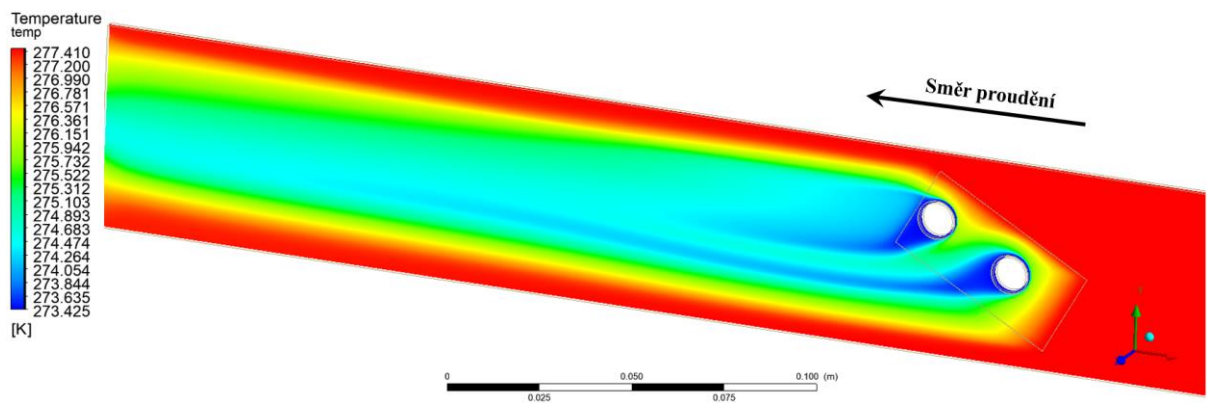
Obrázek 30 znázorňuje rychlostní pole v okolí výměníku v rovině *střední*. Směr proudění je zprava (ve skutečnosti od ventilátoru) doleva. Z obrázku 30 vyplývá, že rozložení rychlostního pole v kanálu není optimální ani rovnoměrné. Na první pohled je vidět, že kanál má větší průřez, než by bylo nutné. Důvodem je, že byl kanál konstruovaný pro otáčení výměníku o 360°, čemuž bylo nutné přizpůsobit vnitřní rozměry kanálu. Proto se v daném případě určité množství proudícího vzduchu v kanále nepodílí na tepelných procesech probíhajících ve výměníku, což zhoršuje celkovou energetickou bilanci. Aby se ochladilo maximální množství proudícího vzduchu z kanálu, tak je nutné, aby kanál měl co nejmenší možný průřez. Tento kanál byl vytvářen jako univerzální pro vícero měření. Z obrázku 30 dále vyplývá, že proudění v kanálu před výměníkem je relativně málo turbulentní až do té doby, než proudící vzduch musí obtékat dvojici trubek. Díky tomu dochází k lokální změně průřezu kanálu, která vyústí v lokální zvýšení rychlosti proudění. Vzhledem k absolutním rychlostem proudění (viz legenda) a malým rozměrům výměníku dochází ke krátkému kontaktu proudícího vzduchu s ochlazovanými plochami a tím pádem k ne příliš intenzivnímu ochlazení vzduchu. Z obrázku je vidět nesymetrie proudění daná geometrickým tvarem výměníku a polohou trubek, které nejsou ve středu výměníku. Dále je možné vyzorovat, že za trubkami se vytváří typická vírová stezka, kde dochází k promíchávání proudnic.

Obrázek 31 zobrazuje teplotní pole v rovině *Střední*. Opět z něj lze vyzorovat, jak velké množství vzduchu se podílí na tepelné výměně a také jak intenzivně dochází k promíchávání ochlazeného a neochlazeného vzduchu v prostoru za výměníkem tak, aby na výstupní ploše bylo rozložení teploty co nejvíce rovnoměrné. Zobrazený výsledek je standardní pro numerické výpočty, ale pro experimentální zjištění se jedná o obzvláště složitý úkol. Zároveň nebylo možné rozložení teplot verifikovat termokamerou z důvodů vypsanych v kapitole 3.2.10. Detailnější představu o teplotním poli mezi lamelami výměníku podává obrázek 32, kde je lépe vidět, vliv povrchové teploty lamel na ochlazení proudícího vzduchu. Teplotní pole je znázorněné v ploše *Řez výměníkem*. Stejným způsobem lze vizualizovat i rozložení teplotního pole na rozhraní mezi hliníkovými žebry a vlhkým vzduchem, které představuje obrázek 33. Zde lze pozorovat menší odběr tepelné energie z té části hliníkového žebra, jež ve svém okolí nemá trubku.

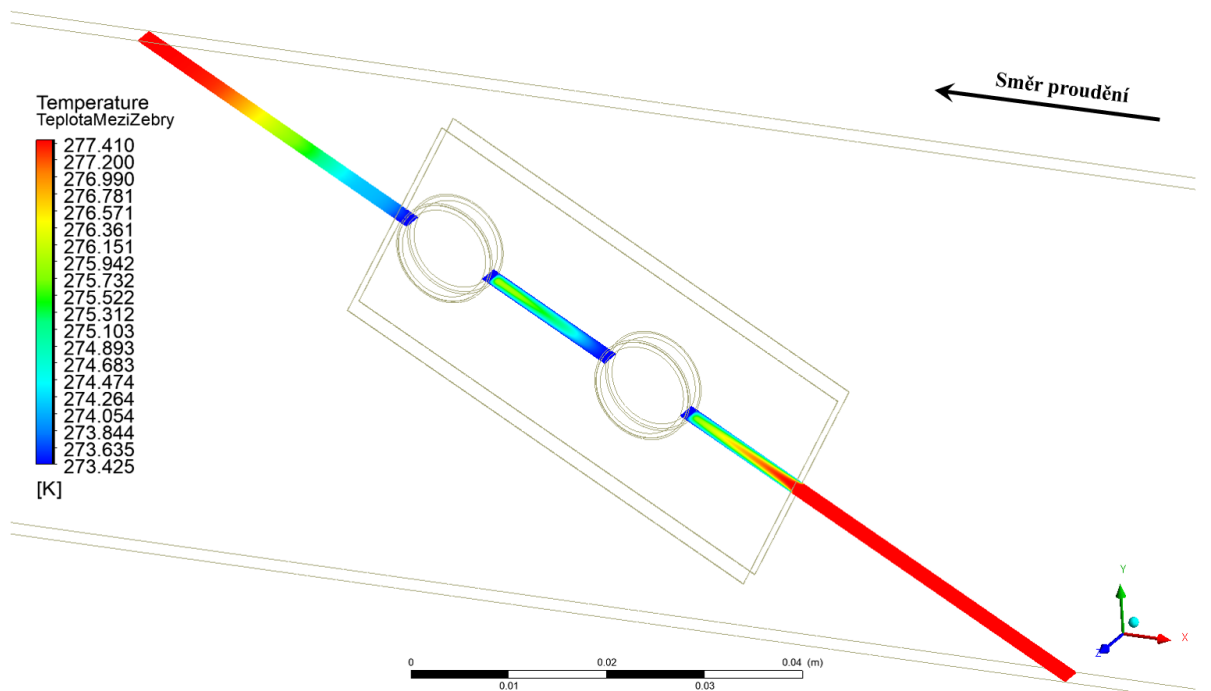
Obrázek 34 zobrazuje objem výpočetní oblasti, v němž je teplota vlhkého vzduchu pod rosným bodem, a tudíž v tomto prostoru nastává kondenzace. Čím je oblast modřejší, tím nižší je teplota v daném místě prostoru. Takovýto výsledek nelze získat z experimentů.



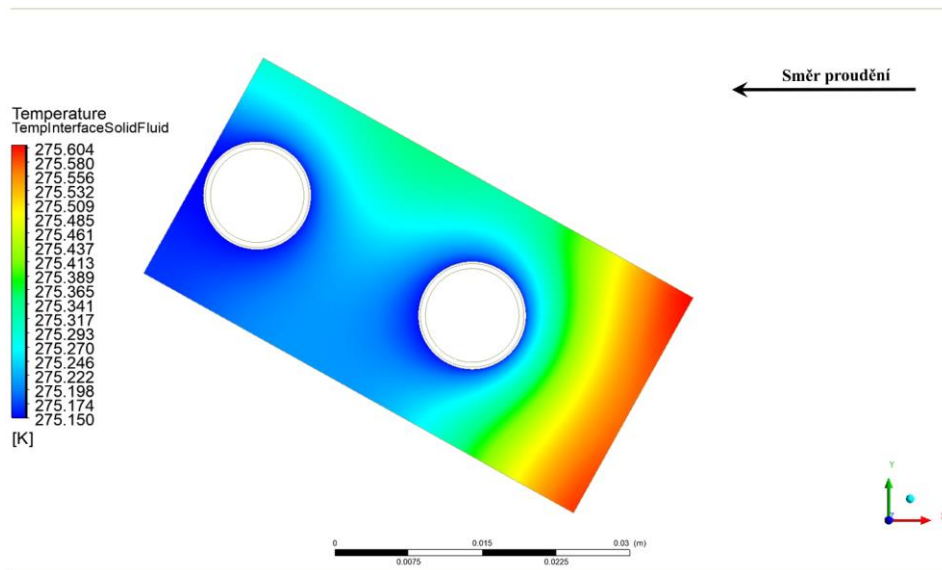
Obrázek 30: Rychlostní pole v rovině „Střední“



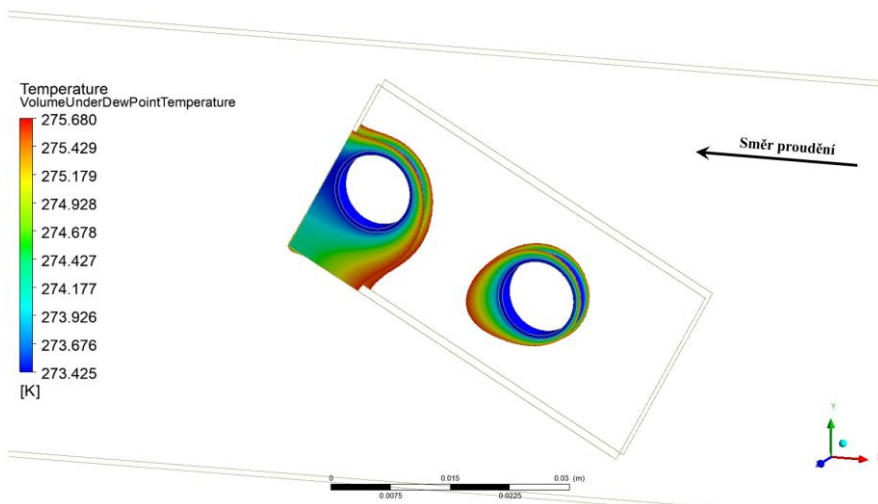
Obrázek 31: Teplotní pole v rovině „Střední“



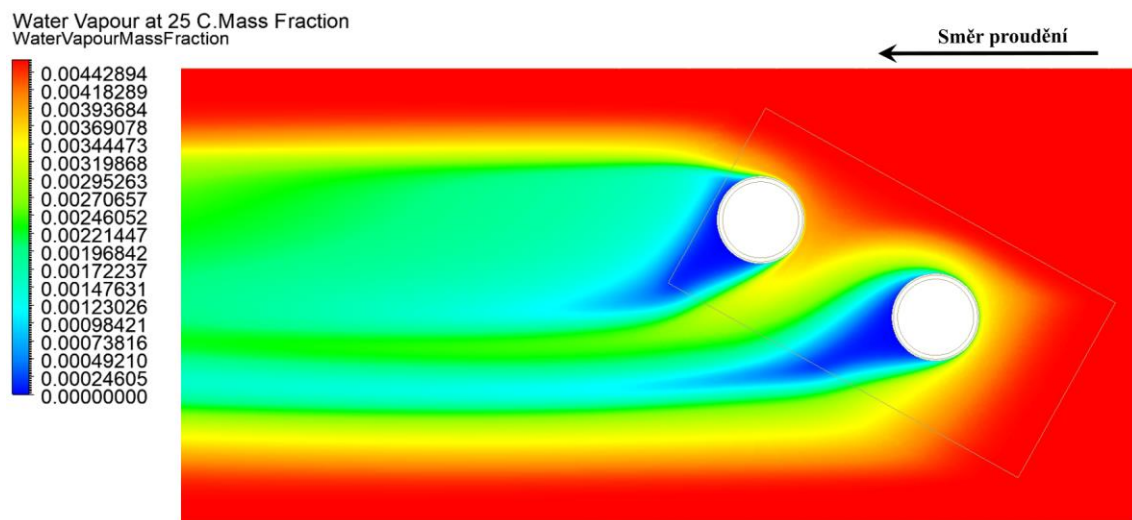
Obrázek 32: Teplotní pole v rovině „Řez výměníkem“



Obrázek 33: Teplotní pole na povrchu žebra



Obrázek 34: Oblast s teplotou pod rosným bodem



Obrázek 35: Hmotnostní zlomek vodní páry v rovině „Střední“

Obrázek 35 zobrazuje rozložení hmotnostních podílů vodní páry, což je jiným způsobem vyjádřená vlhkost. Na něm lze vyzorovat, jaká část průtočného objemu se podílí na tepelné změně, a že k vysušování vzduchu dochází i za výměníkem. Takovéto výsledky jsou zjistitelné pouze pomocí software CFD.

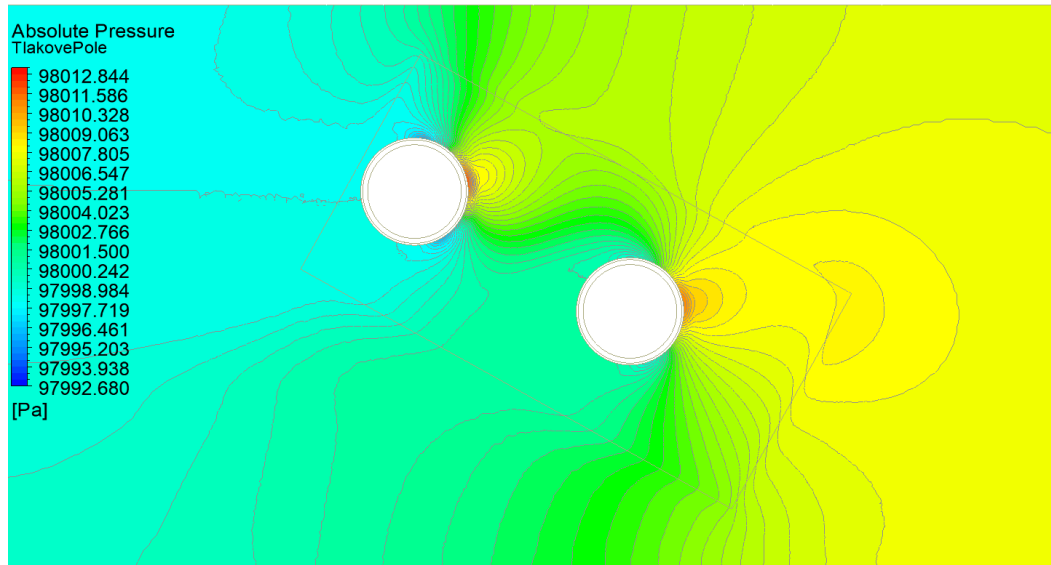
Obrázek 36 zobrazuje tlakové pole v okolí výměníku. Je vidět, že nejvyšší tlak je v místě, kde se proudící vzduch dostane poprvé do kontaktu s trubkou. Poměrně velké změny tlaku jsou na čelech trubek. Celková tlaková ztráta výměníku je menší než 9 Pa. Na vizualizaci tlakového pole je CFD software velice vhodný, jelikož dokáže přesně určit lokální extrémy, které lze následně optimalizovat.

Obrázek 37 představuje turbulentní kinetickou energii v bezprostředním okolí výměníku a obrázek 38 zobrazuje disipaci turbulentní energie. Tyto dva obrázky společně podávají představu o tom, jak použitý turbulentní model ($k-\omega$ SST) predikuje turbulenci v prostoru okolo trubek a při jejich obtékání. Z obrázků lze vyzorovat vliv čel lamel, které jsou kolmé na směr proudění.

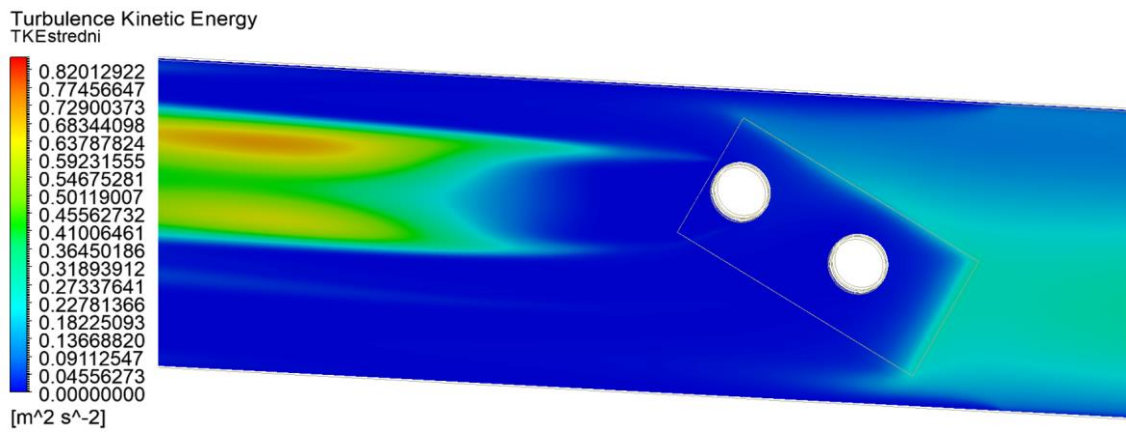
Obrázek 39 v třídímním prostoru zobrazuje hustotu tepelného toku na rozhraní mezi hliníkovými lamelami a vlhkým vzduchem, což jsou plochy, na nichž probíhá kondenzace. K nejintenzivnějšímu odběru tepla z proudícího vzduchu dochází na plochách, které jsou kolmé k proudícím vlhkému vzduchu, ale vzhledem k jejich malé ploše je jejich celkový příspěvek do tepelné bilance nevelký. Získat stejný výstup z experimentu je značně složitý úkol, ale pro CFD software nikoliv.

Obrázek 40 na stejných plochách jako obrázek 39 vizualizuje hodnoty součinitele přestupu tepla. Jeho maximum je také na plochách kolmých ke směru proudění a lze vyzorovat jeho poměrně homogenní rozložení na povrchu lamel. Lokální extrémy jsou pouze bodové a mohou souviset se zaokrouhlováním v numerickém výpočtu.

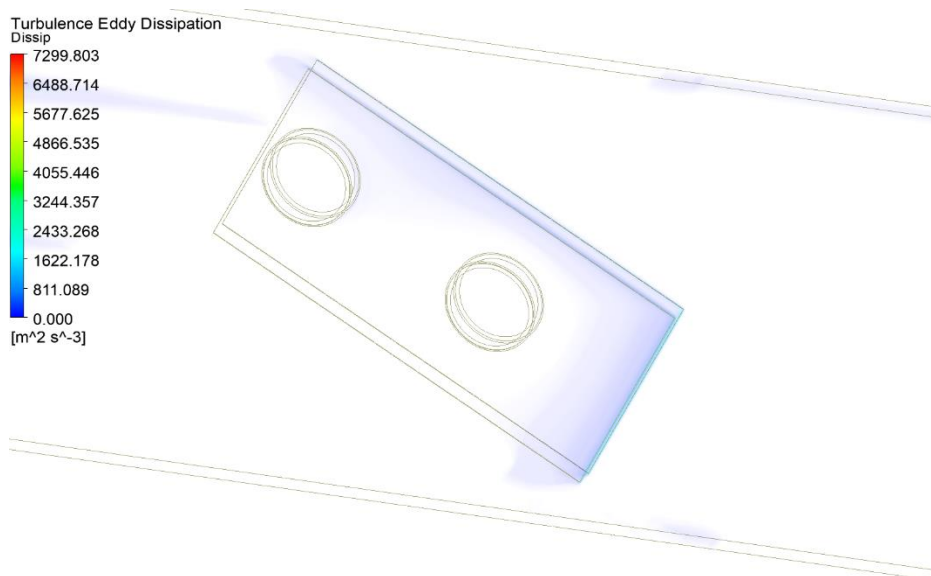
Obrázek 41 představuje proudnice vzduchu jež jsou vybarvené podle jejich rychlosti v aktuálním místě proudění. Nejedná se o zobrazení v rovině *Střední*, ale v objemu celé výpočetní oblasti. Díky tomu lze vizualizovat pohyb jednotlivých proudnic v prostoru. Ve zkoumané úloze je nejzajímavější proudění v bezprostředním okolí trubek.



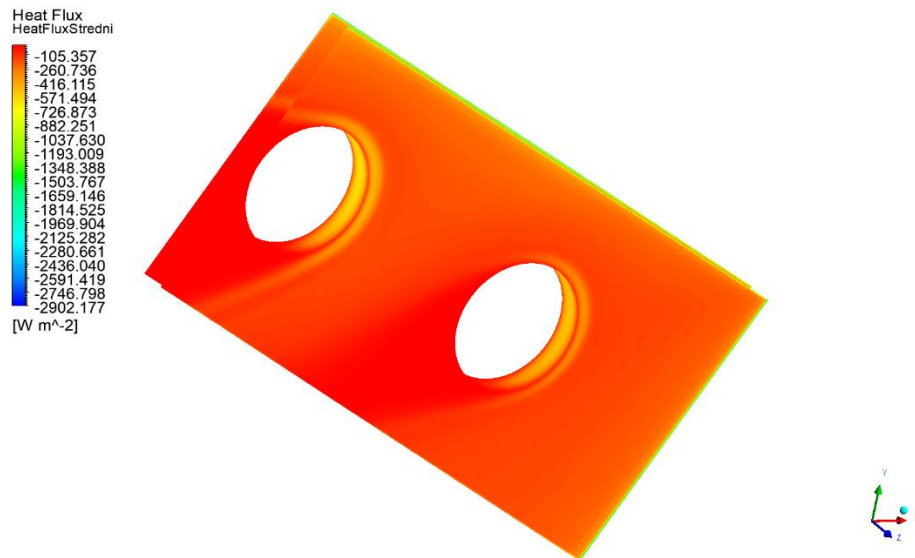
Obrázek 36: Tlakové pole v rovině „Střední“



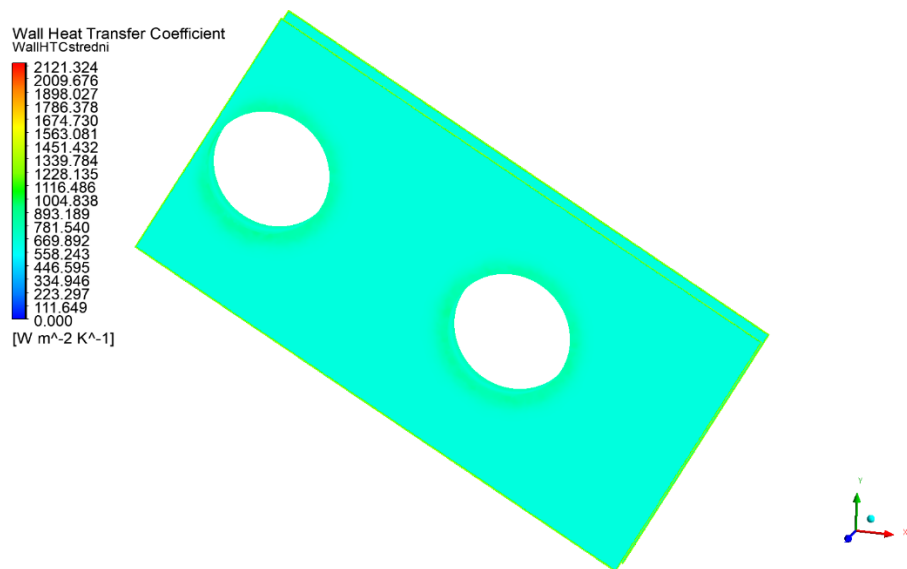
Obrázek 37: Turbulentní kinetická energie v rovině „Střední“



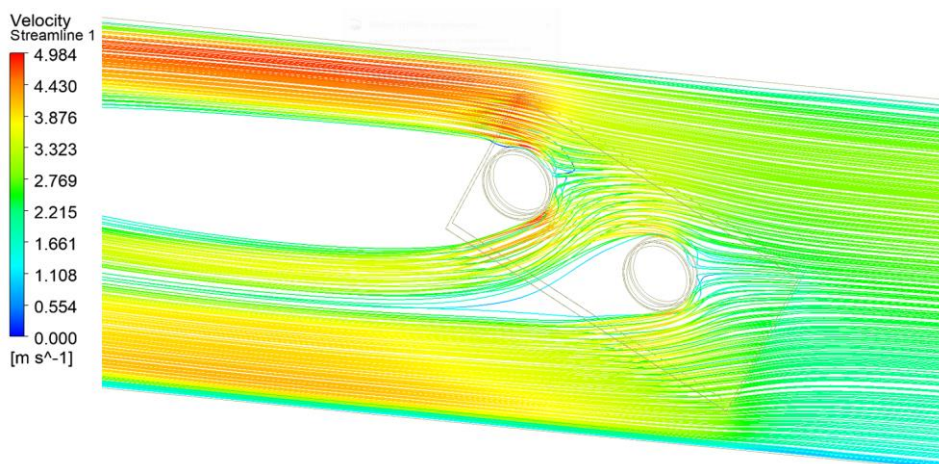
Obrázek 38: Disipace kinetické energie – zobrazení v objemu



Obrázek 39: Hustota tepelného toku – rozhraní hliníkových lamel a vlhkého vzduchu

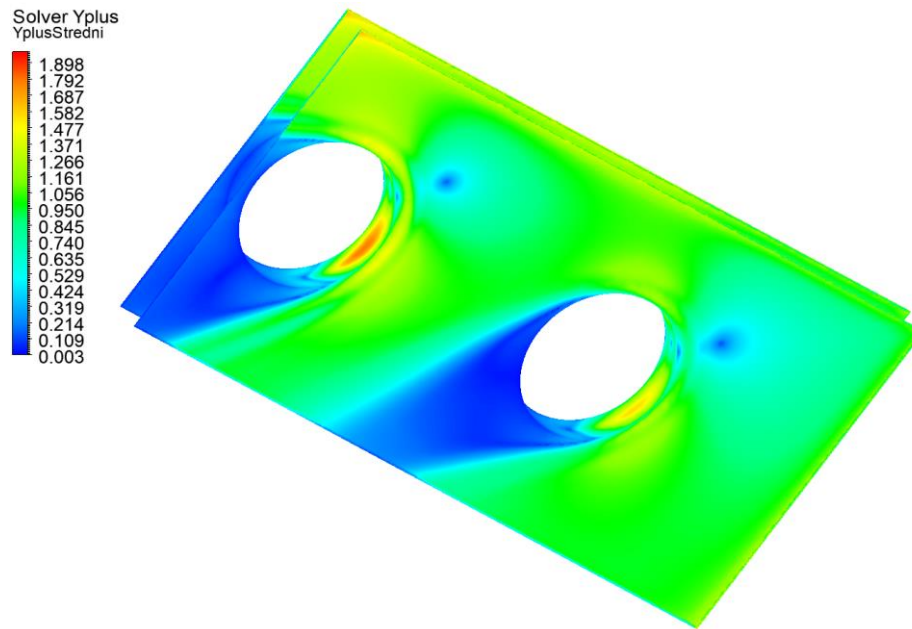


Obrázek 40: Součinitel přestupu tepla – rozhraní hliníkových lamel a vlhkého vzduchu



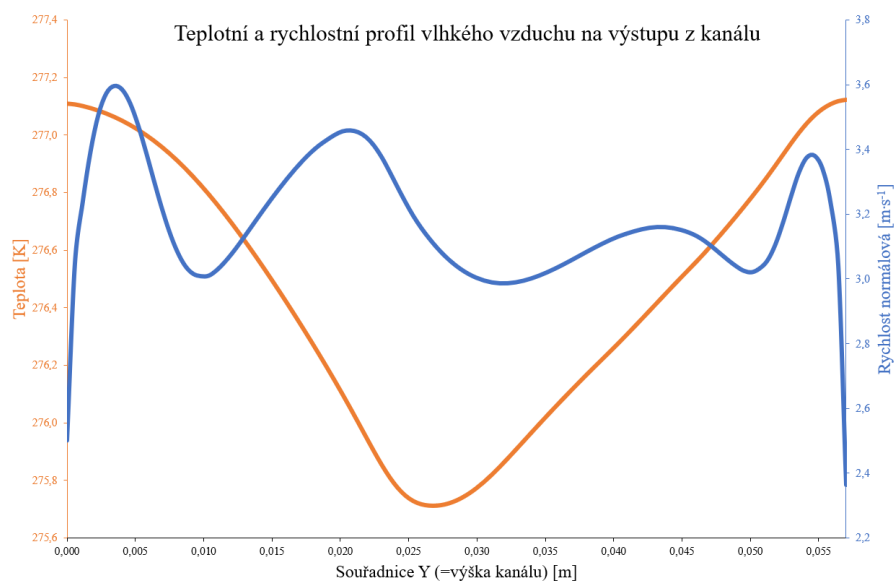
Obrázek 41: Proudnic rychlosti v bezprostředním okolí výměníku

Z pohledu numerického řešení úlohy je vhodné vyhodnocovat hodnotu y^+ , jelikož její hodnota přímo ovlivňuje výpočty turbulence i přenosu tepla. Pro použitý turbulentní model $k-\omega$ SST by měla být hodnota y^+ menší nebo rovna než 1 aby nedocházelo k nestabilitám v numerickém výpočtu.



Obrázek 42: Vizualizace hodnoty y^+

Graf 9 znázorňuje teplotní a rychlostní profil vzduchu průmětem do normály na ploše *Výstup*. Takovéto průběhy jsou určující v momentě, kdy na tomto místě bude vstupovat vlhký vzduch do místnosti (obrázek 2) a tudíž společné vnímání rychlostního a teplotního pole má přímou souvislost s vnímaným teplotním komfortem osob v místnostech.



Graf 9: Teplotní a rychlostní profil na výstupu z výpočetní oblasti

Tabulka 17 představuje výsledky proudění spočítané ANSYS CFX pro úhel natočení výměníku $\alpha=30^\circ$ coby reprezentanta toho, jaké výsledky byly vyhodnocovány pro všechny počítané varianty. První sloupec označuje vyhodnocovanou veličinu a druhý sloupec její jednotku. Výpočty jsou provedeny integrálně přes celou plochu, aby bylo možné získat průtočná množství. Záměrně nejsou v tabulce uvedeny hodnoty na ploše *Vstup* ani *Výstup*, ale jsou v ní vypsány hodnoty v plochách okolo výměníku a jejich rozdíly, jelikož tyto hodnoty jsou význačné pro celou úlohu. Tučně zvýrazněná hodnota označuje hmotnostní tok vodní páry vypočítaný jako prostý rozdíl mezi plochami před a za výměníkem. Jedná se o množství vytvořeného kondenzátu a také se tímto vysvětluje nerovnost hmotnostních toků na vstupu a na výstupu, které se pochopitelně v praxi musí shodovat. Zpracovávají se absolutní vypočítané hodnoty.

Tabulka 17: Výsledky proudění podle ANSYS CFX pro $\alpha=30$ stupňů

Veličina	Jednotka	Plocha „Před výměníkem“	Plocha „Za výměníkem“	Rozdíl mezi plochami před a za výměníkem	Bod „Záznamník dat“
Teplota	K	277.45	275.503	1.946 78	276.3
Rychlost	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	2.630 73	2.723 07	0.092 335	-
Absolutní tlak	Pa	99 506.2	99 497.8	8.4	99 380.0
Hmotnostní zlomek vodní páry	-	0.004 598	0.004 048	0.000 55	0.004 374 7 (výpočet)
Hmotnostní tok suchého vzduchu	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$3.997\ 35 \cdot 10^{-4}$	$4.235\ 91 \cdot 10^{-4}$	$2.385\ 64 \cdot 10^{-5}$	-
Hmotnostní tok vodní páry	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$1.846\ 51 \cdot 10^{-6}$	$1.797\ 97 \cdot 10^{-6}$	$4.853\ 59 \cdot 10^{-8}$	-
Hustota vlhkého vzduchu	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	1.246 3	1.342 73	$9.643 \cdot 10^{-2}$	-
Dynamická viskozita	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	$1.731\ 8 \cdot 10^{-5}$	$1.731\ 8 \cdot 10^{-5}$	0	-
Specifická tepelná kapacita	$\frac{\text{J}}{\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}}$	1 008.57	1 006.96	1.615 05	-
Statická entalpie	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	82 603.4	60 629.7	21 973.6	-

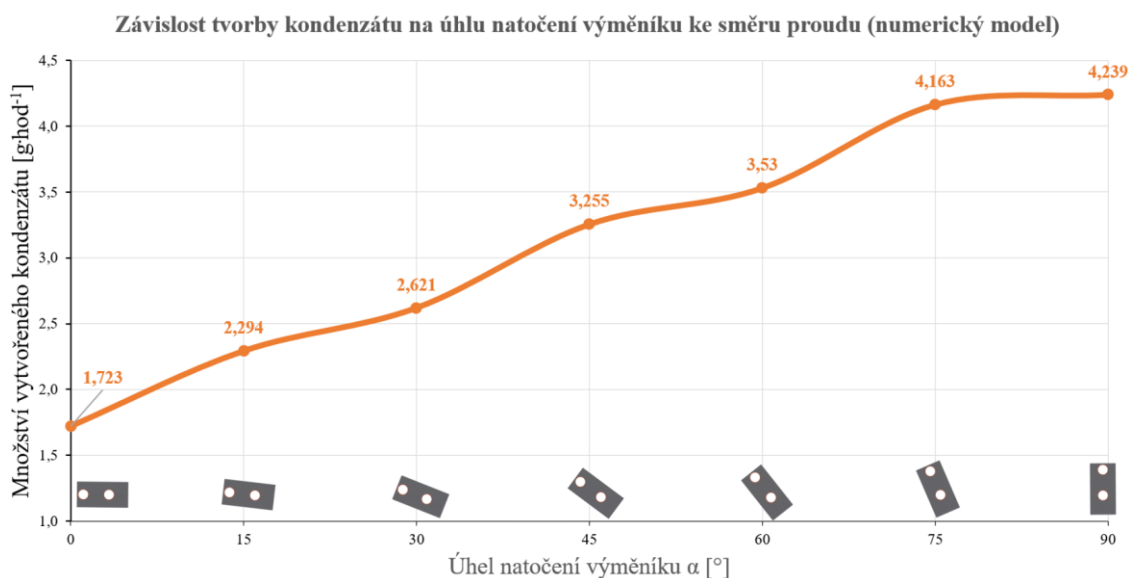
Průměrná hustota tepelného toku na rozhraní mezi hliníkovými lamelami a vlhkým vzduchem je $166.774\ \text{W}\cdot\text{m}^{-2}$. Průměrná hodnota součinitele přestupu tepla je $668.904\ \text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, což indikuje nízkou intenzitu přestupu tepla v porovnání

s informativními hodnotami součinitele přestupu tepla ze stěny podle [105]. Zde je nutné upozornit na skutečnost, že s uváděnými hodnotami přestupu tepla se v praxi dosahuje většinou při kondenzaci jednosložkové páry v turbínách, tudíž se značně větším teplotním spádem i zastoupením vodní páry, než je v této úloze.

Hodnoty v posledním sloupci tabulky 17 byly vyčteny ze záznamníku dat a bylo shledáno, že byly naměřeny správné hodnoty, ale bohužel záznamník nebyl nainstalován na vhodném místě v měřicím kanálu. Správná pozice je ihned za výměníkem.

Z výsledků v tabulce 17 vyplývá, že při kondenzaci dochází k očekávaným termodynamickým změnám. Teplota, entalpie a hmotnostní zlomek vodní páry klesají, ale hustota roste. Stejně závěry lze získat při zakreslení procesu do Molliérova diagramu.

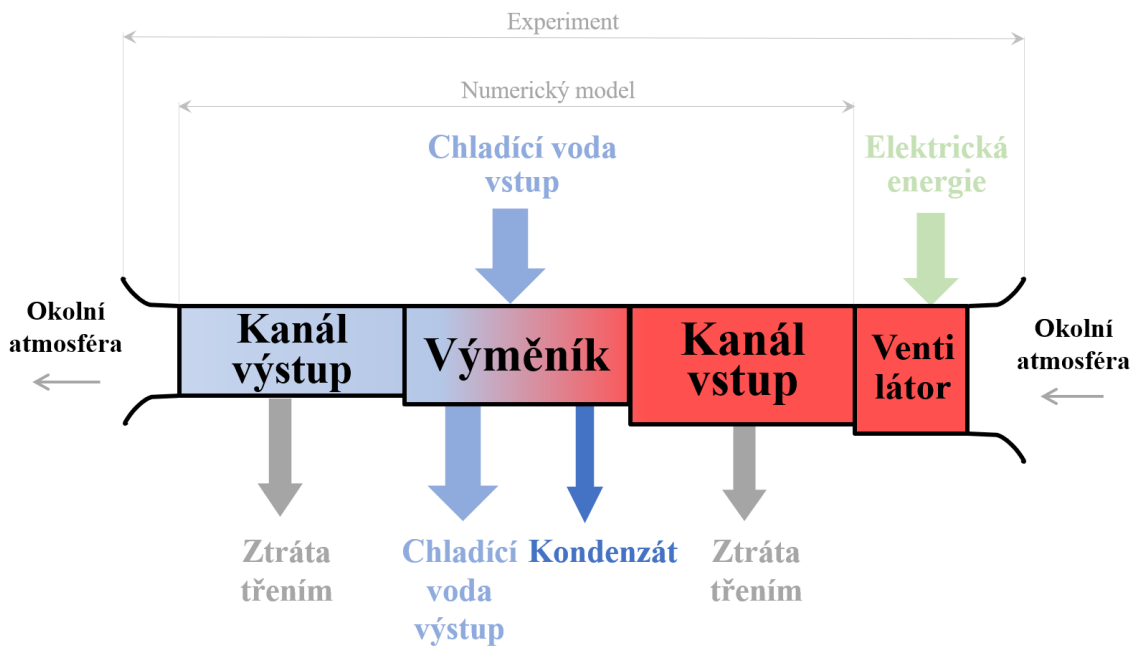
Stejným způsobem se určily hodnoty všech proměnných pro všechny hodnoty natočení výměníku z experimentu (viz tabulka 6), protože těžiště zájmu je v určení množství vzniklého kondenzátu v závislosti na úhlu natočení výměníku. Výsledky z ANSYS CFX jsou zobrazeny v grafu 10. Z něj lze vyčíst, že největší množství kondenzátu je predikováno pro úhel natočení výměníku $\alpha=90^\circ$ a závislost tvorby kondenzátu není lineární, protože výměník je nesymetrický. Zajímavostí je, že není příliš velký rozdíl mezi výsledky pro $\alpha=75^\circ$ a $\alpha=90^\circ$, jelikož zde dochází k obtékání obou trubek a celá plocha výměníku se podílí na přenosu tepla. Pro výpočet množství kondenzátu odpovídající celému experimentu je nutné vypočítanou hodnotu rozdílu hmotnostních toků vodní páry mezi plochami *Před výměníkem* a *Za výměníkem* vynásobit počtem lamel v experimentu.



Graf 10: Závislost tvorby kondenzátu na úhlu natočení výměníku (ANSYS CFX)

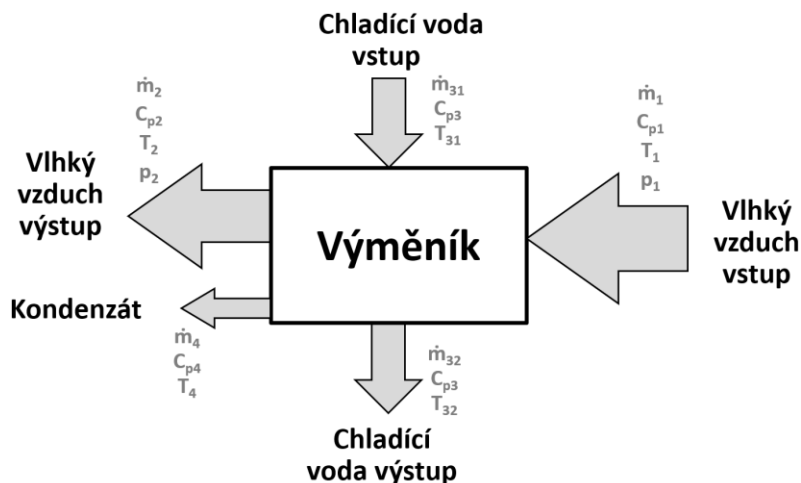
3.4 Bilance hmoty a energie

Nutností při každém korektním výpočtu je udělat bilanci hmoty a energie v systému. Ta musí odpovídat skutečnosti i základním fyzikálním a termodynamickým zákonům. Ve zkoumaném případě se jedná o průtočný systém, čemuž musí odpovídat označení veličin i použité jednotky. Pro výpočet bilance energie se tedy jedná o upravenou kalorimetrickou rovnici, v níž se uvažuje pouze tepelná energie a ostatní energie (chemická, elektrická, světelná, zvuková, gravitační a elektromagnetická) byly zanedbány. Obrázek 43 zobrazuje blokové schéma toku energie v celém výpočetním prostoru, kde proudění vzduchu je zprava doleva. Jedná se o konzervativní systém, tedy energie do systému vstupující se musí rovnat energiím ze systému vystupujícím. V celé soustavě se dále vyskytují ztráty sáláním a konvekcí, kdy celé těleso samo o sobě pohlcuje určitou část energie. Tuto hodnotu není možné změřit či stanovit, proto bude zanedbána.



Obrázek 43: Blokové schéma toku energie

Nejzásadnější částí celého výpočtu je tepelný výměník a jeho tepelná bilance, jež je znázorněna na obrázku 44. Stejně jako v předchozích případech, i zde je proudění zprava doleva. Do výměnku je přivedena energie z proudícího vlhkého vzduchu (index 1) a energie chladicí vody (index 31). Ze systému vychází energie v podobě ochlazeného proudícího vlhkého vzduchu (index 2), kondenzátu (index 4) a chladicí vody (index 32).



Obrázek 44: Tepelná bilance ve výměníku

Rovnice (3.3) popisuje zachování hmotnostních toků. Hmotnostní tok vlhkého vzduchu na vstupu do výměníku se určí dle (3.4) jako součin hustoty vlhkého vzduchu (rovnice A25 až A28 z přílohy A) a objemového průtoku ventilátorem (průřez z obrázku 26 a průměrná rychlost z grafu 6). Tímto dojde k zanedbání ztrát ve vstupním kanálu, které jsou vzhledem k malé rychlosti proudění vzduchu velmi malé a nebude docházet k aerodynamickému ucpání.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_1 = \rho_{ha} \dot{V}_{vent} \quad (3.4)$$

Rovnice (3.5) popisuje zachování tepelné energie ve výměníku. Měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu (c_{p1} a c_{p2}) se určí z rovnice A72 v příloze A. Teplota vzduchu bezprostředně před výměníkem nebyla v experimentu měřena a bude se uvažovat, že odpovídá teplotě okolí v době realizace experimentu. Hmotnostní tok chladící vody byl určen výkonem použitého čerpadla a je uveden v kapitole 3.2.9, hodnota je konzervativní, jelikož nedocházelo k úniku ani akumulaci této chladící vody při proudění výměníkem, tedy platí $\dot{m}_{31} = \dot{m}_{32}$. Měrná tepelná kapacita vody (c_{p3} a c_{p4}) je určena z [85]. Teploty chladící vody na vstupu do výměníku i na jeho výstupu byly měřeny termočlánky a jsou uvedeny v tabulce 6 na řádcích 3 a 7. Hmotnostní tok vlhkého vzduchu po jeho protečení výměníkem (\dot{m}_2) je určen z měření anemometrem a výsledek je uveden v tabulce 6 na řádku 15. Teplota vlhkého vzduchu na výstupu z výměníku (T_2) je měřena záznamníkem hodnot a je uvedena v tabulce 6 na řádku 11. Hodnota je známa pouze v jednom bodě, a nikoliv v celém průřezu kanálu. Hmotnostní tok kondenzátu (\dot{m}_4) je určen vážením a hodnoty jsou v tabulce 6 na řádku 18. Teplota kondenzátu (T_4) je uvedena v tabulce 6 na

řádku 9. Zanedbává se ohřev vzduchu ve ventilátoru. Poslední člen v rovnici (3.5) představuje skupenské teplo potřebné ke změně fáze z vodní páry na vodu.

$$\dot{m}_1 c_{p1} T_1 + \dot{m}_{31} c_{p3} T_{31} = \dot{m}_2 c_{p2} T_2 + \dot{m}_{32} c_{p3} T_{32} + \dot{m}_4 c_{p4} T_4 + \dot{m}_4 l \quad (3.5)$$

Podobným způsobem lze udělat tepelnou bilanci z ANSYS CFX, který umí velice přesně určit jednotlivé veličiny, ale jejich finální součet už je nutné udělat, a především vyhodnotit ručně. Výsledky jsou prezentovány v Tabulce 17.

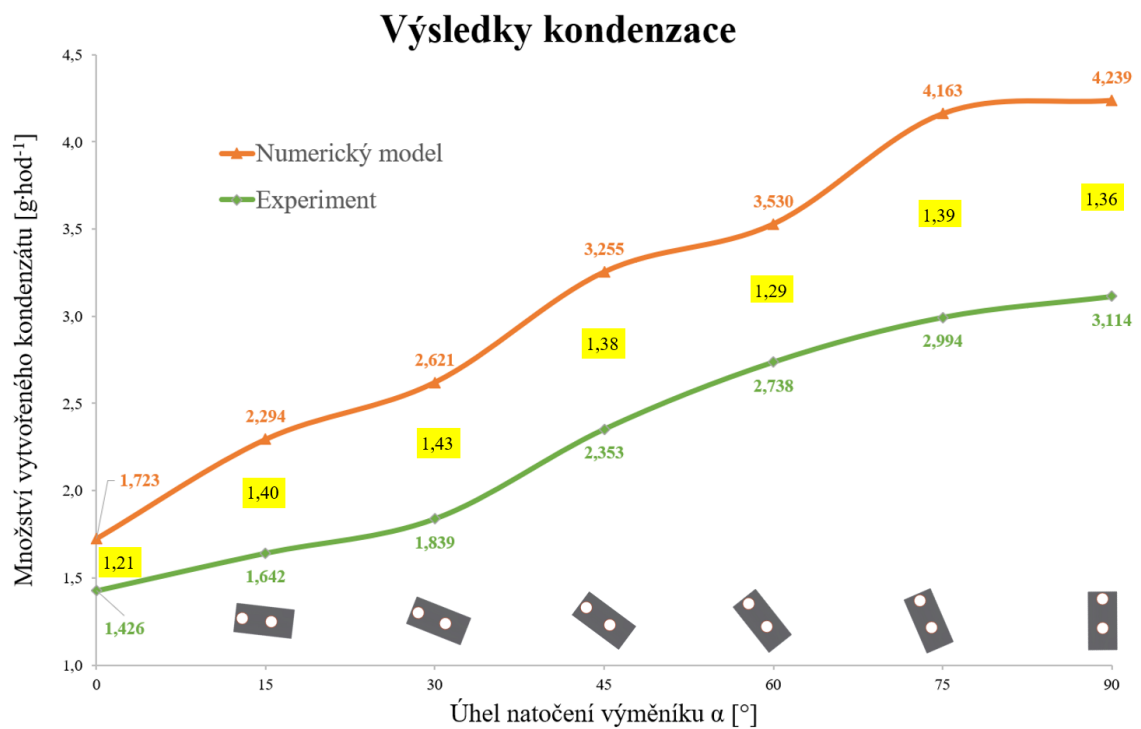
3.5 Porovnání výstupů z experimentu a numerického modelu

Tato kapitola se věnuje porovnání výsledků z experimentu a numerického modelu, jelikož tyto dvě na sobě nezávislé metody mají stejné zadání včetně okrajových a počátečních podmínek. Již od začátku bylo snahou porovnat jejich výsledky na stejné úloze, proto v průběhu práce postupně vznikala data, jež nyní bude možné porovnat.

Obecně platí, že přesnost naměřených hodnot během experimentu je klíčová jednak pro správné určení tepelné bilance a také pro validaci numerického modelu. Po provedení analýz výsledků lze konstatovat, že experiment byl koncepčně navržen správně včetně měření všech potřebných parametrů. Ovšem došlo k nevhodné volbě některých měřících zařízení, která nejsou tak přesná, jak by bylo potřeba. Názorným příkladem je měření rychlosti vzduchu na konci tunelu vrtulkovým anemometrem, který systematicky ukazoval kolísající hodnoty. Tato nepřesnost může ovlivňovat celkovou energetickou bilanci. Experiment byl vytvářen s cílem získání množství kondenzátu v závislosti na úhlu natočení výměníku a tato závislost byla popsána na grafu 5. Nevýhodou experimentu je nemožnost získat detailnější přehled o proudění v prostoru mezi žebry výměníku, jelikož by instalace relativně velkých čidel do relativně malého prostoru mohla značně ovlivnit charakter proudění i přestup tepla a tím i vytváření kondenzátu.

Výhodou numerického modelu je možnost zadat velké množství okrajových a počátečních podmínek včetně přizpůsobení výpočtů na míru konkrétní aplikaci. To je velká výhoda při tvorbě nových součástí, ale nevýhoda při potřebě validace modelu s experimentem, jelikož se musí správně navrhnout značné množství proměnných, z nichž některé jsou vzájemně závislé. Nespornou výhodou je možnost nahlédnout a detailně analyzovat libovolnou část výpočetní domény, čehož bylo v tomto případě užito např. pro zobrazení tlakového a teplotního pole v prostoru mezi žebry výměníku. Výsledky numerických simulací jsou zobrazeny na grafu 10.

Jelikož byly výsledky cíleně zpracovávány tak, aby shodně popisovaly množství vzniklého kondenzátu včetně stejných jednotek, je nyní vhodné je společně umístit do jednoho grafu pro snadnější orientaci mezi vytvořenými výsledky oběma metodami. Graf 11 zobrazuje výsledky tvorby kondenzátu z experimentu a numerického modelu v závislosti na úhlu natočení výměníku vůči směru proudění. Z něho je patrné, že pro všech 7 řešených variant predikoval ANSYS CFX více kondenzátu při stejných podmínkách, než bylo naměřeno v experimentu. Obě křivky vykazují trendovou podobnost a černá čísla na žlutém podkladu v grafu 11 reprezentují kolikrát více kondenzátu bylo predikováno numerickým modelem pro každou výpočetní variantu oproti experimentu. Fakt, že ANSYS CFX nadhodnocuje množství vytvořeného kondenzátu byl vysloven i ve zdrojích [79], [87] a [90].



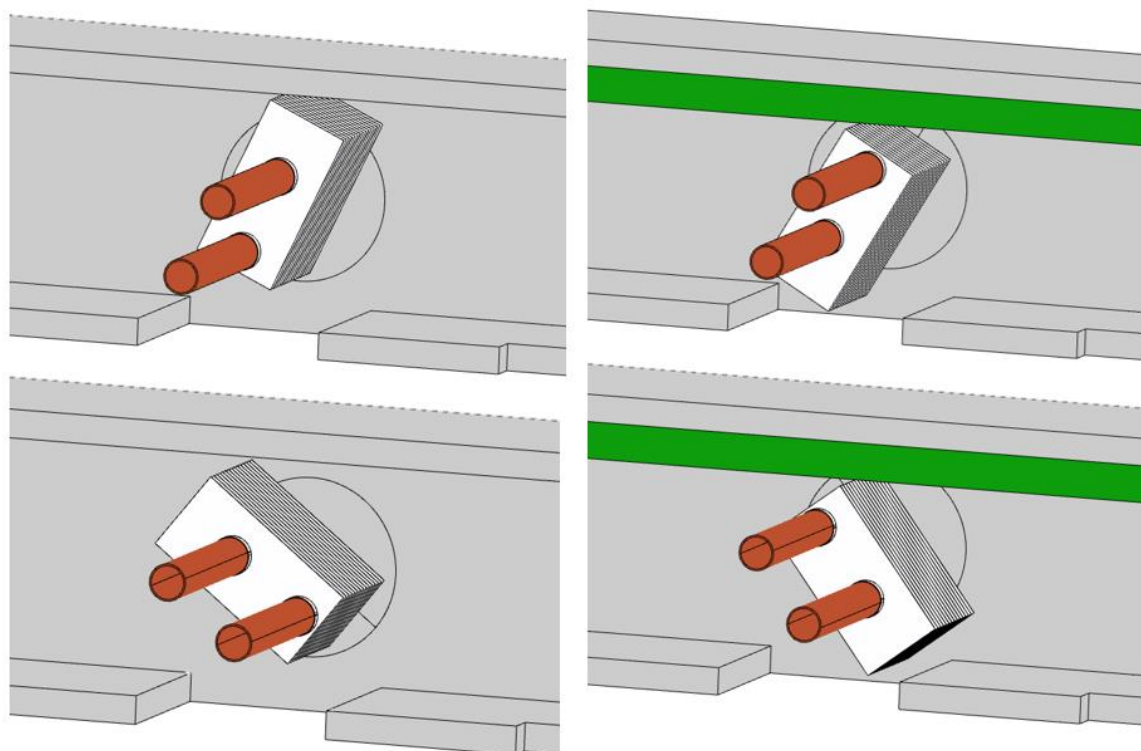
Graf 11: Porovnání výsledků kondenzace z experimentu i numerického modelu

Rozdíl v množství vytvořeného kondenzátu pomocí CFX a experimentu je nutné podrobit bližšímu zkoumání. Z toho důvodu byla provedena citlivostní studie parametrů s cílem zjistit, které proměnné mají na predikci tvorby kondenzátu největší vliv. Jako první byly upravovány okrajové podmínky proudění, zejména definice výstupní plochy z kanálu. Toto úsilí vedlo pouze k malé změně charakteru proudění a zanedbatelné změně v predikci množství kondenzátu. Následně byla zkoumána definice rozhraní mezi pevnými stěnami a proudící tekutinou. Jak již bylo zmíněno dříve, tak ANSYS CFX obsahuje pouze model filmové kondenzace, a proto vždy počítá se všemi ideálními

podmínkami, které se nemění v průběhu výpočtu, pokud toto není explicitně zadáno. Liping [109] se ve své disertační práci věnuje smáčivosti povrchu hliníkových tepelných výměníků, přičemž poukazuje na fakt, že rozdílnými úpravami povrchu hliníkových ploch lze při stejných podmínkách proudění dosáhnout buď filmové anebo kapičkové kondenzace vlhkosti. Ve zkoumaném experimentu byla vizuálně pozorována filmová kondenzace až po více než 4 hodinách proudění za ustálených podmínek. Měření bylo vždy započato až po vypořádání filmu kondenzátu na plochách lamel. Během realizace experimentů docházelo k frekventovaným vizuálním kontrolám procesu kondenzace (díky průhlednosti experimentálního kanálu) a vždy byl pozorován souvislý film na lamelách. Pouze na konci lamel v nejnižším místě, kde dochází k odtržení kapičky kondenzátu do jímací nádoby, docházelo ke krátkodobé absenci filmu. Výpočetní program předpokládá dokonale hladký povrch lamel, který ovšem nebylo možné na skutečném výměníku ověřit bez fyzického zásahu do výměníku. Je nutné připustit možnost, že uvnitř výměníku se na povrchu lamel mohou vyskytovat výstupky či rýhy z výrobního procesu, které mohou narušit tvorbu filmu kondenzátu a lokálně může docházet k tvorbě kapiček kondenzátu, z kterých se následně stane blána. ANSYS CFX neumí tyto stavy predikovat, a tudíž ani počítat s kapičkovou kondenzací. Oba režimy kondenzace jsou značně odlišné a při stejných podmínkách proudění dosahují jiných výsledků, zejména se liší v určení součinitele přestupu tepla. Mnoho úsilí bylo věnováno také revizi definice vzniku kondenzátu, jakožto nově zavedeného materiálu. Možnosti nastavení byly představeny v podkapitole 3.3.3. Bylo vypořádáno, že tyto parametry značně ovlivňují množství predikovaného kondenzátu. Jako nejlepší bylo vyhodnoceno implementované řešení na výpočty s vodní parou podle *IAPWS*, které dosahovalo lepší konvergence a její výsledky byly nejbližší experimentálním. Ostatní dvě zkoumaná nastavení vykazovala přílišnou citlivost na specifikaci zejména saturačního tlaku pro rosný bod. Pokud byla zadána hodnota saturačního tlaku menší, než je operační tlak v okolí experimentu, tak ANSYS CFX predikoval menší množství kondenzátu ve všech výpočtech. Jedná se o logické vysvětlení, jelikož v okolí stěny dochází k lokálnímu poklesu tlaku, který je diskutován či kvantifikován v [91], [92] i v [93] a je spojován především s filmovou kondenzací.

3.6 Možnosti optimalizace proudění v kanálu s výměníkem

Analýzou výsledků proudění v kanálu pomocí ANSYS CFX z kapitoly 3.3.5 bylo vypořazováno, že existuje část vzduchu proudícího v kanálu, který neproteče tepelným výměníkem, a tudíž se nepodílí na celkovém ochlazení proudícího vzduchu, nýbrž na zvyšování jeho průměrné teploty. Tento jev je nechtěný a značí nehospodárnost a neefektivnost celého procesu. Jednou z možností, jak tento problém odstranit by bylo zmenšit průřez kanálu na hodnotu, která by odpovídala průmětu výměníku ve směru proudění. V představeném experimentu by takové snížení průřezu mohlo vyřešit snížení stropu tzv. stropnicí. Tento princip byl zmíněn při návrhu koncepčního řešení experimentu, a proto stropnice obsahovala na jedné straně desku o výšce 12 mm. Její použití a funkcionality jsou znázorněny na obrázku 45, kde zelený kvádr představuje zmíněnou stropnici. Lze vypořazovat, že pro určité úhly natočení výměníku (obrázky v levém sloupci) by stropnice nebyla potřeba, ale pro odlišné úhly (obrázky v pravém sloupci) by mohla optimalizovat proudění v kanálu jeho usměrněním mezi žebra výměníku, a nikoliv do okolí výměníku. Tato stropnice byla použita při reálném experimentu, avšak stále existuje možnost navýšit tloušťku stropnice tak, aby byl průřez kanálu ještě menší. Výška stropnice může být jiná pro každý úhel natočení výměníku.



Obrázek 45: Znázornění použití stropnice pro určité polohy natočení výměníku

Pokud by se změnilo zadání např. na nalezení takových parametrů proudění, při kterých bude docházet k co nejintenzivnějšímu ochlazení proudícího vzduchu, ale bez tvorby kondenzátu ve výměníku, tak se v tomto případě nabízí měnit rychlost vzduchu při průtoku kanálem změnou otáček ventilátoru. Důvodem pro tuto změnu zadání může být fakt, že všeobecně je kondenzát považován za provozní složitost. Je nutné jej odvádět a negativně se podílí na energetické bilanci, obzvláště při nízkých výkonech tepelných zařízení. V takovéto úloze by těžiště práce spočívalo v optimalizaci a zrovnoměnění tepelného namáhání výměníku včetně vhodného rozložení teplotního pole na žebrech.

Při požadavku na co největší výstupní rychlost proudění z kanálu lze ventilátor přesunout až na konec kanálu. Tím pádem bude ventilátor nasávat ochlazený vzduch za výměníkem a vysokou rychlostí jej foukat do obytné místnosti. V tomto případě je nutné ventilátor správně utěsnit, aby nedocházelo k nežádoucím ztrátám na sací straně ventilátoru.

V případě potřeby zjistit závislost tvorby kondenzátu na množství různých polutantů ve vlhkém vzduchu je sestava kanálu konstrukčně připravena na instalaci jejich vtoků do libovolného místa v kanálu. V tomto případě je doporučeno využít část kanálu před výměníkem. Předpokládá se, že tyto nové částice budou fungovat jako kondenzační zárodky.

Jednou z možností, jak změnit režim kondenzace je upravit smáčivost povrchu lamel výměnku. To se provádí buď změnou materiálu lamel nebo přidáním vhodné povrchové úpravy na povrch stávajícího materiálu. Cílem je měnit velikost dotykové plochy mezi lamelou a kapičkou, příp. filmem. Tím pádem dojde také ke změně koeficientu přestupu tepla [6]. Pokud bude povrch hydrofobní, budou kapičky kondenzátu lépe klouzat po povrchu lamely a dojde k intenzivnějšímu ochlazení vlhkého vzduchu.

Pokud by vznikl požadavek na maximální využití celého tepelného výměníku, tak před něj bude nutné vložit vhodný technický prvek, který zajistí rovnoměrnou distribuci vzduchu na lamely výměníku. V praxi se používá tzv. laminarizérů pro zajištění laminárního charakteru proudění, které ale přináší do systému tlakovou ztrátu, se kterou je nutné počítat. V případě opačného požadavku na maximalizaci tepelného výkonu je vhodné proud vlhkého vzduchu tzv. zturbularizovat pro vytvoření širšího spektra turbulencí, čímž se zvýší koeficient přenosu tepla mezi tekutinami.

Na všechny výše vyjmenované možnosti optimalizace je vytvořená experimentální sestava fyzicky připravená a lze na ni provést nová měření.

4 SHRNUTÍ A ZÁVĚRY

Předložená disertační práce řeší kondenzaci atmosférické vlhkosti ve výměníku tepla. Ochlazování vzduchu v obytných místnostech je celosvětově řešené téma, které má přímou souvislost s celou řadou oborů dotýkajících se lidského zdraví a efektivity pracovních procesů. Jedná se o aktuální, potřebné a užitečné téma, které vzhledem ke své šíři poskytuje značný prostor pro smysluplný výzkum. Tato aplikačně zaměřená úloha má nezpochybnitelné uplatnění v průmyslovém prostředí a spolupráce technické univerzity s průmyslovým partnerem na daném tématu podtrhuje významnost této práce.

Práce obsahuje základní terminologii a představení současného stavu poznání. Pro přehlednost je práce rozdělena do čtyř vzájemně propojených navazujících kapitol.

V práci je představen princip funkce tepelného výměníku typu voda-vzduch včetně rozvahy o použitých materiálech a ukázka zástavby v obytné místnosti jako alternativa ke klimatizační jednotce. Na tuto kapitolu bezprostředně navazuje část vysvětlující fyzikální podstatu kondenzace včetně uvedení jejích základních typů. Nejdůležitější kapitolou z úvodní části je rešerše odborné literatury relevantní k řešené úloze. Publikované práce ostatních akademiků byly podrobeny důkladnému kritickému zkoumání, přičemž cílem bylo data vytržít, srovnat a vyvodit z nich správné a platné závěry podle zásad vědeckého způsobu myšlení. Všechny využití informační zdroje mají přímou souvislost s řešeným tématem, pochází z důvěryhodných ověřených zdrojů a jejich rozsah je víc než přiměřený. Díky této podrobné rešerši bylo možné zjistit, jaké způsoby řešení podobných úloh jsou perspektivní a které méně, což se zásadní měrou podílelo na dalším směřování celé práce. Navazující text popisuje matematický model zvoleného turbulentního proudění ve výměníku včetně matematického popisu kondenzace pro filmovou i kapičkovou kondenzaci.

Informačně nejhodnotnější kapitola je zaměřena na představení vlastních výsledků autora této práce ke kondenzaci atmosférické vlhkosti. Základním stavebním kamenem pro další práci je přesný výpočet stavových vlastností vlhkého vzduchu. Za tímto účelem byla do akademiky běžně používaného programu MathWorks MATLAB vytvořena funkce, jež s velkou mírou přesnosti vypočítává stavové rovnice vlhkého vzduchu na základě vstupních dat. Přidanou hodnotou této práce je zveřejnění zdrojového kódu vytvořené funkce včetně uvedení jednotlivých zdrojů pro rovnice. Tento unikátní přístup založený na otevřenosti a ověření dat je zdravý pro celou akademickou sféru. Následující velmi

obsáhlá kapitola se podrobně zabývá návrhem, stavbou a měřením na experimentálním zařízení, jež autor kompletně sám navrhnul a zrealizoval. Základem je promyšlený koncept celého zařízení tak, aby umožnilo realizovat vytyčené dílčí cíle práce. Dva vytvořené návrhy byly podrobeny kritickému vědeckému zkoumání, z nějž vzešel výsledný návrh doplněný o adekvátní metody měření, o jejichž vhodnosti nelze pochybovat. Práce velice podrobně a pečlivě popisuje veškeré elementy experimentálního zařízení včetně použité měřicí aparatury a metod pro vyhodnocení dat tak, aby bylo možné daný experiment kdykoliv a kýmkoliv opětovně realizovat. Získané údaje jsou reprezentativní pro daný typ výměníku i tepelný spád. Cílem experimentu bylo naměřit množství hodnot pro konkrétní aplikaci tak, aby se daly použít pro validaci numerického modelu, který byl vytvořen jako digitální dvojče k realizovanému experimentu. Tvorba numerického modelu v této konkrétní úloze znamená vytvořit geometrický i matematický model reálného výměníku včetně okrajových a počátečních podmínek tak, aby podával výsledky srovnatelné s experimentem. Motivace k tvorbě složitějšího numerického modelu je jednoduchá. Při nalezení optimálního řešení je možné kdykoliv v budoucnu používat pouze numerický model pro vývoj nových či vylepšených výměníků, čímž se sníží finanční i časová náročnost na tvorbu několika fyzických prototypů a ověřovacích zkoušek. Z toho důvodu je velice důkladně popisován každý důležitý krok při tvorbě numerického modelu tak, aby jej také bylo možné kdykoliv a kýmkoliv zopakovat, čímž se opět podpoří otevřenost v akademické komunitě. Jedním z výstupů rešerše literatury bylo zjištění, že řada prací obsahuje upravený program řešiče tak, aby odpovídal pouze jedné zkoumané úloze bez bližšího určení provedených změn ve výpočtovém kódu. Takovýto přístup není optimální a tato práce má ambice ukázat výhody transparentního řešení problematiky bez uživatelsky definovaných funkcí. Jelikož experiment i numerický model řešily stejnou úlohu sdílející okrajové a počáteční podmínky, tak při porovnání výsledků těchto dvou metod bylo zjištěno, že numerický model ve všech výpočetních variantách nadhodnocoval množství kondenzátu oproti experimentu, což je ve shodě s řadou publikovaných děl ostatních autorů. Příčiny rozdílu bylo nutné prozkoumat, ověřit a okomentovat, čímž vznikl důležitý soupis položek, jež mají potenciál pro vylepšení tématu do budoucna. Takovýto seznam zároveň slouží jako vodítko s dalšími náměty pro pokračování v uvedené oblasti nejen za účelem zvýšení přesnosti predikce numerického modelu.

Zpracovávané téma je odborně velmi složité a obsahuje kombinaci mnoha faktorů, které mohou mít vliv na konečné použití jednotlivých metod pro určení kondenzace. Prací, které by se takto hluboce zaměřovaly na využití CFD pro kondenzaci a současně by i testovaly modely s reálnými podmínkami v provozu není mnoho.

Tato disertační práce je originální dílo opírající se o řadu vlastních výsledků dosažených a publikovaných v průběhu celého doktorského studia, což svědčí o systematickosti výzkumu při hledání řešení zvolené problematiky. Práce zcela jistě spadá do rámce problematiky studované ve studijním oboru a obohacuje jej o nové poznatky dané do kontextu, přičemž principiálně vychází z autorovy diplomové práce. V této disertační práci bylo dosaženo řady hodnotných vědeckých výsledků s vysokou mírou aplikovatelnosti i využitelnosti pro technickou praxi.

Předložená disertační práce je přínosem pro celou akademickou komunitu zejména ve třech následujících oblastech:

- Prvním přínosem je detailní popis výpočtu stavových veličin vlastností vlhkého vzduchu, pro jehož přesné výpočty byla vytvořena funkce v programu MathWorks MATLAB, jejíž zdrojový kód je součástí této práce. Důvodem vypracování této funkce je fakt, že nebyl nalezen žádný podobný softwarový prostředek, který by umožnil komplexní výpočty včetně uvedení zdrojů a funkčních rozsahů jednotlivých rovnic, a to ani mezi placenými komerčními řešeními.
- Druhým významným přínosem je kompletní návrh vlastního experimentálního zařízení od konceptu až po výrobu včetně provedení měření v reálných podmínkách. Práce obsahuje přesný popis všech důležitých částí vytvořeného experimentálního zařízení tak, aby bylo možné jej kdykoliv a kýmkoliv zopakovat. Zároveň jsou uvedeny přesné podmínky realizace, pracovní postupy pro měření i vyhodnocení a použité přístroje i zařízení. Celá experimentální sestava je koncepčně připravena na případné nové experimenty pro rozšíření studia kondenzace, jež jsou v práci také zmíněny a okomentovány.
- Třetím důležitým přínosem této práce je kompletní popis vlastního vytvořeného numerického modelu pro predikci množství kondenzátu z atmosférické vlhkosti ve výměníku tepla. Obsahuje detailní přehled všech elementů vytvořeného numerického modelu včetně výpisu použitého nastavení, které slouží pro transparentnost a verifikaci dat, jelikož takovéto nastavení nebylo nalezeno u žádné podobné práce. Tímto se značně snižuje úsilí na vytvoření funkčního

numerického modelu kondenzace ostatním zájemcům, a tudíž může tato práce posloužit jako odrazový můstek pro další prohloubení znalostí o kondenzaci.

Výše uvedené hlavní přínosy buď přímo nebo i nepřímo navazují na publikované práce autora i ostatních akademiků, přičemž se v maximální možné míře snaží vyřešit jejich známé nedostatky, rozšířit funkčnost řešení a celkově posunout míru poznání dále podle principů akademické práce.

4.1 Nastínění dalšího směřování práce

Možné kroky pro rozšíření vědecko-výzkumných aktivit již byly podrobněji popsány v textu práce u příslušných kapitol. Jedná se zejména o následující náměty a možnosti:

- Vliv polutantů vlhkého vzduchu na tvorbu kondenzátu → Experimentální zařízení umožňuje implementaci měřící aparatury polutantů a také případných vtokových kanálů pro zvýšení jejich koncentrace vmísením do proudu vlhkého vzduchu. Kontaminanty se většinou chovají jako zárodky pro tvorbu kondenzátu.
- Úprava geometrie výměníku → Výsledky indikují, že ve zkoumaném výměníku nedochází k vysoké produkci kondenzátu, což může být způsobeno nepříznivým poměrem malé velikosti výměníku a vysoké rychlosti proudění. Proto by bylo vhodné prověřit možnost, jak se změní ochlazování vlhkého vzduchu v případě, že bude výměník celkově větší, a tedy vlhký vzduch bude déle v kontaktu s chlazenými plochami.
- Vliv různých povrchových úprav lamel na tvorbu kondenzátu → Toto z vědeckého pohledu velmi zajímavé téma má potenciál nejvíce ovlivňovat množství vytvořeného kondenzátu, jelikož lze měnit režim kondenzace mezi filmovým a kapičkovým mechanismem a s tím související ovlivnění koeficientu přenosu tepla. Jedná se o úpravu povrchového napětí hliníkových lamel tak, aby došlo ke změně smáčivosti, čímž se změní kontaktní úhel kapiček na lamele, které budou mít různou schopnost se shlukovat i klouzat po lamele.
- Změna polohy záznamníku dat → V případě realizace nového experimentu je vhodné zhodnotit, zda poloha záznamníku dat (USB disk) není příliš blízko u dna kanálu, čímž dochází k měření hodnot vlhkého vzduchu nikoliv za výměníkem, ale v oblasti, kde se ochlazený vzduch míchá s teplým vzduchem, jež obtéká

výměník. V takovém případě je nutné uvažovat vliv těla záznamníku dat na proudění v kanále.

- Rozšíření predikčních schopností numerického modelu → Současné verze programů pro numerické výpočty jsou na obdivuhodné úrovni možností, co vše je možné počítačově modelovat, počítat a vizualizovat. Finální výsledek záleží zejména na vynaložených lidských a finančních zdrojích. V této práci docházelo k systematickému nadhodnocování tvorby kondenzátu ve všech výpočetních variantách, jehož příčiny byly vyjmenovány v kapitole 3.5 a je nutné je dořešit pro zvýšení přesnosti prezentovaného modelu. Jedním z možných východisek je rozšíření výpočetního programu ANSYS CFX o možnost počítat a modelovat kapičkovou kondenzaci. Tento nesmírně obtížný úkol je nutné správně validovat a výsledky upraveného zdrojového kódu prezentovat akademické komunitě k verifikaci. Pro zvýšení robustnosti numerického modelu je nutné provést simulace s různými typy tepelných výměníků a rozdílnými okrajovými podmínkami. Pro vyřešení takového úkolu je doporučeno najít průmyslového partnera, který disponuje výsledky z experimentů pro validaci numerických modelů a dokáže nové poznatky transformovat do inovovaných tepelných výměníků.

4.2 Citáty

Představivost je důležitější než znalosti. (Albert Einstein)

Věda začíná tam, kde se začíná měřit. (Isaac Newton)

Kritérium všeho vědění je experiment. (Richard Feynman)

4.3 Summary and Conclusion

The presented dissertation explains the condensation of atmospheric moisture in a heat exchanger. Cooling of air in rooms is a topic of global interest and significance, which has a direct connection with a number of fields affecting human health and the efficiency of work processes. It is a current, necessary and useful topic which, due to its breadth, provides considerable space for meaningful research. This application-oriented task has an unquestionable relevance in an industrial environment and the co-operation of a

technical university with an industrial partner on such a topic underlines the importance of this work.

The whole project is designed so that fairly complex technical messages can be explained in a concise, clear and understandable manner. It contains basic terminology, an introduction to the current state of knowledge and the biggest challenges in the field being studied. The logic and systematic nature of the solution is supported by four interconnected follow-up chapters.

In the introduction, the reader is acquainted with the evaluation of environmental quality in the interiors of buildings. It includes a list of individual pollutants and also contains recommendations on how to generally design or improve the working environment, especially from the perspective of thermal comfort. The following subchapter deals very thoroughly with the description of the state properties of humid air, the knowledge of which is a necessary prerequisite for understanding the thermodynamic processes in heat exchangers. Furthermore, the principle of operation of the water-air heat exchanger is presented here, including a classification of the materials used and a demonstration of installations in various residential rooms as an alternative to the air conditioning unit. The next section explains the physical nature of condensation, including the introduction of its basic types. The most important part of the introduction is a search of published literature from the academic community, relevant to the problem. The published works of other academics were subjected to a thorough critical examination with the aim of sorting the data, comparing them and drawing correct and valid conclusions, according to the principles of scientific methodology. All information sources utilised have a direct connection with the solution of the topic; they come from trusted and verified sources, and the extent of works considered from other authors is significantly detailed. Thanks to this level of research, it was possible to determine best practice for solving similar tasks, whilst at the same time discovering those methods which are less effective. This significantly contributed to the general direction and approach to the whole of the project. The next part describes a mathematical model of the selected turbulent flow in the exchanger, including a mathematical description for two basic types of condensation.

Within the core of the work there is a highly important chapter which focuses on the presentation of the outcomes for both elements of research & development regarding condensation levels in atmospheric moisture. The basic building block for further work is an accurate calculation of the state properties of humid air. For this purpose, a function

was created in the MATLAB program, which is commonly used by academics as it calculates the presented equations with a high degree of accuracy on the basis of the input data. An added value of this work is the publication of the source code created, including the introduction of individual sources for equations. This unique approach, based on openness and data validation, is beneficial for the entire academic community. The following very comprehensive subchapter deals with the design, implementation and measurement of experimental equipment, which the author completely designed and implemented himself. This element of the experiment is necessary to achieve results specific to some of the partial goals. The work carefully describes in great detail, all the elements of the experimental equipment including the measuring apparatus employed and methods for data evaluation so that it is possible to re-implement the experiment at any time and by anyone. The obtained data are representative for the given type of exchanger and thermal gradient. The aim of the experiment was to measure real values for a specific application so that they could be used to validate a numerical model, which was created as a digital twin for the physical experiment. In this particular task, it meant creating a geometric and mathematical model of a real exchanger, including boundary and initial conditions, in order to give results comparable to the physical experiment. The motivation to create a complex numerical model is simple. When finding the optimal solution, it is possible at any time in the future to use only a numerical model for the development of new or improved exchangers, which reduces the costs and time required to create several physical prototypes and verification tests. For this reason, every important step in creating a numerical model is described very thoroughly so that it can be repeated at any time and by anyone, thus again promoting openness in the academic community. One of the findings of the literature search was that many works contain a modified program of the solver so that it corresponds to only one researched task without specifying the changes made in the computational code. Such an approach is not optimal whereas this thesis has the ambition to show the benefits of a transparent solution to the problem. The experiment and the numerical model solve the same problem, sharing boundaries and initial conditions. However, when comparing the results of these two methods the findings illustrate the numerical model in all computational variants overestimated the amount of condensate compared to the physical experiment, which is consistent with many published works by other authors. The reasons for the difference had to be researched, verified and commented on, creating an important list of items that have the potential to improve the topic, in the future. Such a list also serves as a guide with other

suggestions for continuing research in this area in order to increase the accuracy of the numerical model's predictions.

The topic is technically very complex and contains a combination of many factors that can affect the implementation of individual methods for determining condensation. Currently there is only a small quantity of work that focuses deeply on the use of CFDs for condensation which uses experimental models with real operating conditions, at the same time.

This dissertation is an innovative work based on a number of original results achieved and published during the entire doctoral study, which testifies to the systematic nature of research in finding solutions to selected issues. The thesis is aligned within the scope of the issues studied in the chosen field and enriches it with new knowledge put into context, while in principle it is based on the author's diploma thesis. A number of valuable scientific results were achieved with a high degree of pertinence and usability for technical practice. With this work, the author demonstrates independence and orientation in the given scientific field, while he is able to carry out new research and communicate his conclusions with the academic community clearly, professionally and unambiguously. A significant effort has been devoted to providing a clear explanation of a complex topic.

Seznam použité literatury

- [1] Enhance Indoor Environmental Quality (IEQ). *Whole building design guide* [online]. Washington DC, 2017. Dostupné z: <https://www.wbdg.org/design-objectives/sustainable/enhance-indoor-environmental-quality>
- [2] Indoor Environmental Quality (IEQ). *Sustainable Facilities Tool* [online]. Dostupné z: <https://sftool.gov/learn/about/1/indoor-environmental-quality-ieq>
- [3] Kvalita vnitřního prostředí. *ČVUT Univerzitní centrum energeticky efektivních budov* [online]. Bušehrad, 2017. Dostupné z: <http://www.uceeb.cz/tymy/kvalita-vnitriho-prostredi>
- [4] CHAN, Rengie a William FISK. Indoor Environmental Quality. *Green, Clean, & Mean* [online]. Dostupné z: <https://sites.google.com/a/lbl.gov/green-clean-mean/key-strategies/indoor-environmental-quality>
- [5] Introduction to Indoor Air Quality: Indoor Air Pollution and Health [online]. *United States Environmental Protection Agency*. Dostupné z: <https://www.epa.gov/indoor-air-quality-iaq/introduction-indoor-air-quality>
- [6] YANG, Kai-Shing, Kai-Hsiang LIN, Cheng-Wei TU, Yu-Zhen HE a Chi-Chuan WANG. Experimental investigation of moist air condensation on hydrophilic, hydrophobic, superhydrophilic, and hybrid hydrophobic-hydrophilic surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2017, 115, 1032-1041. ISSN 00179310. Dostupné z: [doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.08.112](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.08.112)
- [7] MIHULKA, Stanislav. *Oxid uhličitý způsobuje zelenání planety* [online]. Telč: *Osel*, 2013. ISSN 1214-6307. Dostupné z: <http://www.osel.cz/6959-oxid-uhlicity-zpusobuje-zelenani-planety.html>
- [8] CRANDALL, Michael S. a William K. SIEBER. The National Institute for Occupational Safety and Health Indoor Environmental Evaluation Experience. Part One: Building Environmental Evaluations. *Applied Occupational and Environmental Hygiene* [online]. 1996, 11(6), 533-539. DOI: 10.1080/1047322X.1996.10389370. ISSN 1047-322x. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/1047322X.1996.10389370>

- [9] DOLEŽÍLKOVÁ, Hana. *Kvalita vnějšího a vnitřního vzduchu* [online]. Praha: TZB-info, 2010. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/6486-kvalita-vnejsiho-a-vnitriho-vzduchu>
- [10] ŠUTA, Miroslav. *Účinky výfukových plynů z automobilů na lidské zdraví*. Plzeň: Děti Země, 2008. ISBN 80-866-7810-5.
- [11] Biological Pollutants' Impact on Indoor Air Quality [online]. Washington: *United States Environmental Protection Agency*. Dostupné z: <https://www.epa.gov/indoor-air-quality-iaq/biological-pollutants-impact-indoor-air-quality>
- [12] Legionella: Vše o legionelle na jednom místě [online]. Dostupné z: <https://legionella.cz/>
- [13] Ústav biomedicínského inženýrství [online]. Brno. Dostupné z: <http://www.dbme.feec.vutbr.cz/>
- [14] TZL - Tuhé znečišťující látky [online]. Dostupné z: <http://www.dotacni.info/glossary/tzl-tuhe-znecistujici-latky/>
- [15] Farms a major source of air pollution, study finds [online]. 2016. Dostupné z: <https://phys.org/news/2016-05-farms-major-source-air-pollution.html>
- [16] BAUER, Susanne E., Kostas TSIGARIDIS a Ron MILLER. Significant atmospheric aerosol pollution caused by world food cultivation. *Geophysical Research Letters* [online]. 2016, **43**(10), 5394-5400. DOI: 10.1002/2016GL068354. ISSN 00948276. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1002/2016GL068354>
- [17] ZHANG, Qunfang, Roja H. GANGUPOMU, David RAMIREZ a Yifang ZHU. Measurement of Ultrafine Particles and Other Air Pollutants Emitted by Cooking Activities. *International Journal of Environmental Research and Public Health* [online]. 2010, **7**(4), 1744-1759. DOI: 10.3390/ijerph7041744. ISSN 1660-4601. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/1660-4601/7/4/1744/>
- [18] Vymezení pojmů souvisejících s odpadovým hospodářstvím v obcích [online]. Praha. Dostupné z: <http://www.komunalniodpad.eu/?str=pojmy>

- [19] MAŠATOVÁ, Jana. Význam dostatečného větrání budov [online]. Praha: TZB-info, 2005. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2873-vyznam-dostatecneho-vetrani-budov>
- [20] WOLVERTON, B.C. a John D. WOLVERTON. Interior Plants: Their influence on Airborne Microbes inside Energy-efficient Buildings. *Journal of the Mississippi Academy of Sciences* [online]. Mississippi: Wolverton Environmental Services, 1996, **1996**(Vol. 41, No. 2), 99-105. Dostupné z: <http://www.wolvertonenvironmental.com/MsAcad-96.pdf>
- [21] *Mold Remediation in Schools and Commercial Buildings Guide* [online]. United States Environmental Protection Agency. Dostupné z: <https://www.epa.gov/mold/mold-remediation-schools-and-commercial-buildings-guide>
- [22] Damp Indoor Spaces and Health [online]. Washington, D.C: *National Academies Press*, 2004. DOI: 10.17226/11011. ISBN 978-0-309-09193-0.
- [23] ALLEN, Joseph G., Piers MACNAUGHTON, Usha SATISH, Suresh SANTANAM, Jose VALLARINO a John D. SPENGLER. Associations of Cognitive Function Scores with Carbon Dioxide, Ventilation, and Volatile Organic Compound Exposures in Office Workers: A Controlled Exposure Study of Green and Conventional Office Environments. *Environmental Health Perspectives* [online]. 2016, **124**(6). DOI: 10.1289/ehp.1510037. ISSN 0091-6765. Dostupné z: <http://ehp.niehs.nih.gov/15-10037>
- [24] Identifying Problems in the Indoor Environments [online]. United States Environmental Protection Agency. Dostupné z: <https://www.epa.gov/indoor-air-quality-iaq/identifying-problems-indoor-environments>
- [25] Katalog konvektorů. *Licon* [online]. Liberec, 2014. Dostupné z: https://www.licon.cz/files/katalogy-_cenik_cz/licon-heat-katalog-produktu-cz-1.pdf
- [26] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. *Výpočtové tabulky pro vytápění: vztahy a pomůcky*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001. ISBN 80-020-1466-9.

- [27] Non-ferrous. *The London Metal Exchange* [online]. Londýn. Dostupné z: <https://www.lme.com/metals/non-ferrous#tabIndex=0>
- [28] DRAB, Petr. Vliv korozního prostředí na materiály a jejich povrchové úpravy. Praha. Diplomová práce.
- [29] PICARD, A, R S DAVIS, M GLÄSER a K FUJII. Revised formula for the density of moist air (CIPM-2007). *Metrologia* [online]. 2008, **45**(2), 149-155. DOI: 10.1088/0026-1394/45/2/004. ISSN 0026-1394. Dostupné z: <http://stacks.iop.org/0026-1394/45/i=2/a=004?key=crossref.af970326bc3959dfc39e6ab8029944fb>
- [30] MOHR, Peter J., Barry N. TAYLOR a David B. NEWELL. CODATA recommended values of the fundamental physical constants: 2006. *Reviews of Modern Physics* [online]. 2008, **80**(2), 633-730. DOI: 10.1103/RevModPhys.80.633. ISSN 0034-6861. Dostupné z: <https://link.aps.org/doi/10.1103/RevModPhys.80.633>
- [31] TSILINGIRIS, P.T. Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100°C. *Energy Conversion and Management* [online]. 2008, **49**(5), 1098-1110. DOI: 10.1016/j.enconman.2007.09.015. ISSN 01968904. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890407003329>
- [32] Wieser M E 2006 Atomic weights of the elements 2005 (IUPAC Technical Report) *Pure Appl. Chem.* 78 2051–66
- [33] Fyzikální vlastnosti vybraných plynů a par. *TZB-info* [online]. Praha. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/8-fyzikalni-vlastnosti-vybranych-plynu-a-par>
- [34] Teorie vlhkého vzduchu (I): Úvod a vyjádření vlhkosti vzduchu. *TZB-info* [online]. Praha, 2006. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu-i>
- [35] *2001 ASHRAE Handbook: Fundamentals. SI Edition.* 2. printing. Atlanta: ASHRAE, 2001. ISBN 978-1883413880.

- [36] CHYSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. *Větrání a klimatizace: Technický průvodce*. 3., zcela přeprac. vyd. Brno: BOLIT-B Press, 1993. ISBN 80-901-5740-8.
- [37] ITS-90 Formulations for Vapor Pressure, Frost point Temperature, Dew point Temperature, and Enhancement Factors in the range -100 to +100 deg. C. HARDY, Bob. *The Proceedings of the Third International Symposium on Humidity & Moisture* [online]. London, 1998, s. 214-222. Dostupné z: <http://www.decatour.de/javascript/dew/resources/its90formulas.pdf>
- [38] STŘEDA, Ivo. *Základy rovnovážné termodynamiky*. Vyd. 3. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2009. ISBN 978-80-7372-459-7.
- [39] HVAC Formulas: Dewpoint and Wetbulb Temperature. *Computrols* [online]. USA, Louisiana. Dostupné z: <http://www.computrols.com/support/hvac-formulas-2/>
- [40] GREENSPAN, Lewis. Functional equations for the enhancement factors for CO₂-free moist air. *Journal of Research of the National Bureau of Standards Section A: Physics and Chemistry* [online]. 1976, **80A**(1), 41. DOI: 10.6028/jres.080A.007. ISSN 0022-4332. Dostupné z: http://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/jres/80A/jresv80An1p41_A1b.pdf
- [41] GOODNIGHT, Jared. Membrane Based Dehumidification and Evaporative Cooling Using Wire Mesh Media. USA, Kansas, 2011. Disertační práce. Kansas State University. Vedoucí práce Dr. Steven Eckels.
- [42] Rosný bod. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2017. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Rosn%C3%BD_bod
- [43] *A guide to the measurement of humidity*. The Institute of Measurement and Control, 1996. ISBN 09-044-5724-9.
- [44] Application Note Dew-point Calculation. *Sensirion* [online]. 2006. Dostupné z: http://irtfweb.ifa.hawaii.edu/~tcs3/tcs3/Misc/Dewpoint_Calculation_Humidity_Sensor_E.pdf
- [45] *Andrew Revering's List of Meteorological Formulas* [online]. Dostupné z: <https://www.aprweather.com/pages/calc.htm>

- [46] GATES, David M. *Biophysical ecology*. Mineola, N.Y.: Dover Publications, 2003. ISBN 978-048-6428-840.
- [47] ESTRADA-JARAMILLO, Melitón, Iván VERA-ROMERO, José MARTÍNEZ-REYES, Agustina ORTÍZ-SORIANO a Edgar BARAJAS-LEDESMA. Empirical Model to Calculate the Thermodynamic Wet-Bulb Temperature of Moist Air. *Engineering* [online]. 2014, **06**(09), 500-506. DOI: 10.4236/eng.2014.69052. ISSN 1947-3931. Dostupné z: <http://www.scirp.org/journal/doi.aspx?DOI=10.4236/eng.2014.69052>
- [48] Wet Bulb Calculator. *Mountain View Technologies, Inc.* [online]. Dostupné z: <http://www.the-snowman.com/wetbulb2.html>
- [49] STULL, Roland. Wet-Bulb Temperature from Relative Humidity and Air Temperature. *Journal of Applied Meteorology and Climatology*[online]. Vancouver, Canada, 2011, **50**(11), 2267-2269. DOI: 10.1175/JAMC-D-11-0143.1. ISSN 1558-8424. Dostupné z: <http://journals.ametsoc.org/doi/abs/10.1175/JAMC-D-11-0143.1>
- [50] Wet bulb calculation. *Eng-tips.com* [online]. 2005. Dostupné z: <http://www.eng-tips.com/viewthread.cfm?qid=129442>
- [51] The Wet Bulb Globe Temperature. *Top End Sports* [online]. Dostupné z: <http://www.topendsports.com/medicine/wbgt.htm>
- [52] ROHSENOW, Warren M., J. P. HARTNETT a Young I. CHO. *Handbook of heat transfer*. 3. New York: McGraw-Hill, c1998. ISBN 00-705-3555-8.
- [53] Physical properties of air. *Holsoft* [online]. 2001. Dostupné z: <http://physics.holsoft.nl/physics/tpair.htm>
- [54] MORVAY, Z. K. a D. D. GVOZDENAC. Thermodynamic and Transport Properties of Moist Air. *Applied Industrial Energy and Environmental Management* [online]. Dostupné z: <http://www.wiley.com/legacy/wileychi/morvayindustrial/supp/toolbox6.pdf>
- [55] IRVINE, Thomas F. a P. E. LILEY. *Steam and gas tables with computer equations*. Orlando: Academic Press, 1984. ISBN 978-0-12-374080-9.

- [56] POLING, Bruce E., J. M. PRAUSNITZ a John P. O'CONNELL. *The properties of gases and liquids*. 5th ed. New York: McGraw-Hill, c2001. ISBN 978-007-0116-825.
- [57] WILKE, C. R. A Viscosity Equation for Gas Mixtures. *The Journal of Chemical Physics* [online]. 1950, **18**(4), 517-519. DOI: 10.1063/1.1747673. ISSN 0021-9606. Dostupné z: <http://aip.scitation.org/doi/10.1063/1.1747673>
- [58] WONG, George S. K. a Tony F. W. EMBLETON. Variation of specific heats and of specific heat ratio in air with humidity. *The Journal of the Acoustical Society of America* [online]. 1984, **76**(2), 555-559. DOI: 10.1121/1.391597. ISSN 0001-4966. Dostupné z: <http://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.391597>
- [59] Vlhký vzduch – Stavové veličiny. *České vysoké učení technické v Praze* [online]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/vyucujici/14/vlhky-vzduch.pdf>
- [60] MASSEN, Francis. *Calculating moist enthalpy revisited* [online]. Dostupné z: http://meteo.lcd.lu/papers/Enthalpy/calculating_moist_enthalpy_revisited.pdf
- [61] SCHWARZER, Jan. *Teorie vlhkého vzduchu (II)* [online]. Praha: TZB-info, 2006. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3353-teorie-vlhkeho-vzduchu-ii>
- [62] GIACOMO, P. Equation for the Determination of the Density of Moist Air (1981). *Metrologia* [online]. 1982, **18**(1), 33-40. DOI: 10.1088/0026-1394/18/1/006. ISSN 0026-1394. Dostupné z: <http://stacks.iop.org/0026-1394/18/i=1/a=006?key=crossref.bb0b6316688034b9e4cd25d90a00a865>
- [63] CRAMER, Owen. The variation of the specific heat ratio and the speed of sound in air with temperature, pressure, humidity, and CO₂ concentration. *The Journal of the Acoustical Society of America* [online]. 1993, **93**(5), 2510-2516. DOI: 10.1121/1.405827. ISSN 0001-4966. Dostupné z: <http://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.405827>
- [64] Vaisala - Humidity Calculator Help. *Vaisala* [online]. 2014. Dostupné z: <http://go.vaisala.com/humiditycalculator/5.0/help/index.html#humidity-parts>
- [65] ZSCHAECK, G., T. FRANK a A.D. BURNS. CFD modelling and validation of wall condensation in the presence of non-condensable gases. *Nuclear Engineering and Design* [online]. 2014, **279**, 137-146. DOI:

- 10.1016/j.nucengdes.2014.03.007. ISSN 00295493. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0029549314001393>
- [66] LI, Jun-De. CFD simulation of water vapour condensation in the presence of non-condensable gas in vertical cylindrical condensers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2013, **57**(2), 708-721. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.051. ISSN 00179310. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931012008174>
- [67] KUHN, Shine-Zen. Investigation of Heat Transfer from Condensing Steam-gas Mixtures and Turbulent Films Flowing Downward Inside a Vertical Tube. Berkeley, 1995. University of California.
- [68] SAKAKURA, Kei a Satoru YAMAMOTO. Numerical and experimental predictions of heterogeneous condensate flow of moist air in cooled pipe. *International Journal of Heat and Fluid Flow* [online]. 2006, **27**(2), 220-228. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2005.08.006. ISSN 0142727x. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0142727X05000779>
- [69] SARAIREH, Mohammad. Heat Transfer and Condensation of Water Vapour From Humid Air in Compact Heat Exchangers. *Melbourne, Australia*, 2012. Disertační práce. Victoria University. Vedoucí práce Li Jun-De.
- [70] UGURLUBILEK, Nihal. Numerical Estimation of the Condensate Flow Rate on the Condenser Pipe. *Journal of Engineering and Architecture Faculty of Eskisehir Osmangazi University* [online]. 2011, **XXIV**(2), 41-49. Dostupné z: <http://dergipark.gov.tr/download/article-file/319230>
- [71] VOLCHKOV, E.P., V.V. TEREKHOV a V.I. TEREKHOV. A numerical study of boundary-layer heat and mass transfer in a forced flow of humid air with surface steam condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2004, **47**(6-7), 1473-1481. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.09.018. ISSN 00179310. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S001793100300543X>
- [72] GROOTEN, M.H.M. a C.W.M. VAN DER GELD. Dropwise condensation from flowing air–steam mixtures: Diffusion resistance assessed by controlled drainage. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2011, **54**(21-

- 22), 4507-4517. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.06.029. ISSN 00179310.
Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931011003516>
- [73] LIU, Jing, Hiroyoshi AIZAWA a Hiroshi YOSHINO. CFD prediction of surface condensation on walls and its experimental validation. *Building and Environment* [online]. 2004, **39**(8), 905-911. DOI: 10.1016/j.buildenv.2004.01.015. ISSN 03601323. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360132304000265>
- [74] KARKOSZKA, Krzysztof. *Mechanistic modeling of water vapour condensation in presence of noncondensable gases*. Stockholm: Fysik, Kungliga Tekniska högskolan, 2007. ISBN 978-917-1787-477.
- [75] MORTENSEN, Lone Hedegaard, Monika WOLOSZYN, Raluca HOHOTA a Gilles RUSAOUEN, 2005, CFD modelling of moisture interactions between air and constructions. I Beausoleil-Morrison & M Bernier (eds), *Building Simulation 2005: Ninth International IBPSA Conference*. vol. Volume 2, École Polytechnique de Montréal and IBPSA -Canada, Montreal, Canada, pp. 801-808.
- [76] PARIHAR, Shivaji S. a Prashnat T. BORLEPWAR. Mathematical Modeling on Dropwise Condensation. *International Journal of Current Engineering and Scientific Research* [online]. 2014, **1**(2), 30-35. ISSN 2394-0697.
- [77] DEPONTI, Alberto, Fabio DAMIANI, Luca BRUGALI, Lorenzo BUCCHIERI, Sergio ZATTONI a Jacopo ALAIMO. *Modelling of condensate formation and disposal inside an automotive headlamp*. , 1-12.
- [78] AMBROSINI, W., M. BUCCI, N. FORGIONE, F. ORIOLO a S. PACI. Comparison and Analysis of the Condensation Benchmark Results. *3rd European Review Meeting on Severe Accident Research (ERMSAR-2008)* [online]. Neseber, Bulgaria, 2008, (Paper 3.2), 1-12. Dostupné z: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.509.7472&rep=rep1&type=pdf>
- [79] BARÁK, Jan. *Kondenzace atmosférické vlhkosti ve výměníku tepla pomocí CFD*. Liberec, 2013. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Karel Fraňa.
- [80] ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release 18.1., ANSYS Inc., USA, 2017

- [81] Modelování turbulentního proudění, Jaromír Příhoda, Přednášky z předmětu Modelování turbulence
- [82] VYSKOCIL, Ladislav, Josef SCHMID a Jiri MACEK. CFD simulation of air–steam flow with condensation. Nuclear Engineering and Design [online]. 2014, 279, 147-157. DOI: 10.1016/j.nucengdes.2014.02.014. ISSN 00295493. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0029549314001034>
- [83] THORPE, David. Is interstitial condensation a risk? Superhomes [online]. 2013. Dostupné z: <http://www.superhomes.org.uk/resources/interstitial-condensation-3/>
- [84] HÖHNE, Thomas, Stasys GASIUNAS a Marijus ŠEPORAITIS. Numerical Modelling of a Direct Contact Condensation Experiment [online]. In: . 2017, s. DOI: 10.11159/icmfht17.102. Dostupné z: http://avestia.com/MHMT2017_Proceedings/files/paper/ICMFHT/ICMFHT_102.pdf
- [85] Tepelná kapacita, měrná tepelná kapacita. Nabla.cz [online]. Dostupné z: <http://www.nabla.cz/obsah/fyzika/molekulova-fyzika-a-termika/tepelnakapacita-merna-tepelna-kapacita.php>
- [86] SZIJÁRTÓ, Rita. Condensation of steam in horizontal pipes - model development and validation [online]. Zurich, 2015. Dostupné z: <https://www.research-collection.ethz.ch/bitstream/handle/20.500.11850/155164/eth-47887-02.pdf>. Disertační práce. ETH Zurich.
- [87] Schramm, Berthold, Stewering, Joern, & Sonnenkalb, Martin (Jan 2012). Validation of a simple condensation model for simulation of gas distributions in containments with CFX. *Computational Fluid Dynamics (CFD) for Nuclear Reactor Safety Applications - Workshop Proceedings, CFD4NRS-3 - Experimental Validation and Application of CFD and CMFD Codes to Nuclear Reactor Safety Issues*, (p. 1231). Nuclear Energy Agency of the OECD (NEA)
- [88] Larsson, H. K. (2015). Modelling of Mass Transfer Phenomena in Chemical and Biochemical Reactor Systems using Computational Fluid Dynamics. Kgs. Lyngby: Danmarks Tekniske Universitet (DTU).
- [89] LEJON, Marcus. Wall Condensation Modelling in Convective Flow [online]. Stockholm, Švédsko, 2013. Dostupné z: <http://kth.diva->

- portal.org/smash/get/diva2:645576/FULLTEXT01.pdf. Master of Science Thesis. School of Industrial Engineering and Management. Vedoucí práce Jan Östlund.
- [90] ZANZI, Stefano. Numerical Simulation of Condensing CO₂ Supersonic Flows at High Pressure [online]. Milano, Itálie, 2018. Dostupné z: https://www.politesi.polimi.it/bitstream/10589/147962/3/2019_04_Zanzi.pdf. Diplomová práce. Politecnico di Milano - School of Industrial and Information Engineering. Vedoucí práce Giacomo PERSICO.
- [91] XIAO, Jiange a Pega HRNJAK. Heat transfer and pressure drop of condensation from superheated vapor to subcooled liquid. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2016, 103, 1327-1334. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.036. ISSN 00179310. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931016316337>
- [92] HAVLÍK, Jan, Tomáš DLOUHÝ a P. DANČOVÁ. Effect of flow velocity on the process of air-steam condensation in a vertical tube condenser. *EPJ Web of Conferences* [online]. 2018, 180. DOI: 10.1051/epjconf/201818002033. ISSN 2100-014X. Dostupné z: <https://www.epj-conferences.org/10.1051/epjconf/201818002033>
- [93] RAMANA MURTHY, K. V., C. RANGANAYAKULU a T. P. ASHOK BABU. Condensation heat transfer and pressure drop of R-134a saturated vapour inside a brazed compact plate fin heat exchanger with serrated fin. *Heat and Mass Transfer* [online]. 2017, 53(1), 331-341. DOI: 10.1007/s00231-016-1827-0. ISSN 0947-7411. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s00231-016-1827-0>
- [94] ANDRES, Petr. Vlhkost vzduchu a hygiena prostředí. *Tzb-info.cz* [online]. 1.11.2018. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/18142-vlhkost-vzduchu-a-hygiena-prostredi>
- [95] Vyhraďte nad vlhkostí vzduchu: zvlhčovačem nebo odvlhčovačem snadno udržíte ideálních 55%. *Gavri.cz* [online]. 8.1.2018. Dostupné z: <https://www.gavri.cz/blog-1/jak-vlhkost-vzduchu-ovlivnuje-vas-zivot/>
- [96] TALUKDAR, Prabal. Condensation [online]. Dostupné z: <https://www.scribd.com/document/327986530/condensation-basic-pdf>

- [97] ORAZZO, Annagrazia a Sébastien TANGUY. Direct numerical simulations of droplet condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2019, 129, 432-448. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.07.094
- [98] ALTWIEB, Miftah, Krzysztof J. KUBIAK, Aliyu M. ALIYU a Rakesh MISHRA. A new three-dimensional CFD model for efficiency optimisation of fluid-to-air multi-fin heat exchanger. *Thermal Science and Engineering Progress* [online]. 2020, 19. ISSN 24519049. Dostupné z: doi:10.1016/j.tsep.2020.100658
- [99] YOGESH, Siddhant Singh, Arun Saco SELVARAJ, Dinesh Kumar RAVI a Thundil Karuppa Raj RAJAGOPAL. Heat transfer and pressure drop characteristics of inclined elliptical fin tube heat exchanger of varying ellipticity ratio using CFD code. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2018, 119, 26-39. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.094
- [100] Tepelně-vlhkostní mikroklima. In: Wikiskripta [online]. Univerzita Karlova, 1. lékařská fakulta: UK, 2018, 28. 6. 2018. Dostupné z: https://www.wikiskripta.eu/w/Tepeln%C4%9B-vlhkostn%C3%AD_mikroklima
- [101] Room air conditions: Comfort Index Measurement. Ahlborn [online]. Dostupné z: https://www.ahlborn.com/en_UK/products/room-air-conditions
- [102] HU, Zhifeng, Zhiping YUAN, Huimin HOU, Fuqiang CHU a X.M. WU. Event-driven Simulation of Multi-scale Dropwise Condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2021, 167. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120819
- [103] Napětí. Fyzikální sekce Matematicko-fyzikální fakulty [online]. Univerzita Karlova Matematicko-fyzikální fakulta Fyzikální sekce. Dostupné z: https://physics.mff.cuni.cz/kfpp/skripta/kurz_fyziky_pro_DS/display.php/kontinuum/1_4
- [104] Metoda konečných objemů II. Fakulta strojní, České vysoké učení technické v Praze, 2020. Podpůrný studijní materiál.

- [105] PETŘÍKOVÁ, Markéta a Pavel KRYŠTŮFEK. Tabulky a diagramy pro termodynamiku. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2009. ISBN 978-80-7372-453-5.
- [106] ALZIADEH, Mohammed. Flow-sound Interaction Mechanism of a Single Spirally Finned Cylinder in Cross-Flow. (2017). Dostupné z: doi: 10.13140/RG.2.2.12457.65123.
- [107] Courant number [online]. Dostupné z: <https://www.idealsimulations.com/resources/courant-number-cfd/>
- [108] XU, Wei, Zhong LAN, Qiancheng LIU, Bingang DU a Xuehu MA. Droplet size distributions in dropwise condensation heat transfer: Consideration of droplet overlapping and multiple re-nucleation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2018, 127, 44-54. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.07.020
- [109] LIPING, Liu. EFFECTS OF AIR-SIDE SURFACE WETTABILITY ON THE PERFORMANCE OF DEHUMIDIFYING HEAT EXCHANGERS [online]. Urbana, Illinois, USA. Dostupné také z: <https://core.ac.uk/download/pdf/4832848.pdf>. Disertační práce. University of Illinois at Urbana-Champaign.

Bibliografická citace této práce

BARÁK, Jan. *Fázová přeměna vlhkého vzduchu při jeho ochlazování pod teplotu rosného bodu aplikovaná na podlahovém konvektoru*. Liberec, 2021. Disertační práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra energetických zařízení. Vedoucí práce Karel Fraňa.

Výpis významných prací autora z mezinárodních konferencí

Název: CONDENSATION OF HUMID AIR PREDICTED BY NUMERICAL MODEL AND COMPARED WITH EXPERIMENT

DOI: 10.1109/MACISE49704.2020.00042

Konference: 2020 International Conference on Mathematics and Computers in Science and Engineering (MACISE)

Forma: Článek ve sborníku + online prezentace výsledků

Název: HUMID AIR CONDENSATION IN HEAT EXCHANGER

DOI: 10.46354/i3m.2020.mas.007

Konference: Proceedings of the 19th International Conference on Modeling & Applied Simulation (MAS 2020)

Forma: Článek ve sborníku + online prezentace výsledků

Název: DEVELOPMENT OF COMPUTATIONAL MODEL FOR MOIST AIR CONDENSATION INCLUDING ITS VALIDATION WITH EXPERIMENT

Konference: International Conference on Applied Mathematics & Computational Science

Forma: Článek ve sborníku + online prezentace výsledků + Ukázka funkčního programu v Matlabu

Název: MATLAB PROGRAM FOR PRECISE CALCULATIONS OF MOIST AIR

Konference: Energieeffizienz im Bau- und Maschinenwesen

Forma: Článek ve sborníku + Prezentace výsledků

Název: SOLVING MOIST AIR CONDENSATION INSIDE HEAT EXCHANGER USING CFX

Konference: 34. Setkání kateder mechaniky tekutin a termomechaniky

Forma: Článek ve sborníku

Název: INTRODUCTION INTO CONDENSATION OF MOIST AIR INSIDE HEAT EXCHANGERS

Konference: Budování excelentního vědeckého týmu pro experimentální a numerické modelování v mechanice tekutin a termodynamice (CZ.1.07/2.3.00/20.0139 – workshop Plzeň)

Forma: Prezentace výsledků

Název: INTRODUCTION INTO CONDENSATION OF MOIST AIR
INSIDE HEAT EXCHANGERS
Konference: Workshop for Ph.D. students of FT and FS TUL
Forma: Článek ve sborníku + Prezentace výsledků

Název: CFD MODELING OF MOIST AIR CONDENSATION USING
STANDARD COMMERCIAL SOFTWARE
Spoluautor: doc. Ing. Karel Fraňa, Ph.D.
Konference: Aplikácia experimentálnych a numerických metód v mechanike
tekutín a energetike 2014, XIX. medzinárodná vedecká
konferencia
Forma: Článek ve sborníku + Prezentace výsledků

Název: CFD MODELING OF MOIST AIR CONDENSATION IN HEAT
EXCHANGERS
Spoluautoři: doc. Ing. Karel Fraňa, Ph.D.
PD Dr. Ing. Habil. Jörg Stiller (Technische Universität Dresden)
Konference: International Conference on Fluid Mechanics, Heat Transfer and
Thermodynamics
Forma: Článek ve sborníku + Prezentace výsledků
Místo: Spojené arabské emiráty, Dubai

Příloha A – Stavové vlastnosti vlhkého vzduchu

Vlhký vzduch je směs skládající se ze suchého vzduchu a přehřáté až syté vodní páry v tomto vzduchu obsažené, případně i určitého množství vody ve formě kapalné mlhy nebo vody ve formě ledové mlhy. Za normálních podmínek se v atmosféře nachází v plynném skupenství a obsahuje pouze suchý vzduch a přehřátou vodní páru. Množství suchého vzduchu musí zůstat během termodynamických změn neměnné. Vodní pára může za určitých okolností změnit skupenství na kapalné, nebo na pevné. Pro úplný popis vlhkého vzduchu je nutné provést celou řadu výpočtů, jako např. absolutní vlhkost, hustota, parciální tlak jeho složek, teplota rosného bodu, entalpie, tepelná vodivost atd. Tyto a další parametry budou níže vysvětleny a zároveň budou uvedeny rovnice pro jejich přesný výpočet. Zde je nutné mít na zřeteli, že celá řada rovnic má omezený rozsah platnosti, který je určen zejména teplotou vlhkého vzduchu, která je shodná pro všechny jeho komponenty. Následující výpočty jsou tedy platné pro předpokládaný rozsah teplot ve zkoumaném výměníku, který se pohybuje od 2°C do 30°C a za předpokladu, že se aktuální stav vlhkého vzduchu dá zakreslit v definované oblasti Molliérova diagramu, tedy že se jedná o nenasyčený či nasycený vlhký vzduch.

Chemické složení suchého vzduchu

Tabulka A1 shrnuje složení vzduchu, které se bude v následujícím textu používat jako výchozí pro následné kalkulace. Jedná se o mezinárodně schválený technický standard označený jako CIPM-2007 [29].

Tabulka A1: Chemické složení suchého vzduchu

Jméno prvku	Chemická značka	Molární hmotnost $M_i(\text{g}\cdot\text{mol}^{-1})$	Molární zlomek X_i	Zastoupení $X_i\cdot M_i(\text{g}\cdot\text{mol}^{-1})$
Dusík	N ₂	28,013 4	0,780 848 0	21,874 207
Kyslík	O ₂	31,998 8	0,209 390 0	6,700 229
Argon	Ar	39,948	0,009 332 0	0,372 795
Oxid uhličitý	CO ₂	44,01	0,000 400 0	0,017 604
Neon	Ne	20,18	0,000 018 2	0,000 367
Helium	He	4	0,000 005 2	0,000 021
Metan	CH ₄	16	0,000 001 5	0,000 024
Krypton	Kr	83,8	0,000 001 1	0,000 092
Vodík	H ₂	2	0,000 000 5	0,000 001
Oxid dusný	N ₂ O	44	0,000 000 3	0,000 013
Oxid uhelnatý	CO	28	0,000 000 2	0,000 006
Xenon	Xe	131	0,000 000 1	0,000 013

Univerzální molová konstanta

Dle [30] udávajícího mezinárodně přijaté hodnoty různých veličin dle CODATA má univerzální molová konstanta hodnotu:

$$R = 8,314\,472 \frac{J}{mol \cdot K}$$

Maximální odchylka je $1,8 \cdot 10^{-6} \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a všechny výpočty jsou stanoveny dle NIST.

Molární hmotnost suchého vzduchu

Výpočet je nutné rozdělit na část, kdy je známo hmotnostní složení oxidu uhličitého ve zkoumaném prostoru a kdy není známo. Pro první případ se molární hmotnost suchého vzduchu určí dle rovnice (A1).

$$M_a = [28,965\,46 + 12,011 \cdot (X_{CO_2} - 0,000\,4)] \cdot 10^{-3} \quad (\text{A1})$$

Ve druhém případě se hodnota molární hmotnosti suchého vzduchu bere jako konstanta:

$$M_a = 28,965\,46 \cdot 10^{-3}$$

Důvodem je různé složení vlhkého vzduchu a obsahu oxidu uhličitého. Ten má přímý a hlavní význam na výpočet molární hmotnosti. Rozdíl mezi rovnicemi odpovídá molárnímu zlomku oxidu uhličitého v suchém vzduchu [31] z Tabulky A1.

Molární hmotnost vodní páry

Je určena jako konstanta základě chemického složení jednotlivých prvků [32]:

$$M_v = 18,015\,28 \cdot 10^{-3}$$

Měrná plynová konstanta suchého vzduchu

Jedná se o konstantu nezávislou na jakýchkoliv parametrech a má hodnotu [33]:

$$r_a = 287,05 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Měrná plynová konstanta vodní páry

Tato konstanta je dána fyzikálními parametry vodní páry a je nezávislá na jakýchkoliv jiných parametrech obdobně jako Měrná plynová konstanta suchého vzduchu:

$$r_v = 461,495 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Vlhkost vzduchu

Relativní vlhkost vlhkého vzduchu udává míru nasycení vlhkého vzduchu. Zde je důležité rozdělení, zda je vlhký vzduch nenasycený (relativní vlhkost je od 0 do 1, bez hodnoty 1), nasycený (relativní vlhkost je rovna jedné) anebo přesycený (v tomto případě se již relativní vlhkost neudává). Relativní vlhkost bude v této práci značena φ a je definována poměrem hustoty vodní páry ve vlhkém vzduchu ku hustotě nasycené páry dle (A2).

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_{sv}} \doteq \frac{p_v}{p_{sv}} \quad (A2)$$

Pouze přibližná rovnost je dána skutečnost, že vlhký vzduch není ideální plyn. Pro technické výpočty se v tomto případě běžně používá rovnost. Kromě relativní vlhkosti lze ještě určit také tzv. absolutní vlhkost. Ta určuje množství vodní páry v 1 m³. Ekvivalentem absolutní vlhkosti je hustota vodní páry [34].

Tlak nasycených par

Vyjadřuje tlak v Pascalech, při kterém dojde k nasycení vodních par. ASHRAE [35] pro teploty od 0 do 200°C stanovuje tlak sytých par dle rovnice (A3).

$$\ln p_{sv_{Ashrae}} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 \cdot T + C_4 \cdot T^2 + C_5 \cdot T^3 + C_6 \cdot \ln(T) \quad (A3)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
C ₁	Konstanta	-5,800 220 6·10 ³	C ₄	Konstanta	4,176 476 8·10 ⁻⁵
C ₂	Konstanta	1,391 499 3	C ₅	Konstanta	-1,445 209 3·10 ⁻⁸
C ₃	Konstanta	-4,864 023 9·10 ⁻²	C ₆	Konstanta	6,545 967 3

Chyský [36] publikoval vzorec pro rozsah teplot od 0 do 80°C, dle kterého je nepřesnost rovnice menší než 1 ‰. Výpočet zobrazuje (A4).

$$\ln p_{sv_{Chysky}} = A - \frac{B}{C + t} \quad (A4)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	23,58
B	Konstanta	4 044,2

C	Konstanta	235,6
---	-----------	-------

Hardy [37] stanovuje pro rozmezí teplot od 0 do 100°C rovnici (A5) s přesností od skutečnosti do 0,05 ppm.

$$\ln p_{sv\text{Hardy}} = \sum_{i=0}^6 (g_i \cdot T^{i-2}) + g_7 \cdot \ln T \quad (\text{A5})$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
g ₀	Konstanta	-2,836 574 4·10 ³	g ₄	Konstanta	1,626 169 8·10 ⁻⁵
g ₁	Konstanta	-6,028 076 559·10 ³	g ₅	Konstanta	7,022 905 6·10 ⁻¹⁰
g ₂	Konstanta	1,954 263 612·10 ¹	g ₆	Konstanta	-1,868 000 9·10 ⁻¹³
g ₃	Konstanta	-2,737 830 188·10 ⁻²	g ₇	Konstanta	2,715 030 5

Mezinárodně uznávaný standard CIPM-81/91, který ve své práci přebírá Picard [29], stanovuje výpočet tlaku sytých par podle (A6).

$$p_{sv\text{Cipm}} = e^{A \cdot T^2 + B \cdot T + C + D \cdot T^{-1}} \quad (\text{A6})$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	1,237 884 7·10 ⁻⁵	C	Konstanta	33,937 110 47
B	Konstanta	-1,912 131 6·10 ⁻²	D	Konstanta	-6,343 164 5·10 ³

Z uvedených rovnic (A3) až (A6) je vidět, že tlak nasycených par je pouze funkcí teploty.

Měrná vlhkost vzduchu

Udává hmotnost vodní páry v kg, připadající na 1 kg suchého vzduchu. Vzhledem k nízkým ráďům se v praxi spíše používají jednotky [g_v·kg_a⁻¹]. Spolu s relativní vlhkostí je toto určení vlhkosti vzduchu ve vzduchotechnice nejběžnější. Měrná vlhkost je určena poměrem hmotnosti vodní páry obsažené v jednom kilogramu suchého vzduchu. Při tomto výpočtu není třeba programovat několik vzorců, jelikož určení je exaktní z odvozené rovnice a udává jej (A7).

$$d_{teorie} = \frac{m_v}{m_a} = \frac{r_a}{r_v} \cdot \frac{p_v}{p_a} = \frac{287,062}{461,518} \cdot \frac{p_v}{p - p_v} = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{sv}}{p - \varphi \cdot p_{sv}} \quad (\text{A7})$$

Stupeň nasycení

Středa [38] stanovuje výpočet stupně nasycení jako podíl měrné vlhkosti vzduchu ku měrné vlhkosti nasyceného vzduchu. Výsledek se pouze mírně odlišuje od relativní vlhkosti, ale je nutné tyto pojmy rozlišovat. Stupeň nasycení se určí dle rovnice (A8).

$$\delta = \frac{d}{d_{sv}} \quad (\text{A8})$$

Parciální tlak vodní páry

Parciální tlak vodní páry udává hodnotu tlaku, který by měla vodní pára, pokud by ve zkoumaném prostoru byla zcela sama. Teoretický výpočet udává (A9).

$$p_{v_{teorie}} = \varphi \cdot p_{sv} \quad (\text{A9})$$

Computrols [39] stanovuje výpočet parciálního tlaku vodní páry dle (A10).

$$p_{v_{Computrols}} = \varphi \cdot A \cdot e^{\frac{B \cdot t}{t+C}} \quad (\text{A10})$$

Výsledek je v tisících Pascalech (kPa) a dosazují se do ní následující konstanty:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	0,611
B	Konstanta	17,27
C	Konstanta	237,3

Parciální tlak suchého vzduchu

Jelikož musí platit Daltonův zákon, tedy že součet všech parciálních tlaků složek dává celkový tlak výsledné směsi, tak se tlak suchého vzduchu určí dle (A11).

$$p_a = p - p_v \quad (\text{A11})$$

Faktor vylepšení

Originální název zní „Enhancement Factor“ a českým ekvivalentem tohoto výrazu může být tzv. faktor vylepšení. Jedna z definic stanovuje, že faktor vylepšení je definován jako poměr mezi tlakem nasycení vodní páry ve vlhkém vzduchu a tlakem nasycených par samotné vody. Je velmi blízký jedné a v případě jeho vynechání při výpočtech nehrozí hrubá chyba ve výpočtech.

Greenspan ve své práci [40] převzal definici od Goffa a Gratche, kteří enhancement factor definovali jako funkci teploty a tlaku. Do výpočtu (A14) vstupují dvě pomocné proměnné označené jako K_1 a K_2 , které se určí dle (A12) a (A13).

$$K_1 = A + B \cdot t + C \cdot t^2 + D \cdot t^3 \quad (\text{A12})$$

$$K_2 = \exp(E + F \cdot t + G \cdot t^2 + H \cdot t^3) \quad (\text{A13})$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	$3,536\ 24 \cdot 10^{-4}$	E	Konstanta	-10,758 8
B	Konstanta	$2,932\ 28 \cdot 10^{-5}$	F	Konstanta	0,063 252 9
C	Konstanta	$2,614\ 74 \cdot 10^{-7}$	G	Konstanta	$-2,535\ 91 \cdot 10^{-4}$
D	Konstanta	$8,575\ 38 \cdot 10^{-9}$	H	Konstanta	$6,337\ 84 \cdot 10^{-7}$

$$f_{Greenspan} = \exp \left[K_1 \cdot \left(1 - \frac{p_{sv}}{p} \right) + K_2 \cdot \left(\frac{p}{p_{sv}} - 1 \right) \right] \quad (\text{A14})$$

Rovnice je platná v rozmezí teplot od 0 do 100°C a od skutečné hodnoty se odchyluje maximálně o 0,5 %, což je dostatečná přesnost pro velkou většinu technických aplikací.

Picard [29] definoval výpočet faktoru vylepšení pomocí rovnice (A15).

$$f_{Picard} = A + B \cdot p + C \cdot t^2 \quad (\text{A15})$$

Kde byly použity koeficienty:

Název	Význam	Hodnota	Jednotka
A	Konstanta	1,000 62	-
B	Konstanta	$3,14 \cdot 10^{-8}$	Pa^{-1}
C	Konstanta	$5,6 \cdot 10^{-7}$	K^{-2}

Hmotnostní zlomek vodní páry ve vlhkém vzduchu

Jednou z možností, jak lze určit zastoupení prvků ve vlhkém vzduchu je určení zastoupení hmotnostních zlomků každé složky v celku. Součet těchto položek musí být roven jedné. Dosazením do teoreticky odvozených rovnic se pro výpočet hmotnostního zlomku vodní páry získá rovnice (A16).

$$x_v = \frac{d}{1 + d} \quad (\text{A16})$$

Zdroj [35] stanovuje výpočet hmotnostního zlomku páry dle metodiky CIPM-81/91 na základě znalosti relativní vlhkosti, enhancement faktoru a poměru tlaku nasycené vodní páry k celkovému tlaku dle rovnice (A17).

$$x_{v,cipm} = \varphi \cdot f \cdot \frac{p_{sv}}{p} \quad (A17)$$

Hmotnostní zlomek suchého vzduchu ve vlhkém vzduchu

Podobně jako hmotnostní zlomek vodní páry lze z teorie odvodit také hmotnostní zlomek suchého vzduchu ve vlhkém vzduchu, jehož výsledkem je rovnice (A18).

$$x_a = \frac{1}{1 + d} \quad (A18)$$

Alternativou k výše uvedenému výpočtu je již zmíněný předpoklad, že hmotnostní zlomky složek musí dát dohromady číslo jedna. Nejjednodušší výpočet hmotnostního zlomku suchého vzduchu tedy lze provést dle rovnice (A19).

$$x_a = 1 - x_v \quad (A19)$$

Měrná plynová konstanta vlhkého vzduchu

K výpočtu je nutné znát hmotnostní podíl každé zastupující složky a její příslušnou měrnou plynovou konstantu. Pro vlhký vzduch složený ze suchého vzduchu a vodní páry se vypočítá dle (A20).

$$r_{ha} = x_a \cdot r_a + x_v \cdot r_v \quad (A20)$$

Kompresibilitní faktor

Tato hodnota označuje, jak moc je reálný plyn odlišný od ideálního plynu. Výpočet dává do poměru levou a pravou stranu stavové rovnice pro 1 kg látky. Tento poměr lze také vyjádřit jako polynomický rozvoj, kde je proměnnou hustota. Výsledkem je (A21).

$$Z = \frac{p \cdot v}{r \cdot T} = 1 + B \cdot \rho + C \cdot \rho^2 \quad (A21)$$

Pro ideální plyn je kompresibilitní faktor vždy roven jedné. V (A21) jsou součinitelé B a C funkcí teploty a nazývají se druhý a třetí viriální součinitel. Zdroj [35] stanovuje pro výpočet kompresibilitního faktoru (A22).

$$Z_{cipm} = 1 - \frac{p}{T} \cdot [A + B \cdot t + C \cdot t^2 + (D + E \cdot t) \cdot x_v + (F + G \cdot t) \cdot x_v^2] + \frac{p^2}{T^2} \cdot (H + J \cdot x_v^2) \quad (A22)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	$1,581\ 23 \cdot 10^{-6}$	F	Konstanta	$1,989\ 8 \cdot 10^{-4}$
B	Konstanta	$-2,933\ 1 \cdot 10^{-8}$	G	Konstanta	$-2,376 \cdot 10^{-6}$
C	Konstanta	$1,104\ 3 \cdot 10^{-10}$	H	Konstanta	$1,83 \cdot 10^{-11}$
D	Konstanta	$5,707 \cdot 10^{-6}$	J	Konstanta	$-0,765 \cdot 10^{-8}$
E	Konstanta	$-2,051 \cdot 10^{-8}$			

Hustota suchého vzduchu

Hustotu suchého vzduchu je nutné určit, protože vstupuje jako proměnná veličina do dalších výpočtů. Drtivá většina zkoumaných prací předpokládá, že se jednotlivé složky chovají jako ideální plyny, tudíž pro ně musí platit stavová rovnice ideálního plynu, která se v případě výpočtu hustoty samotného suchého vzduchu transformuje na (A23).

$$\rho_a = \frac{p_a}{r_a \cdot T} \quad (\text{A23})$$

Hustota vodní páry

Dle stejného principu jako hustota suchého vzduchu se vypočítá i hustota vodní páry. Výsledkem je (A24).

$$\rho_v = \frac{p_v}{r_v \cdot T} \quad (\text{A24})$$

Hustota vlhkého vzduchu

Výpočet hustoty vlhkého vzduchu je významnou částí celkových výpočtů, jelikož ovlivňuje celou řadu následujících hodnot. Picard [29] na základě sady experimentů stanovil hustotu vlhkého vzduchu s přítomností oxidu uhličitého ve směsi dle (A25). Tato rovnice je pro svou vysokou přesnost přijata jako CIPM 2007. V praxi se zanedbává člen s molárním zlomkem oxidu uhličitého, čímž se rovnice zjednoduší.

$$\rho_{ha_{picard}} = [3,483\ 740 + 1,444\ 6 \cdot (X_{CO_2} - 0,000\ 4)] \cdot 10^3 \cdot \frac{p}{Z \cdot T} \cdot (1 - 0,378 \cdot x_v) \quad (\text{A25})$$

Tsilingiris [31] ve své práci stanovuje výpočet hustoty vlhkého vzduchu dle (A26), která zahrnuje celou řadu výše vypočítaných proměnných. Tato rovnice počítá s výpočtem kompresního faktoru pro vlhký vzduch. Jelikož se hodnoty kompresibilního faktoru pohybují kolem jedné, tak Tsilingiris uvádí, že pokud se při výpočtu používá hodnota

rovna jedné, tak chyba této operace na celkový výsledek je 0,38 % a tedy pro technickou praxi dostačující. V této práci bude vždy počítáno se všemi uvedenými proměnnými.

$$\rho_{ha_{Tsilingiris}} = \frac{p \cdot M_a}{Z \cdot R \cdot T} \cdot \left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(1 - \frac{M_v}{M_a} \right) \cdot \frac{p_{sv}}{p} \right] \quad (A26)$$

Teoreticky odvozená rovnice má tvar (A27).

$$\begin{aligned} \rho_{ha_{teorie}} = \rho_a + \rho_v &= \frac{p_a}{r_a \cdot T} + \frac{p_v}{r_v \cdot T} = \frac{p - \varphi \cdot p_{sv}}{r_a \cdot T} + \frac{\varphi \cdot p_{sv}}{r_v \cdot T} = \\ \frac{1}{T} \cdot \left[\frac{p}{r_a} + \varphi \cdot p_{sv} \cdot \left(\frac{1}{r_v} - \frac{1}{r_a} \right) \right] &= \frac{1,316 \cdot 10^{-3}}{T} \cdot (2,65 \cdot p + \varphi \cdot p_{sv}) \end{aligned} \quad (A27)$$

Hustotu lze též vyjádřit ze stavové rovnice ideálního plynu (index srip) rovnicí (A28).

$$\rho_{ha_{srip}} = \frac{p_v}{r_v \cdot T} + \frac{p_a}{r_a \cdot T} \quad (A28)$$

Měrný objem

Pro určení měrného objemu složek směsi i celého vlhkého vzduchu lze využít faktu, že měrný objem je převrácená hodnota hustoty. Za již zmíněného předpokladu, že se všechny položky samostatně i celá směs chovají jako ideální plyn se měrný objem jednotlivých složek určí dle (A29) až (A31).

$$v_a = \frac{1}{\rho_a} \quad (A29)$$

$$v_v = \frac{1}{\rho_v} \quad (A30)$$

$$v_{ha} = \frac{1}{\rho_{ha}} \quad (A31)$$

Molární objem

Jedná se o další možnost, jak přesně specifikovat podíl jednotlivých složek v celkové směsi. Molární objem suchého vzduchu a vodní páry se určí dle Goodnighta [41] pomocí rovnic (A32) a (A33). Stejně jako u hmotnostních zlomků, tak i u molární zlomků platí, že jejich součet musí být roven jedné.

$$Y_{a,Goodnight} = \frac{1}{1 + 1,607793 \cdot d} \quad (A32)$$

$$Y_{v,Goodnight} = \frac{d}{0,62197058 + d} \quad (A33)$$

Teplota rosného bodu

Tato veličina označuje teplotu, při které začíná docházet ke kondenzaci vodní páry obsažené ve vzduchu. Pokud se teplota ustálí na teplotě rosného bodu nebo se bude dále snižovat, tak bude docházet ke kondenzaci vodní páry, a ta skončí až se veškerá vodní pára obsažená ve vlhkém vzduchu přemění na vodu, která se nazývá kondenzát. Pro lidský organismus je teplota rosného bodu důležitým ukazatelem při stanovení tepelné pohody v prostředí. Tabulka A2 podává přehled o tom, jak rosný bod ovlivňuje vnímání prostředí člověkem [42].

Tabulka A2: Vliv rosného bodu na vnímání tepelné pohody člověkem

Rosný bod (°C)	Lidské vnímání	ϕ při 32°C (%)
Více než 24	Těžko snesitelné dusno, problémy s dýcháním u citlivějších	62 a více
21 až 24	Velmi nepohodlné vlhko a dusno	52 až 60
18 až 21	Nepohodlné pro citlivější, ještě snesitelné pro ostatní	44 až 52
16 až 18	Pro většinu přijatelné, citlivější cítí větší vlhkost	37 až 46
13 až 16	Komfortní, dobře snesitelné	31 až 41
10 až 12	Příjemné až ideální	31 až 37
Méně než 10	Suché pro citlivější, přijatelné pro ostatní	30

Hardy [37] na základě řady experimentů stanovil výpočet rosného bodu dle rovnice (A34).

$$T_{dpHardy} = \frac{\sum_{i=0}^3 c_i (\ln p_{sv})^i}{\sum_{i=0}^3 d_i (\ln p_{sv})^i} \quad (A34)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
c_0	Konstanta	$2,079\ 823\ 3 \cdot 10^2$	d_0	Konstanta	1
c_1	Konstanta	-20,156 028	d_1	Konstanta	-0,133 196 69
c_2	Konstanta	0,467 789 25	d_2	Konstanta	0,005 657 751 8
c_3	Konstanta	$-9,228\ 806\ 7 \cdot 10^{-6}$	d_3	Konstanta	$-7,517\ 286\ 5 \cdot 10^{-5}$

Dalším způsobem výpočtu teploty rosného bodu vlhkého vzduchu je rovnice (A35) dle americké National Physical Laboratory (index Npl) [43]. Rovnice platí pro rozmezí teplot od -45 do 60°C a její chyba je max. $\pm 0,04$ stupně Celsia.

$$t_{dp_{Npl}} = \frac{243,12 \cdot \ln\left(\frac{p_v}{611,2}\right)}{17,62 - \ln\left(\frac{p_v}{611,2}\right)} \quad (A35)$$

Magnus [44] stanovil pro výpočet teploty rosného bodu rovnicí (A36), kde φ je od 0 do 1 a rovnice platí od teploty -45 do 60°C.

$$t_{dp_{Magnus}} = \frac{243,12 \cdot \left(\ln\varphi + \frac{17,62 \cdot t}{243,12 + t}\right)}{17,62 - \left(\ln\varphi + \frac{17,62 \cdot t}{243,12 + t}\right)} \quad (A36)$$

Podle Reveringa [45] se teplota rosného bodu určí dle rovnice (A37).

$$t_{dp_{Revering}} = t - (A + B \cdot t) \cdot (1 - 0,01 \cdot \varphi) - [(C + D \cdot t) \cdot (1 - 0,01 \cdot \varphi)]^E - (F + G \cdot t) \cdot (1 - 0,01 \cdot \varphi)^H \quad (A37)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	14,55	E	Konstanta	3
B	Konstanta	0,114	F	Konstanta	15,9
C	Konstanta	2,5	G	Konstanta	0,117
D	Konstanta	0,007	H	Konstanta	14

Dle zdroje Computrols [39] se teplota rosného bodu určí podle rovnice (A38).

$$t_{dp_{Computrols}} = \frac{A + B \cdot \ln p_{v_{Computrols}}}{C - \ln p_{v_{Computrols}}} \quad (A38)$$

Do rovnice (A38) je nutné dosadit parciální tlak vodní páry (A9) a následující konstanty:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	116,9
B	Konstanta	237,3
C	Konstanta	16,78

Teplota ojínění

Označuje teplotu, při níž se začíná tvořit jinovatka. Tato teplota je vždy o málo větší, než je teplota rosného bodu, protože existuje silnější vazba mezi molekulami vody na povrchu ledu a ta vyžaduje vyšší teplotu k přerušení vazeb. Bohužel se nepodařilo najít vzorec či vzorce, které by spolehlivě určily teplotu, při níž se začíná tvořit jinovatka. Teorie stanovuje, že se jedná o teplotu, která při izobarickém ochlazování způsobí změnu plynné vodní páry na led bez toho, aby voda přešla do kapalného skupenství. V odborné literatuře je tato teplota nazvána jako „Frost Point“. Nalezené poznatky ukázaly, že teplotu ojínění

má smysl počítat pouze pod teplotou 0°C a čím nižší je teplota, tím větší je rozdíl od teploty rosného bodu. Tato informace je důležitá, protože teplotní rozsah nekoresponduje s vymezeným rozsahem teplot pro tuto práci.

Difuzivita vodní páry do vzduchu

Goodnight [41] publikoval výpočet difuzivity vodní páry do suchého vzduchu jako funkci teploty vzduchu a příslušného tlaku vlhkého vzduchu. Výsledkem je (A39), která platí až do teploty 80°C.

$$D_{av_{Goodnight}} = 104,91143 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^{1,774}}{p} \quad (A39)$$

Dalším možným způsobem výpočtu difuzivity páry do vzduchu je vzorec dle ASHRAE [35], který má tvar (A40). Rovnice je koncipovaná tak, že výsledek se musí přepočítat z $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ na základní jednotku difuzivity, kterou je $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

$$D_{av_{Ashrae}} = a \cdot \left(\frac{T}{\sqrt{T_{cr_a} + T_{cr_v}}} \right)^b \cdot \sqrt{\frac{1}{M_a} + \frac{1}{M_v}} \cdot \frac{(p_{cr_a} \cdot p_{cr_v})^{\frac{1}{3}} \cdot (T_{cr_a} \cdot T_{cr_v})^{\frac{5}{12}}}{p} \quad (A40)$$

Rovnice platí při použití následujících hodnot:

Název	Význam	Hodnota	Jednotka
a	Konstanta	0,169 7	-
b	Konstanta	2,334	-
T_{cr_a}	Kritická teplota pro suchý vzduch	132,45	K
T_{cr_v}	Kritická teplota pro vodu	373,946	K
p_{cr_a}	Kritický tlak pro suchý vzduch	3 770 000	Pa
p_{cr_v}	Kritický tlak pro vodu	22 060 000	Pa

Gates [46] stanovuje difuzivitu dle (A41). Chyba jím prezentované rovnice je menší než $0,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ a rovnice platí v rozmezí od 0 do 45°C.

$$D_{av_{Gates}} = 21,2 \cdot 10^{-6} \cdot (1 + 0,007 1 \cdot t) \quad (A41)$$

Teplota mokrého teploměru

Zdroj [34] ji definuje jako teplotu vody, při níž je teplo potřebné k vypařování vody do vzduchu odebíráno přestupem tepla konvekcí z okolního vzduchu (při izobarickém ději). Je také označována jako mezní teplota adiabatického chlazení. Další definice ji označuje jako teplotu, při které se může voda v kapalném nebo pevném skupenství odpařovat

(sublimovat) do vzduchu, aby jej adiabaticky nasýtila na stejnou teplotu a stejný tlak. Pro přesnější určení je nutné znát hodnotu tlaku. Ta se ovšem nevyskytuje ve všech rovnicích. Teplota mokrého teploměru musí vždy být mezi teplotou suchého teploměru a teplotou rosného bodu. Její praktický význam podtrhuje používání v oboru výroby umělého sněhu, kdy je teplota mokrého teploměru určující pro predikci, zda vytvářený sníh bude obsahovat krystalky ledu a bude tvrdý, nebo se bude vhodně rozprašovat, což ocení zejména lyžaři.

Při hledání přesných výpočtů teploty mokrého teploměru bylo shledáno, že existují vzorce, které dávají naprosto nereálné výsledky. Jako příklad lze uvést, že teplota mokrého teploměru dalece převyšovala teplotu suchého teploměru, což je principiálně špatně, a tudíž nebyly tyto výpočty zahrnuty do přesnějších kalkulací. Konkrétně se jedná o rovnice (A42) a (A43).

ASHRAE [35] určuje teplotu mokrého teploměru dle (A42). Nevýhodou je, že poskytuje přesné výsledky pouze při vysokých hodnotách relativní vlhkosti, tudíž nebude zahrnuta do následných přesných výpočtů. Dále bylo vyzpozorováno, že predikovaná teplota se v jistých případech nachází pod teplotou rosného bodu, což není správné.

$$t_{wb_{Ashrae}} = \frac{2\,501 \cdot d + 1,805 \cdot t \cdot d - 2\,501 \cdot d_{sv} + 1,006 \cdot t}{4,186 \cdot d - 2,381 \cdot d_{sv} + 1,006} \quad (A42)$$

Meliton [47] ve své práci se svým týmem stanovil pro rozsah teploty od 3 do 35°C a relativní vlhkosti od 7 do 97 % výpočet teploty mokrého teploměru dle (A43).

$$t_{wb_{Meliton}} = \sum_{i=0}^3 A_i \cdot \varphi \cdot t + \sum_{i=0}^4 B_i \cdot \varphi \quad (A43)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A ₀	Konstanta	0,365 2	B ₀	Konstanta	-0,519 4
A ₁	Konstanta	1,518 1	B ₁	Konstanta	-29,956
A ₂	Konstanta	1,516 4	B ₂	Konstanta	84,459
A ₃	Konstanta	0,633 4	B ₃	Konstanta	-85,009
			B ₄	Konstanta	31,063

Mountain View Technologies Inc. [48] podává přesnější výsledky za použití rovnice (A44).

$$t_{wb_{MVT}} = A + B \cdot t + C \cdot t^2 + (D + E \cdot t + F \cdot t^2) \cdot \varphi + (G + H \cdot t + J \cdot t^2) \cdot \varphi^2 \quad (A44)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	-5,806	F	Konstanta	0,000 099
B	Konstanta	0,672	G	Konstanta	-0,000 033
C	Konstanta	-0,006	H	Konstanta	-0,000 005
D	Konstanta	0,061	J	Konstanta	-0,000 000 1
E	Konstanta	0,004			

Rovnice výpočtu dle Stulla (A45) [49] platí pro teplotu suchého teploměru od -20 do 50°C a relativní vlhkost od 5 % do 99 %. Maximální odchylka této rovnice od skutečnosti je 0,28°C, ale nejčastěji pouze 0,026°C. Tato přesnost je pro většinu technických výpočtů naprosto dostačující.

$$t_{wb_{stull}} = t \cdot \tan^{-1}[A \cdot (\varphi + B)^C] + \tan^{-1}(t + \varphi) - \tan^{-1}(\varphi + D) + E \cdot \varphi^F \cdot \tan^{-1}(G \cdot \varphi) + H \quad (A45)$$

Rovnice platí při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	0,151 977	E	Konstanta	0,003 918 38
B	Konstanta	8,313 659	F	Konstanta	1,5
C	Konstanta	0,5	G	Konstanta	0,023 101
D	Konstanta	-1,676 331	H	Konstanta	-4,686 035

Zdroj [50] stanovuje pro rozmezí teplot suchého teploměru od 15 do 40°C a relativní vlhkost od 10 do 90 % výpočet dle (A46) s maximální relativní chybou vzorce 6 %.

$$t_{wb_{Engtips}} = A \cdot t + B \cdot \varphi + C \cdot t^2 + D \cdot \varphi^2 + E \cdot t \cdot \varphi + F \quad (A46)$$

Při použití těchto koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	$5,391\ 26 \cdot 10^{-1}$	D	Konstanta	$-1,077\ 432 \cdot 10^{-3}$
B	Konstanta	$1,047\ 837 \cdot 10^{-1}$	E	Konstanta	$6,414\ 631 \cdot 10^{-3}$
C	Konstanta	$-7,493\ 556 \cdot 10^{-4}$	F	Konstanta	-5,151 526

Computrols [39] pro výpočet teploty mokrého teploměru musí nejprve určit (A47) a (A48), které se následně dosadí do (A49) pro určení hodnoty mokrého teploměru.

$$t_{wb_{Computrols\Gamma}} = 0,000\ 66 \cdot p \quad (A47)$$

$$t_{wb_{Computrols\Delta}} = 4\ 098 \cdot \left(\frac{p_{v_{Computrols}}}{t_{dp_{Computrols}} + 237,3} \right)^2 \quad (A48)$$

$$t_{wb_{Computrols}} = \frac{t_{wb_{Computrols\Gamma}} \cdot t + t_{wb_{Computrols\Delta}} \cdot t_{dp_{Computrols}}}{t_{wb_{Computrols\Gamma}} + t_{wb_{Computrols\Delta}}} \quad (A49)$$

Teplota koule na mokrém teploměru

Na konci padesátých let dvacátého století byli američtí vojáci v Severní Karolíně během cvičení vystaveni extrémním podmínkám, jejichž následkem spousta z nich onemocněla. Tento abnormální jev začal být zkoumán vědci, a ti přišli s vysvětlením, že kombinace teploty, vlhka a sluneční radiace znamenala přílišnou zátěž pro lidský organismus. Na tomto základě byl stanoven výpočet, který bere dané veličiny v úvahu a je definován normou ISO 7243. V češtině je pro něj stanoven název „teplota koule na mokrém teploměru“, který vznikl překladem z anglického originálu „Wet Bulb Globe Temperature“. Rovnice (A50) popisuje jeho výpočet, jenž v sobě zahrnuje teplotu vlhkého teploměru t_{wb} , teplotu černé koule t_g a teplotu vzduchu ve stínu, někdy též označovanou jako t_{sh} . Senzory teploty mokrého teploměru a černé koule nejsou stíněny proti větru a sluneční radiaci. Hodnota mokrého teploměru koresponduje s místními podmínkami vlhkosti, větru a radiace. Zařízení k měření teploty černé koule obvykle vypadá jako koule o průměru 150 mm s teploměrem umístěným v jejím středu, která při měření zahrnuje vliv radiace a poryvu větru.

$$t_{WBGT_{out}} = 0,7 \cdot t_{wb} + 0,2 \cdot t_g + 0,1 \cdot t \quad (A50)$$

Účelem stanovení této teploty je kvantifikace zátěže pro lidský organismus v konkrétním místě a času. Tento údaj vyhodnocují např. běžci před závodem či vojáci na misích. Podle výsledků následně vyvěsí různobarevné vlajky, které indikují aktuální možnosti fyzické zátěže. Příklady ukazuje Tabulka A3 a znázornění měřicí sestavy je na Obrázku 1.

Tabulka A3: Určení zátěže pro lidský organismus

Kategorie zátěže	Vypočtená hodnota WBGT [°C]	Barva vlajky	Zdravotní riziko
1	$\leq 27,7$	Bílá	Rostoucí
2	27,8 – 29,4	Zelená	Malé
3	29,5 – 31,0	Žlutá	Střední
4	31,1 – 32,1	Červená	Vysoké
5	$\geq 32,2$	Černá	Extrémní

V případě vyhodnocení této teploty uvnitř místnosti, kde lze zanedbat sluneční radiaci, se rovnice (A50) dle [51] transformuje v (A51).

$$t_{WBGT_{in}} = 0,7 \cdot t_{wb} + 0,3 \cdot t_g \quad (A51)$$

Dynamická viskozita suchého vzduchu

Viskozita je fyzikální veličina udávající poměr mezi tečným napětím a změnou rychlosti v závislosti na vzdálenosti mezi sousedními vrstvami při proudění skutečné kapaliny. Charakterizuje vnitřní tření a závisí především na přitažlivých silách mezi částicemi. Alternativním názvem je vazkost. Rohsenow [52] uvádí pro rozsah teplot od 250 do 600 K rovnici (A52).

$$\eta_{a_{Rohsenow}} = \sum_{i=0}^4 B_i \cdot T^i \quad (\text{A52})$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
B ₀	Konstanta	-9,860 1·10 ⁻¹	B ₃	Konstanta	1,234 970 3·10 ⁻⁷
B ₁	Konstanta	9,080 125·10 ⁻²	B ₄	Konstanta	-5,797 129 9·10 ⁻¹¹
B ₂	Konstanta	-1,176 355 7·10 ⁻⁴			

CRC Handbook [53] stanovuje výpočet dle (A53). Chyba prezentované rovnice je menší než 0,1·10⁻⁶ Pa·s a rovnice platí v rozmezí od 0 do 54°C.

$$\eta_{a_{CRC}} = (17.1 + 0,067 \cdot t - 0,000 4 \cdot t^2) \cdot 10^{-6} \quad (\text{A53})$$

Morvay [54] stanovuje výpočet dynamické viskozity pro suchý vzduch dle rovnice (A54).

$$\eta_{a_{Morvay}} = \left(\sum_{i=0}^4 A_i \cdot T^i \right) \cdot 10^{-6} \quad (\text{A54})$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A ₀	Konstanta	0,404 01	A ₃	Konstanta	2,992 8·10 ⁻⁸
A ₁	Konstanta	0,074 582	A ₄	Konstanta	-6,252 4·10 ⁻¹²
A ₂	Konstanta	-5,717 1·10 ⁻⁵			

Dynamická viskozita vodní páry

Irvine v jedné z kapitol [52] stanovuje výpočet dynamické viskozity vodní páry pro rozsah teploty od 0 do 120°C dle (A55).

$$\eta_{v_{Irvine}} = A + B \cdot t \quad (\text{A55})$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	80,581 318 68
B	Konstanta	0,400 054 945 1

Morvay [54] stanovuje výpočet jako funkci teploty a výsledkem je (A56).

$$\eta_{vMorvay} = \left(\frac{\sqrt{\frac{T}{A}}}{B + C \cdot \frac{A}{T} + D \cdot \left(\frac{A}{T}\right)^2 + E \cdot \left(\frac{A}{T}\right)^3} \right) \cdot 10^{-6} \quad (A56)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	647,27	D	Konstanta	0,010 528 7
B	Konstanta	0,018 158 3	E	Konstanta	-0,003 674 4
C	Konstanta	0,017 762 4			

Dynamická viskozita vlhkého vzduchu

Dynamická viskozita se také nazývá absolutní viskozitou. K výpočtu je nejprve nutné určit koeficienty k výpočtu viskozity mezi jednotlivými fázemi podle (A57) a (A58). K tomuto poslouží molární hmotnosti složek a jejich dynamická viskozita.

$$CV_{av} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left(1 + \frac{M_a}{M_v}\right)^{-0,5} \cdot \left[1 + \left(\frac{\eta_a}{\eta_v}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\eta_v}{\eta_a}\right)^{0,25}\right]^2 \quad (A57)$$

$$CV_{va} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left(1 + \frac{M_v}{M_a}\right)^{-0,5} \cdot \left[1 + \left(\frac{\eta_v}{\eta_a}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{M_a}{M_v}\right)^{0,25}\right]^2 \quad (A58)$$

Po zavedení těchto koeficientů již lze napsat rovnici pro výpočet viskozity pro vlhký vzduch dle Irvine ve tvaru (A59), která je uvedena v [55] a [52].

$$\eta_{haIrvine} = \frac{\left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right)\right] \cdot \eta_a}{\left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right)\right] + f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right) \cdot CV_{av}} + \frac{f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right) \cdot \eta_v}{f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right) + \left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p}\right)\right] \cdot CV_{va}} \quad (A59)$$

Morvay [54] stanovuje pro výpočet (A60).

$$\eta_{haMorvay} = \frac{\eta_a}{1 + CV_{av} \cdot d} + \frac{\eta_v}{1 + \frac{CV_{va}}{d}} \quad (A60)$$

Kinematická viskozita vlhkého vzduchu

U obou složek vlhkého vzduchu i jejich směsi lze konstatovat, že kinematická viskozita složky se rovná podílu dynamické viskozity a hustoty dle (A61) až (A63).

$$\nu_a = \frac{\eta_a}{\rho_a} \quad (\text{A61})$$

$$\nu_v = \frac{\eta_v}{\rho_v} \quad (\text{A62})$$

$$\nu_{ha} = \frac{\eta_{ha}}{\rho_{ha}} \quad (\text{A63})$$

Tepelná vodivost suchého vzduchu

Tepelná vodivost označuje schopnost látky vést teplo. Představuje rychlost, s jakou dochází k přenosu tepla mezi látkami o různých teplotách. Tepelná vodivost konkrétní látky je dána součinitelem tepelné vodivosti. Rohsenow [52] pro teploty vzduchu od -23 do 777°C stanovuje pro výpočet tepelné vodivosti vzduchu rovnici (A64).

$$k_{aRohsenow} = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + E \cdot T^4 + F \cdot T^5 \quad (\text{A64})$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	$-2,276\ 501 \cdot 10^{-3}$	D	Konstanta	$1,735\ 506\ 46 \cdot 10^{-10}$
B	Konstanta	$1,259\ 848\ 5 \cdot 10^{-4}$	E	Konstanta	$-1,066\ 657 \cdot 10^{-13}$
C	Konstanta	$-1,481\ 523\ 5 \cdot 10^{-7}$	F	Konstanta	$2,476\ 630\ 35 \cdot 10^{-17}$

Morvay v [54] prezentuje (A65), která je opět pouze funkcí teploty vzduchu.

$$k_{aMorvay} = A + B \cdot t + C \cdot t^2 + D \cdot t^3 + E \cdot t^4 \quad (\text{A65})$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	$2,437\ 14 \cdot 10^{-2}$	D	Konstanta	$2,859\ 43 \cdot 10^{-12}$
B	Konstanta	$7,830\ 35 \cdot 10^{-5}$	E	Konstanta	$-2,614\ 2 \cdot 10^{-14}$
C	Konstanta	$-1,940\ 21 \cdot 10^{-8}$			

Tepelná vodivost vodní páry

Irvine v [55] a [52] shodně uvádí rovnici (A66) pro výpočet tepelné vodivosti vodní páry.

$$k_{vIrvine} = A + B \cdot t + C \cdot t^2 \quad (\text{A66})$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	17,617 582 42
B	Konstanta	0,055 589 410 59
C	Konstanta	1,663 336 663·10 ⁻⁴

Tepelná vodivost vlhkého vzduchu

Obecně se vychází z rovnice (A67), kde indexy i,j značí jednotlivé složky systému.

$$k_{ha} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i \cdot k_i}{\sum_{j=1}^n x_j \cdot \Theta_{ij}} \quad (\text{A67})$$

Reid v jedné z kapitol [56] zpřesnil rovnice publikované Wilkem v [57] a po dosazení získal pro výpočet tepelné vodivosti vlhkého vzduchu (A68).

$$k_{ij} = \varepsilon \cdot \frac{\left[1 + \left(\frac{\eta_i}{\eta_j} \cdot \frac{M_j}{M_i} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{M_i}{M_j} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2}{\left[8 \cdot \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right) \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{A68})$$

Po spojení prezentovaných rovnic vznikne finální výraz (A69). Tato rovnice je velmi podobná výpočtu dynamické viskozity vlhkého vzduchu (A59) a používají se do ní stejné podpurné výpočty, které jsou u ní vysvětleny.

$$k_{haReid} = \frac{\left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) \right] \cdot k_a}{\left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) \right] + f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) \cdot CV_{av}} + \frac{f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) \cdot k_v}{f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) + \left[1 - f \cdot \varphi \cdot \left(\frac{p_{sv}}{p} \right) \right] \cdot CV_{va}} \quad (\text{A69})$$

Specifická tepelná kapacita suchého vzduchu

Tato vlastnost označuje schopnost látky akumulovat tepelnou energii. Rohsenow [52] představuje pro výpočet (A70), jež je funkcí pouze teploty vzduchu.

$$c_{p,aRohsenow} = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + E \cdot T^4 \quad (\text{A70})$$

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	1,034 09	D	Konstanta	-0,497 078 6·10 ⁻⁹
B	Konstanta	-0,284 887·10 ⁻³	E	Konstanta	0,107 702 4·10 ⁻¹²
C	Konstanta	0,781 681 8·10 ⁻⁶			

Specifická tepelná kapacita vodní páry

Stejný zdroj [52] publikuje rovnici (A71) pro výpočet tepelné kapacity vodní páry.

$$c_{p,vRohsenow} = A + B \cdot t + C \cdot t^2 \quad (A71)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	1,869 109 89
B	Konstanta	$-2,578\ 421\ 578 \cdot 10^{-4}$
C	Konstanta	$1,941\ 058\ 941 \cdot 10^{-5}$

Specifická tepelná kapacita vlhkého vzduchu

Wong a Embelton [58] stanovili pro teplotní rozpětí od 0 do 30°C rovnici (A72). Zde již výpočet není pouze funkcí teploty, ale zahrnuje celou řadu dříve vypočítaných výrazů.

$$c_{p,haWong} = \frac{c_{p,a} \cdot \left[1 - f \cdot \varphi \cdot \frac{p_{sv}}{p}\right] \cdot M_a + c_{p,v} \cdot f \cdot \varphi \cdot \frac{p_{sv}}{p} \cdot M_v}{M_a \cdot \left[1 - f \cdot \varphi \cdot \frac{p_{sv}}{p}\right] + M_v \cdot f \cdot \varphi \cdot \frac{p_{sv}}{p}} \quad (A72)$$

Specifická tepelná kapacita za konstantního objemu

Vychází se z Poissonovy rovnice (A73), ale vzorec se musí upravit, protože jedinou neznámou je měrná tepelná kapacita za konstantního objemu (c_v). Hodnotu Poissonovy konstanty udává [59].

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (A73)$$

Teplotní vodivost

Jedná se o výpočet, který by měl být proveden až ke konci všech výpočtů, jelikož jsou do něj potřeba dříve určené členy a udává jej rovnice (A74).

$$a_{ha} = \frac{k_{ha}}{\rho_{ha} \cdot c_{p,ha}} \quad (A74)$$

Prandtlovo číslo

Toto bezrozměrné číslo se stejně jako teplotní vodivost počítá až ke konci výpočtů, jelikož do něj vstupují předešlé výpočty a je definováno dle (A75).

$$Pr_{ha} = \eta_{ha} \cdot \frac{c_{p,ha}}{k_{ha}} \quad (A75)$$

Entalpie

Výrazem entalpie nazýváme fyzikální veličinu, která vyjadřuje tepelnou energii uloženou v jednotkovém množství látky. Její hodnotu je nutné vždy spočítat a jedná se o jeden ze čtyř základních termodynamických potenciálů. Kvalitní výsledky kalkulují s citelným a latentním teplem. Výsledkem je (A76) dle Massena [60].

$$h_{Massen} = \left(\frac{c_{p,a}}{1000} \cdot t + A \right) + (B + C \cdot t + D \cdot t^2) \cdot \frac{E}{\frac{p_a}{\varphi} \cdot 10^{\frac{F+G \cdot t}{H+J \cdot t} + K} + L} \quad (A76)$$

Rovnice (A76) platí v rozmezí teplot od 0 do 50°C při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A	Konstanta	-0,026	G	Konstanta	0,065 876
B	Konstanta	2 493, 59	H	Konstanta	1,784 07
C	Konstanta	0,478	J	Konstanta	0,007 594
D	Konstanta	-0,017 97	K	Konstanta	1,555 267
E	Konstanta	0,622	L	Konstanta	-0,378
F	Konstanta	2,193 146			

Teoreticky odvozený vzorec (A77) uvedený v [61] sčítá entalpii suchého vzduchu s entalpií vodní páry. V této rovnici se vyskytuje výparné teplo vody, které je označeno písmenem „l“ a má velikost $2\,500 \cdot 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$.

$$h_{teorie} = h_a + h_v = c_{p,a} \cdot t + d \cdot (l + c_{p,v} \cdot t) \quad (A77)$$

Molární zlomek vodní páry

Giacomo [62] stanovuje výpočet molární zlomku vodní páry dle (A78). Do ní je nutné zahrnout relativní vlhkost, faktor vylepšení a poměry tlaků.

$$X_{v,Giacomo} = \varphi \cdot f \cdot \frac{p_{sv}}{p} \quad (A78)$$

Molární zlomek suchého vzduchu

Musí platit, že součet molárních zlomků vodní páry a suchého vzduchu je roven jedné, takže je výpočet triviální. Principiálně se využívá stejného principu jako u rovnice (A19).

Rychlost zvuku

Cramer [63] určil rychlost zvuku v prostředí s vlhkým vzduchem dle (A79). Rovnice oproti prezentovanému originálu neobsahuje člen zahrnující molární zlomek oxidu uhličitého a platí pouze pro teplotní rozmezí od 0 do 30°C.

$$u_{s,ha_{cramer}} = A_0 + A_1 \cdot t + A_2 \cdot t^2 + (A_3 + A_4 \cdot t + A_5 \cdot t^2) \cdot X_v + (A_6 + A_7 \cdot t + A_8 \cdot t^2) \cdot p + A_9 \cdot X_v^2 + A_{10} \cdot p^2 \quad (A79)$$

Při použití koeficientů:

Název	Význam	Hodnota	Název	Význam	Hodnota
A ₀	Konstanta	331,502 4	A ₆	Konstanta	-1,82·10 ⁻⁷
A ₁	Konstanta	0,603 055	A ₇	Konstanta	3,73·10 ⁻⁸
A ₂	Konstanta	-0,000 528	A ₈	Konstanta	-2,93·10 ⁻¹⁰
A ₃	Konstanta	51,471 935	A ₉	Konstanta	-2,835 149
A ₄	Konstanta	0,149 587 4	A ₁₀	Konstanta	-2,15·10 ⁻¹³
A ₅	Konstanta	-0,000 782			

Při druhém možném způsobu výpočtu rychlosti zvuku ve vlhkém vzduchu se vychází ze vzorce pro výpočet rychlosti zvuku v ideálním plynu, ale v tomto případě je do něj nutné dosadit dříve vypočítané hodnoty. Veličina „κ“ značí Poissonovu konstantu, která je popsána u (A73). Po dosazení vznikne (A80).

$$u_{s,ha_{teorie}} = \sqrt{\kappa \cdot r_{ha} \cdot T} \quad (A80)$$

Počet částic vodní páry na jeden milion – objemové zastoupení

Jedná se o jedno z možných vyjádření počtu částic vodní páry v objemu, přičemž při výpočtech částic na jeden milion (ppm) je výpočet objemového zastoupení častější než výpočet hmotnostního zastoupení. Pro výpočet objemového zastoupení se používá pouze tlak vodní páry a celkový tlak směsi [64]. Výsledkem je (A81).

$$PPM_{objem} = \frac{p_v}{p - p_v} \cdot 10^6 \quad (A81)$$

Počet částic vodní páry na jeden milion – hmotnostní zastoupení

Druhé možné vyjádření ppm je dle hmotnosti prvku a do výpočtu vstupují i molární hmotnosti vodní páry a suchého vzduchu. Výsledkem dle [64] je (A82).

$$PPM_{hmotnost} = \frac{M_v \cdot p_v}{M_a \cdot (p - p_v)} \cdot 10^6 \quad (A82)$$

Příloha B – Zdrojový kód pro výpočet stavových veličin vlhkého vzduchu v MATLABu

Rovnice uvedené v příloze A jsou užitečné v případě, kdy je ve výpočtech používán vlhký vzduch. V takovém případě je nutné rovnice počítačově zpracovávat a operativně provádět výpočty. Nebyl nalezen žádný software či ověřený zdrojový kód, který by takovou funkci disponoval. Proto autor této práce sám vytvořil funkci v software MathWorks MATLAB, která po zadání vstupních hodnot vypočítá rovnice prezentované v příloze A a výsledek uloží do lokálních proměnných v programu.

Na začátku je nutné zadat teplotu ve stupních Celsia v rozsahu od 0 °C do 50 °C, poté relativní vlhkost v procentech od 0 do 100 a jako třetí se zadává tlak v Pascalech od 98 000 Pa do 105 000 Pa. Program kontroluje, zda se zadané hodnoty nachází v platném rozsahu.

```
function [ ] = vypocetvlhkehovzduchu( )
% VYPOCET VLASTNOSTI VLHKEHO VZDUCHU
clear
clc
format longG
format compact

% ZEPTA SE NA TEPLITU
prompt = 'Zadejte teplotu ve stupnich Celsia od 0 do 50: ';
t=input(prompt);
if (t<0)|| (t>50)
disp('Nebyla zadana teplota v pozadovanem rozsahu!')
error(prompt)
end
T=273.15+t;

% ZEPTA SE NA RELATIVNI VLHKOST
prompt = 'Zadejte relativni vlhkost v procentech od 0 do 100: ';
RH=input(prompt);
if (RH<0)|| (RH>100)
disp('Nebyla zadana relativni vlhkost v pozadovanem rozsahu!')
error(prompt)
end

% ZEPTA SE NA ATMOSFERICKY TLAK
prompt = 'Zadejte atmosfericky tlak v Pascalech od 98 000 do 105 000: ';
p=input(prompt);
if (p<98000)|| (p>105000)
disp('Nebyl zadan atmosfericky tlak v pozadovanem rozsahu!')
error(prompt)
end
R=8.314472; % Univerzalni molova konstanta, J*mol^(-1)*K^(-1)
M_a=28.96546*10^(-3); % Molarni hmotnost sucheho vzduchu, kg*mol^(-1)
M_v=18.01528*10^(-3); % Molarni hmotnost vodni pary, kg*mol^(-1)
r_v=461.495; % Merna plynova konstanta vodni pary, J*kg^(-1)*K^(-1)
r_a=287.05; % Merna plynova konstanta sucheho vzduchu, J*kg^(-1)*K^(-1)
l=2500000; % Skupenske teplo vyparovani vody v J*kg^(-1)*K^(-1)
disp('-----')

% TLAK SYTYCH PAR DLE ASHRAE 2001
```

```

Tlak_sytych_par_Ashrae=exp(-5.8002206*10^(3)*T^(-1)+1.3914993-4.8640239*10^(-
2)*T+4.1764768*10^(-5)*T^(2)-1.4452093*10^(-8)*T^(3)+6.5459673*log(T));
disp(['Tlak sytych par dle Ashrae je ', num2str(Tlak_sytych_par_Ashrae), '
Pacalu.'])
assignin('base','Tlak_sytych_par_Ashrae',Tlak_sytych_par_Ashrae);

% TLAK SYTYCH PAR DLE CHYSKEHO
Tlak_sytych_par_Chysky=exp(23.58-4044.2/(235.6+t));
disp(['Tlak sytych par dle Chyskeho je ', num2str(Tlak_sytych_par_Chysky), '
Pacalu.'])
assignin('base','Tlak_sytych_par_Chysky',Tlak_sytych_par_Chysky)

% TLAK SYTYCH PAR DLE HARDYHO
Tlak_sytych_par_Hardy=exp(-2.8365744*10^(3)*T^(-2)-6.028076559*10^(3)*T^(-
1)+1.954263612*10^(1)-2.737830188*10^(-2)*T^(1)+1.6261698*10^(-
5)*T^(2)+7.0229056*10^(-10)*T^(3)-1.8680009*10^(-13)*T^(4)+2.7150305*log(T));
disp(['Tlak sytych par dle Hardyho je ', num2str(Tlak_sytych_par_Hardy), '
Pacalu.'])
assignin('base','Tlak_sytych_par_Hardy',Tlak_sytych_par_Hardy)

% TLAK SYTYCH PAR DLE CIPM-81/91
Tlak_sytych_par_Cipm=exp(1.2378847*10^(-5)*T^(2)-1.9121316*10^(-
2)*T+33.93711047-6343.1645*T^(-1));
disp(['Tlak sytych par dle Cipm je ', num2str(Tlak_sytych_par_Cipm), '
Pacalu.'])
assignin('base','Tlak_sytych_par_Cipm',Tlak_sytych_par_Cipm)

% TLAK SYTYCH PAR SHRNU TI
Tlak_sytych_par=[Tlak_sytych_par_Ashrae,Tlak_sytych_par_Chysky,Tlak_sytych_par
_Hardy,Tlak_sytych_par_Cipm];
Tlak_sytych_par_stredni_hodnota=mean(Tlak_sytych_par);
Tlak_sytych_par_smerodatna_odchylka=std(Tlak_sytych_par);
disp(['TLAK SYTYCH PAR JE (', num2str(Tlak_sytych_par_stredni_hodnota), '
',char(177),' ',num2str(Tlak_sytych_par_smerodatna_odchylka),') PASCALU.'])
assignin('base','Tlak_sytych_par_stredni_hodnota',Tlak_sytych_par_stredni_hodn
ota)
disp('-----')

% MERNA VLHKOST
Merna_vlhkost=r_a/r_v*RH/100*Tlak_sytych_par_stredni_hodnota/(p-
RH/100*Tlak_sytych_par_stredni_hodnota);
disp(['MERNA VLHKOST VLHKEHO VZDUCHU JE ', num2str(Merna_vlhkost), '
kg(v)*kg(a)^(-1).'])
assignin('base','Merna_vlhkost',Merna_vlhkost)
disp('-----')

% STUPEN NASYCENI
Stupen_nasyceni=Merna_vlhkost/(r_a/r_v*Tlak_sytych_par_stredni_hodnota/(p-
Tlak_sytych_par_stredni_hodnota));
disp(['Stupen nasyceni vlhkeho vzduchu je ', num2str(Stupen_nasyceni),'.'])
assignin('base','Stupen_nasyceni',Stupen_nasyceni)
disp('-----')

% TLAK VODNI PARY DLE TEORIE
Tlak_vodni_para_teorie=RH/100*Tlak_sytych_par_stredni_hodnota;
disp(['Tlak vodni pary dle teorie je ', num2str(Tlak_vodni_para_teorie), '
Pacalu.'])
assignin('base','Tlak_vodni_pary_teorie',Tlak_vodni_para_teorie)

% TLAK VODNI PARY DLE COMPUTROLS
Tlak_vodni_para_Computrols_kPa=(RH/100)*0.611*exp(17.27*t/(t+237.3));
Tlak_vodni_para_Computrols=Tlak_vodni_para_Computrols_kPa*1000;
disp(['Tlak vodni pary dle Computrols je ',
num2str(Tlak_vodni_para_Computrols), ' Pacalu.'])
assignin('base','Tlak_vodni_para_Computrols',Tlak_vodni_para_Computrols)

% TLAK SUCHEHO VZDUCHU
Tlak_suchy_vzduch=p-Tlak_vodni_para_teorie;

```

```

disp(['Tlak sucheho vzduchu je ', num2str(Tlak_suchy_vzduch),' Pacalu.'])
assignin('base','Tlak_sucheho_vzduchu',Tlak_suchy_vzduch)

% TLAK - KONTROLNI SOUCET
Tlak_kontrola=Tlak_suchy_vzduch+Tlak_vodni_para_teorie;
disp(['Tlak vlhkeho vzduchu musí být ', num2str(p),' Pascalu a je ',
num2str(Tlak_kontrola),' Pacalu.'])
disp('-----')

% ENHANCEMENT FACTOR DLE GREENSPAN
k1=3.53624*10^(-4)+2.93228*10^(-5)*t+2.61474*10^(-7)*t^2+8.57538*10^(-9)*t^3;
k2=exp(-10.7588+0.0632529*t+(-2.53591*10^(-4))*t^2+6.33784*10^(-7)*t^3);
Enhancement_factor_Greenspan=exp(k1*(1-
Tlak_sytych_par_stredni_hodnota/p)+k2*(p/Tlak_sytych_par_stredni_hodnota-1));
disp(['Enhancement faktor dle Greenspana je ',
num2str(Enhancement_factor_Greenspan),'.'])
assignin('base','Enhancement_factor_Greenspan',Enhancement_factor_Greenspan)

% ENHANCEMENT FACTOR DLE PICARDA
Enhancement_factor_Picard=1.00062+3.14*10^(-8)*p+5.6*10^(-7)*t^2;
disp(['Enhancement faktor dle Picarda je ',
num2str(Enhancement_factor_Picard),'.'])
assignin('base','Enhancement_factor_Picard',Enhancement_factor_Picard)

% ENHANCEMENT FACTOR SHRNUTI
Enhancement_factor_=[Enhancement_factor_Greenspan,Enhancement_factor_Picard];
Enhancement_factor_stredni_hodnota=mean(Enhancement_factor_);
Enhancement_factor_smerodatna_odchylka=std(Enhancement_factor_);
disp(['ENHANCEMENT FAKTOR JE (', num2str(Enhancement_factor_stredni_hodnota),
', char(177), ' ', num2str(Enhancement_factor_smerodatna_odchylka),').'])
assignin('base','Enhancement_factor_stredni_hodnota',Enhancement_factor_stredn
i_hodnota)
disp('-----')

% HMOTNOSTNI ZLOMEK VODNI PARY
Hmotnostni_zlomek_vodni_para=Merna_vlhkost/(1+Merna_vlhkost);
disp(['Hmotnostni zlomek vodni pary ve smesi je ',
num2str(Hmotnostni_zlomek_vodni_para),'.'])
assignin('base','Hmotnostni_zlomek_vodni_para',Hmotnostni_zlomek_vodni_para)

% HMOTNOSTNI ZLOMEK SUCHEHO VZDUCHU
Hmotnostni_zlomek_suchy_vzduch=1/(1+Merna_vlhkost);
disp(['Hmotnostni zlomek sucheho vzduchu ve smesi je ',
num2str(Hmotnostni_zlomek_suchy_vzduch),'.'])
assignin('base','Hmotnostni_zlomek_suchy_vzduch',Hmotnostni_zlomek_suchy_vzduc
h)

% KONTROLNI SOUCET HMOTNOSTNICH ZLOMKU
Hmotnostni_zlomek_kontrola=Hmotnostni_zlomek_vodni_para+Hmotnostni_zlomek_such
y_vzduch;
disp(['Kontrolni soucet musi byt roven 1 a je ',
num2str(Hmotnostni_zlomek_kontrola),'.'])
disp('-----')

% MERNA PLYNOVA KONSTANTA PRO VLHKY VZDUCH
Merna_plynova_konstanta_vlhky_vzduch=Hmotnostni_zlomek_suchy_vzduch*r_a+Hmotno
stni_zlomek_vodni_para*r_v;
disp(['Merna plynova konstanta pro vlhky vzduch je ',
num2str(Merna_plynova_konstanta_vlhky_vzduch),' J*kg^(-1)*K^(-1).'])
assignin('base','Merna_plynova_konstanta_vlhky_vzduch',Merna_plynova_konstanta
_vlhky_vzduch)
disp('-----')

% COMPRESIBILITY FACTOR DLE CIPM 81/91
Compresibility_factor=1-p/T*(1.58123*10^(-6)+(-2.9331*10^(-8))*t+1.1043*10^(-
10)*t^2+(5.707*10^(-6)+(-2.051*10^(-
8))*t)*Hmotnostni_zlomek_vodni_para+(1.9898*10^(-4)+(-2.376*10^(-

```

```

6))*t)*Hmotnostni_zlomek_vodni_para^2)+p^2/T^2*(1.83*10^(-11)+(-0.765*10^(-
8))*Hmotnostni_zlomek_vodni_para^2);
disp(['Compresibility faktor je ', num2str(Compresibility_factor),'.'])
assignin('base','Compresibility_factor',Compresibility_factor)
disp('-----')

% HUSTOTA SUCHEHO VZDUCHU DLE STAVOVE ROVNICE IDEALNIHO PLYNU
Hustota_suchy_vzduch_stavova_rovnice_idealniho_plynu=tlak_suchy_vzduch/r_a/T;
disp(['Hustota sucheho vzduchu dle stavove rovnice idealniho plynu je ',
num2str(Hustota_suchy_vzduch_stavova_rovnice_idealniho_plynu),' kg*m^(-3).'])
assignin('base','Hustota_suchy_vzduch_stavova_rovnice_idealniho_plynu',Hustota
_suchy_vzduch_stavova_rovnice_idealniho_plynu)

% HUSTOTA VODNI PARY DLE STAVOVE ROVNICE IDEALNIHO PLYNU
Hustota_vodni_para__stavova_rovnice_idealniho_plynu=tlak_vodni_para_teorie/r_v
/T;
disp(['Hustota vodni pary dle stavove rovnice idealniho plynu je ',
num2str(Hustota_vodni_para__stavova_rovnice_idealniho_plynu),' kg*m^(-3).'])
assignin('base','Hustota_vodni_para__stavova_rovnice_idealniho_plynu',Hustota_
vodni_para__stavova_rovnice_idealniho_plynu)

% HUSTOTA Vlhkeho vzduchu dle Picarda je take CIPM 2007
Hustota_Picard=3.48374*10^(-3)*p/Compresibility_factor/T*(1-
0.378*Hmotnostni_zlomek_vodni_para);
disp(['Hustota vlhkého vzduchu dle Picarda je ', num2str(Hustota_Picard),'
kg*m^(-3).'])
assignin('base','Hustota_Picard',Hustota_Picard)

% HUSTOTA Vlhkeho vzduchu dle Tsilingirise
Hustota_Tsilingiris=p*M_a/Compresibility_factor/R/T*(1-
Enhancement_factor_stredni_hodnota*RH/100*(1-
M_v/M_a)*(tlak_sytych_par_stredni_hodnota/p));
disp(['Hustota vlhkého vzduchu dle Tsilingirise je ',
num2str(Hustota_Tsilingiris),' kg*m^(-3).'])
assignin('base','Hustota_Tsilingiris',Hustota_Tsilingiris)

% HUSTOTA Vlhkeho vzduchu dle teorie
Hustota_teorie=1.316*10^(-
3)/T*(2.65*p+RH/100*tlak_sytych_par_stredni_hodnota);
disp(['Hustota vlhkého vzduchu dle teorie je ', num2str(Hustota_teorie),'
kg*m^(-3).'])
assignin('base','Hustota_teorie',Hustota_teorie)

% HUSTOTA Vlhkeho vzduchu dle stavove rovnice idealniho plynu
Hustota_stavova_rovnice=tlak_vodni_para_teorie/r_v/T+tlak_suchy_vzduch/r_a/T;
disp(['Hustota vlhkého vzduchu dle stavove rovnice idealniho plynu je ',
num2str(Hustota_stavova_rovnice),' kg*m^(-3).'])
assignin('base','Hustota_stavova_rovnice',Hustota_stavova_rovnice)

% HUSTOTA Vlhkeho vzduchu shrnutí
Hustota=[Hustota_Picard,Hustota_Tsilingiris,Hustota_teorie,Hustota_stavova_rov
nice];
Hustota_stredni_hodnota=mean(Hustota);
Hustota_smerodatna_odchylka=std(Hustota);
disp(['HUSTOTA Vlhkeho vzduchu je (' , num2str(Hustota_stredni_hodnota),'
',char(177),' ', num2str(Hustota_smerodatna_odchylka),' ) kg*m^(-3).'])
assignin('base','Hustota_stredni_hodnota',Hustota_stredni_hodnota)
disp('-----')

% MERNY OBJEM VZDUCHU JAKO PREVRACENA HODNOTA HUSTOTY
Merny_objem_suchy_vzduch=1/Hustota_suchy_vzduch_stavova_rovnice_idealniho_plyn
u;
disp(['Merny objem sucheho vzduchu je ', num2str(Merny_objem_suchy_vzduch),'
m^3*kg^(-1).'])
assignin('base','Merny_objem_suchy_vzduch',Merny_objem_suchy_vzduch)

% MERNY OBJEM VODNI PARY JAKO PREVRACENA HODNOTA HUSTOTY
Merny_objem_vodni_para=1/Hustota_vodni_para__stavova_rovnice_idealniho_plynu;

```

```

disp(['Merny objem vodni pary je ', num2str(Merny_objem_vodni_para),
m^3*kg^(-1).'])
assignin('base','Merny_objem_vodni_para',Merny_objem_vodni_para)

% MERNY OBJEM VLNKEHO VZDUCHU JAKO PREVRACENA HODNOTA HUSTOTY
Merny_objem_vlhky_vzduch=1/Hustota_stredni_hodnota;
disp(['Merny objem vlhkeho vzduchu je ', num2str(Merny_objem_vlhky_vzduch),
m^3*kg^(-1).'])
assignin('base','Merny_objem_vlhky_vzduch',Merny_objem_vlhky_vzduch)
disp('-----')

% MOLARNI OBJEM VZDUCHU DLE GOODNIGHTA
Objem_molarni_vzduch_Goodnight=1/(1+1.607793*Merna_vlhkost);
disp(['Molarni objem vzduchu dle Goodnighta je ',
num2str(Objem_molarni_vzduch_Goodnight),'.'])
assignin('base','Molarni_objem_vzduch_Goodnight',Objem_molarni_vzduch_Goodnight)

% MOLARNI OBJEM VODNI PARY DLE GOODNIGHTA
Objem_molarni_para_Goodnight=Merna_vlhkost/(0.62197058+Merna_vlhkost);
disp(['Molarni objem vodni pary dle Goodnighta je ',
num2str(Objem_molarni_para_Goodnight),'.'])
assignin('base','Molarni_objem_vodni_para_Goodnight',Objem_molarni_para_Goodnight)

% KONTROLNI SOUCET MOLARNICH OBJEMU
Objem_molarni=Objem_molarni_vzduch_Goodnight+Objem_molarni_para_Goodnight;
disp(['Kontrolni soucet musi byt roven 1 a je ', num2str(Objem_molarni),'.'])
disp('-----')

% TEPLOTA ROSNEHO BODU PODLE HARDYHO
Teplota_rosny_bod_Hardy=(2.0798233*10^(2))*(log(Tlak_sytych_par_stredni_hodnota
*RH/100))^(-0)-
2.0156028*10^(1)*log(Tlak_sytych_par_stredni_hodnota*RH/100)+4.6778925*10^(-
1)*(log(Tlak_sytych_par_stredni_hodnota*RH/100))^(-2)-9.2288067*10^(-
6)*(log(Tlak_sytych_par_stredni_hodnota*RH/100)^3)/((1-1.3319669*10^(-
1)*log(Tlak_sytych_par_stredni_hodnota*RH/100)+5.6577518*10^(-
3)*(log(Tlak_sytych_par_stredni_hodnota*RH/100)^2)-7.5172865*10^(-
5)*(log(Tlak_sytych_par_stredni_hodnota*RH/100)^3)))-273.15;
disp(['Teplota rosneho bodu dle Hardyho je ',
num2str(Teplota_rosny_bod_Hardy),' stupnu Celsia.'])
assignin('base','Teplota_rosny_bod_Hardy',Teplota_rosny_bod_Hardy);

% TEPLOTA ROSNEHO BODU DLE NPL
Teplota_rosny_bod_Npl=(243.12*log(Tlak_sytych_par_stredni_hodnota*RH/100/611.2
))/((17.62-log(Tlak_sytych_par_stredni_hodnota*RH/100/611.2)));
disp(['Teplota rosneho bodu dle Npl je ',num2str(Teplota_rosny_bod_Npl),
stupnu Celsia s chybou max. 0,04 stupne Celsia.'])
assignin('base','Teplota_rosny_bod_Npl',Teplota_rosny_bod_Npl)

% TEPLOTA ROSNEHO BODU DLE MAGNUSE
Teplota_rosny_bod_Magnus=243.12*((log(RH/100)+(17.62*t)/(243.12+t)))/(17.62-
((log(RH/100)+(17.62*t)/(243.12+t))));
disp(['Teplota rosneho bodu dle Magnuse je ',
num2str(Teplota_rosny_bod_Magnus),' stupnu Celsia.'])
assignin('base','Teplota_rosny_bod_Magnus',Teplota_rosny_bod_Magnus);

% TEPLOTA ROSNEHO BODU DLE REVERINGA
Teplota_rosny_bod_Revering=((t-(14.55+0.114*t))*(1-(0.01*RH))-((2.5 +
0.007*t)*(1-(0.01*RH)))^3-(15.9+0.117*t)*(1-(0.01*RH))^14));
disp(['Teplota rosneho bodu dle Reveringa je ',
num2str(Teplota_rosny_bod_Revering),' stupnu Celsia.'])
assignin('base','Teplota_mokry_teplomer_Revering',
Teplota_rosny_bod_Revering);

% TEPLOTA ROSNEHO BODU DLE COMPUTROLS
Teplota_rosny_bod_Computrols=(116.9+237.3*log(Tlak_vodni_para_Computrols_kPa))
/(16.78-log(Tlak_vodni_para_Computrols_kPa));

```

```

disp(['Teplota rosneho bodu dle Computrols je ',
num2str(Teplota_rosny_bod_Computrols),' stupnu Celsia.'])
assignin('base','Teplota_mokry_teplomer_Computrols',
Teplota_rosny_bod_Computrols);

% TEPLOTA ROSNEHO BODU SHRNUTI
Teplota_rosny_bod=[Teplota_rosny_bod_Hardy,Teplota_rosny_bod_Npl,Teplota_rosny
_bod_Magnus,Teplota_rosny_bod_Revering,Teplota_rosny_bod_Computrols];
Teplota_rosny_bod_stredni_hodnota=mean(Teplota_rosny_bod);
Teplota_rosny_bod_smerodatna_odchylka=std(Teplota_rosny_bod);
disp(['TEPLOTA ROSNEHO BODU JE (' ,
num2str(Teplota_rosny_bod_stredni_hodnota),' ',char(177),' '
',num2str(Teplota_rosny_bod_smerodatna_odchylka),' ') STUPNU CELSIA.'])
assignin('base','Teplota_rosny_bod_stredni_hodnota',Teplota_rosny_bod_stredni_
hodnota)
disp('-----')

% DIFUZIVITA VODNI PARY DO VZDUCHU DLE GOODNIGHTA
Difuzivita_Goodnight=104.91143*10^(-6)*T^(1.774)/p;
disp(['Difuzivita vodni pary do vzduchu dle Goodnighta je
',num2str(Difuzivita_Goodnight),' m^2*s^(-1)'])
assignin('base','Difuzivita_Goodnight',Difuzivita_Goodnight)

% DIFUZIVITA VODNI PARY DO VZDUCHU DLE 2001 ASHRAE
T_cr_a=132.45; % Kriticka teplota sucheho vzduchu v Kelvinech
T_cr_v=373.946; % Kriticka teplota vody
p_cr_a=3770000; % Kriticky tlak sucheho vzduchu v Pascalech
p_cr_v=22060000; % Kriticky tlak vody
Diff_a=0.1697; % konstanta pro vypocet
Diff_b=2.334; % konstanta pro vypocet
Difuzivita_Ashrae=Diff_a*10^(-
9)*(T/(sqrt(T_cr_a+T_cr_v)))^Diff_b*sqrt(1/M_a+1/M_v)*(p_cr_a*p_cr_v)^(1/3)*(T
_cr_a*T_cr_v)^(5/12)/p;
disp(['Difuzivita vodni pary do vzduchu dle Ashrae je
',num2str(Difuzivita_Ashrae),' m^2*s^(-1)'])
assignin('base','Difuzivita_Ashrae',Difuzivita_Ashrae)

% DIFUZIVITA VODNI PARY DO VZDUCHU DLE GATESE
if (0<t)&&(t<45)
Difuzivita_Gates=21.2*10^(-6)*(1+0.0071*t);
disp(['Difuzivita vodni pary do vzduchu dle Gatese je
',num2str(Difuzivita_Gates),' m^2*s^(-1)'])
assignin('base','Difuzivita_Gates',Difuzivita_Gates)
end

% DIFUZIVITA VODNI PARY DO VZDUCHU SHRNUTI
if exist ('Difuzivita_Gates','var')==1
Difuzivita=[Difuzivita_Goodnight,Difuzivita_Ashrae,Difuzivita_Gates];
else
Difuzivita=[Difuzivita_Goodnight,Difuzivita_Ashrae];
end
Difuzivita_stredni_hodnota=mean(Difuzivita);
Difuzivita_smerodatna_odchylka=std(Difuzivita);
disp(['Difuzivita vodni pary do sucheho vzduchu je (' ,
num2str(Difuzivita_stredni_hodnota),' ',char(177),' '
',num2str(Difuzivita_smerodatna_odchylka),' ') m^2*s^(-1).'])
assignin('base','Difuzivita_stredni_hodnota',Difuzivita_stredni_hodnota)
disp('-----')

% TEPLOTA MOKREHO TEPLOMERU PODLE 2001 ASHRAE, nezapocitava se
Merna_vlhkost_nasyceny=r_a/r_v*Tlak_sytych_par_stredni_hodnota/(p-
Tlak_sytych_par_stredni_hodnota);
Teplota_mokry_teplomer_Ashrae=(2501*Merna_vlhkost+1.805*t*Merna_vlhkost-
2501*Merna_vlhkost_nasyceny+1.006*t)/(4.186*Merna_vlhkost-
2.381*Merna_vlhkost_nasyceny+1.006);
disp(['Teplota mokreho teplomeru dle Ashrae je ',
num2str(Teplota_mokry_teplomer_Ashrae),' stupnu Celsia, ale nebude dale
zpracovana.'])

```

```

assignin('base','Teplota_mokry_teplomer_Ashrae',Teplota_mokry_teplomer_Ashrae)

% TEPLOTA MOKREHO TEPLOMERU DLE MELITONA, nezapocitava se
if (3<t) && (t<35) && (RH>7) && (RH<97)
Teplota_mokry_teplomer_Meliton=0.3652*RH/100*t+1.5181*RH/100*t+1.5164*RH/100*t
+0.6334*RH/100*t-0.5194*RH/100-29.956*RH/100+84.459*RH/100-
85.009*RH/100+31.063*RH/100;
disp(['Teplota mokreho teplomeru dle Melitona je ',
num2str(Teplota_mokry_teplomer_Meliton),' stupnu Celsia, ale nebude dale
zpracovana.'])
assignin('base','Teplota_mokry_teplomer_Meliton',Teplota_mokry_teplomer_Melito
n)
else
disp('Nebyl zadan rozsah teploty mezi 3 a 35 st. Celsia a vlhkost od 7% do
97%, tedy vypocet teploty mokreho teplomeru podle Melitona nebyl proveden!')
end

% TEPLOTA MOKREHO TEPLOMERU DLE MOUNTAIN VIEW TECHNOLOGIES
Teplota_mokry_teplomer_Mountain_View_Technologies=-5.806+0.672*t-
0.006*t^2+(0.061+0.004*t+0.000099*t^2)*RH+(-0.000033-0.000005*t-
0.0000001*t^2)*RH^2;
disp(['Teplota mokreho teplomeru dle Mountain View Technologies je ',
num2str(Teplota_mokry_teplomer_Mountain_View_Technologies),' stupnu Celsia.'])
assignin('base','Teplota_mokry_teplomer_Mountain_View_Technologies',Teplota_mo
kry_teplomer_Mountain_View_Technologies)

% TEPLOTA MOKREHO TEPLOMERU DLE STULLA, -20<t<50 & 5<RH<99
if (-20<t) && (t<50) && (RH>5) && (RH<99)
Teplota_mokry_teplomer_Stull=t*atan(0.151977*(RH+8.313659)^0.5)+atan(t+RH)-
atan(RH-1.676331)+0.00391838*(RH)^1.5*atan(0.023101*RH)-4.686035;
disp(['Teplota mokreho teplomeru dle Stulla je ',
num2str(Teplota_mokry_teplomer_Stull),' stupnu Celsia'])
assignin('base','Teplota_mokry_teplomer_Stull',Teplota_mokry_teplomer_Stull)
else
disp('Nebyl zadan rozsah teploty mezi -20 a 50 st. Celsia a vlhkost od 5% do
99%, tedy vypocet teploty mokreho teplomeru podle Stulla nebyl proveden!')
end

% TEPLOTA MOKREHO TEPLOMERU DLE ENG-TIPS
if (15<t) && (t<40) && (RH>10) && (RH<90)
Teplota_mokry_teplomer_Eng_tips=5.39126*10^(-1)*t+1.047837*10^(-1)*RH-
7.493556*10^(-4)*t^2-1.077432*10^(-3)*RH^2+6.414631*10^(-3)*t*RH-5.151526;
disp(['Teplota mokreho teplomeru dle Eng-tips je ',
num2str(Teplota_mokry_teplomer_Eng_tips),' stupnu Celsia.'])
assignin('base','Teplota_mokry_teplomer_Eng_tips',
Teplota_mokry_teplomer_Eng_tips);
else
disp('Nebyl zadan rozsah teploty mezi 15 a 40 st. Celsia a vlhkost od 10% do
90%, tedy vypocet podle Eng-tips nebyl proveden!')
end

% TEPLOTA MOKREHO TEPLOMERU DLE COMPUTROLS
Teplota_mokry_teplomer_Computrols_gamma=0.00066*p;
Teplota_mokry_teplomer_Computrols_delta=4098*(Tlak_vodni_para_Computrols_kPa/T
eplota_rosny_bod_Computrols+237.3)^2;
Teplota_mokry_teplomer_Computrols=((Teplota_mokry_teplomer_Computrols_gamma*t
)+(Teplota_mokry_teplomer_Computrols_delta*Teplota_rosny_bod_Computrols))/(Tep
lota_mokry_teplomer_Computrols_gamma+Teplota_mokry_teplomer_Computrols_delta)
;
disp(['Teplota mokreho teplomeru dle Computrols je ',
num2str(Teplota_mokry_teplomer_Computrols),' stupnu Celsia.'])
assignin('base','Teplota_mokry_teplomer_Computrols',
Teplota_mokry_teplomer_Computrols);

% TEPLOTA MOKREHO TEPLOMERU SHRNU TI
if exist ('Teplota_mokry_teplomer_Stull','var')==1
Teplota_mokry_teplomer=[Teplota_mokry_teplomer_Mountain_View_Technologies,Tepl
ota_mokry_teplomer_Stull];

```



```

else
Teplota_mokry_teplomer=(Teplota_mokry_teplomer_Mountain_View_Technologies);
end
if exist ('Teplota_mokry_teplomer_Eng_tips','var')==1
Teplota_mokry_teplomer=[Teplota_mokry_teplomer,Teplota_mokry_teplomer_Eng_tips
];
end
if exist ('Teplota_mokry_teplomer_Computrols','var')==1
Teplota_mokry_teplomer=[Teplota_mokry_teplomer,Teplota_mokry_teplomer_Computro
ls];
end
Teplota_mokry_teplomer_stredni_hodnota=mean(Teplota_mokry_teplomer);
Teplota_mokry_teplomer_smerodatna_odchylka=std(Teplota_mokry_teplomer);
disp(['TEPLOTA MOKREHO TEPLOMERU JE (' ,
num2str(Teplota_mokry_teplomer_stredni_hodnota),' ',char(177)), '
',num2str(Teplota_mokry_teplomer_smerodatna_odchylka),') STUPNU CELSIA.'])
assignin('base','Teplota_mokry_teplomer_stredni_hodnota',Teplota_mokry_teplome
r_stredni_hodnota)
disp('-----')

% DYNAMICKA VISKOZITA SUCHEHO VZDUCHU DLE ROHSENOW
Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_Rohsenow=(-0.98601+0.09080125*T-
1.1763557*10^(-4)*T^2+1.2349703*10^(-7)*T^3-5.7971299*10^(-11)*T^4)*10^(-6);
disp(['Dynamicka viskozita sucheho vzduchu dle Rohsenowa je ',
num2str(Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_Rohsenow),' Pa*s.'])
assignin('base','Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch',
Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_Rohsenow);

% DYNAMICKA VISKOZITA SUCHEHO VZDUCHU DLE CRC
Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_CRC=(17.1+0.067*t-0.0004*t^2)*10^(-6);
disp(['Dynamicka viskozita sucheho vzduchu dle CRC je ',
num2str(Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_CRC),' Pa*s.'])
assignin('base','Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_CRC',
Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_CRC);
% DYNAMICKA VISKOZITA SUCHEHO VZDUCHU PODLE MORVAY
Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_Morvay=(0.40401+0.074582*T-5.7171*10^(-
5)*T^2+2.9928*10^(-8)*T^3-6.2524*10^(-12)*T^4)*10^(-6);
disp(['Dynamicka viskozita sucheho vzduchu dle Morvayho je ',
num2str(Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_Morvay),' Pa*s.'])
assignin('base','Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_Morvay',
Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_Morvay);

% DYNAMICKA VISKOZITA SUCHEHO VZDUCHU SHRNUTI
Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch=[Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_Rohsenow,Vi
skozita_dynamicka_suchy_vzduch_CRC,Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_Morvay];
Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_stredni_hodnota=mean(Viskozita_dynamicka_such
y_vzduch);
Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_smerodatna_odchylka=std(Viskozita_dynamicka_s
uchy_vzduch);
disp(['DYNAMICKA VISKOZITA SUCHEHO VZDUCHU JE (' ,
num2str(Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_stredni_hodnota),' ',char(177)), '
',num2str(Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_smerodatna_odchylka),') Pa*s.'])
assignin('base','Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_stredni_hodnota',
Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_stredni_hodnota);
disp('-----')

% DYNAMICKA VISKOZITA VODNI PARY PODLE IRVINE
Viskozita_dynamicka_vodni_para_Irvine=(80.58131868+0.4000549451*t)*10^(-7);
disp(['Dynamicka viskozita vodni pary dle Irvine je ',
num2str(Viskozita_dynamicka_vodni_para_Irvine),' Pa*s.'])
assignin('base','Viskozita_dynamicka_vodni_para_Irvine',
Viskozita_dynamicka_vodni_para_Irvine);

% DYNAMICKA VISKOZITA VODNI PARY PODLE MORVAY
Viskozita_dynamicka_vodni_para_Morvay=10^(-
6)*(T/647.27)^0.5/(0.0181583+0.0177624*(647.27/T)+0.0105287*(647.27/T)^2-
0.0036744*(647.27/T)^3);

```

```

disp(['Dynamická viskozita vodní pary dle Morvayho je ',
num2str(Viskozita_dynamicka_vodni_para_Morvay), ' Pa*s.'])
assignin('base','Viskozita_dynamicka_vodni_para_Morvay',
Viskozita_dynamicka_vodni_para_Morvay);

% DYNAMICKA VISKOZITA VODNI PARY SHRUTI
Viskozita_dynamicka_vodni_para=[Viskozita_dynamicka_vodni_para_Irvine,Viskozit
a_dynamicka_vodni_para_Morvay];
Viskozita_dynamicka_vodni_para_stredni_hodnota=mean(Viskozita_dynamicka_vodni_
para);
Viskozita_dynamicka_vodni_para_smerodatna_odchylka=std(Viskozita_dynamicka_vod
ni_para);
disp(['DYNAMICKA VISKOZITA VODNI PARY JE (',
num2str(Viskozita_dynamicka_vodni_para_stredni_hodnota), ' ',char(177),'
',num2str(Viskozita_dynamicka_vodni_para_smerodatna_odchylka),') Pa*s.'])
assignin('base','Viskozita_dynamicka_vodni_para_stredni_hodnota',
Viskozita_dynamicka_vodni_para_stredni_hodnota);
disp('-----')

% DYNAMICKA VISKOZITA VLNKEHO VZDUCHU PODLE IRVINE
cv_av=sqrt(2)/4*(1+M_a/M_v)^(-
0.5)*(1+(Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_stredni_hodnota/Viskozita_dynamicka_
vodni_para_stredni_hodnota)^0.5*(M_v/M_a)^0.25)^2;
cv_va=sqrt(2)/4*(1+M_v/M_a)^(-
0.5)*(1+(Viskozita_dynamicka_vodni_para_stredni_hodnota/Viskozita_dynamicka_su
chy_vzduch_stredni_hodnota)^0.5*(M_a/M_v)^0.25)^2;
spolecne=Enhancement_factor_stredni_hodnota*RH/100*Tlak_sytych_par_stredni_hod
nota/p;
Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_Irvine=(1-
spolecne)*Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_stredni_hodnota/((1-
spolecne)+spolecne*cv_av)+spolecne*Viskozita_dynamicka_vodni_para_stredni_hodn
ota/(spolecne+(1-spolecne)*cv_va);
disp(['Dynamická viskozita vlhkeho vzduchu podle Irvine je ',
num2str(Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_Irvine), ' Pa*s^(-1).'])
assignin('base','Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_Irvine',
Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_Irvine);

% DYNAMICKA VISKOZITA VLNKEHO VZDUCHU PODLE MORVAY
Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_Morvay=Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_stred
ni_hodnota/(1+cv_av*Merna_vlhkost)+Viskozita_dynamicka_vodni_para_stredni_hodn
ota/(1+cv_va/Merna_vlhkost);
disp(['Dynamická viskozita vlhkeho vzduchu podle Morvay je ',
num2str(Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_Morvay), ' Pa*s^(-1).'])
assignin('base','Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_Morvay',
Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_Morvay);

% DYNAMICKA VISKOZITA VLNKEHO VZDUCHU SHRUTI
Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch=[Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_Irvine,Visk
ozita_dynamicka_vlhky_vzduch_Morvay];
Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_stredni_hodnota=mean(Viskozita_dynamicka_vlhk
y_vzduch);
Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_smerodatna_odchylka=std(Viskozita_dynamicka_v
lhky_vzduch);
disp(['DYNAMICKA VISKOZITA VLNKEHO VZDUCHU JE (',
num2str(Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_stredni_hodnota), ' ',char(177),'
',num2str(Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_smerodatna_odchylka),') Pa*s^(-
1).'])
assignin('base','Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_stredni_hodnota',
Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_stredni_hodnota);
disp('-----')

% KINEMATICKA VISKOZITA SUCHEHO VZDUCHU
Viskozita_kinematicka_suchy_vzduch=Viskozita_dynamicka_suchy_vzduch_stredni_ho
dnota/Hustota_suchy_vzduch_stavova_rovnice_idealniho_plynu;
disp(['Kinematická viskozita suchého vzduchu je ',
num2str(Viskozita_kinematicka_suchy_vzduch), ' m^2*s^(-1).'])
assignin('base','Viskozita_kinematicka_suchy_vzduch',
Viskozita_kinematicka_suchy_vzduch);

```

```

% KINEMATICKA VISKOZITA VODNI PARY
Viskozita_kinematicka_vodni_para=Viskozita_dynamicka_vodni_para_stredni_hodnot
a/Hustota_vodni_para_stavova_rovnice_idealniho_plynu;
disp(['Kinematicka viskozita vodni pary je ',
num2str(Viskozita_kinematicka_vodni_para),' m^2*s^(-1).'])
assignin('base','Viskozita_kinematicka_vodni_para',
Viskozita_kinematicka_vodni_para);

% KINEMATICKA VISKOZITA VLNKEHO VZDUCHU
Viskozita_kinematicka_vlhky_vzduch=Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_stredni_ho
dnota/Hustota_stredni_hodnota;
disp(['Kinematicka viskozita vlhkeho vzduchu je ',
num2str(Viskozita_kinematicka_vlhky_vzduch),' m^2*s^(-1).'])
assignin('base','Viskozita_kinematicka_vlhky_vzduch',
Viskozita_kinematicka_vlhky_vzduch);
disp('-----')

% TEPELNA VODIVOST SUCHEHO VZDUCHU DLE ROHSENOW
Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_Rohsenow=-2.276501*10^(-3)+1.2598485*10^(-4)*T-
1.4815235*10^(-7)*T^2+1.73550646*10^(-10)*T^3-1.066657*10^(-
13)*T^4+2.47663035*10^(-17)*T^5;
disp(['Tepelna vodivost sucheho vzduchu dle Rohsenow je ',
num2str(Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_Rohsenow),' W*m^(-1)*K^(-1).'])
assignin('base','Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_Rohsenow',
Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_Rohsenow);

% TEPELNA VODIVOST SUCHEHO VZDUCHU DLE MORVAY
Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_Morvay=2.43714*10^(-2)+7.83035*10^(-5)*t-
1.94021*10^(-8)*t^2+2.85943*10^(-12)*t^3-2.6142*10^(-14)*t^4;
disp(['Tepelna vodivost sucheho vzduchu dle Morvay je ',
num2str(Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_Morvay),' W*m^(-1)*K^(-1).'])
assignin('base','Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_Morvay',
Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_Morvay);

% TEPELNA VODIVOST SUCHEHO VZDUCHU SHRUTI
Tepelna_vodivost_suchy_vzduch=[Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_Rohsenow,Tepelna_
vodivost_suchy_vzduch_Morvay];
Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_stredni_hodnota=mean(Tepelna_vodivost_suchy_vzdu
ch);
Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_smerodatna_odchylka=std(Tepelna_vodivost_suchy_v
zduch);
disp(['TEPELNA VODIVOST SUCHEHO VZDUCHU JE (' ,
num2str(Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_stredni_hodnota),' ',char(177),'
',num2str(Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_smerodatna_odchylka),' ) W*m^(-1)*K^(-
1).'])
assignin('base','Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_stredni_hodnota',
Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_stredni_hodnota);

% TEPELNA VODIVOST VODNI PARY DLE IRVINE
Tepelna_vodivost_vodni_para_Irvine=(17.61758242+0.05558941059*t+1.663336663*10
^(-4)*t^2)*0.001;
disp(['Tepelna vodivost vodni pary dle Irvine je ',
num2str(Tepelna_vodivost_vodni_para_Irvine),' W*m^(-1)*K^(-1).'])
assignin('base','Tepelna_vodivost_vodni_para_Irvine',
Tepelna_vodivost_vodni_para_Irvine);

% TEPELNA VODIVOST VLNKEHO VZDUCHU DLE REIDA
Tepelna_vodivost_vlhky_vzduch_Reid=(1-
spolecne)*Tepelna_vodivost_suchy_vzduch_stredni_hodnota/((1-
spolecne)+spolecne*cv_av)+spolecne*Tepelna_vodivost_vodni_para_Irvine/(spolecn
e+(1-spolecne)*cv_va);
disp(['Tepelna vodivost vlhkeho vzduchu dle Reida je ',
num2str(Tepelna_vodivost_vlhky_vzduch_Reid),' W*m^(-1)*K^(-1).'])
assignin('base','Tepelna_vodivost_vlhky_vzduch_Reid',
Tepelna_vodivost_vlhky_vzduch_Reid);
disp('-----')

```

```

% SPECIFICKA TEPELNA KAPACITA SUCHEHO VZDUCHU DLE ROHSENOW
Specificka_tepelna_kapacita_suchy_vzduch_Rohsenow=(1.03409-0.284887*10^(-
3)*T+0.7816818*10^(-6)*T^2-0.4970786*10^(-9)*T^3+0.1077024*10^(-12)*T^4)*10^3;
disp(['Specificka tepelna kapacita sucheho vzduchu dle Rohsenow je ',
num2str(Specificka_tepelna_kapacita_suchy_vzduch_Rohsenow), ' J*kg^(-1)*K^(-
1).'])
assignin('base','Specificka_tepelna_kapacita_suchy_vzduch_Rohsenow',
Specificka_tepelna_kapacita_suchy_vzduch_Rohsenow);

% SPECIFICKA TEPELNA KAPACITA VODNI PARY DLE ROHSENOW
Specificka_tepelna_kapacita_vodni_para_Rohsenow=(1.86910989-2.578421578*10^(-
4)*t+1.941058941*10^(-5)*t^2)*10^3;
disp(['Specificka tepelna kapacita vodni pary dle Rohsenow je ',
num2str(Specificka_tepelna_kapacita_vodni_para_Rohsenow), ' J*kg^(-1)*K^(-
1).'])
assignin('base','Specificka_tepelna_kapacita_vodni_para_Rohsenow',
Specificka_tepelna_kapacita_vodni_para_Rohsenow);

% SPECIFICKA TEPELNA KAPACITA VLNKEHO VZDUCHU DLE WONGA
Specificka_tepelna_kapacita_vlhky_vzduch_Wong=((1-
spolecne)*Specificka_tepelna_kapacita_suchy_vzduch_Rohsenow*M_a)+(Specificka_t
epelna_kapacita_vodni_para_Rohsenow*spolecne*M_v)/((M_a*(1-
spolecne))+((M_v*spolecne)));
disp(['Specificka tepelna kapacita vlhkeho vzduchu dle Wonga je ',
num2str(Specificka_tepelna_kapacita_vlhky_vzduch_Wong), ' J*kg^(-1)*K^(-1).'])
assignin('base','Specificka_tepelna_kapacita_vlhky_vzduch_Wong',
Specificka_tepelna_kapacita_vlhky_vzduch_Wong);
disp('-----')

% SPECIFICKA TEPELNA KAPACITA ZA KONSTANTNIHO OBJEMU
Poissonova_konstanta=1.39;
Specificka_tepelna_kapacita_konstantni_objem=Specificka_tepelna_kapacita_vlhky
_vzduch_Wong/Poissonova_konstanta;
disp(['Specificka tepelna kapacita vlhkeho vzduchu za konstantniho objemu je
', num2str(Specificka_tepelna_kapacita_konstantni_objem), ' J*kg^(-1)*K^(-
1).'])
assignin('base','Specificka_tepelna_kapacita_konstantni_objem',
Specificka_tepelna_kapacita_konstantni_objem);
disp('-----')

% TEPLITNI VODIVOST
Vodivost_teplotni_vlhky_vzduch=Tepelna_vodivost_vlhky_vzduch_Reid/Hustota_stre
dni_hodnota/Specificka_tepelna_kapacita_vlhky_vzduch_Wong;
disp(['Teplotni vodivost vlhkeho vzduchu je ',
num2str(Vodivost_teplotni_vlhky_vzduch), ' m^2*s^(-1).'])
assignin('base','Vodivost_teplotni_vlhky_vzduch',
Vodivost_teplotni_vlhky_vzduch);
disp('-----')

% PRANDTLOVO CISLO
Prandtlovo_cislo=Viskozita_dynamicka_vlhky_vzduch_stredni_hodnota*Specificka_t
epelna_kapacita_vlhky_vzduch_Wong/Tepelna_vodivost_vlhky_vzduch_Reid;
disp(['Prandtlovo cislo je ', num2str(Prandtlovo_cislo),'.'])
assignin('base','Prandtlovo_cislo', Prandtlovo_cislo);
disp('-----')

% ENTALPIE DLE MASSENA
Entalpie_Massen=1000*((Specificka_tepelna_kapacita_suchy_vzduch_Rohsenow/1000*
t-0.026)+((2493.59+0.478*t-
0.01797*t^2))*0.622/(Tlak_suchy_vzduch/((RH/100)*(10^((2.193146+0.065876*t)/(1
.784070+0.007594*t)+1.555267)))-0.378));
disp(['Entalpie vlhkeho vzduchu dle Massena je ', num2str(Entalpie_Massen), '
J*kg(da)^(-1)'])
assignin('base','Entalpie_Massen',Entalpie_Massen)

% ENTALPIE DLE TEORIE
Entalpie_teorie=Specificka_tepelna_kapacita_suchy_vzduch_Rohsenow*t+Merna_vlhk
ost*(1+Specificka_tepelna_kapacita_vodni_para_Rohsenow*t);

```

```

disp(['Entalpie vlhkeho vzduchu dle teorie je ', num2str(Entalpie_teorie),
J*kg(da)^(-1)'])
assignin('base','Entalpie_Teorie',Entalpie_teorie)

% ENTALPIE SHRNUTI
Entalpie=[Entalpie_Massen,Entalpie_teorie];
Entalpie_stredni_hodnota=mean(Entalpie);
Entalpie_smerodatna_odchylka=std(Entalpie);
disp(['ENTALPIE VLHKEHO VZDUCHU JE (', num2str(Entalpie_stredni_hodnota),
', char(177), ' ', num2str(Entalpie_smerodatna_odchylka), ') J*kg(da)^(-1).'])
assignin('base','Entalpie_stredni_hodnota',Entalpie_stredni_hodnota)
disp('-----')

% MOLARNI ZLOMEK VODNI PARY DLE GIACOMO
Molarni_zlomek_vodni_para_Giacomo=RH/100*Enhancement_factor_stredni_hodnota*Tl
ak_sytych_par_stredni_hodnota/p;
disp(['Molární zlomek vodni pary podle Giacomo je ',
num2str(Molarni_zlomek_vodni_para_Giacomo),'.'])
assignin('base','Molarni_zlomek_vodni_para_Giacomo',
Molarni_zlomek_vodni_para_Giacomo)

% MOLARNI ZLOMEK SUCHEHO VZDUCHU
Molarni_zlomek_suchy_vzduch=1-Molarni_zlomek_vodni_para_Giacomo;
disp(['Molární zlomek sucheho vzduchu je
',num2str(Molarni_zlomek_suchy_vzduch),'.'])
assignin('base','Molarni_zlomek_suchy_vzduch',Molarni_zlomek_suchy_vzduch)
disp('-----')

% RYCHLOST ZVUKU VE VLHKEM VZDUCHU DLE CRAMERA
if (0<t)&&(t<30)
Rychlost_zvuku_Cramer=331.5024+0.603055*t-0.000528*t^2+(51.471935+0.1495874*t-
0.000782*t^2)*Molarni_zlomek_vodni_para_Giacomo+(-1.82*10^(-7)+3.73*10^(-8)*t-
2.93*10^(-10)*t^2)*p-2.835149*Molarni_zlomek_vodni_para_Giacomo^2-2.15*10^(-
13)*p^2;
disp(['Rychlost zvuku ve vlhkem vzduchu dle Cramera je ',
num2str(Rychlost_zvuku_Cramer), ' m*s^(-1)'])
assignin('base','Rychlost_zvuku_Cramer',Rychlost_zvuku_Cramer)
else
disp('Nebyl zadan rozsah teploty mezi 0 a 30 st. Celsia, tedy vypocet
rychlosti zvuku podle Cramera nebyl proveden!')
end

% RYCHLOST ZVUKU VE VLHKEM VZDUCHU TEORIE
Rychlost_zvuku_Teorie=sqrt(1.4*Merna_plynova_konstanta_vlhky_vzduch*T);
disp(['Rychlost zvuku ve vlhkém vzduchu dle teorie je ',
num2str(Rychlost_zvuku_Teorie), ' m*s^(-1)'])
assignin('base','Rychlost_zvuku_Teorie',Rychlost_zvuku_Teorie)
disp('-----')

% PARTS PER MILLION DLE VAISALA - OBJEMOVE
PPM_Objem=Tlak_vodni_para_teorie*10^6/(p-Tlak_vodni_para_teorie);
disp(['Pocet castic vodni pary na milion castic dle objemu je ',
num2str(PPM_Objem),'.'])
assignin('base','PPM_Objem',PPM_Objem)

% PARTS PER MILLION - HMOTNOST
PPM_Hmotnost=M_v*Tlak_vodni_para_teorie*10^6/M_a/(p-Tlak_vodni_para_teorie);
disp(['Pocet castic vodni pary na milion castic dle hmotnosti je ',
num2str(PPM_Hmotnost),'.'])
assignin('base','PPM_Hmotnost',PPM_Hmotnost)
disp('-----')
end

```

Příloha C – Výběr bezrozměrných čísel relativních k výpočtům kondenzace

Schmidtovo číslo

Schmidtovo číslo se používá ke stanovení tloušťky mezní vrstvy vzhledem k difuzi hmoty. Pro výpočty se využívá dynamická viskozita, hustota a difuzivita. Vzorec pro výpočet udává (C1). Je důležité např. při výpočtech hmotnostního toku přes vrstvu filmu na povrchu pevných stěn. Vysoká viskozita vyvolá tenčí mezní vrstvu na stěnách, což znamená, že větší část transportu hmoty mezi průtokem a povrchem stěny se bude podílet na difuzi hmoty. Vysoká viskozita znamená vyšší Schmidtovo číslo, což znamená, že přenos skrz tlustší mezní vrstvu trvá déle než přes tenkou vrstvu. Nárůst difuze hmoty zase snižuje Schmidtovo číslo. Tedy difuze skrz mezní vrstvu je tím rychlejší, čím je koeficient difuze hmoty vyšší [88].

$$Sc = \frac{\mu}{\rho D} \quad (C1)$$

Sherwoodovo číslo

Sherwoodovo číslo lze použít k odhadnutí, jak je důležitá difuze hmoty k celkovému přenosu hmoty v systému. Malá hodnota Sherwoodova čísla znamená, že účinek difuze je důležitý vzhledem k celkovému přenosu hmoty. Příkladem systému s nízkou hodnotou Sherwoodova čísla jsou laminární systémy, jelikož v nich difuze závisí na molekulární difuzi. Vypočítá se dle (C2), v níž k_s reprezentuje koeficient přenosu hmoty, l_0 charakteristickou délku a D difuzivitu. Sherwoodovo číslo lze vyjádřit jako kombinaci ostatních bezrozměrných čísel, nejčastěji se ale používá jeho závislost na Reynoldsově a Schmidtově čísle. Příkladem může být (C3), v níž se hodnoty koeficientů a , b , α a β odvíjí od konkrétní aplikace. Tu lze také interpretovat tak, že čím vyšší je Reynoldsovo číslo, tím je větší tendence k turbulencím a čím menší turbulence, tím menší dopad má molekulární difuze.

$$Sh = \frac{k_s l_0}{D} \quad (C2)$$

$$Sh = a + b Re^\alpha Sc^\beta \quad (C3)$$

Příloha D – Spontánní kondenzace

Kondenzace v objemu proudícího vlhkého vzduchu nebo-li spontánní kondenzace

Kondenzace v objemu směsi se modeluje metodou zvanou „návrat k nasycení v konstantním časovém měřítku“. Energie potřebná k ohřátí směsi na teplotu nasycení je uvolněna kondenzací během numerického časového kroku (Δt) podle rovnice (D1), pokud platí, že teplota směsi je nižší než teplota nasycení směsi.

$$Q_{V,1} = c_{p,ha} \rho_{ha} \frac{T_{sv} - T_{ha}}{\Delta t} \quad (D1)$$

Pokud existují podmínky pro kondenzaci ve výpočetní buňce, tak vodní pára začne okamžitě kondenzovat a teplota se zvýší, čímž se přiblíží k teplotě nasycení v dané buňce. Energie $Q_{V,1}$ musí být limitována podle hmotnostního zlomku vodní páry ve výpočetní buňce dle rovnic (D2) a (D3).

$$Q_{V,2} = \rho_{ha} x_v \frac{l}{\Delta t} \quad (D2)$$

$$Q_V = \min(Q_{V,1}, Q_{V,2}) \quad (D3)$$

Hodnota Q_V se využije při výpočtu množství páry, která ve zkoumaném objemu zkondenzuje dle rovnice (D4).

$$S_{v,V} = \frac{-Q_V}{l} < 0 \quad (D4)$$

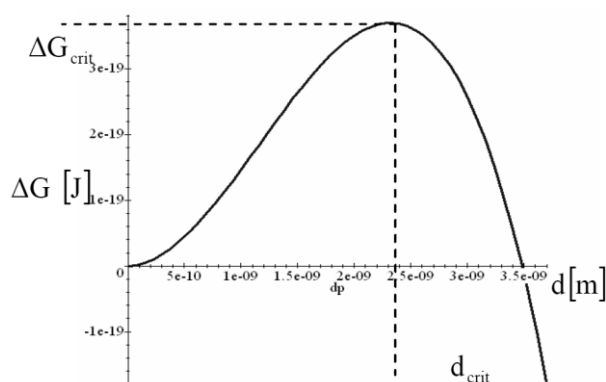
Karkoszka ve své disertační práci [74] uvádí, že pro stanovení korektní hodnoty objemové kondenzace je nutné znát počet nukleačních zárodků ve vlhkém vzduchu (což je počet nejmenších kapiček) a matematický popis jejich růstu v čase. Kritický průměr kapičky se stanoví z výpočtu volné Gibbsovy energie dle (D5) a počet molekul v kapičce se určí vydělením objemu celé kapičky objemem jedné molekuly.

$$\Delta G = \pi d_{kap}^2 \sigma_{kap} - n_{kap} B T_{v,lok} \ln(Sup) \quad (D5)$$

Gibbsova volná energie značí rozdíl mezi energií nutnou k vytvoření kulové kapičky a izotermickou kompresí páry. Lze stanovit hodnotu kritického průměru kapičky (označovaného jako Kelvin-Helmholtzův průměr), která při kondenzaci nabyde největší hodnoty při kritické hodnotě Gibbsovy volné energie. Tento kritický průměr se určí dle (D6).

$$d_{krit} = \frac{4\sigma_{kap}V_{mol}}{BT_{v,lok} \ln(Sup)} \quad (D6)$$

Graf D1 graficky znázorňuje závislost změny Gibbsovy volné energie na průměru kapičky kondenzátu. Pokud je aktuální průměr kapičky kondenzátu menší než je kritická hodnota jejího průměru, tak dochází k okamžitému odpařování takové kapičky, která tímto zaniká. Dosazením kritického průměru kapičky do rovnice (D5) lze vypočítat hodnotu změny Gibbsovy volné energie potřebnou na vytvoření kapičky, která již bude růst v důsledku procesu kondenzace.



Graf D1: Změna Gibbsovy volné energie jako funkce průměru kapičky

Podle klasické teorie homogenní nukleace se počet nukleačních zárodků ve vlhkém vzduchu (N_{ha}) stanoví z Gaussova rozložení rozptýlené fáze dle (D6). Tato rovnice obsahuje faktor N_0 , který se určí z (D7).

$$N_{ha} = N_0 \exp(-\Delta G B^{-1} T) \quad (D6)$$

$$N_0 = \frac{\rho_v^2}{\rho_{kap}} \left(\frac{2\sigma}{\pi M_{mol}^3} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (D7)$$

Počet kapiček kritického průměru se stanoví ze znalosti, že změna volné Gibbsovy energie usí být rovna kritické dle rovnice (D8).

$$N_{krit} = N_0 \exp(-\Delta G_{crit} B^{-1} T) \quad (D8)$$

Růst kapičky kondenzátu popisuje rovnice (D9). Po její integraci lze stanovit čas nutný pro růst kapičky z kritického průměru na libovolnou velikost kapičky (označenou jako d_2) podle rovnice (D10).

$$\frac{d(d_{kap})}{dt} = \frac{4D_{av}M_v(p_v - p_{sv})}{\rho_{kap}d_{kap}RT} \quad (D9)$$

$$t = \frac{\rho_{kap}RT}{8D_{av}M_v(p_v - p_{sv})} (d_2^2 - d_{crit}^2) \quad (D10)$$

Ze všech uvedených rovnic lze stanovit průměrný kondenzační hmotový tok pro růst kapiček dle rovnice (D11).

$$\dot{m}_{kap} = \frac{1}{6} \pi \frac{\rho_{kap}}{t} (d_2^3 - d_{crit}^3) \quad (D11)$$