

**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

**ÚČINNOST PŘÍMÉHO VZDUCHOVÉHO
KONDENZÁTORU**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Michal Šochman

Praha, 2017

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Šochman** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **397277**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Aplikovaná mechanika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Účinnost přímého vzduchového kondenzátoru

Název diplomové práce anglicky:

Effectiveness of Air Cooled Condenser

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši na téma proudění vzduchu přímým vzduchovým kondenzátorem a jeho vliv na sdělené teplo. Připravte CFD model zjednodušené buňky přímého vzduchového kondenzátoru. Tento model aplikujte na chladicí systém reálné velikosti založený na přímé vzduchové kondenzaci. V tomto modelu uvažujte i proudění větru a terénní nerovnosti či zástavbu okolo chladicího systému. Rychlostní pole na kondenzátoru získané z výpočtu použijte pro výpočet sděleného tepla a to porovnejte se sděleným teplem vypočítaným pro homogenní rychlostní pole.

Seznam doporučené literatury:

dle doporučení vedoucího práce

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

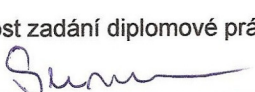
Ing. Zdeněk Sumara, ústav mechaniky tekutin a termodynamiky FS

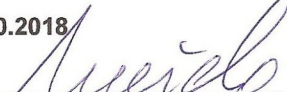
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

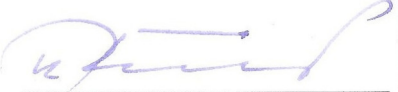
Datum zadání diplomové práce: **27.04.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **14.08.2017**

Platnost zadání diplomové práce: **26.10.2018**


Podpis vedoucí(ho) práce

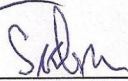

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

28.4.2017
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

V Praze dne

.....

Podpis

Poděkování:

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu diplomové práce Ing. Zdeňku Sumarovi za odborné vedení při zpracovávání této práce.

Anotační list

Jméno autora: Michal Šochman
Název práce: Účinnost přímého vzduchového kondenzátoru
Anglický název: Effectiveness of Air Cooled Condenser
Rok: 2017
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Aplikovaná mechanika
Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Sumara

Bibliografické údaje:	počet stran	75
	počet obrázků	60
	počet tabulek	9
	počet příloh	0

Klíčová slova:

vzduchem chlazený kondenzátor, ACC, účinnost vzduchového kondenzátoru, suché chlazení, sdílení tepla, recirkulace otepleného vzduchu, zvýšení přestupu tepla, vliv větru

Anotace:

Tato práce se zabývá tvorbou CFD modelu přímého vzduchového kondenzátoru, který respektuje i okolní vlivy jako např. vítr či okolní zástavbu kolem kondenzátoru. Na základě teoretických předpokladů CFD model uvažuje proudění vzduchu za nestlačitelné při konstantní teplotě. K numerickým simulacím je použit software OpenFOAM. CFD model je nejprve modelován ve zmenšené velikosti a jeho výsledky jsou porovnány s experimentálním měřením. Následný CFD model reálné velikosti uvažuje i vliv okolního větru v podobě definovaného směru a rychlosti 2 a 4 $m \cdot s^{-1}$ i okolní zástavby. Výsledky simulací prokazují pozitivní vliv okolního větru na celkovou účinnost ACC.

Keywords:

air cooled condenser, ACC, effectiveness of air cooled condenser, dry cooling, heat transfer, hot air recirculation, heat transfer enhancement, wind influence

Abstract:

This paper deals with the CFD modeling of air cooled condensers considering ambient wind or another power plant installation. Based on theoretical assumptions the air flow is considered as an incompressible fluid of a constant temperature. The open-source software OpenFOAM is used as CFD solver. Initially the CFD model is made as downsized layout in order to make a comparison with experimental measuring. CFD model of a real size considers the wind velocity of 2 a 4 $m \cdot s^{-1}$ as well as surrounding power plant installation. CFD simulations reveal with the favorable influence of the wind resulting in ACC efficiency improvement.

Obsah

Obsah.....	7
Seznam obrázků	9
Seznam tabulek	12
Seznam použitých symbolů.....	13
1 Úvod.....	15
2 Úvod do přímé vzduchové kondenzace.....	17
2.1 Motivace	17
2.2 Chladicí věže	19
2.3 Suché chladicí věže s nuceným tahem	19
2.4 Suché chladicí věže s přirozeným tahem.....	20
2.5 Přímý vzduchový kondenzátor	20
2.6 Úpravy ACC zvyšující prostup tepla.....	22
2.7 Úpravy ACC potlačující okolní vlivy.....	26
3 Teoretické předpoklady.....	29
3.1 Termodynamické rozdělení ACC.....	29
3.1.1 Vedení tepla (kondukce)	29
3.1.2 Proudění tepla (konvekce).....	30
3.1.3 Kondenzace	32
3.1.4 Součinitel prostupu tepla ACC.....	33
3.2 Výkon, účinnost a efektivita ACC.....	35
3.3 Rovnice popisující proudění v ACC.....	36
3.3.1 Rovnice kontinuity	36
3.3.2 Pohybová rovnice	37
3.4 Modelování turbulence	38
3.4.1 RANS model turbulence	39
3.4.2 Turbulentní modely $k - \varepsilon$	40
3.5 Úvod do Metody konečných objemů.....	41
3.6 Výpočetní software.....	42
3.6.1 Struktura výpočetní úlohy	42

3.6.2	Tvorba sítě.....	43
3.6.3	Okrajové podmínky.....	44
3.6.4	Numerická schémata	45
3.6.5	Řešič porousSimpleFoam.....	46
4	CFD model ACC zmenšené velikosti	47
4.1	Geometrie	47
4.2	Tvorba sítě a okrajové podmínky	48
4.3	Model výměníku.....	49
4.4	Model ventilátoru	50
4.5	Experimentální měření ACC	51
4.6	Test nezávislosti řešení na výpočetní síti	53
4.7	Test numerických schémat	55
4.8	Test turbulentních modelů	56
4.9	Výsledný CFD model	57
5	CFD model ACC reálné velikosti	58
5.1	Geometrie	58
5.2	Tvorba sítě a okrajové podmínky	60
5.3	Model výměníku.....	61
5.4	Model ventilátoru	62
5.5	Nastavení simulace	63
5.6	Vliv okolního větru.....	63
5.7	Vliv okolní zástavby	66
5.8	Hodnocení sděleného tepla.....	69
6	Závěr.....	70
	Zdroje	72

Seznam obrázků

Obr. 1-1:	Schéma přímého vzduchového kondenzátoru. [2]	15
Obr. 2-1:	Schéma oběhu parní turbíny. [4]	17
Obr. 2-2:	Clausiův-Rankineův porovnávací diagram parní turbíny. [6]	18
Obr. 2-3:	Závislost tepelné účinnosti oběhu na vstupním tlaku do turbíny a výstupním protitlaku. [5]	18
Obr. 2-4:	Schéma suché přetlakové chladicí věže. [1]	19
Obr. 2-5:	Schémata rozmístění svazků trubek v chladicí věži s přirozeným tahem. [1]	20
Obr. 2-6:	Přímý vzduchový kondenzátor vyrobený firmou GEA. [9]	21
Obr. 2-7:	Zařízení na čištění žebrovaných trubek od usazených nečistot a prachu. [9]	22
Obr. 2-8:	a) Ukázka nové geometrie žebrování, b) Závislost koeficientu tlakové ztráty a Nusseltova čísla na Reynoldsově číslu pro novou geometrii žebrování. [10]	23
Obr. 2-9:	Geometrie testovaných žebrování: a) ploché, b) plynulé, c) vlnité. [11]	23
Obr. 2-10:	Výsledky CFD simulací: a) závislost Nusseltova čísla na Reynoldsově číslu, b) závislost koeficientu tlakové ztráty na Reynoldsově číslu. [11]	24
Obr. 2-11:	a) slepé rozměry měřené žebrované trubky se šesti páry wingletů, b) detail na žebra bez a s winglety. [12]	24
Obr. 2-12:	Porovnání žeber bez a s winglety: a) závislost Nusseltova čísla na Reynoldsově číslu, b) závislost koeficientu tlakové ztráty na Reynoldsově číslu. [12]	25
Obr. 2-13:	Závislost čísla PEC na Reynoldsově číslu. [12]	25
Obr. 2-14:	Porovnání rychlostního pole v řezu plošiny s kondenzátory při rychlosti větru 12 m/s: a) bez usměrňovacích desek, b) po instalaci usměrňovacích desek. [15]	26
Obr. 2-15:	Porovnání rozložení tepelného výkonu kondenzátorů na jednotlivých ventilátorech při rychlosti větru 15 m/s: a) bez usměrňovacích desek, b) po nainstalování usměrňovacích. [15]	27
Obr. 2-16:	Schéma interakce okolního větru s otepleným vzduchem z ACC: a) za bezvětří, b) s bočním větrem. [13]	27
Obr. 2-17:	Závislost součinitele recirkulace: a) na zvýšení protivětrné zdi (při rychlosti větru 8 m/s), b) na otáčkách ventilátorů na okraji plošiny pro různé rychlosti větru. [13]	28
Obr. 2-18:	ACC s nainstalovanými wind screens. [16]	28

Obr. 3-1:	Vedení tepla rovinnou deskou.	30
Obr. 3-2:	Geometrie žebrované trubky užívané v ACC.	32
Obr. 3-3:	Teplotní profil rovinné desky obtékané z obou stran tekutinou.	34
Obr. 3-4:	Schematický průběh teplot při průchodu médií v ACC.	35
Obr. 3-5:	Porovnání metod modelování turbulence. [27]	38
Obr. 3-6:	Časové středování rychlosti pro statisticky ustálené proudění. [28]	39
Obr. 3-7:	Základní značení parametrů výpočetní sítě. [32]	41
Obr. 3-8:	Struktura výpočetní úlohy v softwaru OpenFOAM. [31]	42
Obr. 3-9:	Proces zjemňování při tvorbě sítě. [34]	43
Obr. 3-10:	Schéma řešení rovnic pomocí algoritmu SIMPLE. [30]	46
Obr. 4-1:	Experimentální model ACC: a) návrh (bez náhrady výměníků) b) realizace. [3]	47
Obr. 4-2:	Geometrie CFD modelu ACC zobrazená v ParaView: a) model buňky b) umístění buňky v rámci laboratoře.	48
Obr. 4-3:	Řez výpočetní sítě v ose ventilátoru.	49
Obr. 4-4:	Závislost tlakové ztráty sít a voštin na vstupní rychlosti. [23]	50
Obr. 4-5:	Tlaková charakteristika ventilátoru HB 125 T4 11kW (A7:4). [38]	51
Obr. 4-6:	Měření průtoku v poloze <i>levá dolní přední</i> . [3]	52
Obr. 4-7:	Ukázka poloh průtokoměru při měření. Pozn. Plochy na levé a pravé straně se vzájemně překrývají zhruba 1/4 své plochy.	52
Obr. 4-8:	Výsledky experimentálního měření průtoku v různých polohách a při různých otáčkách ventilátoru. [3]	52
Obr. 4-9:	Rychlostní pole na přední porozitě získané ze CFD simulace.	53
Obr. 4-10:	Porovnání průtoků v levém a pravém horním rohu při použití různých sítí.	54
Obr. 4-11:	Porovnání průtoků v levém dolním rohu a uprostřed při použití různých sítí.	54
Obr. 4-12:	Porovnání průtoků v levém dolním rohu a uprostřed při použití různých schémat.	55
Obr. 4-13:	Porovnání průtoků v levém dolním rohu a uprostřed při použití různých turbulentních modelů.	56

Obr. 4-14:	Tlakové pole v řezu ventilátoru při rychlosti 590 ot/min.	57
Obr. 4-15:	Skalární a vektorové rychlostní pole v řezu ventilátoru při rychlosti 590 ot/min.	57
Obr. 5-1:	Vzduchem chlazený kondenzátor ve Zvolenu, SK. [21]	58
Obr. 5-2:	Výkres geometrie CFD modelu ACC reálné velikosti. Pozn. rozměry v [m].	59
Obr. 5-3:	Schéma modelu ACC z ptáčí perspektivy. Pozn. rozměry v [m].	60
Obr. 5-4:	Závislost tlakové ztráty žebrovaných trubek oválného průřezu na vstupní rychlosti. [23]	61
Obr. 5-5:	Tlaková charakteristika ventilátoru ACE-P-0857 47 kW. [40]	62
Obr. 5-6:	Výsledky simulací při uvažování okolního větru.	63
Obr. 5-7:	Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátoru při rychlosti větru 2 m/s: a) jižní vítr, b) severní vítr.	64
Obr. 5-8:	Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátorů při západním větru.: a) rychlost větru 2m/s, b) rychlost větru 4 m/s.	64
Obr. 5-9:	Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátoru 1 (blíže západu) při bezvětří.: a) bez okolních budov, b) při uvažování okolních budov.	65
Obr. 5-10:	Procentuální změna průtoku porozitami ACC bez okolní zástavby.	65
Obr. 5-11:	Výsledky simulací při uvažování okolního větru i zástavby.	66
Obr. 5-12:	Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátoru při rychlosti větru 2 m/s a uvažováním okolní zástavby.: a) jižní vítr, b) severní vítr.	66
Obr. 5-13:	Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátorů při západním větru a uvažováním okolní zástavby.: a) rychlost větru 2m/s, b) rychlost větru 4 m/s.	67
Obr. 5-14:	Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátorů při východním větru a uvažováním okolní zástavby.: a) rychlost větru 2m/s, b) rychlost větru 4 m/s.	67
Obr. 5-15:	Procentuální změna průtoku porozitami ACC s uvažováním okolní zástavby.	68
Obr. 5-16:	Porovnání sděleného tepla ACC při uvažování nerovnoměrného a rovnoměrného rychlostního pole při různém směru a rychlosti větru.	69

Seznam tabulek

Tab. 3-1:	Seznam použitých typů hranic. [33]	44
Tab. 3-2:	Seznam použitých okrajových podmínek. [33]	44
Tab. 3-3:	Seznam použitých numerických schémat při diskretizaci rovnic. [33]	45
Tab. 4-1:	Soupis okrajových podmínek pro CFD model ACC zmenšené velikosti.	49
Tab. 4-2:	Koeficienty tlakové ztráty sít a voštin podle modelu Darcy-Forchheimer.	50
Tab. 4-3:	Charakteristika ventilátoru pro jednotlivé otáčky v podobě konstant polynomu.	51
Tab. 5-1:	Soupis okrajových podmínek pro CFD model ACC reálné velikosti.	61
Tab. 5-2:	Koeficienty tlakové ztráty žebrovaných trubek podle modelu Darcy-Forchheimer.	62
Tab. 5-3:	Charakteristika ventilátoru ACE-P-0857 47 kW pro jednotlivé otáčky.	62

Seznam použitých symbolů

A	plocha	$[m^2]$
b	šířka	$[m]$
C_f	koeficient tlakové ztráty	$[1]$
c_p	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
D	průměr	$[m]$
g	gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
i	měrná entalpie	$[J \cdot kg^{-1}]$
I	intenzita turbulence	$[1]$
i_{fg}	skupenské teplo	$[J \cdot kg^{-1}]$
k	kinetická energie turbulence	$[m^2 \cdot s^{-2}]$
K	součinitel prostupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
L	délka, charakteristický rozměr	$[m]$
\dot{m}	hmotnostní tok	$[kg \cdot s^{-1}]$
p	tlak	$[Pa]$
Δp	rozdíl tlaku	$[Pa]$
P	výkon	$[W]$
q	měrné teplo	$[J \cdot kg^{-1}]$
\dot{q}	hustota tepelného toku, výkonu	$[W \cdot m^{-2}]$
\dot{Q}	tepelný tok, výkon	$[W]$
s	měrná entropie	$[J \cdot K^{-1}]$
t	čas	$[s]$
T	teplota	$[K]$
ΔT	teplotní rozdíl	$[K]$
$\overline{\Delta T}$	střední logaritmičtý teplotní spád	$[K]$
U, u	rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
\dot{V}	objemový tok	$[m^3 \cdot s^{-1}]$

Řecká písmena

α	součinitel přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
β	součinitel objemové roztažnosti	$[K^{-1}]$
ε	disipace kinetické energie	$[m^2 \cdot s^{-3}]$

η	účinnost	[1]
λ	součinitel tepelné vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
μ	dynamická viskozita	$[Pa \cdot s]$
ν	kinematická viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
ρ	hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
τ	smykové napětí	$[N \cdot m^{-2}]$
ϕ	obecná veličina	[–]
ω	specifická disipace energie	$[s^{-1}]$
∇	Hamiltonův operátor nabla	$[m^{-1}]$

Indexy

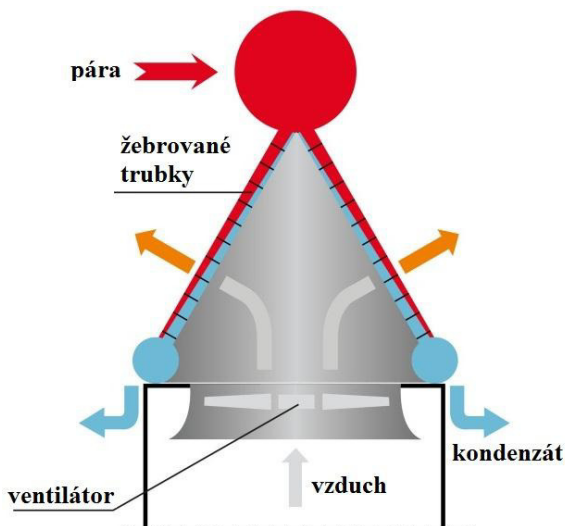
<i>a</i>	vzduch (angl. <i>air</i>)
<i>cond</i>	kondenzace (angl. <i>condensation</i>)
<i>i</i>	volný index
<i>id</i>	ideální
<i>j</i>	sčítací index
<i>o</i>	okolí
<i>p</i>	porozita
<i>s</i>	stěna, povrch (angl. <i>surface</i>)
<i>v</i>	pára (angl. <i>vapour</i>)
<i>w</i>	voda (angl. <i>water</i>)

Bezrozměrná čísla

<i>Gr</i>	Grashofovo číslo	[1]
<i>Ma</i>	Machovo číslo	[1]
<i>Nu</i>	Nusseltovo číslo	[1]
<i>Pr</i>	Prandtlovo číslo	[1]
<i>Re</i>	Reynoldsovo číslo	[1]
<i>Ri</i>	Richardsonovo číslo	[1]

1 Úvod

Přímý vzduchový kondenzátor (angl. *Air Cooled Condenser, ACC*)[1] je systém suchého chlazení, v němž probíhá změna skupenství páry vystupující z parní turbíny za použití výměníku tepla. Jako chladicí médium se na vnější straně používá atmosférický vzduch, který je nuceně poháněn. Konkrétnější představu o vzduchové kondenzaci můžeme získat ze schématu uvedeného na prvním obrázku Obr. 1-1.



Obr. 1-1: Schéma přímého vzduchového kondenzátoru. [2]

Přivedená pára proudí žebrovanými trubkami, které jsou ochlazovány nuceným tahem vzduchu z ventilátoru. Pára tak odevzdává své skupenské teplo, kondenzuje na vodu a ta se vrací zpět do kotle, kde může být opět přeměněná v páru.

Své použití vzduchová kondenzace nachází především v oblastech s nedostatkem vody. Takřka nulové nároky na vodní zdroje činí tento typ chlazení velice ekologickým. Technologie suchého chlazení nám však ve srovnání s chlazením mokřým nabízí menší chladicí účinek, protože zde není využito výparné teplo. [1]

Hlavním cílem této práce je tvorba *CFD* (angl. *Computer Fluid Dynamics*) modelu přímého vzduchového kondenzátoru, který bude na rozdíl od konvenčních návrhů zohledňovat i vlivy okolí, jako např. okolního větru či okolní zástavby.

V úvodní kapitole *Úvod do přímé vzduchové kondenzace* bude nejprve uvedena motivace použití a základní rozdělení chlazení v energetice s důrazem na přímou vzduchovou kondenzaci. Posouzeny budou její hlavní výhody a nevýhody, použití v průmyslu či srovnání s konkurencí mokřého chlazení. Dále se autor zaměří na současné konstrukční řešení vzduchových kondenzátorů a možné úpravy žebrování či sání ventilátoru za účelem zvýšení výkonu ACC.

Termodynamické rozdělení vzduchového kondenzátoru z hlediska přestupu tepla či proces kondenzace bude uvedeno v kapitole „*Teoretické předpoklady*“. Nemalá část však bude věnována numerickému modelování proudění v kondenzátoru. Diskutovány budou rovnice popisující proudění, turbulentní modely nebo použitá výpočetní metoda. V závěru kapitoly bude také představen použitý výpočetní software *OpenFOAM*.

Kapitola „*CFD model ACC zmenšené velikosti*“ se bude zabývat tvorbou zkušebního CFD modelu, který se ve zmenšeném měřítku geometricky podobá kondenzátoru reálné velikosti. Tento model má sloužit především k nalezení optimálních parametrů modelu jako sítě, okrajových podmínek, turbulentního modelu či zvoleného numerického řešení. Výsledky CFD modelu budou porovnány s experimentálním měřením [3].

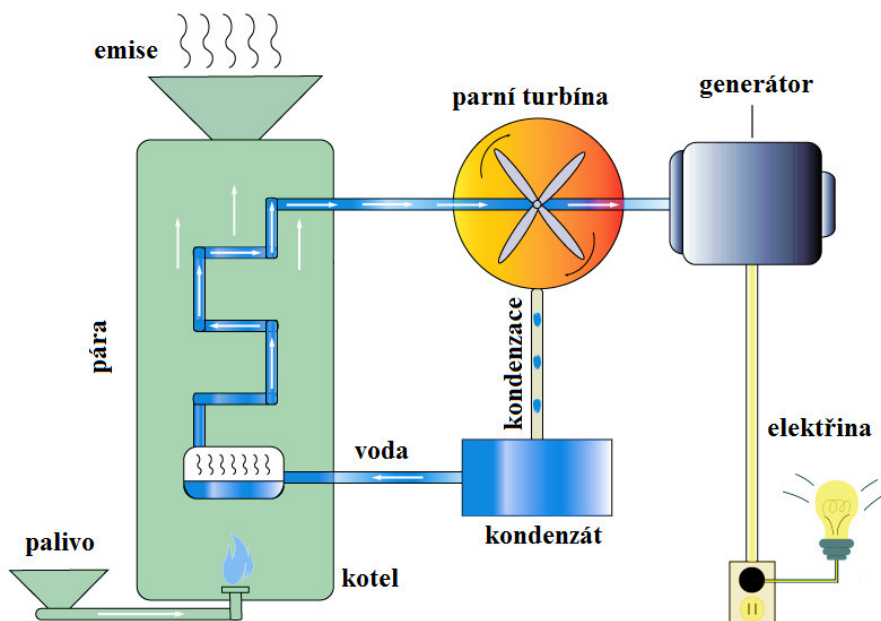
Aplikací parametrů ze zmenšeného modelu ACC na model reálné velikosti se bude zabývat kapitola „*CFD model ACC reálné velikosti*“. Zde bude představen model ACC již postaveného funkčního zařízení. Zohledněna bude i okolní zástavba či vliv okolního větru na výslednou účinnost ACC. Diskutováno bude i porovnání sděleného tepla vypočteného na základně rovnoměrného i nerovnoměrného rychlostního pole na kondenzátoru.

Poslední kapitola „*Závěr*“ souhrnně hodnotí jednotlivé kapitoly a bilancuje dosažené výsledky. Především se zaměří na zhodnocení různých vlivů okolí na tepelnou účinnost ACC.

2 Úvod do přímé vzduchové kondenzace

2.1 Motivace

Na úvod této kapitoly se krátce zastavme nad motivací použití chlazení v energetice. Zřejmě každý laik si pod pojmem chlazení elektrárny představí betonový rotační hyperboloid značných rozměrů chrlící do atmosféry oblaka páry. Těmito ikonickými stavbami se proslavila nejen energetika jaderná, ale i energetický průmysl obecně. Proces, který se v tepelných elektrárnách odehrává, si stručně vysvětlíme na obrázku Obr. 2-1, kde je zobrazeno schéma oběhu parní turbíny.

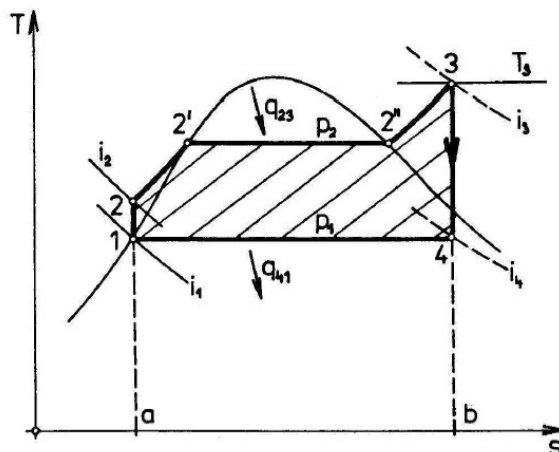


Obr. 2-1: Schéma oběhu parní turbíny. [4]

Vše začíná u zdroje chemické energie tedy u paliva. Může jím být uhlí, uran, biomasa, komunální odpad atd. Podstatné ale je, že lze jistými procesy jako např. spalováním či jadernou reakcí přeměnit chemickou energii ukrytou v palivu na energii tepelnou. Uvolněné teplo ohřívá vodu a mění ji v páru. Pára o vysoké teplotě a tlaku proudí přes lopatky turbíny, kde expanduje a turbínu roztáčí. Kinetická a tlaková energie páry se tak nyní mění na energii mechanickou, která se ve většině případů využívá pro pohon generátoru respektive produkci elektrické energie. Za parní turbínou se nachází kondenzátor, který odebírá páře skupenské teplo a mění ji na vodu, která směřuje zpět do kotle.

Z hlediska termodynamiky můžeme tepelný oběh parní turbíny zidealizovat a vynést odehrávající se stavové změny v oběhu do grafu závislosti teploty na entropii známému také jako *Clausiiův-Rankineův porovnávací diagram* na Obr 2-2. [5]

Oběh začíná v bodě 1, kdy se voda nachází v kapalném skupenství (bod leží na mezní křivce syté kapaliny). Mezi stavy 1-2 probíhá adiabatická komprese, kdy je voda čerpána napájecím čerpadlem ke zdroji tepla. Změně 2-3 odpovídá izobarický přívod tepla, kdy se voda nejprve ohřívá v ekonomizéru (2-2'), pak se vypařuje ve výparníku (2'-2'') a nakonec se přehřívá v přehříváku (2''-3). Přehřátá pára izoentropicky expanduje (3-4) na parní turbíně do nízkého protitlaku a tím ji pohání. Z parní turbíny proudí pára do kondenzátoru, kde kondenzuje (4-1) a vzniklý kondenzát je zpět čerpán napájecím čerpadlem ke zdroji tepla. [5],[6]



Obr. 2-2: Clausius-Rankineův porovnávací diagram parní turbíny. [6]

Tepelnou účinnost oběhu η_t [1] lze vyjádřit jako [6]:

$$\eta_t = \frac{q_{23} - |q_{41}|}{q_{23}} = 1 - \frac{i_4 - i_1}{i_3 - i_2}, \quad (2.1)$$

kde $q_{23} [J \cdot kg^{-1}]$ a q_{41} je měrné teplo přivedené a odvedené,

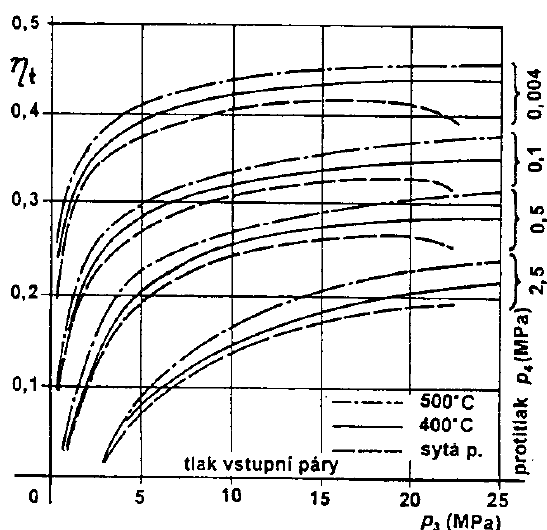
$i_1 [J \cdot kg^{-1}]$, i_2 , i_3 , i_4 jsou měrné entalpie odpovídající stavům dle Obr. 2-2.

Výkon parní turbíny $P_T [W]$ můžeme určit jako [6]:

$$P_T = \dot{m}_v \cdot (i_3 - i_4) \cdot \eta_{t,e}, \quad (2.2)$$

kde $\dot{m}_v [kg \cdot s^{-1}]$ je hmotnostní tok páry turbínou,

$\eta_{t,e} [-]$ je termodynamická účinnost expanze na turbíně.



Obr. 2-3: Závislost tepelné účinnosti oběhu na vstupním tlaku do turbíny a výstupním protitlaku. [5]

Z diagramu na Obr. 2-3 je patrné, že pro zvýšení účinnosti oběhu je vhodný nízký protitlak v kondenzátoru stejně jako vysoká teplota přehřáté páry. Naopak zvyšováním vstupního tlaku na turbíně zhruba nad 15 MPa již nedocílíme takového zlepšení účinnosti, nýbrž jen vyšších nároků na pevnost konstrukce. [5]

Z uvedených vztahů a diagramů vyplývá, že tlak a teplota v kondenzátoru přímo ovlivňují výkon turbíny i tepelnou účinnost oběhu. Účinnost chlazení tak přímo vstupuje do účinnosti turbíny, a proto je nutné takové zařízení navrhnout nejen s ohledem na návrhový režim, ale i na vlivy nepřímé.

2.2 Chladicí věže

Jak již bylo v předchozí části naznačeno, chlazení v energetice se většinou používá k odebrání skupenského tepla páře, která expanduje na parní turbíně. Pro samotné chlazení kondenzátoru se využívá jiného často vodního okruhu, tzv. *chladicí věže*. Tou oteplená voda prochází a předává své teplo proudícímu vzduchu. *Kröger*[1] chladicí věže dělí na *mokrě* a *suché*. Uvedené metody můžeme dále kombinovat, a tak vznikne např. *hybridní chlazení*, které se skládá jak ze suché, tak i z mokré části. [1]

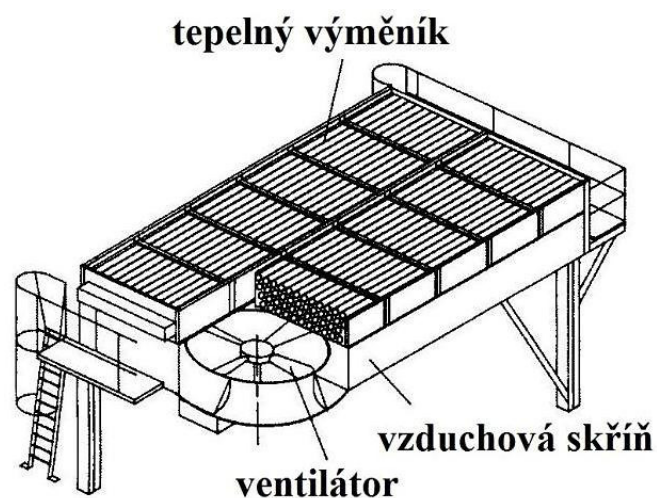
Do mokré chladicí věže je oteplená voda přivedena čerpadlem do určité výšky, kde je tryskami rozstříknuta nad výplň, jež má značný povrch a smáčivost. Na výplni se vytvoří rovnoměrný vodní film, z jehož povrchu teče voda dolů. Celou výplň ofukuje vzduch, čímž se voda chladí. Ochlazená voda se vrací zpět do kondenzátoru, kde chladí páru.

V suché chladicí věži jsou oběhy vody a vzduchu fyzicky odděleny. K výměně tepla tak dochází jen přes stěnu, kterou sdílejí oteplená voda na jedné straně a chladicí vzduch na straně druhé.

Výše zmíněné dvě základní kategorie chladicích věží se mohou dále dělit podle způsobu, jakým je vyvolán tah vzduchu, který vodu chladí. Mluvíme tedy o chladicích věžích *s nuceným* nebo *s přirozeným tahem*. [1]

2.3 Suché chladicí věže s nuceným tahem

Základ suché chladicí věže s nuceným tahem tvoří svazek *žebrovaných trubek*, jimiž proudí oteplená voda a ventilátor, který na ně fouká vzduch. Konstrukčně se jedná o relativně jednoduché zařízení s nenáročnou údržbou. Věže s nuceným tahem se dělí na *přetlakové* a *podtlakové*. Ukázkou suché přetlakové chladicí věže je možné vidět na Obr 2-4. [1]

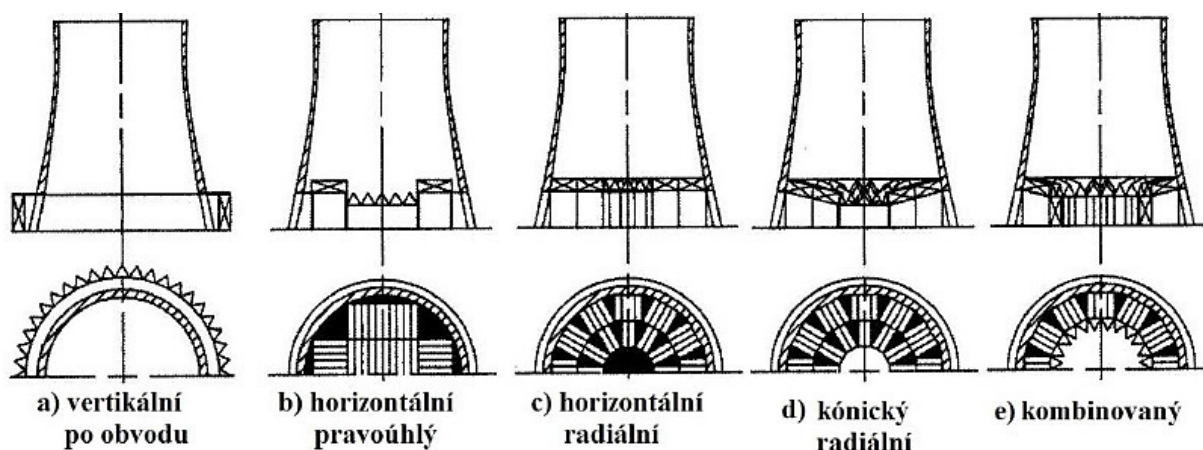


Obr. 2-4: Schéma suché přetlakové chladicí věže. [1]

Přetlakové chladicí věže mají ventilátory umístěné pod svazkem trubek, čímž se zamezí tepelnému namáhání lopatek. Při návrhu je nutné dbát na dostatečnou výšku nad zemí, aby nebylo nasávání vzduchu narušeno. Další komplikací může být tzv. *recirkulace otepleného vzduchu*, čemuž se dá zamezit dostatečně vysokou zdí, která teplý a studený proud vzduchu fyzicky oddělí. Ventilátory podtlakových věží jsou umístěné nad trubkami. Toto provedení snižuje citlivost výkonu na okolní vítr, zároveň se i dosahuje rovnoměrnějšího rychlostního pole. Nevýhodou je větší tepelné namáhání lopatek ventilátoru a ve srovnání s přetlakovým chlazením i výkon ventilátoru musí být větší. [7]

2.4 Suché chladicí věže s přirozeným tahem

U chladicích věží s přirozeným tahem je tah vzduchu skrze výměníky způsoben rozdílem hustot mezi horkým vzduchem uvnitř věže a hustším chladným vzduchem mimo věž. Podobně jako u věží s nuceným tahem i zde se používá buď *křížoproudé* nebo *protiproudé* uspořádání. Chladicí věž má obvykle tvar již v úvodu zmíněného rotačního hyperboloidu a je vyrobena z betonu. Některé dosahují výšky až 200 m [8], je ale možné postavit věž značně menší a rozdíl vynahradiť instalací ventilátorů, které potřebný tah vyrovnají. Léta vývoje přinesla řadu variant uspořádání svazků žebrovaných trubek, jak je možné vidět na Obr. 2-5. Suché věže s přirozeným tahem jsou relativně citlivé na počasí a další nevýhodou je i nerovnoměrný proud vzduchu, možná i proto není tento typ chlazení tolik rozšířený.

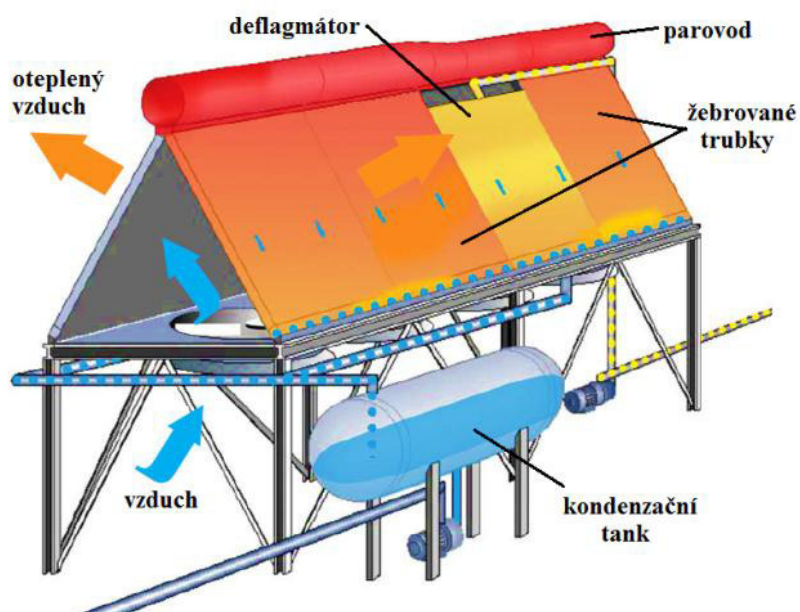


Obr. 2-5: Schémata rozmístění svazků trubek v chladicí věži s přirozeným tahem. [1]

2.5 Přímý vzduchový kondenzátor

Vzduchová kondenzace je způsob suchého chlazení s nuceným tahem, při kterém je vstupující páře z turbíny odebíráno skupenské teplo, aby mohla zkondenzovat na vodu. [7] Protože tento typ kondenzátoru nevyžaduje chladicí věž či jiné vedlejší chlazení, mluvíme tak o přímé vzduchové kondenzaci. Nejčastější technické provedení ACC připomíná písmeno A, kdy jsou svazky trubek skloněné pod vrcholovým úhlem 60° , avšak v praxi se můžeme setkat i s jiným provedením.

Jedno z typických provedení vidíme na Obr. 2-6. Celé chlazení se skládá z několika řad jednotlivých buněk. Každá buňka obsahuje ventilátor, který přetlakem vhání vzduch na svazky žebrovaných trubek. Těmi proudí pára a předává své teplo do chladnějších stěn trubek, respektive do žeber a stává se z ní kondenzát. Směs páry a vody poté stéká do kondenzačního tanku, odkud se odčerpává voda zpět do oběhu. Nezkondenzovaná pára prochází kondenzátorem znovu, avšak v deflagmátorovém zapojení. Nedílnou součástí je také vývěva snižující tlak za turbínou, který kolísá z důvodů netěsností. Zároveň slouží k umělému vytvoření podtlaku při rozběhu turbíny. [5] Celý kondenzátor je ze stran obklopen protivětrnou stěnou, protože boční vítr může negativně ovlivnit výkon kondenzátoru.



Obr. 2-6: Přímý vzduchový kondenzátor vyrobený firmou GEA. [9]

Ke slovu se přímá vzduchová kondenzace dostává v elektrárnách, které se nacházejí v oblastech s nedostatkem vody. Takřka nulové nároky na vodní zdroje během chlazení činí tento typ chlazení velice ekologickým. Další výhodou je plynulá regulovatelnost výkonu kondenzátoru během provozu díky změnám otáček ventilátorů. Konstrukčně se jedná o poměrně jednoduché a na údržbu nepříliš náročné zařízení. K nevýhodám patří menší chladicí účinek než u mokrého chlazení (není využíváno výparné teplo) a také vyšší pořizovací náklady na tuto technologii. [7] Jako většina suchých chladičů v energetice i přímý vzduchový kondenzátor je negativně ovlivňován rozmary počasí jako např. okolním větrem.

2.6 Úpravy ACC zvyšující prostup tepla

Prostup tepla v ACC tvoří tři složky - konvekce na vnější vzduchové straně výměníku, kondukce ve stěně a konvekce na vnitřní straně respektive kondenzace páry na vnitřku výměníku. Z uvedených procesů dosahuje největšího tepelného odporu právě konvekce na vnější vzduchové straně výměníku. Proto se v této části zaměříme na konstrukční úpravy geometrie žebrování a trubek, které součinitel prostupu tepla zvyšují.

ACC staršího data výroby disponují žebrovanými trubkami kruhového průřezu uspořádaných do víceřadých svazků. Toto provedení mělo relativně vysokou tlakovou ztrátu, která byla navíc v průběhu času ještě zvětšovaná v důsledku zanášení mezižeborních prostor nečistotami a prachem. V současnosti se na trhu setkáváme většinou s trubkami oválného či eliptického průřezu uspořádaných pouze do jedné řady (angl. *single row*). Tato geometrie se vyznačuje nejen nižší tlakovou ztrátou, ale i menším zanášením teplosměnných ploch prachem. Nespornou výhodou je i samonosnost trubek umožňující výrazné zjednodušení a odlehčení konstrukce celého ACC.

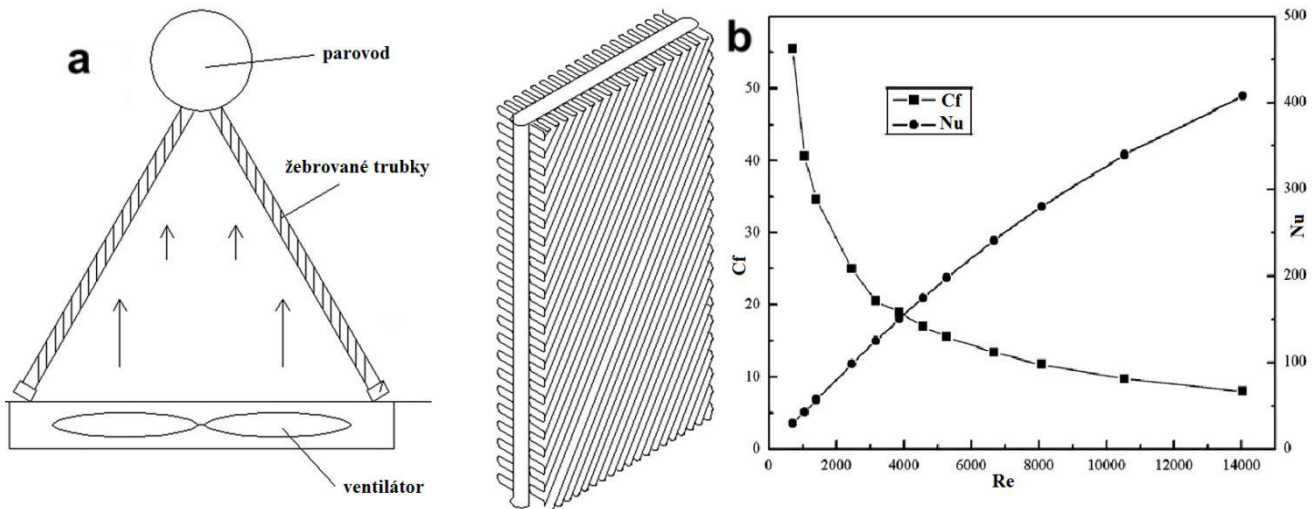
Řešením poměrně nepříjemného jevu, jakým je již zmíněné zanášení mezižeborních prostor nečistotami, se zabývá například firma GEA [9]. Ta mezi svými produkty nabízí poloautomatické zařízení (Obr. 2-7), které se pohybuje po nosných prvcích kondenzátoru a postupně vodou pod vysokým tlakem očistí většinu mezižeborních prostor od nežádoucích nečistot. Nepravidelná údržba a čištění teplosměnných ploch vede hlavně v prašných a suchých oblastech k pomalejšímu odvodu tepla, zvýšení tlakové ztráty a většímu zatížení ventilátorů. [9]



Obr. 2-7: Zařízení na čištění žebrovaných trubek od usazených nečistot a prachu. [9]

Jednou z metod, jak zvýšit součinitel prostupu tepla je změna geometrie žebrování, o které se zmiňuje *Yangova*[10] studie. Většina kondenzátorů má žebrování rovnoběžné s průřezem trubky. Svazek trubek je však nakloněn o jistý úhel (většinou 60°), což způsobuje otáčení chladicího vzduchu, protože nemá přímou cestou ven do okolí. Nové řešení dle Obr. 2-8a počítá s natočením žeberek trubky tak, aby žebra byla rovnoběžná se směrem proudícího vzduchu. Teoreticky by se tak zabránilo tlakové ztrátě od silového působení vzduchu.

Proudění kolem nové i původní geometrie bylo numericky simulováno i experimentálně měřeno. Výsledky simulací přisuzují novému žebrování větší tepelný výkon ve vyšších rychlostech, ale také větší tlakovou ztrátu, které by odpovídalo prodloužení vzduchového kanálu. Průběhy koeficientu tlakové ztráty C_f a *Nusseltova čísla* Nu na *Reynoldsově číslu* Re jsou na Obr. 2-8b.



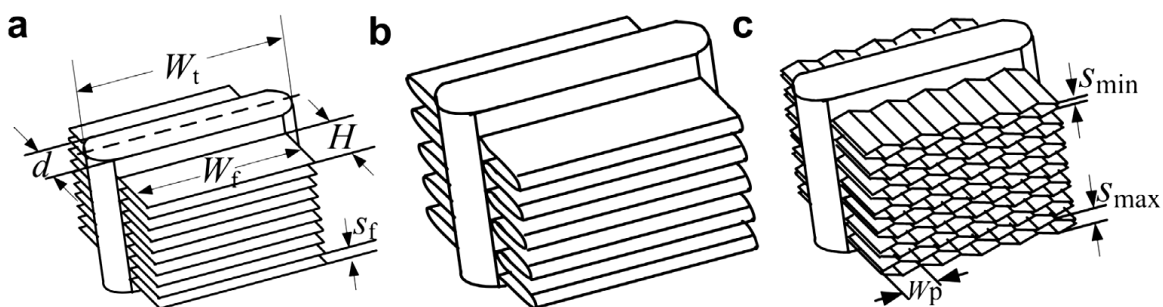
Obr. 2-8: a) Ukázka nové geometrie žebrování, b) Závislost koeficientu tlakové ztráty a Nusseltova čísla na Reynoldsově číslu pro novou geometrii žebrování. [10]

Pozn.: v grafu uváděný bezrozměrný koeficient tlakové ztráty C_f [-] se určí dle vztahu [10]:

$$C_f = \frac{\Delta p}{0,5 \cdot \rho \cdot U^2} \quad (2.3)$$

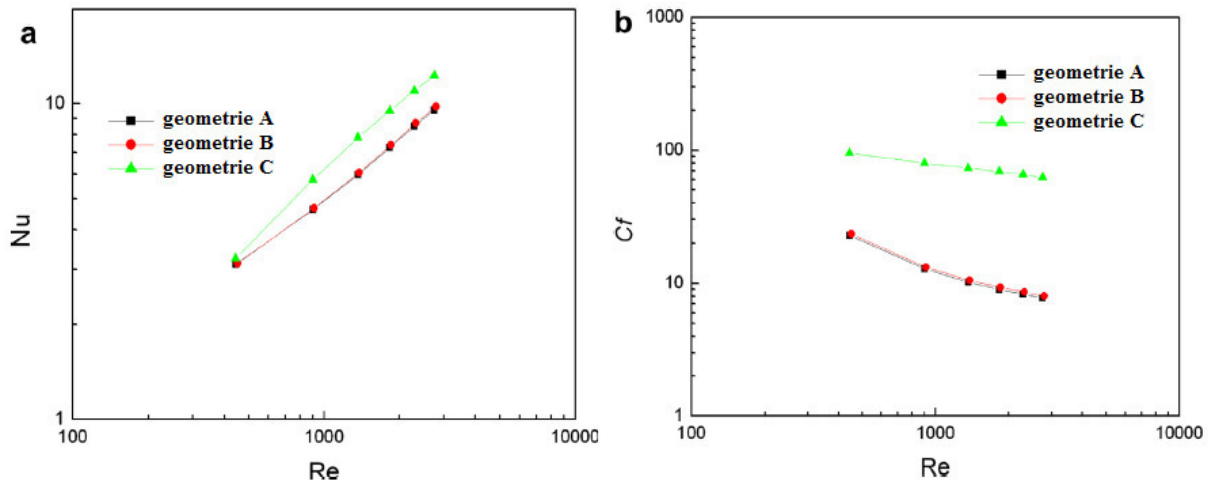
kde: Δp [Pa] je rozdíl celkového tlaku na vstupu a výstupu,
 U [$m \cdot s^{-1}$] je vstupní rychlost proudícího vzduchu.

Další z cest, jak zvýšit součinitel prostupu tepla, vede například k tvarové proměnlivosti vzduchového kanálu, kterým chladicí vzduchu proudí. Umělým zvyšováním intenzity turbulence se zvyšuje jak tepelný výkon kondenzátoru, tak i tlaková ztráta. Studie Du[11] porovnává 3 tvarově rozdílné varianty žebrování. První provedení je rovná trubka s plochým (Obr. 2-9a), druhé s plynulým (Obr. 2-9b) a třetí s vlnitým žebrováním (Obr. 2-9c).



Obr. 2-9: Geometrie testovaných žebrování: a) ploché, b) plynulé, c) vlnité. [11]

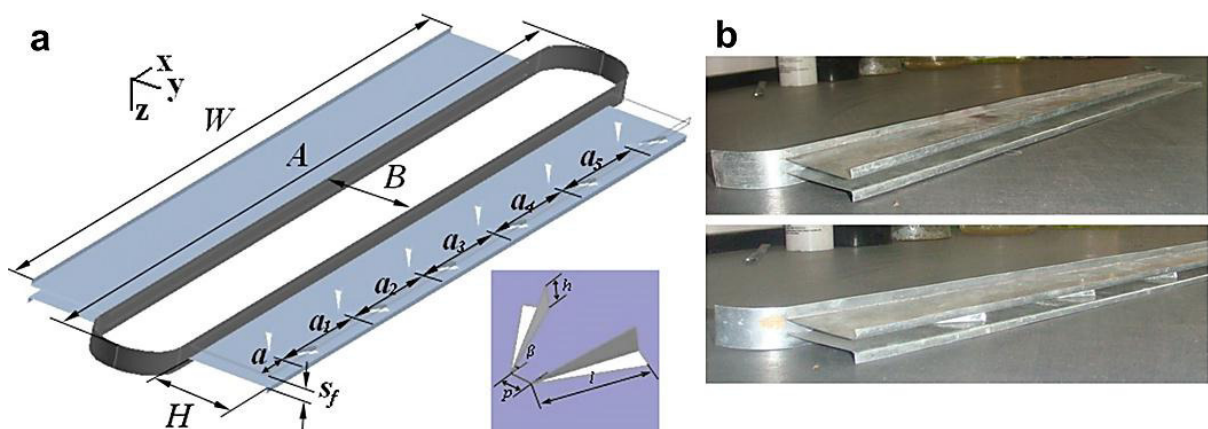
Z výsledků CFD simulací byla doložena závislost Nusseltova čísla (Obr. 2-10a) a koeficientu tlakové ztráty (Obr. 2-10b) na Reynoldsově číslu.



Obr. 2-10: Výsledky CFD simulací: a) závislost Nusseltova čísla na Reynoldsově číslu, b) závislost koeficientu tlakové ztráty na Reynoldsově číslu. [11]

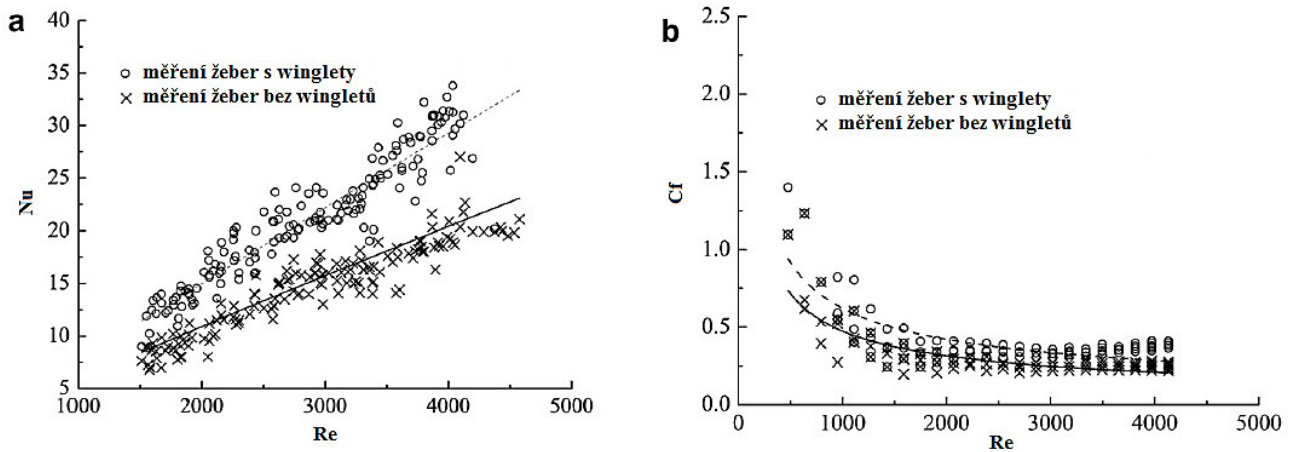
Geometrie s plochým a plynulým žebrováním, tedy geometrie s konstantním průřezem vzduchového kanálu, dosahují téměř shodných výsledků. Naproti tomu žebrování vlnité disponuje jak vyššími hodnotami Nusseltova čísla, tak i vyšší tlakovou ztrátou. Nárůst tlakové ztráty je dokonce tak velký, že výsledný výkon je překvapivě nižší než u geometrií s konstantním průřezem. Řešením by mohlo být nahrazení ostrých přechodových hran spojitými plochami, které by mohly přinést kýžený zisk výkonu kondenzátoru.

Intenzitu turbulence na teplosměnných plochách kondenzátoru lze rovněž zvýšit ryze mechanicky, a to například instalací mechanických zábran či klínů známých jako *winglety*. Podle Du[12] dojde k intenzivnějšímu tvoření vírů, což zintenzivní i promíchávání otepleného vzduchu s chladícím. Efektivnější odvod tepla z teplosměnných ploch vede k růstu tepelného výkonu. Testované žebrování včetně wingletů je na Obr. 2-11.



Obr. 2-11: a) slepé rozměry měřené žebrované trubky se šesti páry wingletů, b) detail na žebra bez a s winglety. [12]

Porovnání výsledků experimentálního měření v aerodynamickém tunelu v grafech na Obr. 2-12. Z grafů je zřejmé, že žebrování s winglety zvyšuje nejen Nusseltovo číslo, ale koeficient tlakové ztráty.



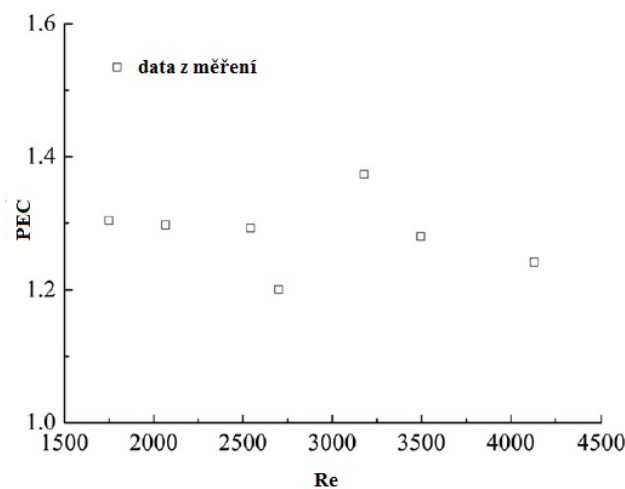
Obr. 2-12: Porovnání žeber bez a s winglety: a) závislost Nusseltova čísla na Reynoldsově číslu, b) závislost koeficientu tlakové ztráty na Reynoldsově číslu. [12]

Tyto dvě protichůdné veličiny se autor článku[12] snaží zohlednit v souhrnném bezrozměrném čísle *PEC* (angl. *Performance Evaluation Criteria*):

$$PEC = \frac{Nu}{Nu_0} \cdot \left(\frac{C_f}{C_{f0}} \right)^{-\frac{1}{3}}, \quad (2.4)$$

kde: Nu a C_f je Nusseltovo číslo a součinitel tlakové ztráty žebrování s winglety,
 Nu_0 a C_{f0} je Nusseltovo číslo a součinitel tlakové ztráty žeber bez wingletů.

Závislost čísla *PEC* na Reynoldsově číslu můžeme vidět na Obr. 2-13. Poznamenejme jen, že průměrná hodnota *PEC* je 1,3, což indikuje pozitivní přínos instalace wingletů na žebrování.



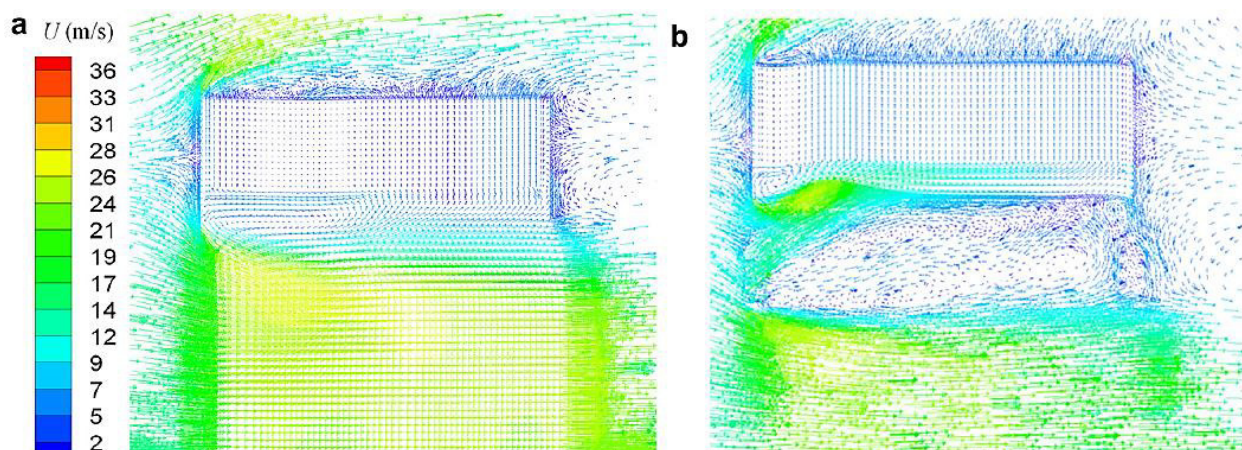
Obr. 2-13: Závislost čísla *PEC* na Reynoldsově číslu. [12]

2.7 Úpravy ACC potlačující okolní vlivy

Mezi nejvýznamnější okolní vlivy snižující výkon ACC řadíme okolní vítr. Rychlost proudícího vzduchu z ventilátoru je relativně malá, mluvíme řádově o jednotkách $m \cdot s^{-1}$. Okolní vítr tak může jednak narušit nasávání vzduchu do ventilátoru a tím redukovat průtok vzduchu, také ale může dojít k jevu zvanému *recirkulace otepleného vzduchu* (angl. *Hot Air Recirculation, HAR*)[13]. Oba tyto jevy snižují tepelný výkon kondenzátoru vedoucí k růstu tlaku za turbínou. V případě větru náhlého a prudkého může docházet dokonce k tlakovým rázům, což je za plného provozu nepřijatelné [14].

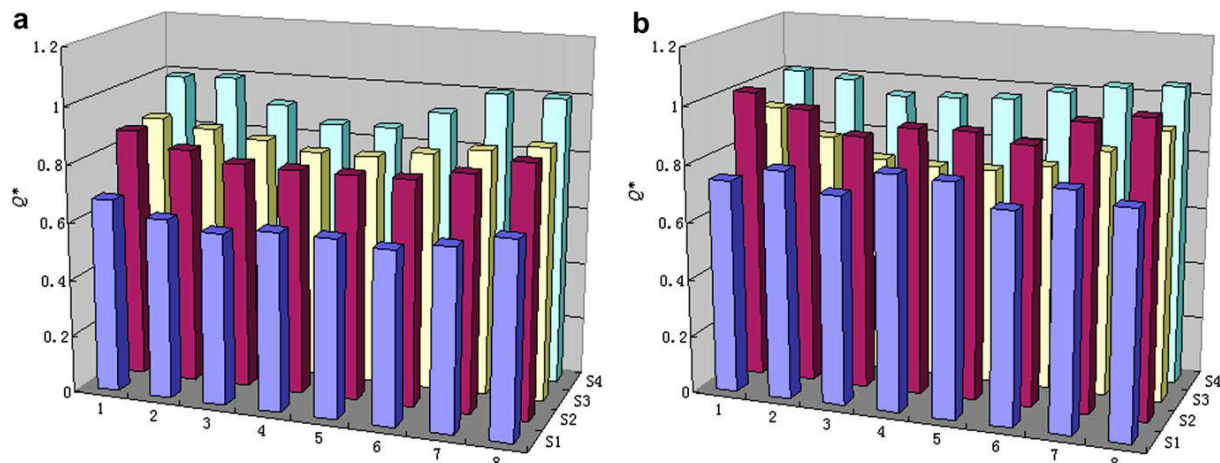
Snížením vlivu bočního větru na výkon ACC se ve svých dílech zabývali např. *Mortensen*[14] nebo *Gao*[15]. Oba popisovali myšlenku umístit jisté mechanické prvky kolem sání ventilátoru za účelem efektivnějšího navádění vzduchu do sání ventilátoru i při vyšších rychlostech okolního větru. Zatímco *Mortensen*[14] ve své zprávě teoreticky navrhnul a experimentálně ověřil umístění tzv. *usměrňovacích desek* do prostoru sání ve dvou úrovních o různých velikostech, *Gao*[15] se rozhodl pro umístění několika rovnoběžných desek hned pod plošinu s ventilátory. Tyto desky se však bylo možné naklápět v závislosti na rychlosti a směru větru. První řešení zvýšilo výkon ACC při bezvětří a nižších rychlostech větru o 1 %, zatímco při vyšších rychlostech o 5 %.

Výsledky druhého řešení je možné vidět v grafické podobě na Obr. 2-14. Výsledky numerických simulací z programu Fluent dokazují, že s rostoucí rychlostí větru se výkon ACC snižuje. Jak je vidět z Obr. 2-14a, první řada buněk ACC, která stojí na návětrné straně, dosahuje nejnižších hodnot, protože rychlostní pole větru strhává skoro všechny vzduch pod plošinu a průtok ventilátorů klesá. Situace v první řadě se podle Obr. 2-14b značně zlepšila po instalaci 4 rovnoběžných desek, které navádí vzduch přímo do oblastí sání ventilátorů.



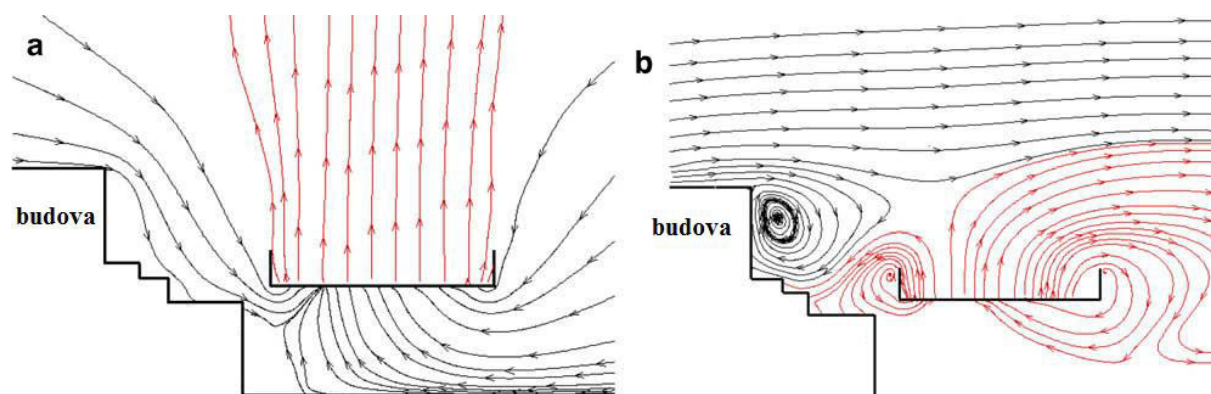
Obr. 2-14: Porovnání rychlostního pole v řezu plošiny s kondenzátory při rychlosti větru 12 m/s
a) bez usměrňovacích desek, b) po instalaci usměrňovacích desek. [15]

Graf na Obr. 2-15 potvrzuje pozitivní vliv usměrňovacích desek. Jejich instalací se výkon jednotlivých buněk zvýšil a zrovnoměnil. Na rozdíl od varianty bez desek už nedochází k tak razantnímu úbytku výkonu v první řadě ani při vyšších rychlostech.



Obr. 2-15: Porovnání rozložení tepelného výkonu kondenzátorů na jednotlivých ventilátorech při rychlosti větru 15 m/s: a) bez usměrňovacích desek, b) po nainstalování usměrňovacích. [15]

Boční vítr také může vést k recirkulaci otepleného vzduchu. Podle *Duanovy*[13] studie recirkulace vzniká v případě silného bočního větru nebo nevhodného umístění plošiny s ACC blízko vedlejší budovy, odkud vítr fouká. Mechanismus vzniku recirkulace je názorný z Obr. 2-16. Za bezvětří (Obr. 2-16a) stoupá oteplený vzduch z ACC vzhůru a okolní vzduch je nasáván do ventilátorů, proudy vzduchů přitom nijak neinteragují. V případě bočního větru (Obr. 2-16b) se však za budovou utvoří vír otepleného vzduchu. Na pravé straně se vytvoří vír z důvodu absence studeného vzduchu, který do oblasti sání ventilátoru nemůže dostat. Ventilátor tak místo studeného vzduchu nasává vzduch oteplený.



Obr. 2-16: Schéma interakce okolního větru s otepleným vzduchem z ACC: a) za bezvětří, b) s bočním větrem. [13]

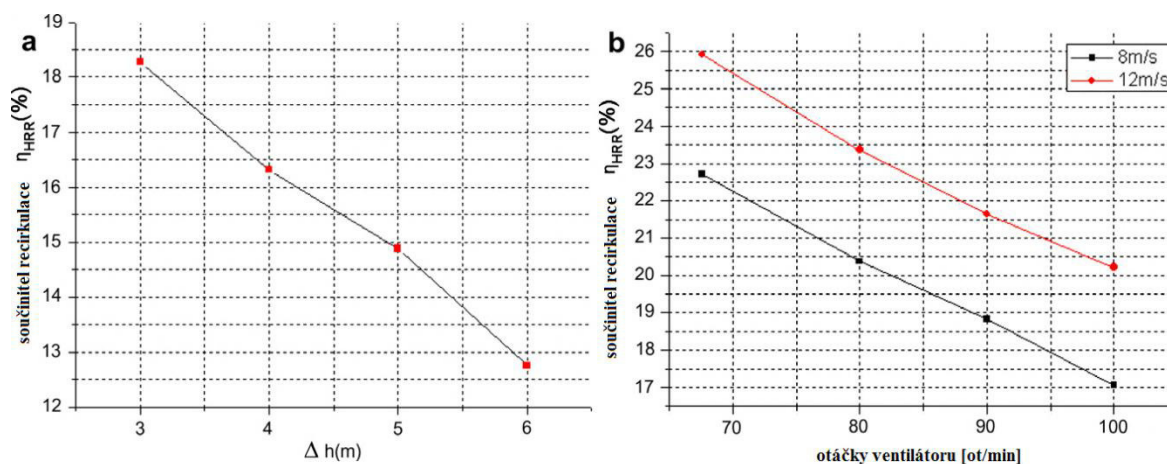
Recirkulací se významně snižuje výkon ACC a je nutné se jí vyhnout nebo jí alespoň včas potlačit. Duan[13] proto zavádí vztah pro součinitel recirkulace η_{HRR} [%] (angl. *Hot Recirculation Rate, HRR*):

$$\eta_{HRR} = \frac{T_{HAR} - T_o}{T_s - T_o} \cdot 100, \quad (2.5)$$

kde $T_o = 30^\circ\text{C}$ je teplota okolního vzduchu,

$T_s = 51,7^\circ\text{C}$ je teplota žeber,

T_{HAR} [$^\circ\text{C}$] je teplota nasávaného vzduchu do ventilátoru.



Obr. 2-17: Závislost součinitele recirkulace: a) na zvýšení protivětrné zdi (při rychlosti větru 8 m/s), b) na otáčkách ventilátorů na okraji plošiny pro různé rychlosti větru. [13]

K omezení recirkulace byly navrženy dvě varianty, nichž první počítá se zvýšením protivětrných zdí, zatímco druhá zvýšením otáček ventilátorů. Na Obr. 2-17a vidíme závislost součinitele recirkulace na zvýšení protivětrné stěny. Vyšší protivětrná zeď brání oteplenému vzduchu, aby byl znovu nasán do ventilátoru. Vyšší otáčky ventilátorů urychlují proudící vzduch, který se tak dostane výš. Tím se oslabí vliv větru a teplota znovu nasávaného vzduchu je nižší. Pozitivní vliv vyšších otáček můžeme vidět na Obr. 2-17b, kde součinitel recirkulace klesá s otáčkami lineárně.

Další metodou, jak snížit vliv větru, může být podle Elmera[16] instalace tzv. *wind screens*. Jedná se o tkanou síť ze syntetických materiálů, která je umístěna po obvodu na boky ACC, jak můžeme vidět na Obr. 2-18. Wind screens vítr zpomalují a omezují jeho negativního vliv na tepelný výkon ACC.



Obr. 2-18: ACC s nainstalovanými wind screens. [16]

3 Teoretické předpoklady

Následující kapitola uvede teoretické předpoklady, které autor v práci používá. Nejprve budou nastíněny základní principy sdílení tepla ve vzduchových kondenzátorech tedy výměna tepla mezi okolním chladícím vzduchem a párou kondenzující uvnitř výměníku. To povede ke stanovení součinitele prostupu tepla ACC, který bude použit k výpočtu výkonu, účinnosti a efektivit ACC. Další část se bude zabývat problémem proudění v ACC, respektive stanovením rovnic popisující přenos hybnosti a jejich řešením. Závěrečná část představí výpočetní software OpenFOAM, který byl použit k řešení rovnic proudění za použití Metody konečných objemů.

3.1 Termodynamické rozdělení ACC

Základními principy sdílení tepla obecně jsou *vedení tepla (kondukce)*, *proudění tepla (konvekce)* a *záření (radiace)* [17]. Při výměně tepla také může dojít ke změně skupenství. Ve vzduchových kondenzátorech mění pára působením chladivého účinku okolního vzduchu své skupenství z plynného na kapalné. Tento jev nazýváme *kondenzace*. Z hlediska výsledného sdíleného tepla je možné výše uvedené jevy zahrnout do tzv. *součinitele prostupu tepla* a elegantně tak vyjádřit tepelnou charakteristiku ACC.

Následující kapitoly 3.1.1 a 3.1.2 popisují základní principy kondukce a konvekce, které mají významnější podíl na sdíleném teple v ACC než radiace. Kondenzaci a jejím stručným rozdělením se bude zabývat kapitola 3.1.3. Uvedené principy budou aplikovány na zjednodušené geometrii oválné trubky (Obr 2-9b), která se v praxi užívá velice často. Výsledný vztah pro určení součinitele prostupu tepla ACC bude uveden v kapitole 3.1.4.

3.1.1 Vedení tepla (kondukce)

Kondukce je způsob šíření tepla, při kterém částice látky s vyšší střední kinetickou energií předávají díky vzájemným interakcím část své energie částicím s nižší střední kinetickou energií. Ke kondukcí dochází v látkách a tělesech, jejichž části mají rozdílné teploty. Jedná-li se o stacionární (časově ustálený) případ kondukce, je možné tento děj matematicky popsat tzv. *Fourierovým zákonem* [18]:

$$\dot{q}_i = -\lambda \cdot \nabla T = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i}, \quad (3.1)$$

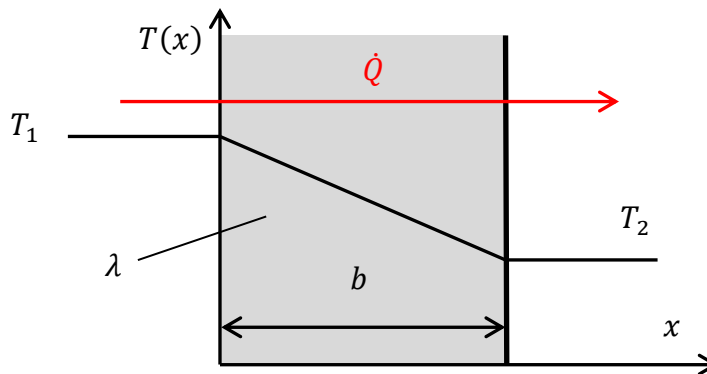
kde: \dot{q}_i [$W \cdot m^{-2}$] je vektor hustoty tepelného toku,

i představuje volný index pro směry x , y , a z ,

λ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] je součinitel tepelné vodivosti materiálu,

∇T [$K \cdot m^{-1}$] je teplotní gradient ve směru šíření tepla.

Obr 3-1. znázorňuje základní příklad *jednorozměrného vedení tepla rovinnou deskou* o šířce b [m] a tepelné vodivosti λ , která má na okrajích rozdílné teploty T_1 a T_2 ($T_1 > T_2$).



Obr. 3-1: Vedení tepla rovinnou deskou.

Pokud zanedbáme změnu teploty ve směru y a z , můžeme rovnici 3.1 integrovat do tvaru:

$$\dot{Q} = A \cdot \dot{q} = \frac{A \cdot \lambda \cdot (T_1 - T_2)}{b}, \quad (3.2)$$

kde: $A [m^2]$ je kolmý průřez desky,

$\dot{Q} [W]$ je tepelný tok (výkon) procházející deskou.

Z rovnice 3.2 vyplývá, že vedení tepla závisí na rozdílu teplot, vodivosti materiálu a geometrii. Tepelná vodivost závisí na teplotě. Zatímco u kovů se vodivost s teplotou snižuje, u polovodičů dochází k jejímu zvyšování. Nejvyšší vodivost mají obecně tuhé látky jako kovy a nekovové materiály, nejnižší naopak plyny a kapaliny. Za tepelně nevodivé považujeme vakuum. [17]

3.1.2 Proudění tepla (konvekce)

K výměně tepla konvekcí dochází mezi pohybující se tekutinou a povrchem tuhého tělesa, které mají rozdílné teploty. Empirickým vztahem konvekci popisuje tzv. *Newtonův ochlazovací zákon* [18]:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_s - T_o), \quad (3.3)$$

kde: $\dot{q} [W \cdot m^{-2}]$ je hustota tepelného toku ve směru normály k povrchu,

$\alpha [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je součinitel přestupu tepla,

$T_o [K]$ a $T_s [K]$ jsou teplota tekutiny a stěny tělesa.

Součinitel přestupu tepla obecně závisí na všech parametrech, které ovlivňují proudění obtékaného tělesa [5]. Nejvíce proudění ovlivňuje geometrie tělesa, rychlost obtékání, hustota, viskozita i tepelná vodivost tekutiny, dále pak rozdíl teplot tekutiny a stěny, drsnost povrchu atd. Parametrů vstupujících do přestupu tepla je mnoho a experimentálně by se jejich konkrétní vliv určoval jen obtížně. Proto je výhodnější použít teorii podobnosti a součinitel přestupu tepla vypočíst z *Nusseltova čísla* vyjadřujícího poměr konvektivního a konduktivního přenosu tepla [5]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L_{char}}{\lambda}, \quad (3.4)$$

kde: L_{char} [m] je charakteristický rozměr obtékaného tělesa,
 λ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] je součinitel tepelné vodivosti obtékající kapaliny nebo plynu.

Kriteriální rovnice pro výpočet Nusseltova čísla se stanovují experimentálně a mají různý tvar podle toho, jestli jde o *konvekci volnou* či *nucenou*. Při volné konvekci je pohyb tekutiny způsobený jen vlastním rozdílem teplot. Nusseltovo číslo má pak obvykle tvar [17]:

$$Nu = f(Gr, Pr), \quad (3.5)$$

kde Gr označuje *Grashofovo číslo*, vyjadřující poměr vztakových a viskózních sil působících v tekutině:

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot (T_s - T_o) \cdot L_{char}^3}{\nu^2}, \quad (3.6)$$

kde: β [K^{-1}] je součinitel objemové roztažnosti,
 g [$m \cdot s^{-2}$] je gravitační zrychlení,
 ν [$m^2 \cdot s^{-1}$] je kinematická viskozita tekutiny.

Prandtlovo číslo Pr vyjadřuje podobnost mezi rychlostním a teplotním polem:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}, \quad (3.7)$$

kde: μ [$Pa \cdot s$] je dynamická viskozita tekutiny,
 c_p [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] je měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku.

Při nucené konvekci je pohyb tekutiny způsoben vnějším působením a kriteriální rovnice pro výpočet Nusseltova čísla se nejčastěji udávají ve tvaru [5]:

$$Nu = f(Re, Pr), \quad (3.8)$$

kde Re označuje *Reynoldsovo číslo*, neboli poměr mezi setrvačnými a vazkými silami působící v tekutině:

$$Re = \frac{U \cdot L_{char}}{\nu}, \quad (3.9)$$

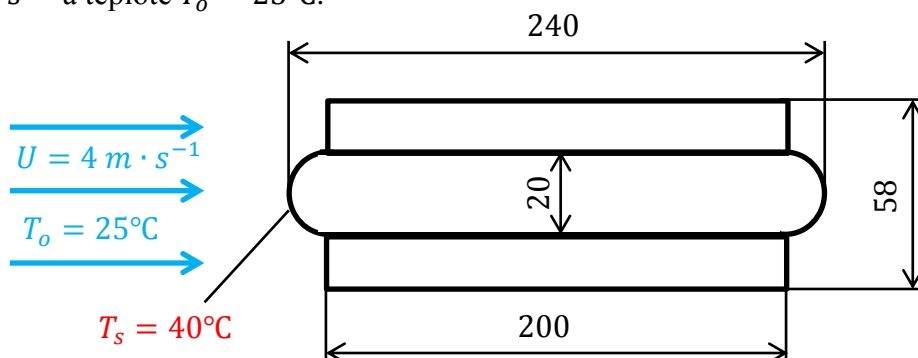
kde U [$m \cdot s^{-1}$] je střední rychlost obtékající tekutiny.

Pokud je povrch vystaven externímu proudění, může se jednat jak o nucenou, tak o volnou konvekci. Jejich vzájemnou dominanci vyjadřuje *Richardsonovo číslo* [19]:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}. \quad (3.10)$$

Pokud $Ri \gg 1$, setrvačné síly jsou zanedbatelné a dominuje přirozená konvekce. Pokud $Ri \ll 1$, tak jsou zanedbatelné vztakové síly a převažují síly setrvačné. V případě $Ri \approx 1$ by se měl uvažovat případ tzv. *smíšené konvekce*, tedy kombinace nucené i volné konvekce. [20]

Nyní budeme uvažovat běžnou geometrii trubek ACC jako je např. na Obr. 2-9b nebo Obr. 2-11a a běžné provozní parametry jako např. ve [21]. Trubku na Obr 3-2 o čelním průměru $D = L_{char} = 20 \text{ mm}$ a teplotě $T_s = 40^\circ\text{C}$ necháme obtékat vzduchem o rychlosti $U = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a teplotě $T_o = 25^\circ\text{C}$.



Obr. 3-2: Geometrie žebrované trubky užívané v ACC. Pozn. rozměry v [mm].

Dosazením do vztahu 3.10 získáme hodnotu Richardsonova čísla $Ri \approx 1$. Korektně by se tak problém měl modelovat jako kombinace nucené i volné konvekce. Cílem této práce je však určit např. vliv okolního větru na účinnost ACC. Autor práce zde předpokládá, že změna teploty vzduchu způsobená rozdílem teplot významněji neovlivní výsledky a charakter proudění v ACC. Tento zjednodušující předpoklad uvažuje teplotu vzduchu za konstantní a při numerickém řešení tak nebude řešena energetická rovnice [22]. Konstantní teplota vzduchu rovněž vede k eliminaci vztlkových sil, což umožňuje i následné zanedbání gravitačního zrychlení v pohybových rovnicích v kapitole 3.3.

3.1.3 Kondenzace

Kondenzace je změna skupenství, při kterém se látka plynného skupenství mění na skupenství kapalné. V návaznosti na ACC se můžeme bavit o procesu, kdy je vodní páře odebíráno skrze stěnu trubky tzv. skupenské teplo kondenzace, čímž se utváří *vodní kondenzát*. Nejčastěji se v technické praxi setkáváme s *kondenzací filmovou*, kdy zkondenzovaná voda pokrývá povrch stěny rovnoměrně a vlivem gravitace spojitě odtéká z povrchu. V případě, že povrch je pokrytý nějakou látkou, která snižuje smáčivost, může dojít k tzv. *kapkové kondenzaci*. [17]

Vzniklá vrstva kondenzátu brání dalšímu přenosu tepla, a proto je nutné umístit kondenzační povrchy do svislé polohy, aby kondenzát mohl snadněji odtékat díky gravitaci z povrchu. Z hlediska množství zkondenzované vody či odvedeného tepla je až o řád účinnější kondenzace kapková než filmová. Aby se kapková kondenzace udržela, je nutné používat speciální povrchy jako silikon či teflon nebo speciální povrchové úpravy. Vlivem opotřebení však i speciální materiály časem ztrácí účinnost a na povrchu pak už dochází jen ke kondenzaci filmové. [17]

Pokud si filmovou kondenzací uvnitř oválné trubky jako např. na Obr. 3-2 mírně zidealizujeme a zanedbáme koncové efekty zaoblení, dostáváme nejjednodušší případ filmové kondenzace na svislé stěně o výšce L [m]. Podle Krögera[1] pak lze pro tento případ odvodit vztah pro výpočet průměrného součinitele přestupu tepla α_{cond} :

$$\alpha_{cond} = \frac{2\sqrt{2}}{3} \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot g \cdot i_{fg} \cdot \rho_w \cdot (\rho_w - \rho_v)}{\mu_w \cdot L \cdot (T_v - T_p)}}, \quad (3.11)$$

kde λ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] je součinitel tepelné vodivosti trubky,
 i_{fg} [$J \cdot kg^{-1}$] je latentní (skupenské) teplo kondenzace vody,
 ρ_w [$kg \cdot m^{-3}$] a ρ_v [$kg \cdot m^{-3}$] jsou hustoty kondenzátu a páry,
 T_v [$^{\circ}C$] a T_p [$^{\circ}C$] jsou teploty páry a stěny trubky.

Případ ACC však počítá s nakloněním trubek o vrcholový úhel α . Naklonění zohledníme dosazením za gravitační zrychlení výraz $g \cdot \cos \alpha$. Součinitel přestupu tepla dosahuje hodnot řádově $\alpha_{cond} \approx 10^3 - 10^4 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ při filmové kondenzaci a u kapkové ještě o řád vyšší tedy $\alpha_{cond} \approx 10^5 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, což je o několik řádů víc, než je součinitel α např. při nucené konvekci mezi vzduchem a stěnou. Porovnání hodnot přestupu tepla bude komentováno v následující kapitole.

3.1.4 Součinitel prostupu tepla ACC

V přechozích kapitolách 3.1.1, 3.1.2 a 3.1.3 jsme řešili sdílení tepla vždy odděleně pro jeden případ např. pro rovinnou desku, kde kondenzuje pára. Nyní se budeme snažit najít vztah, který by výše uvedené charakteristiky spojil do jedné výslednice, která by odpovídala celkovému prostupu tepla v trubkách ACC. Z tohoto důvodu si můžeme součinitel prostupu tepla rozdělit na tři části.

V *první části* řešíme konvekci mezi párou a stěnou trubky. Kondenzací vody dochází k fázové přeměně vyznačující se velmi vysokým součinitelem přestupu tepla a tudíž minimálním tepelným odporem. Pokud do rovnice 3.11 dosadíme hodnoty určené z provozních parametrů [17][21] a navíc budeme uvažovat délku trubek $L = 8 m$ či vliv naklonění trubek o vrcholový úhel 60° , získáme součinitel přestupu tepla při kondenzaci $\alpha_{cond} \cong 5,8 \cdot 10^4 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

V *části druhé* dochází ke kondukcii v materiálu žebrované trubky. Tepelný odpor závisí na tloušťce stěny trubky respektive žeber a na tepelné vodivosti materiálu. Trubky používané v ACC jsou většinou vyrobeny z oceli a žebrování je pak hliníkové. Budeme-li uvažovat tloušťku stěn trubky $b = 1,5 mm$, poměr vodivosti a tloušťky stěny je pak přibližně $2,6 \cdot 10^4 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, což je souměřitelné číslo s přestupem při kondenzaci.

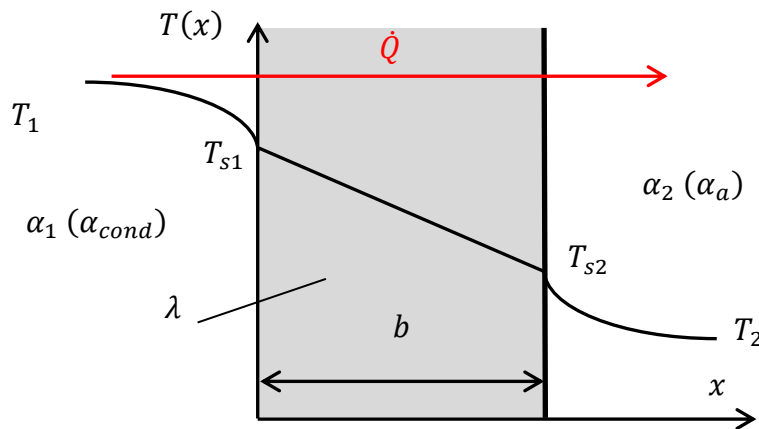
Největší pozornost však zasluhuje *část třetí*, tedy konvekce mezi okolním proudícím vzduchem a povrchem trubky respektive žebrováním. Z úvodní rešerše vyplynulo, že vnější vzduchová strana má největší tepelný odpor a že se v současnosti hledají způsoby, jak tento odpor snížit. Zároveň jsme v kapitole o konvekci řekli, že abychom získali součinitel α , musíme se často spolehnout na výsledky experimentu. Jinak tomu nebylo ani v případě výše uvedené geometrie na Obr 3-2. Odborná zpráva [23] z experimentálního měření uvádí závislost součinitele přestupu tepla na vnější vzduchové jako:

$$\alpha_a = 44.18 \cdot \left(\frac{U}{v}\right)^{0,28} \cdot Pr^{0,33} \cdot \lambda. \quad (3.12)$$

Po dosazení hodnot z kapitoly 3.1.2 do rovnice 3.12 získáváme hodnotu součinitele $\alpha_a = 33,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, což je o tři řády nižší číslo než v případě kondenzace či kondukce trubkou. Pro výsledný součinitel prostupu tepla k_{ACC} použijeme rovnici odpovídající případu *rovinné desky z obou stran obtékané tekutinou* [18]:

$$k_{ACC} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{cond}} + \frac{b}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}}. \quad (3.13)$$

Teplotní profil schematicky odpovídající prostupu tepla dle rovnice 3.13 je možné vidět na Obr. 3-3.



Obr. 3-3: Teplotní profil rovinné desky obtékané z obou stran tekutinou.

Dosadíme-li do vztahu 3.13 hodnoty přestupů tepla odpovídající případu ACC, dostaneme $k = 33,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, což odpovídá hodnotě součinitele přestupu tepla α_a na vzduchové straně. Vliv kondenzace uvnitř trubky a kondukce materiálem trubky bychom tak mohli při výpočtu součinitele prostupu tepla zcela zanedbat, tedy $k_{ACC} \cong \alpha_a$.

3.2 Výkon, účinnost a efektivita ACC

Celkový tepelný výkon ACC neboli množství sděleného tepla \dot{Q}_{ACC} , které chladicí vzduch z kondenzátoru odvede můžeme zjednodušeně určit dle rovnice [17]:

$$\dot{Q}_{ACC} = k_{ACC} \cdot A_{ACC} \cdot \overline{\Delta T}, \quad (3.14)$$

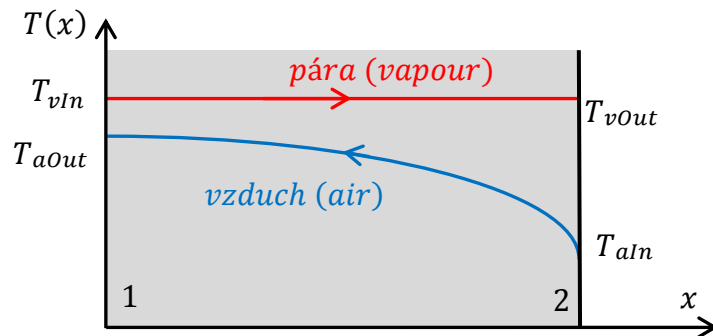
kde $A_{ACC} [m^2]$ je celková teplosměnná plocha ACC a veličina $\overline{\Delta T} [^\circ C]$ je střední logaritmický teplotní spád definovaný jako [17]:

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}, \quad (3.15)$$

kde: $\Delta T_1 = T_{vIn} - T_{aOut}$ je rozdíl teplot médií v místě 1,

$\Delta T_2 = T_{vOut} - T_{aIn}$ je rozdíl teplot médií v místě 2.

Průběh teplot podél myšleného protiproudého výměníku, kde na jedné straně kondenzuje voda a na straně druhé obtéká výměník chladicí vzduch je zobrazen na Obr. 3-4.



Obr. 3-4: Schematický průběh teplot při průchodu médií v ACC.

Výsledná účinnost vzduchového kondenzátoru $\eta_{ACC} [\%]$ je pak dána poměrem výkonu ACC při provozních podmínkách \dot{Q}_{ACC} a celkového příkonu zařízení P_{ACC} , který je tvořen především napájením ventilátorů:

$$\eta_{ACC} = \frac{\dot{Q}_{ACC}}{P_{ACC}} \cdot 100. \quad (3.16)$$

Dalším kvalitativním a v literatuře často uváděným parametrem pro hodnocení tepelných výměníků je tzv. *efektivita* $\varepsilon [1]$, která je definována jako poměr mezi aktuálním a maximálním možným tepelným výkonem [17]. Pro případ ACC lze efektivitu vyjádřit jako [17],[24]:

$$\varepsilon_{ACC} = 1 - e^{-NTU} = 1 - e^{-\frac{k_{ACC} \cdot A_{ACC}}{\dot{m}_a \cdot c_p}}, \quad (3.17)$$

kde $\dot{m}_a [kg \cdot s^{-1}]$ je hmotnostní tok vzduchu a parametr NTU (angl. *Number of Transfer Units*) je zavedený parametr odkazující na název celé metodiky. Aktuální tepelný výkon ACC pak můžeme vyjádřit jako [24]:

$$\dot{Q}_{ACC} = \varepsilon_{ACC} \cdot \dot{m}_a \cdot c_p \cdot (T_{vIn} - T_{aIn}). \quad (3.18)$$

Rovnice 3.14 a 3.18 jsou ekvivalentní, rozdílné je však jejich užití. Přístup přes rovnici 3.14 volíme např. při návrhu ACC, kdy známe jeho požadovaný výkon a provozní teploty a snažíme se určit velikost teplosměnné plochy. Naopak přístup přes rovnici 3.18 je vhodný pro analýzu, protože nevyžaduje výstupní teploty páry či vzduchu.

V kapitole 3.1.2 jsme učinili předpoklad, že vzduch bude mít během simulací konstantní teplotu, z rovnic 3.14 a 3.18 tím pádem mizí vliv změny teploty médií na výkon ACC. Posuzování účinnosti ACC v této práci tak bude vycházet z porovnávání objemových průtoků vzduchu, které projdou plochou porozity:

$$\eta_V = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_{id}} \cdot 100, \quad (3.19)$$

kde $\dot{V}_a [m^3 \cdot s^{-1}]$ bude zastupovat průtok při reálných podmínkách. Reálnými podmínkami myslíme případy, kdy proudění vzduchu může být narušené např. okolním větrem či zástavbou kolem ACC. Bavíme se tedy o nenávrhových režimech, které nebyly při konstrukci zohledňovány. Jak je vidět např. z Obr. 2-14 či 2-16 zmíněné okolní vlivy mohou snížit objemovou účinnost ventilátoru respektive průtok přes výměník velmi významně. Průtok \dot{V}_a bude porovnáván s ideálním průtokem $\dot{V}_{id} [m^3 \cdot s^{-1}]$, který vychází z předpokladu, že do proudění nebude zasahovat ani okolní vítr ani budovy elektrárny. Tím by měl průtok dosahovat téměř návrhových hodnot. Vztah 3.19 rovněž předpokládá rovnoměrnost rychlostního pole na porozitách.

3.3 Rovnice popisující proudění v ACC

Proudění, a to nejen v ACC, lze obecně popsat soustavou parciálních diferenciálních rovnic, které je možné odvodit ze základních fyzikálních zákonů. V případě proudění v ACC se budeme dále bavit o vzduchu, který budeme považovat za kontinuum [22], umožňující použít pravidel diferenciálního počtu. Chování proudění budeme vyjadřovat v makroskopických veličinách, jako je rychlost u_i , tlak p , hustota ρ , a jejich prostorových a časových derivacích.

3.3.1 Rovnice kontinuity

Bilancí hmotnosti v kontrolním objemu získáme rovnici kontinuity v diferenciálním tvaru [5]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0. \quad (3.20)$$

Tato rovnice popisuje nestacionární, trojrozměrné zachování hmotnosti stlačitelné tekutiny. První člen rovnice popisuje rychlost akumulace hmotnosti a vyjadřuje stlačitelnost. Druhý člen popisuje rychlost konvektivního toku hmotnosti přes stěnu kontrolního objemu. Při nestlačitelném proudění je hustota konstantní a rovnice kontinuity se zjednoduší na tvar [25]:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0. \quad (3.21)$$

Podle *Nožičky*[26] lze proudění považovat za nestlačitelné, je-li *Machovo číslo* menší než 0,3. Pro orientační výpočet budeme uvažovat rychlost vzduchu $U = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, Machovo číslo pro případ ACC má hodnotu 0,01. Proudění v ACC tak můžeme spolehlivě považovat za nestlačitelné.

3.3.2 Pohybová rovnice

Bilanci hybnosti v kontrolním objemu kontinua lze odvodit *Cauchyho rovnici* [25]:

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j} + \rho f_i, \quad (3.22)$$

kde $\tau_{ji} [\text{N} \cdot \text{m}^{-2}]$ je tenzor dynamických napětí,
 $f_i [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ je vektor objemových sil,
 i představuje volný index pro směry x , y , a z ,
 j představuje sčítací index pro směry x , y , a z .

Tato rovnice dává do rovnosti síly setrvačné na straně levé a síly tlakové, síly vazkého tření a síly objemové na straně pravé. Cauchyho rovnice zároveň vyjadřuje 2. *Newtonův zákon* pro libovolné spojitě prostředí, tedy nejen pro tekutiny, ale i pro elastická tělesa. [25]

Z důvodu snadnější řešitelnosti problému proudění je vhodné tenzor dynamických napětí τ_{ji} nahradit konstitutivním modelem, který vhodně popisuje chování vzduchu. K tomuto účelu se nejlépe hodí použít model *Newtonské tekutiny*, kde je viskózní napětí přímo úměrné *rychlosti deformace* [22]. Ve variantě pro nestlačitelné tekutiny lze tzv. *Newtonův zákon* vyjádřit ve tvaru [25]:

$$\tau_{ji} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (3.23)$$

Dosazením Newtonova zákona (3.23) a rovnice kontinuity(3.21) do Cauchyho rovnice (3.22) získáváme tzv. *Navierovy-Stokesovy rovnice* (*N-S rovnice*) [25]:

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + \rho f_i. \quad (3.24)$$

N-S rovnice se ve většině případů užívají pro řešení proudění v gravitačním poli Země, proto se za vektor objemových sil f_i obvykle dosazuje vektor gravitačního zrychlení g_i . Jak však již bylo v předešlé kapitole 3.1.2 probráno, pro náš případ budeme uvažovat teplotu vzduchu za konstantní. Vliv vztlkových sil je tak vůči vlivu sil setrvačných minimální, a proto můžeme člen s objemovými silami v N-S rovnicích zanedbat.

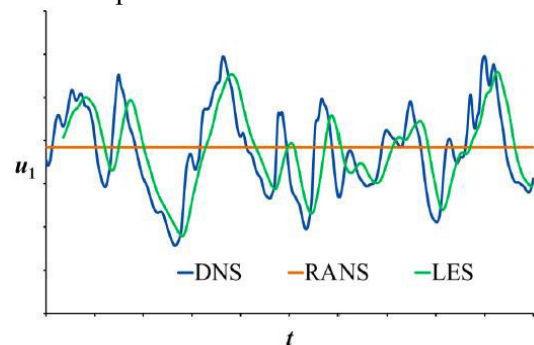
Matematický model proudění v ACC je tak popsán rovnicemi 3.21 a 3.24. Rovnice kontinuity je skalární a neznámou v ní je vektor rychlosti ve všech 3 složkách tedy u_x , u_y a u_z . N-S rovnice tvoří trojici vázaných rovnic, v nichž neznámými jsou vektor rychlosti u_i a tlak p . Ve výsledku tak řešíme soustavu 4 parciálních diferenciálních rovnic pro 4 neznámé – rychlosti u_x , u_y , u_z a tlak p .

3.4 Modelování turbulence

Proudění lze kvalitativně rozdělit na *laminární* a *turbulentní*. Laminárnímu proudění odpovídají Reynoldsova čísla menší než Re_{krit} . Jedná se tedy o proudění velmi pomalé nebo s vysokou hodnotou vazkosti. Částice tekutiny po sobě kloužou ve vrstvách a pohybují se uspořádaně [27]. Turbulentní proudění se naopak vyznačuje buďto velkými rychlostmi nebo malou hodnotou vazkosti, Reynoldsova čísla jsou tak větší než Re_{krit} . Obecná matematická definice turbulentního proudění je velice obtížná, ale dle literatury [22],[27],[28] se proudění považuje za turbulentní, pokud splňuje následující atributy– nahodilost, difuzivitu, vířivost, prostorovost, disipativnost a nelinearitu. Turbulentní proudění je typické tvořením vírů, které si svou energii berou z hlavního proudu. Víry tuto energii poté transformují do stále menších vírů, až dokud nedosáhnou velikosti tzv. *Kolmogorova měřítka* [27], kde svojí energii disipují v teplo.

V inženýrské praxi se s modelováním turbulence setkáme prakticky vždy. Léta vývoje CFD sice přinesla celou řadu metod a přístupů, jak turbulenci modelovat, zatím se však nepodařilo najít model, který by byl obecně aplikovatelný na všechny případy. Při volbě turbulentního modelu tak musíme brát v potaz nejen povahu simulovaného problému, ale i požadovanou přesnost řešení, dostupný výpočetní arzenál či množství času k výpočtu.

V současnosti se využívají tři hlavní metody modelování turbulence [27]. První z nich je *Přímá numerická integrace* (angl. *Direct Numerical Simulation, DNS*), která řeší problém v prostoru i čase. Diskretizační síť však musí pokrýt i ty nejmenší vírové struktury, tedy víry o velikosti Kolmogorova měřítka. Počet buněk tak při řešení metodou DNS prudce roste s Reynoldsovým číslem ($N_{DNS} \propto Re^{9/4}$)[29]. Enormní velikost sítě i nároky na výpočetní výkon zatím umožňuje DNS použít pouze pro jednoduché geometrie a nízká Reynoldsova čísla. Druhou, výpočetně méně náročnější metodou, je *Metoda velkých vírů* (angl. *Large Eddy Simulation, LES*). Metoda LES je založena na filtrování N-S rovnic, kdy velké víry jsou počítány přímo, zatímco malé víry jsou modelovány. Třetí, nejčastěji užívanou metodou, je *Reynoldsova metoda časového středování N-S rovnic* (angl. *Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS*). Metoda RANS řeší časově zprůměrované hodnoty proudění, čímž jsou výrazně sníženy výpočetní nároky při zachování požadované úrovně přesnosti. Metodou RANS se více zabývá následující kapitola. Porovnání uvedených přístupů v daném bode prostoru je možné vidět na Obr. 3-5. Metodou DNS nalezneme přesný časový průběh veličiny, zatímco metodou RANS získáme pouze její střední hodnotu v čase, výsledkem metody LES je vyhlazený signál. [27]



Obr. 3-5: Porovnání metod modelování turbulence. [27]

Hranice mezi uvedenými metodami není striktně daná. V praxi se setkáme např. s metodami URANS či VLES představující přechodné stádium mezi metodami LES a RANS. [27]

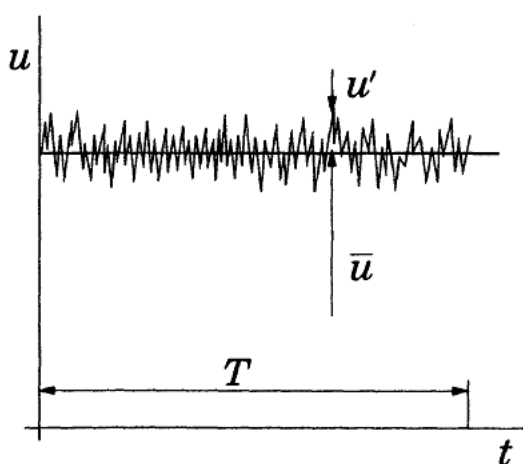
3.4.1 RANS model turbulence

Veličiny popisující turbulentní proudění jako jsou rychlost u_i a tlak p mají obecně náhodný charakter, obvykle s normálním rozdělením [30]. Ve statisticky ustáleném proudění může být libovolná veličina ϕ rozložena na část časově středovanou a flukтуаční [31]:

$$\phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i) + \phi'(x_i, t), \quad (3.25)$$

kde

$$\bar{\phi}(x_i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \phi(x_i, t) dt. \quad (3.26)$$



Obr. 3-6: Časové středování rychlosti pro statisticky ustálené proudění. [28]

Zde je t čas a T je interval středování. Zřejmější představu o výše uvedených vztazích dostane čtenář z Obr. 3-6, kde je tzv. *Reynoldsovo středování* aplikováno na rychlost. Ze vztahu 3.26 také vyplývá, že $\bar{\phi}' = 0$. Středováním lineárních výrazů v rovnici kontinuity a N-S rovnici tak dostáváme výrazy formálně identické.[28], což ovšem neplatí pro členy nelineární, jako je např. konvektivní člen v N-S rovnicích [27]. Výslednou soustavu Reynoldsových rovnic pro nestlačitelné proudění pak můžeme vyjádřit jako:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (3.27)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}). \quad (3.28)$$

Člen $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ se nazývá *Reynoldsovův tenzor napětí* a vnáší do soustavy 6 nových neznámých parametrů. Systém rovnic se tím stává *neuzavřený* a pro řešení je nutné najít nějaký pomocný model. Jako řešení se jeví *Boussinesquova hypotéza turbulentní vazkosti*. Ta předpokládá jistou analogii s Newtonovým zákonem 3.23, tedy že Reynoldsovo napětí je úměrné gradientům středních rychlostí. [30]

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k, \quad (3.29)$$

kde δ_{ij} je *Kroneckerovo delta* a k je *kinetická energie turbulence* definovaná jako [30]:

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u_x'^2} + \overline{u_y'^2} + \overline{u_z'^2}). \quad (3.30)$$

Turbulentní viskozitu μ_t určíme dle zvoleného turbulentního modelu. Nejjednodušší jsou *modely algebraické*, kdy je podle Prandtla [5] turbulentní viskozita dána součinem směšovací délky a rychlosti charakterizující turbulentní pohyby. Další skupinou jsou *modely jednorovnicové*, z nichž se např. v letectví se osvědčil model Spalart-Allmaras [29], který řeší pouze jednu dodatečnou transportní rovnici přímo pro turbulentní viskozitu. Dále existují *modely dvourovnicové* jako např. $k - \varepsilon$, $k - \omega$ a jejich odvozené varianty [30]. V těchto modelech vyjadřuje ε *disipaci kinetické energie* a ω je *specifická disipace energie*. Výsledná turbulentní viskozita se poté dopočte ze znalosti k a ε nebo k a ω .

3.4.2 Turbulentní modely $k - \varepsilon$

Modely $k - \varepsilon$ jsou historicky vůbec nepoužívanější modely turbulence pro průmyslové výpočty. Jedná se o dvourovnicové modely turbulence umožňující určení časového i délkového měřítka. Všechny tři běžně užívané modely $k - \varepsilon$, tedy *Standard*, *RNG* (angl. *Renormalization Group method*) a *Realizable* jsou založeny na řešení dvou transportních rovnic pro k a ε , z nichž se následně určí turbulentní viskozita, která se použije pro stanovení Reynoldsova napětí. Modely se mezi sebou liší ve způsobu určení turbulentní viskozity a samozřejmě i vhodností použití. [30]

Pro ilustraci problému zde budou uvedeny rovnice modelu Standard $k - \varepsilon$. Jeho historie sahá až do roku 1974 a své oblibě se těší díky robustnosti, ekonomičnosti a dostatečné přesnosti výpočtu i pro relativně široký rozsah typů proudění [29]. Jsou však situace, kdy model má nadměrnou difúzi, a to např. při proudění kolem složitých geometrií generující velké tlakové gradienty, při rotaci a odtržení proudění či při nízkých Reynoldsových číslech. [30]

Kinetickou energii turbulence k a disipaci kinetické energie ε získáme řešením následujících transportních rovnic [28]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon, \quad (3.31)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \left(-\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (3.32)$$

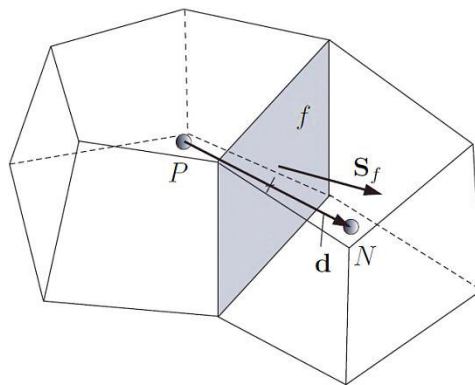
kde $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ jsou konstanty modelu a σ_k , σ_ε jsou turbulentní Prandtlova čísla. Turbulentní viskozita μ_t se vypočte dle vztahu [28]:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (3.33)$$

kde C_μ je konstanta modelu, která byla spolu s ostatními předchozími konstantami určena na základě experimentů pro základní typy turbulentního proudění. Hodnoty konstant jsou uvedeny např. v [28], [29], [30].

3.5 Úvod do Metody konečných objemů

Metoda konečných objemů (MKO) (angl. *Finite Volume Method, FVM*) je numerická metoda, umožňující řešení parciálních diferenciálních rovnic v *integrálním tvaru*. Řešená výpočetní oblast se rozdělí na konečný počet malých kontrolních objemů tzv. *buněk* (angl. *cell*), které dohromady tvoří tzv. *výpočetní síť* (angl. *grid* nebo *mesh*) [30]. Rovnice kontinuity, N-S rovnice či doplňkové rovnice turbulence popisující obecně spojité prostředí jsou tak diskretizovány do soustavy algebraických rovnic. Základní značení je patrné z Obr. 3-7, kde jsou zobrazeny dvě buňky sítě.



Obr. 3-7: Základní značení parametrů výpočetní sítě. [32]

Hodnoty skalárních veličin či složek rychlosti se ukládají v geometrických středech jednotlivých buněk neboli *uzlech* (angl. *centroid*), které jsou v Obr. 3-7 zastoupeny body P a N . Hranice buněk tvoří *plochy stěn* (angl. *face* – index f), které jsou vyjádřeny jako orientované plochy \mathbf{S}_f . Základem MKO je integrální forma řešených rovnic, na které je aplikována *Gaussova věta* [32], převádějící objemový integrál na plošný. Suma přes nekonečně malé plochy se pak zlinearizuje na sumu přes konečný počet ploch. Tento postup si ukážeme na příkladu konvektivního členu dle [32].

$$\int_V \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \phi) dV = \int_S d\mathbf{S} \cdot (\rho \mathbf{U} \phi) \cong \sum_f \mathbf{S}_f \cdot (\rho \mathbf{U})_f \phi_f = \sum_f F \phi_f, \quad (3.34)$$

kde ϕ_f je hodnota veličiny ϕ na hranici f , která se získává interpolací z hodnot v okolních uzlech tedy ϕ_P a ϕ_N . Nejjednodušší interpolační schéma je tzv. *upwind 1. řádu*, kdy se předpokládá, že hodnota ϕ_f se rovná hodnotě v uzlu buňky ležící proti proudu veličiny. Z důvodu potřebné přesnosti je však nutné interpolační schéma volit vyššího řádu přesnosti. Častým řešením bývá tzv. *upwind 2. řádu*, který hodnotu na stěně ϕ_f lineárně interpoluje ze dvou uzlů ležících proti proudu veličiny. [30]

Obdobnou diskretizací zbylých členů řešených rovnic tak obdržíme soustavu lineárních rovnic, kterou lze efektivně numericky řešit.

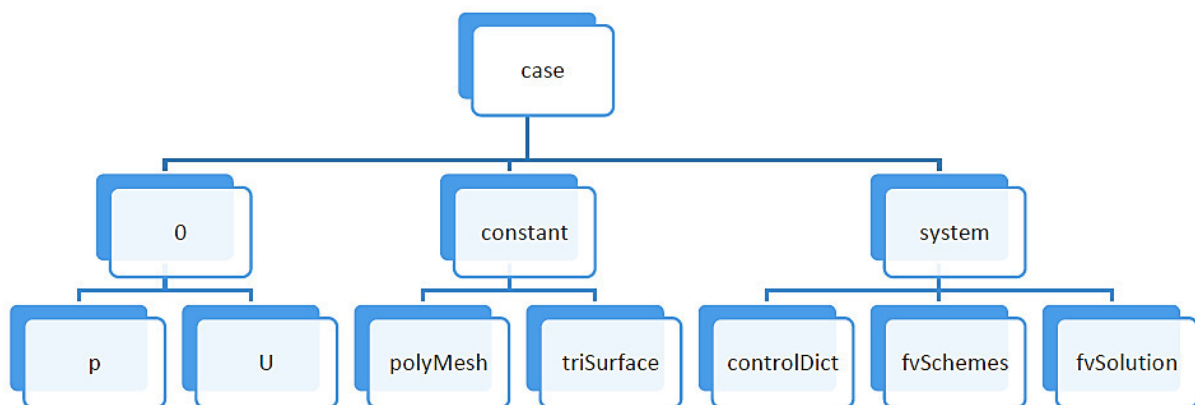
3.6 Výpočetní software

Pro simulaci proudění pomocí metody konečných objemů byl použit software *OpenFOAM* (angl. *Open source Field Operation And Manipulation*). OpenFOAM je schopen numericky řešit složité úlohy nejenom v mechanice tekutin, ale i v dalších fyzikálních disciplínách. OpenFOAM běží pod licencí *GNU General Public License*, umožňující koncovému uživateli tento software bezplatně a libovolně stahovat, používat, studovat, upravovat či dále sdílet. Jádro tvoří C++ knihovny, které obsahují velké množství tříd umožňující snazší tvorbu aplikací řešící problémy mechaniky kontinua. I tak ale tvorba vlastních aplikací vyžaduje od uživatele pokročilou znalost programování v jazyce C++. Příklad, jak zapsat N-S rovnice, je názorně ilustrován v [32].

OpenFOAM obsahuje opravdu velké množství řešičů určených ke konkrétním aplikacím. Většina z nich je zaměřena na simulace CFD, ale našli bychom i řešiče zaměřené na problémy elektromagnetismu či finančnictví. Důležitou součástí instalačního balíku je i soubor mnoha menších podprogramů umožňující efektivní manipulaci s daty, a to jak v *pre-processingu*, tak v *post-processingu*. Pod tím si můžeme představit například tvorbu a úpravu výpočetní sítě, paralelizaci výpočtu, či různá vyhodnocování dat. [32]

3.6.1 Struktura výpočetní úlohy

Každá výpočetní úloha (angl. *case*), který se pomocí OpenFOAMu řeší, má jasně danou strukturu. Složka, ve které je úloha umístěna, musí obsahovat minimálně 3 hlavní složky: *0*, *constant* a *system*. Zjednodušenou strukturu je možné vidět na Obr. 3-8.



Obr. 3-8: Struktura výpočetní úlohy v softwaru OpenFOAM. [31]

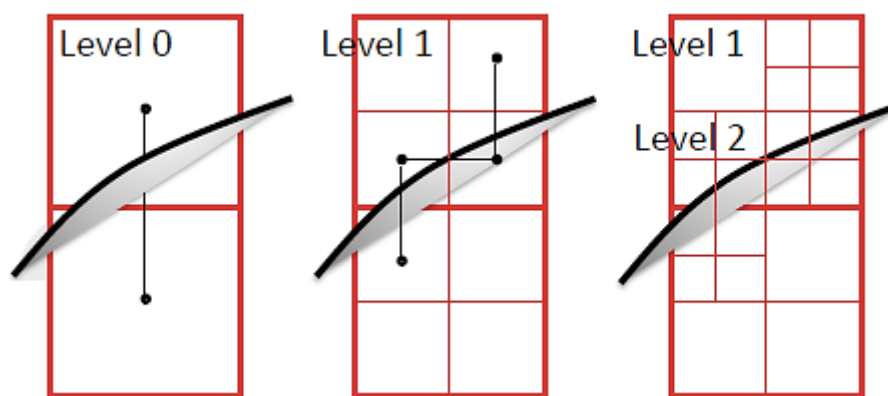
Uvnitř složky *0* jsou okrajové (OP) a počáteční podmínky pro hlavní veličiny jako jsou tlak *p*, a rychlost *U*. V návaznosti na volbu např. turbulentního modelu se v této složce objeví i podmínky pro kinetickou energii turbulence či disipaci energie. Složka *constant* obecně obsahuje informace o tekutině, geometrii, síti či turbulentním modelu. Geometrie úlohy se nahrává ze složky *triSurface*. OpenFOAM umožňuje nahrávat geometrii z několika možných formátů jako např. s příponami *.stl* (*STereoLithography*) či *.nas* (*Nastran*). Výpočetní síť je popsána ve složce *polyMesh*. Třetí hlavní složka, *system*, skýtá informace např. o volbě a

nastavení řešiče v souboru *fvSolution*, v souboru *fvSchemes* se dají volit diskretizační schémata jednotlivých členů řešených rovnic a soubor *controlDict* popisuje volbu časového kroku, počet iterací, výstupní formát dat, či je zde možné definovat různé další funkce např. pro výpis reziduí. Výsledky se během výpočtu ukládají do složek, které mají název totožný s číslem iterace. [33]

3.6.2 Tvorba sítě

Tvorba sítě je důležitou součástí přípravy CFD modelu. Výsledná přesnost a konvergence je úzce spojena s kvalitou sítě. Od CFD modelu obecně požadujeme takové výsledky, které nezávisí na výpočetní síti. OpenFOAM ve verzi v1612+ nabízí dva hlavní programy pro tvorbu sítě – *blockMesh* a *snappyHexMesh*. *BlockMesh* tvoří plně strukturované sítě složené z pravidelných hexagonů mající lokální pravotočivý systém. *BlockMesh* se hodí hlavně na síťování jednoduchých geometrií, protože převážná část sítě se musí definovat ručně v textovém souboru *blockMeshDict*, což je velmi nepraktické.

SnappyHexMesh se používá k tvorbě hex-dominantní sítě založené na libovolné geometrii. Geometrie modelu tak může vycházet např. z *CAD* (angl. *Computer Aided Design*) modelu, který stačí uložit v podporovaném formátu a vložit do složky *constant/triSurface*. V prvním fázi se za použití programu *blockMesh* vytvoří strukturovaná síť z pravidelných šestistěnů, která definuje základní velikost buňky, tedy úroveň 0 (angl. *level 0*). [34] Dále pak v předem definovaných oblastech dochází ke zjemňování základní sítě podle požadované úrovně. Úroveň 2 například znamená, že hrana každé buňky v oblasti se 2x rozpůlí. Názornější představa o zjemňování je patrná z Obr. 3-8.



Obr. 3-9: Proces zjemňování při tvorbě sítě. [34]

Po zjemnění se odstraní přebytečné buňky, které jsou tvořené objemem definované geometrie. Tím se vytvoří „hraná“ síť, která se v další fázi přitiskne na povrch geometrie a tím se síť vyhladí. V poslední fázi se k vyhlazené síti přidávají vrstvy velmi tenkých buněk pro simulování procesů v mezní vrstvě. Nejtenčí vrstva bývá většinou ta, která sousedí se stěnou a tloušťka zbývajících vrstev narůstá o 10 %.

Pro zjemňování sítě v objemných oblastech, např. kolem obtékaného tělesa je vhodnější zavést tzv. *zjemňovací bloky*. Tyto bloky se mohou umístit kolem míst, kde se předpokládají gradienty tlakového či rychlostního pole a nastaví se jim úroveň vnitřního zjemnění. Tato vysoce efektivní a elegantní metoda byla během tvorby sítě v této práci použita hned několikrát.

Součástí tvorby sítě je i definice *hranic výpočetní domény* (angl. *boundary*). OpenFOAM umožňuje zavést několik typů hranic, z nichž jsou v Tab. 3-1 uvedené jen ty, které byly použity při tvorbě CFD modelů ACC.

Typ hranice	Použití
wall	Hranice pro pevnou stěnu.
patch	Obecná hranice pro definici např. vstupů a výstupů (<i>inlet</i> , <i>outlet</i>).
cyclic	Umožňuje spojení dvou sousedních hranic, kdy jedna je definována jako <i>master</i> a druhá jako <i>slave</i> . Použití např. pro modelování okrajové podmínky <i>fan</i> .
symmetry	Hranice využívající rovinu symetrie.

Tab. 3-1: Seznam použitých typů hranic. [33]

3.6.3 Okrajové podmínky

Okrajové a počáteční podmínky pro tlak, rychlost a turbulentní veličiny se nacházejí v textových soborech ve složce 0. V návaznosti na definici hranice tak OP předepisuje hodnotu veličiny na hranici, např. na vstupu či na stěně. V Tab. 3-2 jsou uvedeny OP použité v této práci.

Typ OP	Popis OP
fixedValue	Předepsání konstantní hodnoty veličiny na hranici
zeroGradient	Předepsání nulového gradientu veličiny na hranici
inletOutlet	Podmínka měnící se v závislosti na směru proudění mezi <i>fixedValue</i> a <i>zeroGradient</i>
fan	Model ventilátoru, tedy skokové změny tlaku na základě vstupní rychlosti
slip	OP zanedbávající vliv tření na stěně.
noSlip	Předepsání nulové rychlosti proudění na stěně.

Tab. 3-2: Seznam použitých okrajových podmínek. [33]

Modelování turbulentního proudění u stěny přináší jisté komplikace, protože v důsledku velkých gradientů rychlosti dochází ke značné produkci kinetické energie turbulence. Stěny jsou hlavním zdrojem vírů, a proto modelování proudění u stěny ovlivňuje řešení v celé oblasti. Řešením může být použití tzv. *stěnových funkcí*, jež jsou vyjádřeny souborem semi-empirických funkcí propojujících řešené proměnné v buňce s odpovídající hodnotou na stěně. Použitím stěnových funkcí lze významně snížit nároky na jemnost sítě v blízkosti stěny. V OpenFOAMu jsou tak na stěnách předepsány stěnové funkce `kqRWallFunction` pro kinetickou energii turbulence k a `epsilonWallFunction` pro disipaci energie turbulence ε .

Hodnota kinetické energie turbulence na vstupu k_{In} v byla volena dle vztahu [35]:

$$k_{In} = \frac{3}{2}(U_{In} \cdot I)^2, \quad (3.35)$$

kde U_{In} [m/s] je vstupní rychlost proudění a I [-] je intenzita turbulence. Pro případ větrem obtékané budovy je doporučeno volit intenzitu turbulence kolem 10 %. [24] Vstupní hodnotu pro disipaci energie turbulence je možné určit z rovnice [35]:

$$\varepsilon_{In} = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_{In}^{\frac{3}{2}}}{l}, \quad (3.36)$$

kde $C_\mu = 0,09$ a l je turbulentní měřítko, které volíme dle doporučení jako 5 % z výšky výpočetní domény. [36]

3.6.4 Numerická schémata

Numerická schémata použitá při diskretizaci jednotlivých členů řešených rovnic jsou volena v souboru `fvSchemes`. Uživatel OpenFOAMu má na výběr ze široké palety schémat, které jsou detailněji specifikovány např. v [33]. V Tab. 3-3 jsou uvedena schémata použitá v této práci.

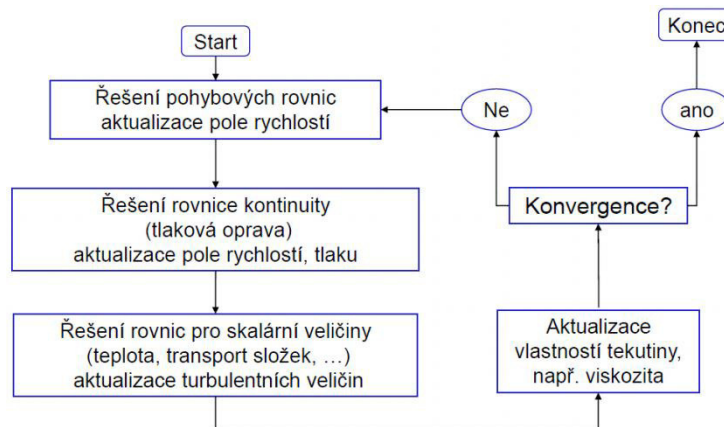
Matematické vyjádření	Zápis v OpenFOAMu	Zvolené schéma
$\frac{\partial \phi_i}{\partial t}$	<code>ddtSchemes</code>	<code>steadyState</code>
$\frac{\partial \phi}{\partial x_i}$	<code>gradSchemes</code>	<code>Gauss linear</code>
$\frac{\partial \phi_j}{\partial x_j}$	<code>divSchemes</code>	<code>Gauss linearUpwind</code>
$\frac{\partial^2 \phi_i}{\partial x_j^2}$	<code>laplacianSchemes</code>	<code>Gauss linear corrected</code>

Tab. 3-3: Seznam použitých numerických schémat při diskretizaci rovnic. [33]

Pozn.: Zvolené schéma pro nahrazení časové derivace se nazývá `steadyState`, což ukazuje na fakt, že rovnice jsou řešeny jako pro stacionární úlohu.

3.6.5 Řešič porousSimpleFoam

Pro řešení stacionárního proudění nestlačitelné tekutiny se obvykle volí iterační postup známý jako *metoda tlakových korekcí*. Iterativně se upravuje tlakové pole s cílem vyřešit z pohybových rovnic rychlostní pole tak, aby splňovalo rovnici kontinuity. Tento algoritmus se v CFD označuje zkratkou *SIMPLE* (angl. *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*). Zjednodušené schéma SIMPLE algoritmu je na Obr. 3-10.



Obr. 3-10: Schéma řešení rovnic pomocí algoritmu SIMPLE. [30]

V OpenFOAMu se algoritmus SIMPLE, a tedy i celá simulace spouští příkazem `simpleFoam`. Chceme-li však v úloze zavést jednoduché homogenní porézní médium, musíme k původním N-S rovnicím přidat zdrojový člen S_i , který můžeme vyjádřit ve tvaru tzv. *Darcyovy-Forchheimerovy rovnice* jako [37]:

$$S_i = - \left(\mu D_{ij} + \frac{1}{2} \rho |u_{jj}| F_{ij} \right) u_i, \quad (3.37)$$

kde D_{ij} a F_{ij} jsou tenzory vyjadřující viskózní a setrvačné ztráty. Tlakovou ztrátu porozity obvykle získáme z experimentálního měření v závislosti na vstupní rychlosti proudění:

$$\frac{\Delta p}{\rho}(u) = C_1 \cdot u + C_2 \cdot u^2. \quad (3.38)$$

Porozita použitá v této práci modeluje tlakovou ztrátu výměníku, který je tvořený žebrovanými trubkami. Je tak zřejmé, že budeme uvažovat tlakovou ztrátu jen ve směru proudění vzduchu. V ostatních směrech pak bude tlaková ztráta uměle navýšena o 3 řády. Hodnoty D_{ij} [m^{-2}] a F_{ij} [m^{-1}] ve směru proudění pak snadno vyjádříme jako:

$$D = \frac{C_1 \cdot \rho}{\mu \cdot b_p}, \quad F = \frac{2 \cdot C_2}{b_p}, \quad (3.39)$$

kde b_p [m] je šířka porozity ve směru procházejícího vzduchu. Simulace nestlačitelného proudění při uvažování porózního média se v OpenFOAMu spouští příkazem `porousSimpleFoam`. Tento řešič vyžaduje přítomnost souboru `porosityProperties`, kde jsou definovány parametry porozity jako její geometrie a koeficienty D_{ij} a F_{ij} .

4 CFD model ACC zmenšené velikosti

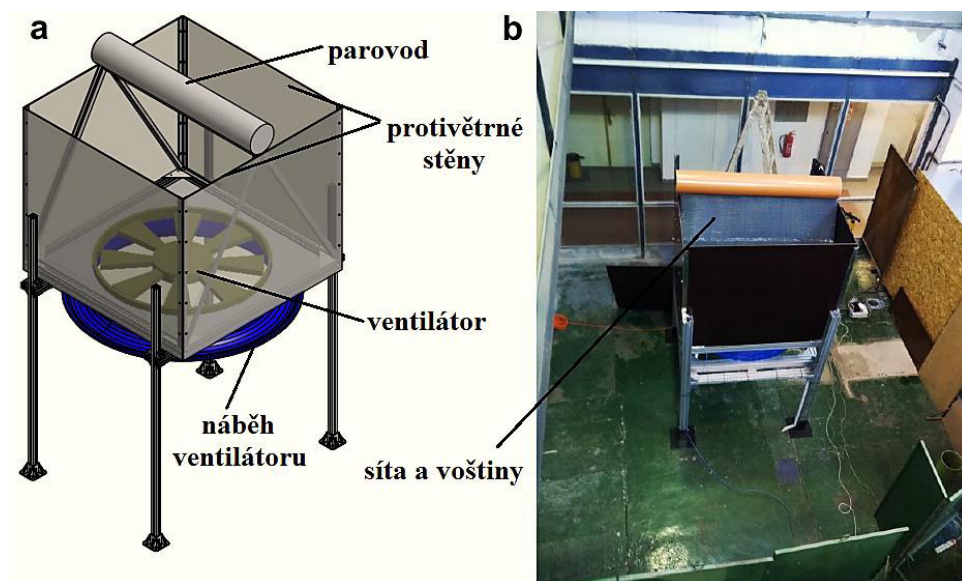
Cílem této kapitoly je navrhnout a experimentálně ověřit CFD model ACC zmenšené velikosti, který bude později aplikován pro složitější výpočty již reálně rozměrného systému. Zjednodušený CFD model jedné buňky ACC odpovídá uspořádání experimentu dle [3], a to nejen co se týče samotného modelu, ale i dispozičně. Modelována je tak i převážná část laboratoře, kde je experimentální ACC umístěno.

V úvodu je CFD model detailněji popsán z hlediska použité geometrie, tvorby výpočetní sítě a volby okrajových podmínek. Poté je pozornost zaměřena na modelování aktivních částí ACC, a to modelu výměníku a ventilátoru. Další část je věnována již simulacím samotným. CFD model zmenšeného ACC má sloužit hlavně pro nalezení optimálních parametrů modelu, proto jediným vstupem bude ventilátor, který vhání vzduch na výměníky. Hodnotícím parametrem bude objemový průtok, který bude porovnán s výsledky experimentálního měření.

Volba optimální sítě pro další výpočty bude ověřena jednoduchým testem pro vícero otáček ventilátoru. Poté se bude posuzovat vliv numerického schématu při diskretizaci konvektivního členu v řešených rovnicích a v závěru se vyzkouší různé turbulentní modely. Výsledky jednotlivých testů budou vždy konfrontovány s výsledky experimentálního měření. Závěrem této kapitoly budou grafické výstupu optimálně nastaveného CFD modelu ACC, který bude aplikován při následných simulacích ACC reálné velikosti při uvažování okolních vlivů.

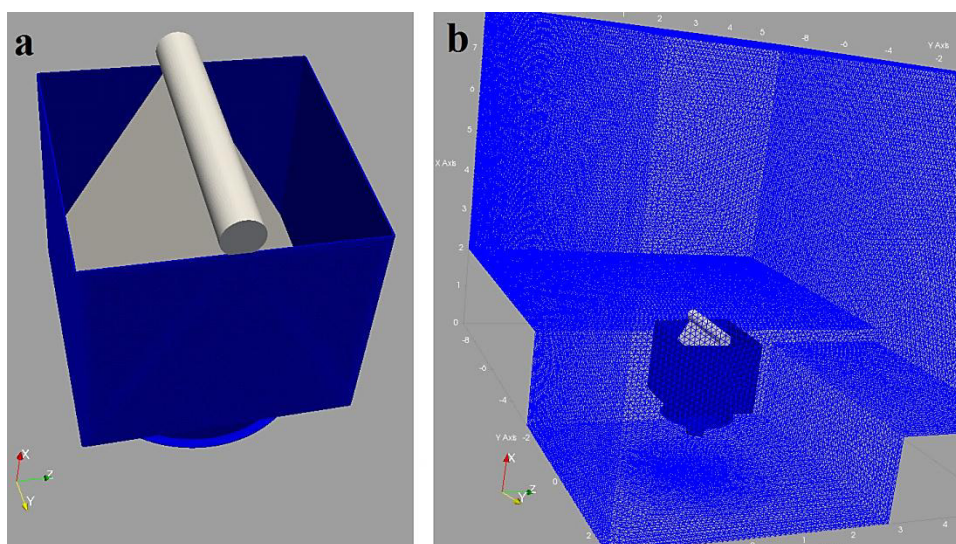
4.1 Geometrie

Geometrie CFD modelu vychází z experimentálního měření [3], jehož výsledky posléze sloužily k validaci. Podle realizovaného návrhu dle Obr. 4-1 se model skládá z jedné buňky ACC o půdorysu 1,5 x 1,5 m s charakteristickým vrcholovým úhlem 60°.



Obr. 4-1: Experimentální model ACC: a) návrh (bez náhrady výměníků) b) realizace. [3]

Výměníky a teplosměnné plochy jsou nahrazeny jemnými sítmi a voštinami. Voštiny zajišťují stáčení proudu vzduchu do normály plochy kondenzátoru tak, jak je tomu u reálného kondenzátoru a síta nahrazují tlakovou ztrátu žebrovaných trubek. Ventilátor o průměru 1,2 m se nachází ve výšce 1,55 m nad zemí a je poháněn frekvenčně řízeným elektromotorem o výkonu 11kW. [38] Buňka rovněž obsahovala i náhradu parovodu, protivětrné stěny o výšce 1,3 m či náběh ventilátoru.

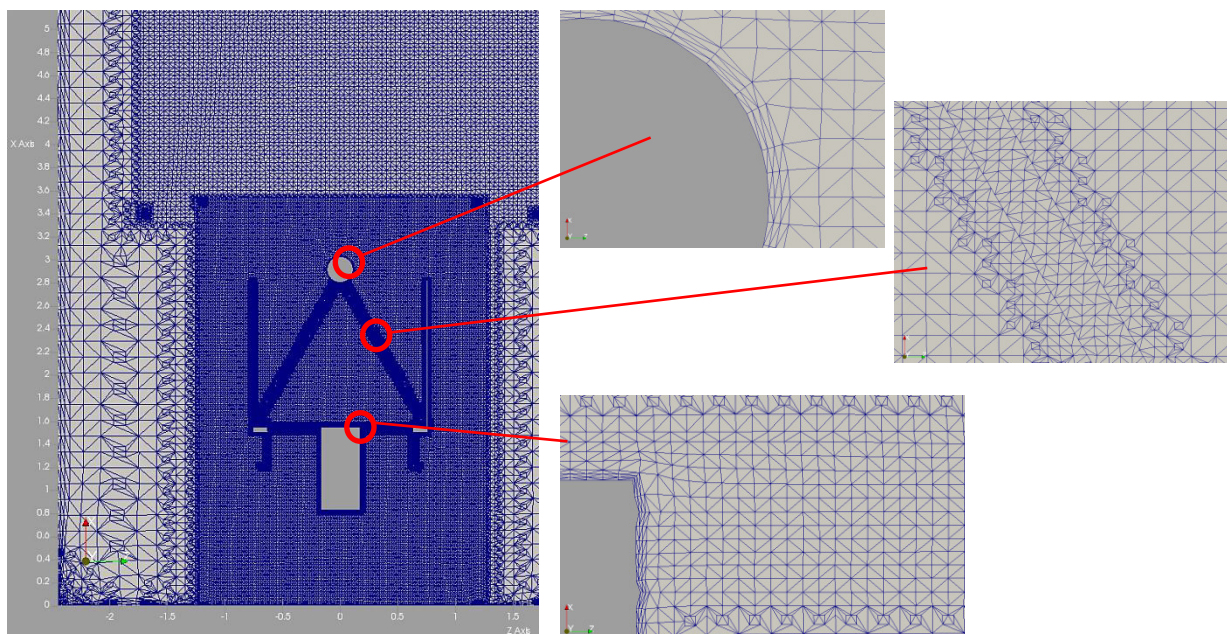


Obr. 4-2: Geometrie CFD modelu ACC zobrazená v ParaView: a) model buňky b) umístění buňky v rámci laboratoře.

Geometrie CFD modelu na Obr. 4-2 zjednodušuje oproti experimentálnímu modelu z Obr. 4-1a především konstrukční detaily jako je nosná konstrukce s kotvením, různé šroubové i svarové spoje nebo detaily elektromotoru či náběhu ventilátoru. Předpokladem však je, že tato zjednodušení výsledné proudění ovlivňují jen zanedbatelně. Součástí modelu jsou také prostory laboratoře o rozměrech 12,5 x 8 x 8 m, ve kterých se měření odehrává (Obr. 4-2b). Nahrazení ventilátoru a síta s voštinami bude probráno v kapitolách 4.4 a 4.5.

4.2 Tvorba sítě a okrajové podmínky

K tvorbě výpočetní sítě byl použit program SnappyHexMesh, představený v kapitole 3.6.2. Při tvorbě sítě byl kladen důraz na zjemnění sítě v místech, kde se očekávají gradienty rychlostního či tlakového pole, a to především v oblasti kolem ventilátoru, výměníků a kolem stěn. K tomuto účelu byly do modelu implementovány zjemňovací bloky, které se umístily kolem oblastí, které vyžadovaly jemnější síť. Byly použity 2 typy hranic, a to *wall* na stěny, a *cyclic* pro plochu ventilátoru kvůli pozdější definici skokové okrajové podmínky pro tlak. Na stěny modelu byly přidány 3 vrstvy zploštělých buněk. Na Obr. 4-3 je možné vidět řez sítě středem ventilátoru a elektromotoru.



Obr. 4-3: Řez výpočetní sítě v ose ventilátoru.

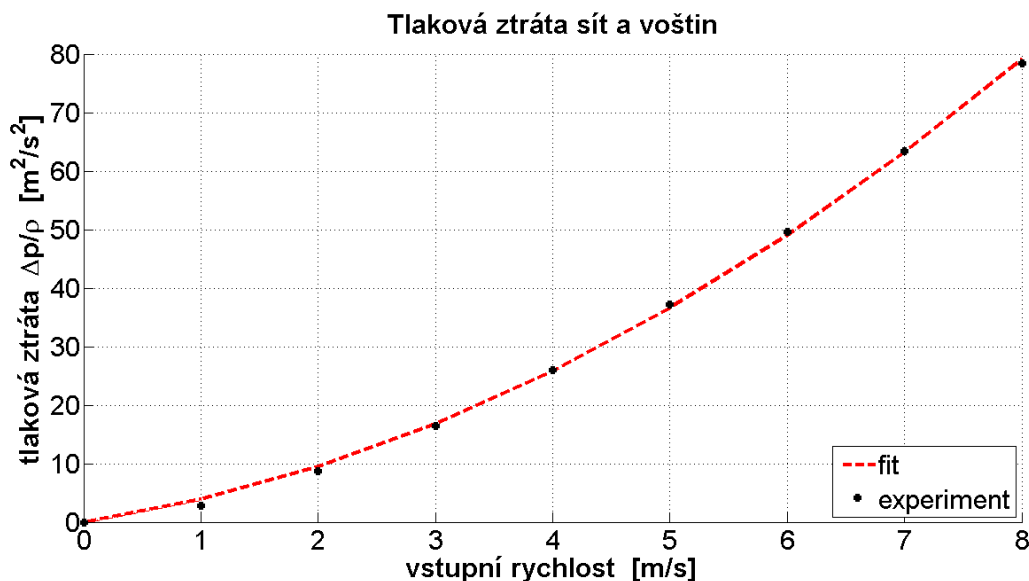
Po vytvoření výpočetní sítě je z hlediska korektní formulace úlohy nutné definovat okrajové podmínky (OP) pro vektor rychlosti u_i a tlak p . Výchozí výpočet používal turbulentní model Realizable $k - \varepsilon$, a proto se také zavádějí OP pro kinetickou energii turbulence k , a disipaci specifické energie ε . Seznam použitých okrajových podmínek je uveden v Tab. 4-1.

Typ hranice	u	p	k	ε
wall	fixedValue (0 0 0)	zeroGradient	kqRWallFunction	epsilonWallFunction
cyclic	zeroGradient	fan jumpTable	cyclic	cyclic

Tab. 4-1: Soupis okrajových podmínek pro CFD model ACC zmenšené velikosti.

4.3 Model výměníku

Výměník CFD modelu je modelován jako porózní médium, které umožňuje nastavit různé tlakové ztráty pro každou ze tří stran porózního média. Výměník v experimentálním modelu je nahrazen sítí a voštinami, jehož tlaková ztráta byla experimentálně změřena v [23]. Graf závislosti tlakové ztráty na vstupní rychlosti proudění je na Obr. 4-4. Křivka *fit* označuje proložení bodů polynomem dle rovnice 3.38.



Obr. 4-4: Závislost tlakové ztráty sít a voštin na vstupní rychlosti. [23]

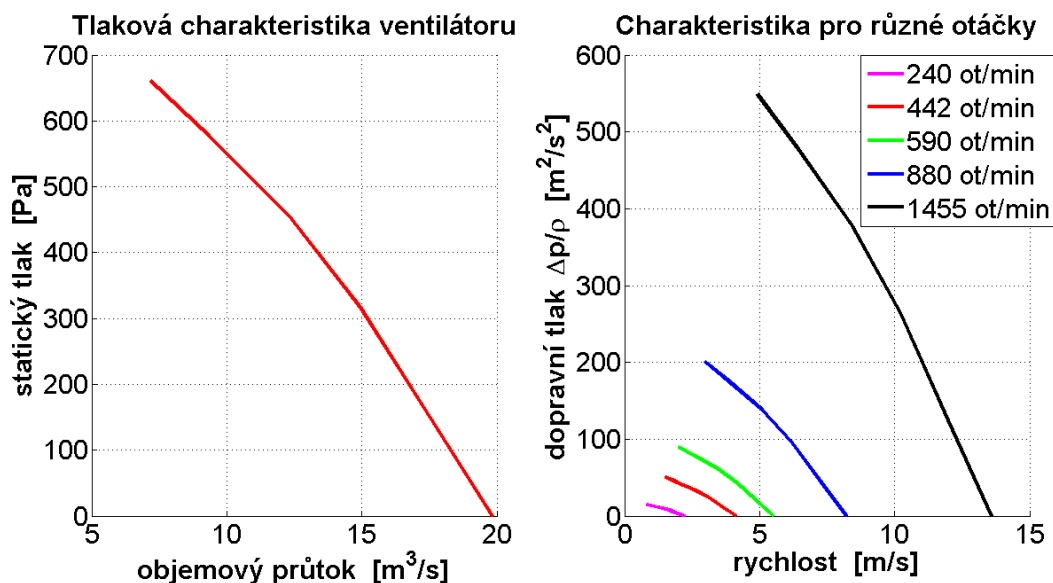
Pro účely modelování tlakové ztráty porozity byl zvolen model Darcy-Forchheimer, který byl již představen v kapitole 3.6.5. Plocha jedné porozity je 1,5 x 1,4 m a její šířka činí $b_p = 4 \text{ cm}$. Koeficienty tlakové ztráty D_{ij} a F_{ij} , dopočtené dle rovnic 3.39 jsou uvedeny v Tab. 4-2. Vzduch v porozitách proudí jen v myšleném směru osy x (po transformaci souřadného systému), ve směru osy y a z jsou tak koeficienty několikrát zvětšeny.

Viskózní odpor D_{ij} [m^{-2}]		Setrvačný odpor F_{ij} [m^{-1}]	
D_{xx}	$5,007 \cdot 10^6$	F_{xx}	42,95
$D_{yy} = D_{zz}$	$5,007 \cdot 10^9$	$F_{yy} = F_{zz}$	$42,95 \cdot 10^3$

Tab. 4-2: Koeficienty tlakové ztráty sít a voštin podle modelu Darcy-Forchheimer.

4.4 Model ventilátoru

Pro modelování ventilátoru se nabízí několik možností. Od jednoduché tlakové podmínky typu `fixedJump`, až po nestacionární model rotujících lopatek ventilátoru. V návaznosti na zdroj [3] se ukázalo jako postačující modelovat ventilátor okrajovou podmínkou typu `fan`. Tato OP simuluje chování ventilátoru, kde dochází ke skokové změně výstupního tlaku za ventilátorem podle vstupní rychlosti proudění. Lopatky ventilátoru tím pádem stačí nahradit jednoduchou plochou, která odpovídá malému a velkému průměru ventilátoru. Tlakovou charakteristiku ventilátoru lze importovat do tlakové OP např. jako koeficienty polynomu použitím funkce `jumpTable`. Na Obr. 4-5 je možné vidět výrobcem danou tlakovou charakteristiku použitého ventilátoru *HB 125 T4 11kW (A7:4)*. [38] Aby bylo možné porovnávat výsledky s experimentálním měřením, charakteristika byla podle *Trnky*[39] přepočtena z maximálních otáček $1455 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ i pro otáčky nižší, konkrétně pro 240, 442, 590 a $880 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$.



Obr. 4-5: Tlaková charakteristika ventilátoru HB 125 T4 11kW (A7:4). [38]

V Tab. 4-3 jsou uvedeny konstanty polynomů třetího řádu e_k , které aproximují přepočtené charakteristiky ventilátoru pro jednotlivé otáčky. Polynom tak odpovídá rovnici:

$$\frac{\Delta p}{\rho}(u) = \sum_{k=0}^3 e_k \cdot u^k \quad (4.1)$$

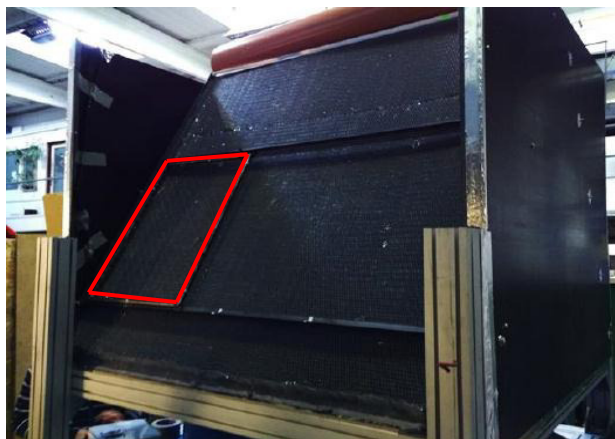
Otáčky [ot · min ⁻¹]	Konstanty polynomu				Interval rychlosti [m · s ⁻¹]	
	e_0	e_1	e_2	e_3	u_{min}	u_{max}
240	17,977	-1,173	-3,439	0,124	0,81	2,24
442	60,973	-2,159	-3,439	0,067	1,49	4,12
590	108,642	-2,882	-3,439	0,051	1,99	5,51
880	241,69	-4,299	-3,439	0,034	2,98	8,21

Tab. 4-3: Charakteristika ventilátoru pro jednotlivé otáčky v podobě konstant polynomu.

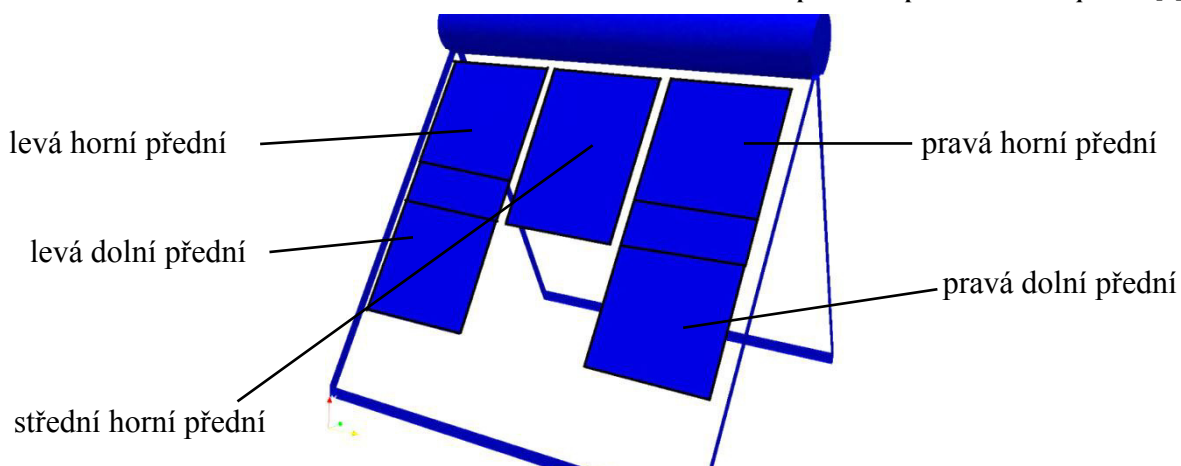
4.5 Experimentální měření ACC

Výsledky CFD simulací budou porovnávány s výsledky měření, které bylo prováděno experimentálním ACC z Obr. 4-1b. Porovnávat se bude objemový průtok vzduchu, který projde teplosměnnou plochou při konstantních otáčkách ventilátoru. Průtok byl měřen průtokoměrem o ploše 632 x 442 mm na bázi *MCCA* (angl. *Multi Constant Current Anemometer*) ve čtyřech různých polohách pracovních označených jako – *střední horní*, *levá dolní*, *levá horní* a *pravá horní*. Příklad umístění polohy *levá dolní* označuje levý dolní roh a srozumitelněji je tato poloha vidět na Obr. 4-6.

Pro potřeby vyhodnocování se ještě zavedlo doplňující označení pro porozitu, kde se průtok měří, a to *přední* nebo *zadní*. Polohou *přední* je myšlena porozita poblíže k prosklené stěně z Obr. 4-1b. *Zadní* porozita je pak zrcadlově symetrická podle střední roviny ACC. Obr. 4-7 ukazuje rozmístění zbylých kontrolních ploch, kde byl průtok vyhodnocován.

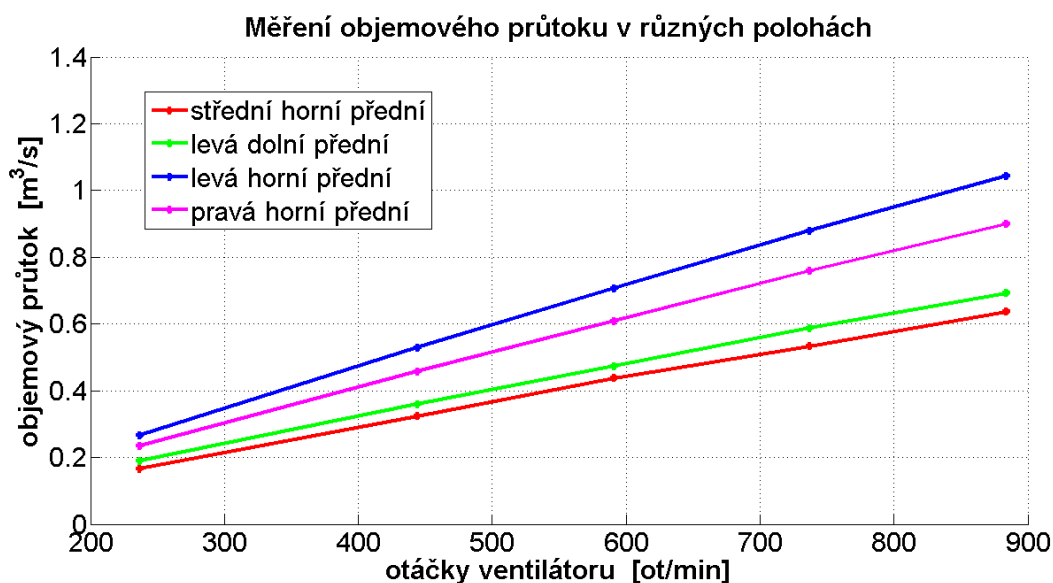


Obr. 4-6: Měření průtoku v poloze *levá dolní přední*. [3]



Obr. 4-7: Ukázka poloh průtokoměru při měření. Pozn.: Plochy na levé a pravé straně se vzájemně překrývají zhruba 1/4 své plochy.

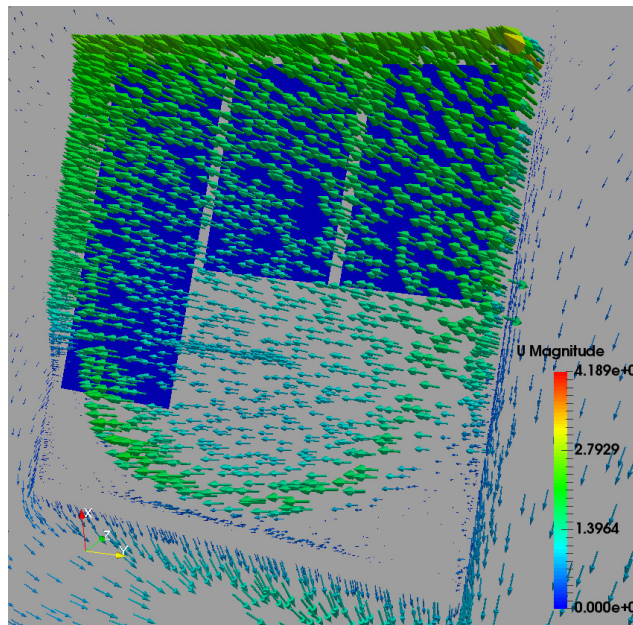
Měření probíhalo pouze na *přední* porozitě, a to při konstantních otáčkách ventilátoru – 237, 444, 591, 737 a 884 $ot \cdot min^{-1}$. Výsledné objemové průtoky vzduchu změřené v různých polohách jsou na Obr. 4-8.



Obr. 4-8: Výsledky experimentálního měření průtoku v různých polohách a při různých otáčkách ventilátoru. [3]

Nejvyšší průtoky byly naměřeny v horních rozích, zatímco nejnižší v horním středu. Výsledky měření však musí být brány s patřičnou rezervou, protože průtokoměr nebyl kalibrován pro umístění v blízkosti stěny, kde mohlo docházet k doprovodným jevům jako např. k odtržení proudu.

Naši úvahu o nekorektně naměřených průtocích v horních rozích můžeme ještě doplnit o hodnocení rovnoměrnosti rychlostního pole na přední porozitě. Na Obr. 4-9 je výsledné rychlostní pole při otáčkách ventilátoru $590 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Ze CFD simulace je patrné, že pole rovnoměrné není. U horních a bočních okrajů porozity je rychlost nejvyšší (kolem $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), zatímco v dolních rozích vzduch skoro neproudí. Horní rohy by tak měly dosahovat největších průtoků, ale nikoliv s rozdílem 40% v případě levého rohu vůči středu či 30% v případě rohu pravého. Největší váhu tak autor bude přikládat výsledkům změřených v horním středu.

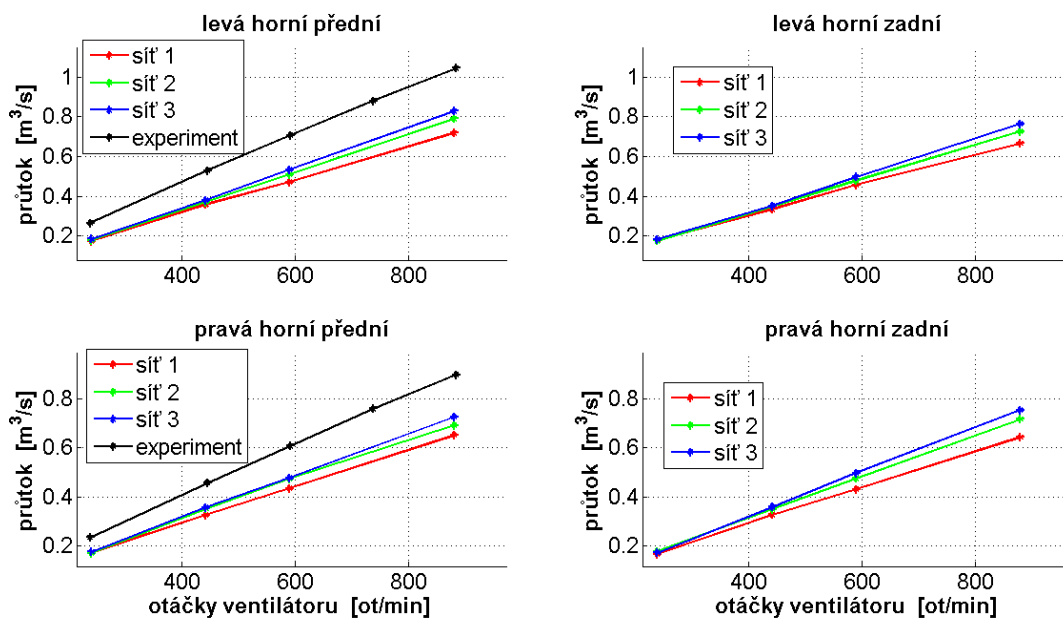


Obr. 4-9: Rychlostní pole na přední porozitě získané ze CFD simulace.

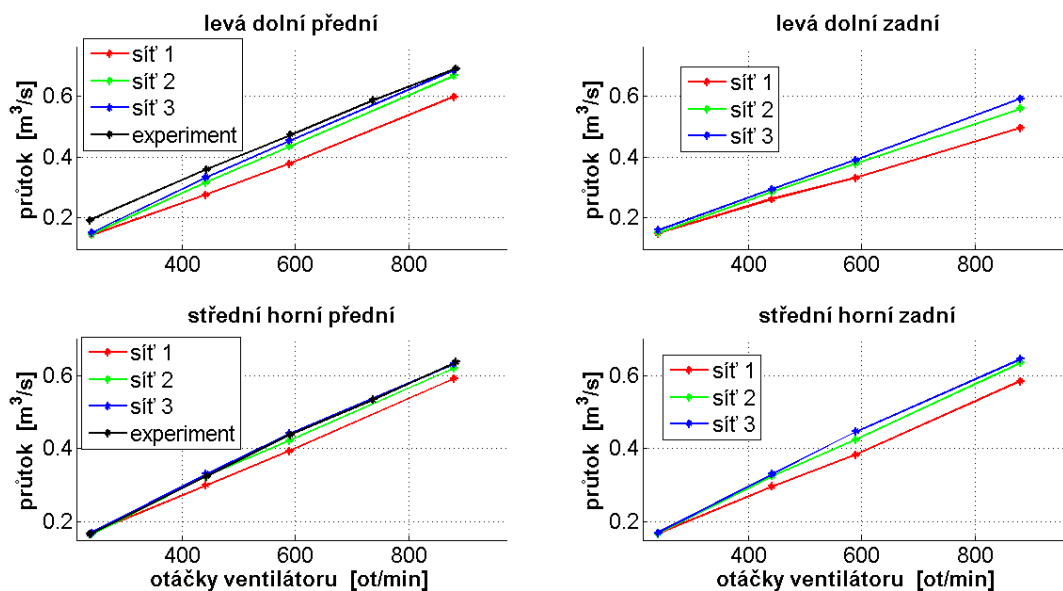
4.6 Test nezávislosti řešení na výpočetní síti

V programu SnappyHexMesh byly celkem vytvořeny 3 sítě. První (sít' 1) z nich s počtem 4 252 394 buněk zjemňovala místa, kde se obecně očekávaly gradienty, tedy u stěn, kolem ventilátoru a porozity. Poté byl přidán další blok nad ACC kvůli detailnějšímu výpočtu mezi ACC a stropem laboratoře. Tato síť (sít' 2) s počtem 6 021 120 buněk dále zjemňovala místa kolem ventilátoru a porozity o další úroveň. U třetí sítě (sít' 3) byla pak ještě zvýšena úroveň zjemnění v bloku kolem celého ACC, což zvedlo počet buněk až na 13 346 547.

Pro všechny 3 sítě byly provedeny simulace při různých otáčkách ventilátoru. Hodnoceným kritériem byl objemový průtok vzduchu přes plochy na porozitě zobrazené na Obr. 4-8. Navíc se vyhodnocovaly i průtoky na zadní porozitě, s těmi však nebylo možné experimentální srovnání.



Obr. 4-10: Porovnání průtoků v levém a pravém horním rohu při použití různých sítí.



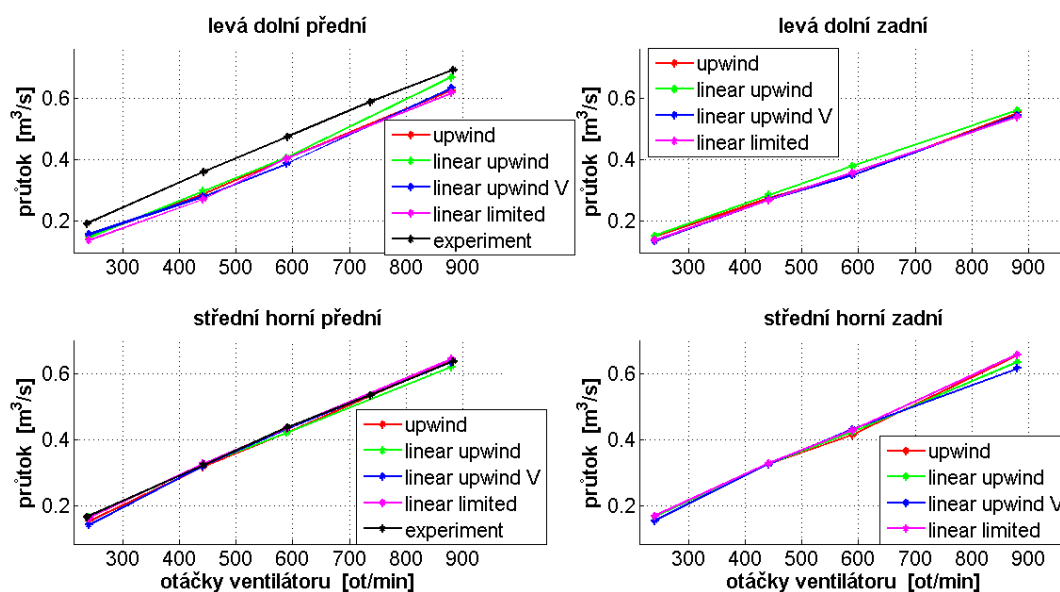
Obr. 4-11: Porovnání průtoků v levém dolním rohu a uprostřed při použití různých sítí.

Vypočtené průtoky v horních rozích porozit jsou vidět na Obr. 4-10. Experimentální měření se od nejjemnější sítě s číslem 3 liší v průměru o 25 %. Průtoky na přední a zadní porozitě se liší v průměru o 4 %, což je důsledek symetrie proudění v ACC. Značně optimističtější výsledky přináší porovnání průtoků v levém dolním rohu a v horním středu, které je možné vidět na Obr. 4-11. Nejjemnější síť se odchyluje zhruba o 8 % v levém dolním rohu a o pouhých 2 % v horním středu. Symetrie proudění mírně kolísá v levém dolním rohu, kdy přední porozitou protéká o 10 % více vzduchu než zadní, zatímco horní střed dává takřka identické průtoky z obou stran.

Ze všech porovnání dosahují nejnižších průtoků simulace, které probíhaly na první síti. Zjemnění dvou dalších sítí posunulo průtoky výsledkově blíže k hodnotám z experimentů, přičemž druhá síť se od té třetí liší v průměru o 4 %. Tuto odchylku považuje autor práce, i vzhledem k výpočetní náročnosti třetí sítě, jako přijatelnou a pro další simulace bude použita síť s číslem 2 s 6 021 120 buňkami.

4.7 Test numerických schémat

Další test se bude zabývat vlivem numerického schématu na výsledky simulací. V kapitole 3.5 byl zmíněn význam interpolačního schématu pro získání hodnoty na stěně pomocí hodnot z okolních uzlů. Pro diskretizaci konvektivního členu v řešených pohybových rovnicích byla postupně vyzkoušena 4 různá schémata – *upwind 1. řádu (upwind)*, *upwind 2. řádu (linear upwind)*, *V-schéma upwind 2. řádu (linear upwind V)* a schéma *linear limited*. [33] Na Obr. 4-12 je uvedeno porovnání průtoků v levém dolním rohu a v horním středu při použití různých schémat. Získané výsledky jsou pro různá schémata velmi podobné, od experimentu se liší v levém dolním rohu v průměru o 15 %, ve středu horní porozity je rozdíl jen 2 %.



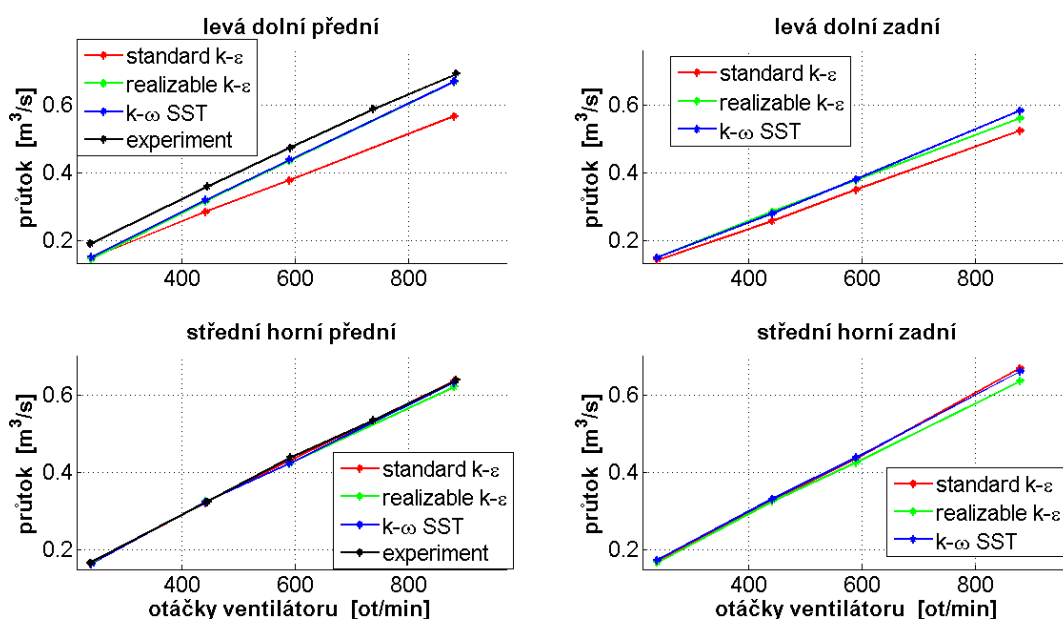
Obr. 4-12: Porovnání průtoků v levém dolním rohu a uprostřed při použití různých schémat.

Porovnání průtoků v horních rozích přináší podobné odchylky od měření jako na Obr. 4-10. Z Obr 4-12 neplyne jednoznačný vítěz, který by výsledky jasně posouval blíže k experimentu. Proto o výsledném schématu bude rozhodnuto na základě stability řešení. Ze všech schémat se jako nejstabilnější jevil upwind 1. a 2. řádu, z nichž pochopitelně volíme ten o vyšší přesnosti, tedy upwind 2. řádu.

4.8 Test turbulentních modelů

Jak již bylo naznačeno v kapitole 3.4 a 3.4.1, výsledky CFD simulací závisí na volbě turbulentního modelu. Ty se od sebe liší jak v matematickém popisu, tak i ve stanovení turbulentní viskozity či rozdílnými stěnovými funkcemi. Pro CFD model ACC byly zvoleny 3 varianty dvourovnicových turbulentních modelů, které byly postupně simulovány při různých otáčkách ventilátoru. První byl *standard k – ε*, který je již popsán v kapitole 3.4.2. Dále pak byly testovány modely *realizable k – ε* a *k – ω SST*. Konstanty jednotlivých modelů byly převzaty z výchozího nastavení softwaru OpenFOAM.

Na Obr. 4-13 je zobrazeno porovnání průtoků z experimentu a ze CFD simulací s různými turbulentními modely. Průtoky v levém dolním rohu dle *realizable k – ε* a *k – ω SST* dávají takřka stejné hodnoty, které se od měření liší průměrně o 10 %. Model *standard k – ε* se odchyluje od měření o více než 20 %, stejný trend je patrný i na zadní porozitě. Průtoky plochou v horním středu se liší jen o 2 % a v podstatě zde průtoky ze CFD simulací při různých turbulentních modelech splývají s experimentálními daty. Z výsledků opět nevychází jednoznačně nejlepší volba, ale i zde se rozhodne na základě stability výpočtu během řešení. Model *k – ω SST* konvergoval k řešení jen po značném snížení relaxačních koeficientů, proto autor práce zvolil jako finální turbulentní model *realizable k – ε*.

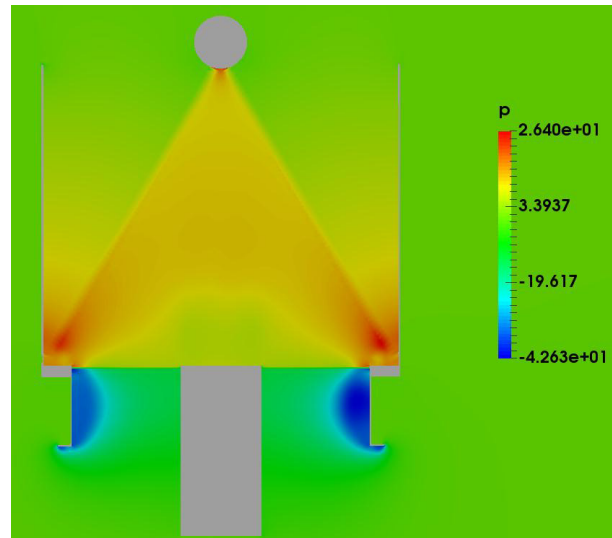


Obr. 4-13: Porovnání průtoků v levém dolním rohu a uprostřed při použití různých turbulentních modelů.

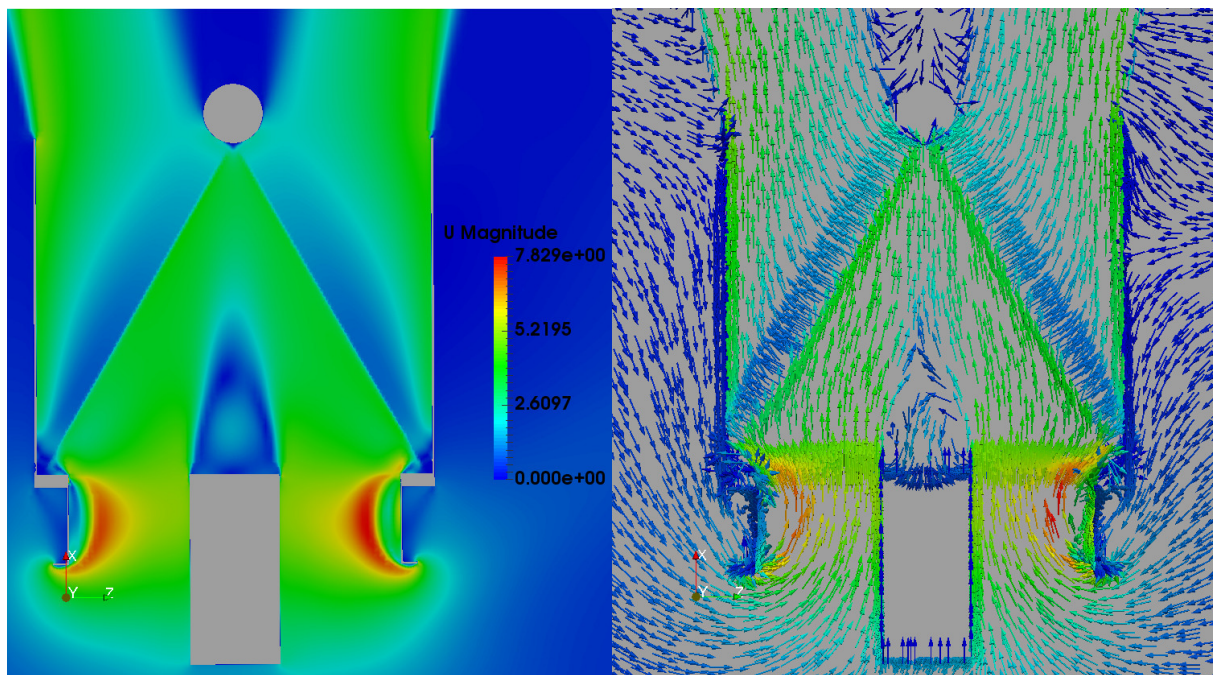
4.9 Výsledný CFD model

Na základě testů z předchozích kapitol 4.6, 4.7 a 4.8 jsme došli k nastavení CFD modelu, které se výsledkově přiblížilo experimentálním výsledkům. Pro simulaci turbulentního proudění vzduchu při konstantní teplotě 25°C a referenčním tlaku 0 Pa byl použit řešič PorousSimpleFoam se zvoleným modelem turbulence realizable $k - \varepsilon$. Okrajové podmínky se lišily podle otáček ventilátoru. Výměník ACC byl nahrazen modelem porézního média. Pro CFD model byla zvolena síť s 6 021 120 buňkami, která byla shledána jako dostatečně jemná, aby na ní bylo řešení nezávislé. Pro náhradu konvektivního členu byl z hlediska numerické matematiky použitý upwind 2. řádu.

Výsledky CFD modelu byly vyhodnocovány ve formě objemových průtoků vzduchu přes definované plochy na porozitách. Odchyly od experimentálně naměřených průtoků jsou průměrně 20 % v horních rozích, 10 % v levém dolním rohu a 2 % v horním středu přední porozity. Na Obr. 4-14 a Obr 4-15 je vidět graficky znázorněné tlakové a rychlostní pole v řezu ventilátoru při rychlosti 590 $ot \cdot min^{-1}$.



Obr. 4-14: Tlakové pole v řezu ventilátoru při rychlosti 590 ot/min . [vlastní tvorba]



Obr. 4-15: Skalární a vektorové rychlostní pole v řezu ventilátoru při rychlosti 590 ot/min .

5 CFD model ACC reálné velikosti

Tato kapitola se bude zabývat návrhem CFD modelu ACC o reálné velikosti, který bude rovněž zahrnovat i bezprostřední zástavbu a okolní vítr. Model je inspirován teplárnou Bučina ve slovenském Zvolenu. Tamní vzduchový kondenzátor se skládá ze dvou buněk ACC o celkovém tepelném výkonu 16 208 kW. [21] Nastavení CFD modelu z hlediska sítě či turbulentního modelu bude z převážné části vycházet z kapitoly 4. Hlavním cílem této kapitoly je analyzovat účinnost ACC při uvažování výše uvedených nenávrhových podmínek.

Nejprve bude v kapitole 5.1 detailněji popsána použitá geometrie vycházející z reálně rozměrného zařízení. Následovat bude tvorba sítě a stanovení okrajových podmínek v kapitole 5.2. Podobně jako u CFD modelu zmenšené velikosti budeme i zde ventilátor a výměník jen zjednodušeně modelovat. Charakteristiky použitých ventilátorů či experimentálně naměřená tlaková ztráta reálného výměníku budou diskutovány v kapitolách 5.3 a 5.4. Nastavení simulace, z hlediska zvoleného řešiče, turbulentního modelu apod. krátce shrne kapitola 5.5. Poté přijdou ke slovu výsledky simulací. Nejprve se v kapitole 5.6 bude hodnotit vliv samotného větru bez uvažování okolní zástavby a v kapitola 5.7 již bude uvažovat i budovy v okolí ACC. Kapitola 5.8 pak porovná hodnotu sděleného tepla ACC při uvažování rovnoměrného i nerovnoměrného rychlostního pole na porozitách.

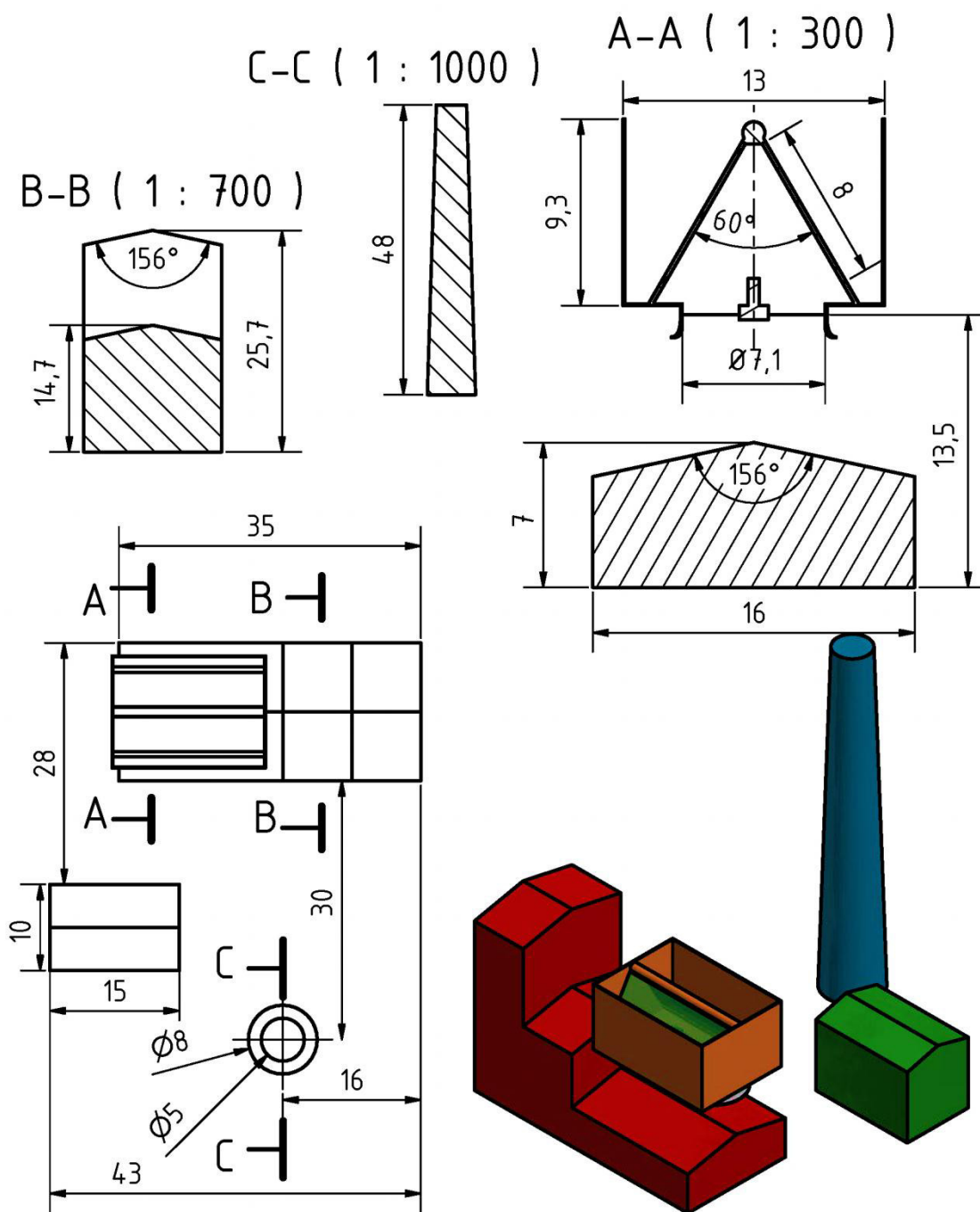
5.1 Geometrie

Geometrie CFD modelu vychází z reálného vzduchem chlazeného kondenzátoru, který je možné vidět na Obr. 5.1, kde je i spolu s pohledem na výměníky v podobě víceřadých žebrovaných trubek kruhového průřezu. Chladicí systém se skládá ze dvou buněk ACC o půdorysu 13 x 18 m s vrcholovým úhlem u výměníku 60°. Dvojice stejných ventilátorů o průměru 7,1 m a výkonu 47 kW se nachází ve výšce 13,5 m nad zemí. [40] Protivětrné stěny dosahují výšky 9,3 m.



Obr. 5-1: Vzduchem chlazený kondenzátor ve Zvolenu, SK. [21]

Výkres geometrie na Obr. 5-2 ukazuje umístění ACC spolu s o okolní zástavbou, jež je tvořena 3 objekty. Samotný kondenzátor (na Obr. 5-2 hnědě) je přistavěnou součástí budovy sloužící jako technické zázemí teplárny (na Obr. 5-2 červeně). V této budově (dále *kotelna*) se nachází oba kotle i parní turbína s generátorem. Druhý objekt zastupuje budovu *skladu* (na Obr. 5-2 zeleně), která má půdorys o rozloze 10 x 15 m a výšku 12 m. Třetím objektem je 48 m vysoký *komín* (na Obr. 5-2 modře) o základním průměru 8 m.

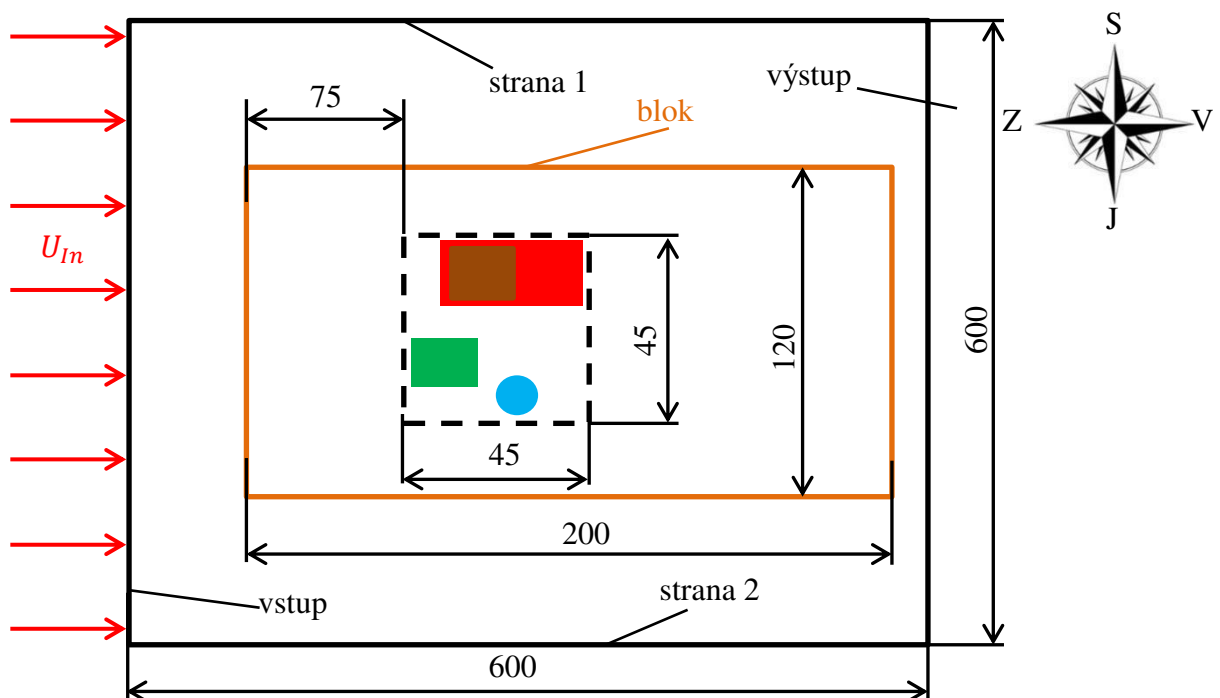


Obr. 5-2: Výkres geometrie CFD modelu ACC reálné velikosti. Pozn. rozměry v [m].

Oproti realitě CFD model zjednodušuje či úplně zanedbává geometrii konstrukčních detailů, jako např. nosné konstrukce ACC, převisy střech, přírodní parovodu, schodiště pro obsluhu, pěší lávky uvnitř ACC, detaily elektromotorů, náběhů ventilátorů apod. I zde předpokládáme, že zmíněná zjednodušení ovlivňují výsledné proudění nevýznamně.

5.2 Tvorba sítě a okrajové podmínky

Základní principy při tvorbě sítě a nastavení programu SnappyHexMesh byly převzaty ze CFD modelu z kapitoly 4. Rozdíl však tvořily stěny kolem ACC, ty musely být dostatečně daleko, aby proudění okolního větru neovlivňovaly. Základní grafické znázornění prostoru kolem ACC při pohledu z ptačí perspektivy je patrné z Obr. 5-3. Okolní prostor je byl tvořen kvádrem o čtvercové podstavě 600 x 600 m a výšce 180 m. Typ hranice okolních stěn vychází ze směru větru. Obr. 5-3 ukazuje příklad, kdy vítr bude foukat ze západu, *vstup* a *výstup* je tak přiřazen dle schématu levé a pravé stěně. Kvůli požadovanému zjemnění sítě kolem ACC a okolních budov byl do modelu umístěn zjemňovací blok (na Obr. 5-3 oranžově) rozměrech 200 x 120 x 70 m. V závislosti na směru větru se tak mění i názvy jinak pevně daných okolních stěn, stejně tak se mění i poloha zjemňovacího bloku.



Obr. 5-3: Schéma modelu ACC z ptačí perspektivy. Pozn. rozměry v [m].

Boční stěny byly při tvorbě sítě pojmenovány jako *strana 1* a *2*, vrchní stěna nesla jméno *top* a spodní stěna byla rozdělena na dvě plochy. Plocha, která byla v kontaktu se zjemňovacím blokem, se jmenovala *podlahaACC* a zbytek tvořil plochu s názvem *podlaha*. Spodní stěna modelu byla rozdělena z důvodu úspory výpočetního času, protože zploštělé buňky pro řešení v blízkosti stěn se přidávaly jen na stěnu pod zjemňovacím blokem.

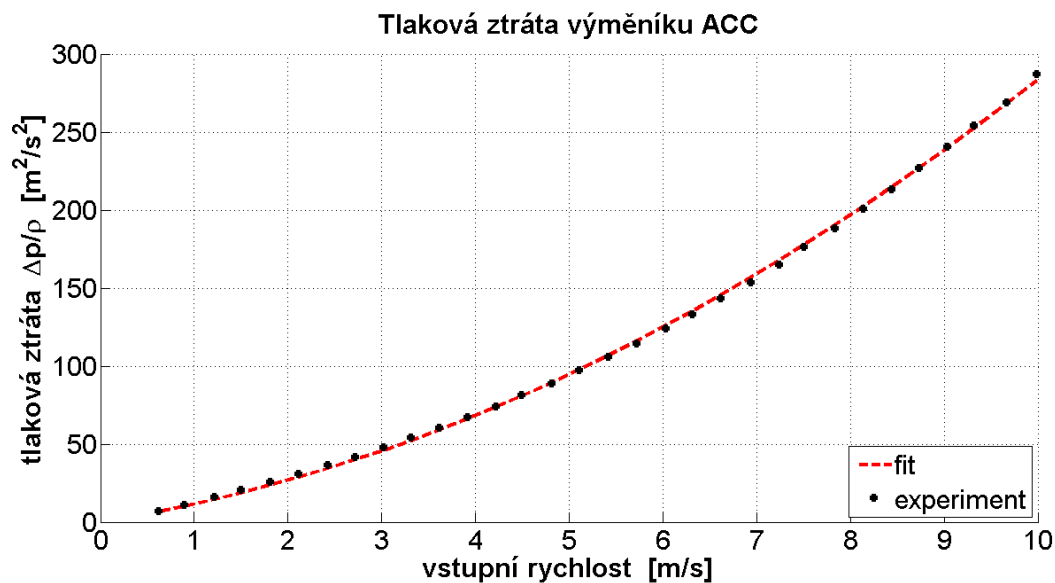
Kompletní seznam názvů a typů definovaných hranic spolu s použitými okrajovými podmínkami je uveden v Tab. 5-1.

Název hranice	Typ hranice	U	p	k	ϵ
vstup	patch	fixedValue (0 U_{in} 0)	zeroGradient	fixedValue	fixedValue
výstup	patch	inletOutlet	fixedValue 0	inletOutlet	inletOutlet
top, strana1,2	symmetry	symmetry	symmetry	symmetry	symmetry
podlahaACC	wall	noSlip	zeroGradient	kqRWall- Function	epsilonWall- Function
podlaha	wall	slip	zeroGradient	kqRWall- Function	epsilonWall- Function
ACC, komín, sklad, kotelna	wall	fixedValue (0 0 0)	zeroGradient	kqRWall- Function	epsilonWall- Function
fan1 fan2	cyclic	cyclic	fan jumpTable	cyclic	cyclic

Tab. 5-1: Soupis okrajových podmínek pro CFD model ACC reálné velikosti.

5.3 Model výměníku

Podobně jako v kapitole 4.3 i zde se výměník tvořený žebrovanými trubkami nahradí porózním médiem. Tlaková ztráta reálného výměníku tvořeného svazkem žebrovaných oválných trubek z Obr. 3-2 byla experimentálně změřena v [23]. Graf závislosti tlakové ztráty výměníku na vstupní rychlosti proudění je na Obr. 5-4. Křivka *fit* označuje proložení bodů polynomem dle rovnice 3.38.



Obr. 5-4: Závislost tlakové ztráty žebrovaných trubek oválného průřezu na vstupní rychlosti. [23]

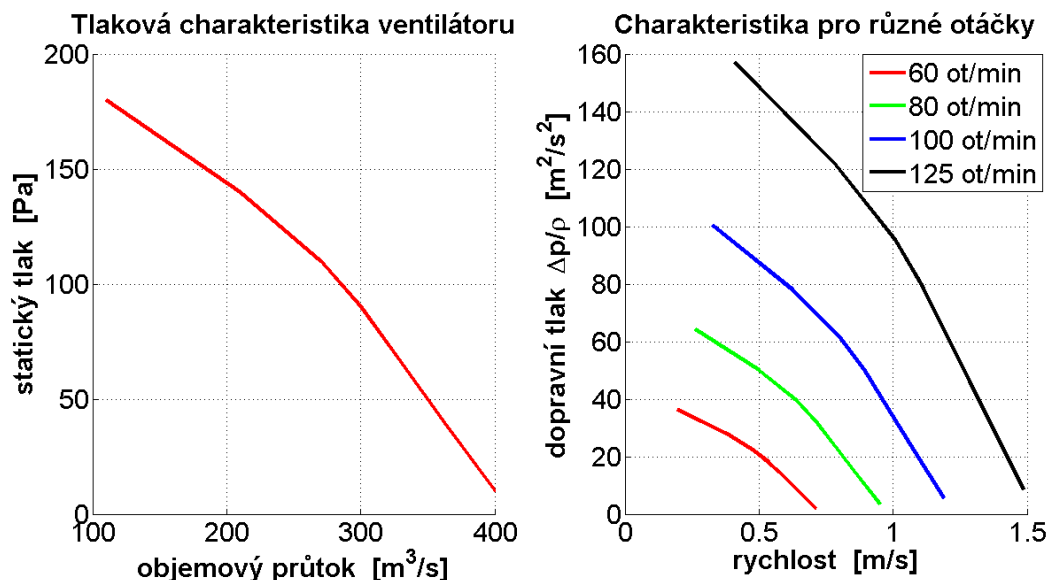
Plocha porozity je 8 x 17 m a její šířka činí $b_p = 20 \text{ cm}$. Odpovídající Darcy-Forchheimerovy koeficienty tlakové ztráty D_{ij} a F_{ij} , dopočtené dle rovnic 3.39 jsou uvedeny v Tab 5-2.

Viskózní odpor $D_{ij} [\text{m}^{-2}]$		Setrvačný odpor $F_{ij} [\text{m}^{-1}]$	
D_{xx}	$3,075 \cdot 10^6$	F_{xx}	18,81
$D_{yy} = D_{zz}$	$3,075 \cdot 10^9$	$F_{yy} = F_{zz}$	$18,81 \cdot 10^3$

Tab. 5-2: Koeficienty tlakové ztráty žebrovaných trubek podle modelu Darcy-Forchheimer.

5.4 Model ventilátoru

Použité ventilátory typu ACE-P-0857 47 kW jsou modelovány tlakovou okrajovou podmínkou typu fan. [40] Tlaková charakteristika daná výrobcem je k vidění na Obr. 5-5. Charakteristika byla přepočtena z maximálních otáček $125 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ i pro otáčky nižší, konkrétně pro 100, 80 a 60 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$.



Obr. 5-5: Tlaková charakteristika ventilátoru ACE-P-0857 47 kW. [40]

V Tab. 5-3 jsou uvedeny konstanty polynomů e_k dle rovnice 4.1, které aproximují přepočtené charakteristiky ventilátoru pro jednotlivé otáčky.

Otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	Konstanty polynomu				Interval rychlosti [m/s]	
	e_0	e_1	e_2	e_3	u_{min}	u_{max}
60	39,56	-4,364	-67,229	0,196	0,19	0,71
80	70,33	-5,818	-67,229	-0,932	0,26	0,95
100	109,89	-7,273	-67,229	-0,746	0,33	1,19
125	171,69	-9,091	-67,229	-0,597	0,41	1,49

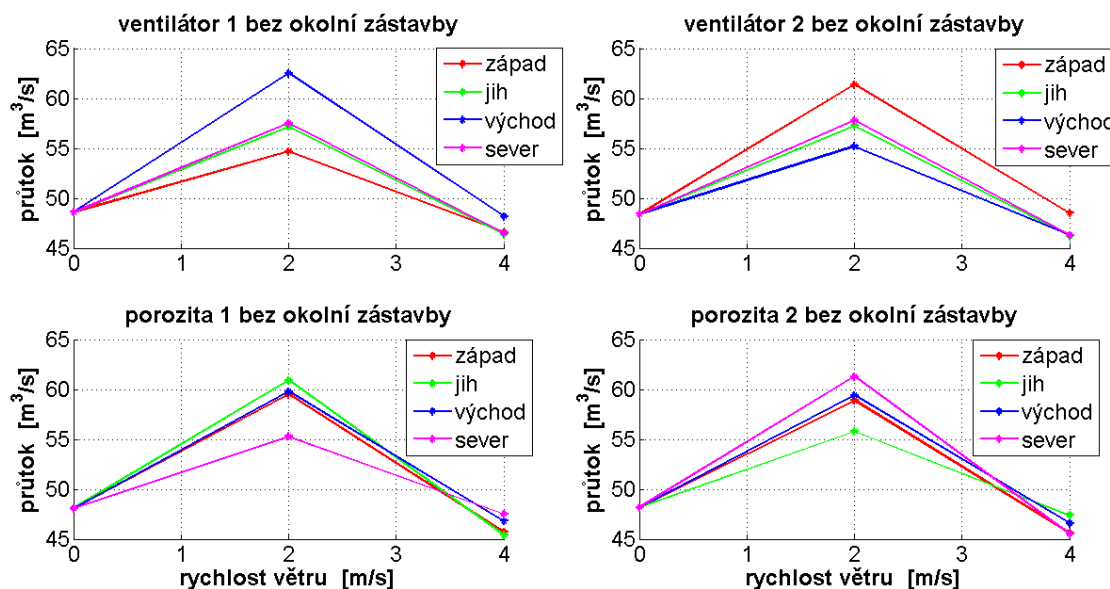
Tab. 5-3: Charakteristika ventilátoru ACE-P-0857 47 kW pro jednotlivé otáčky.

5.5 Nastavení simulace

V návaznosti na výsledné nastavení simulací v kapitole 4, CFD model ACC reálné velikosti bude simulovat turbulentní proudění vzduchu při referenčním tlaku 0 Pa a konstantní teplotě 25°C. Program PorousSimpleFoam se zvoleným modelem turbulence realizable $k - \varepsilon$ bude řešit úlohy pro různé okrajové podmínky např. pro různé rychlosti či směry okolního větru. Použité výpočetní sítě se v závislosti na definici úlohy skládaly průměrně z 21 000 000 buněk.

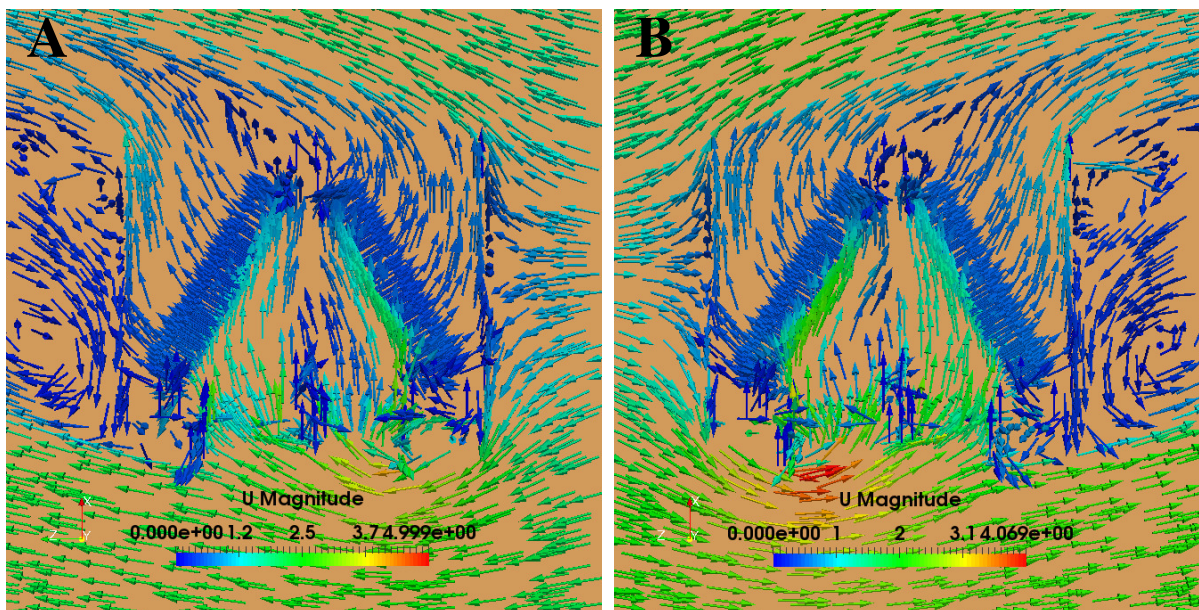
5.6 Vliv okolního větru

Nejprve se simulace zaměřily na vliv jen samotného větru bez okolních budov. Simulovaly se rychlosti větru 2 a 4 $m \cdot s^{-1}$, vstupující do výpočetní domény ze všech čtyřech světových stran, tedy *západu*, *jihu*, *východu* i *severu*. Rychlost ventilátoru byla nastavena na konstantních 80 $ot \cdot min^{-1}$. Hodnotícím parametrem byl objemový průtok procházející skrze ventilátory a porozity. Graficky znázorněné výsledky je možné vidět na Obr. 5-6. Na první pohled je patrné, že okolní vítr při rychlosti 2 $m \cdot s^{-1}$ průtoky zvyšuje, zatímco 4 $m \cdot s^{-1}$ mají efekt opačný. Zřejmá je i symetrie úloh. Průtoky ventilátory jsou stejné, pokud vítr vane z jihu či severu a opačné, pokud z východu a západu. Tuto symetrii dokládá i porovnání vektorových rychlostních polí na Obr. 5-7.



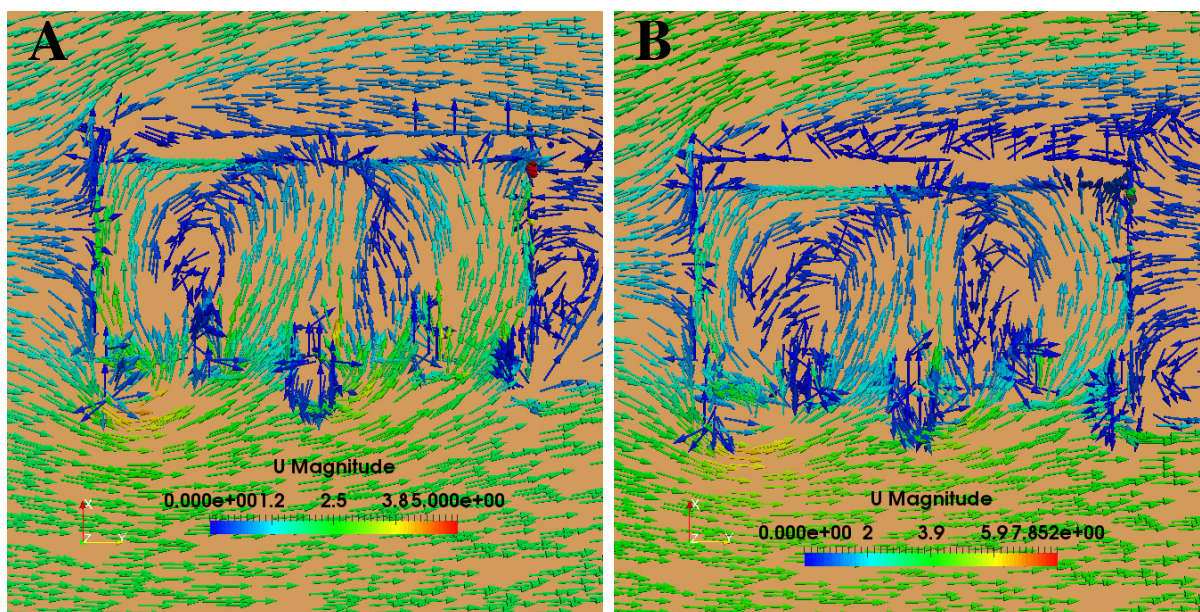
Obr. 5-6: Výsledky simulací při uvažování okolního větru.

Obdobná symetrie je vidět i v průtocích porozitami. Nižší průtok např. porozitou 1 (blíže severu) je v případě severního větru. To lze vyčíst z Obr. 5-7b, kdy severní vítr přijde jako první do kontaktu s rychlostním polem ze severní porozity a tím sníží jeho hybnost. Nárůst průtoku při rychlosti 2 $m \cdot s^{-1}$ se pohybuje okolo 20 %, zatímco při rychlosti 4 $m \cdot s^{-1}$ průtok průměrně o 4 % oproti bezvětří poklesne.



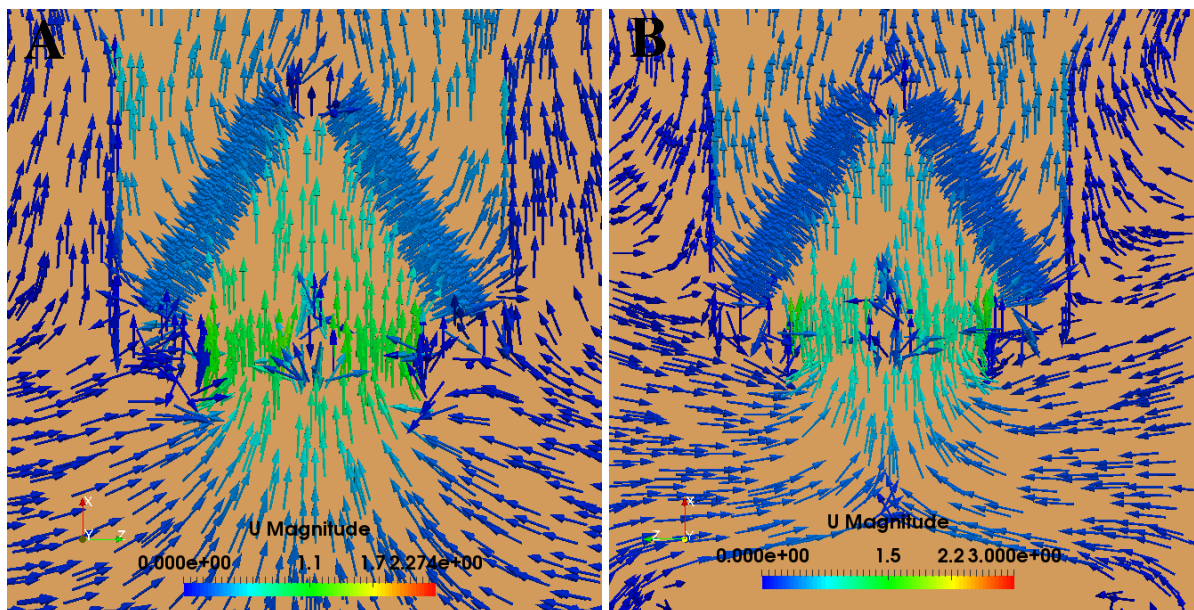
Obr. 5-7: Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátoru při rychlosti větru 2 m/s:
a) jižní vítr, b) severní vítr.

Porovnání vektorových rychlostních polí, kdy vítr vane ze západu při rychlosti 2 a $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je na Obr. 5-8. Při vyšší rychlosti větru je vzduch v sání ventilátorů strháván mimo a průtok skrz ventilátory i porozity tak klesá.



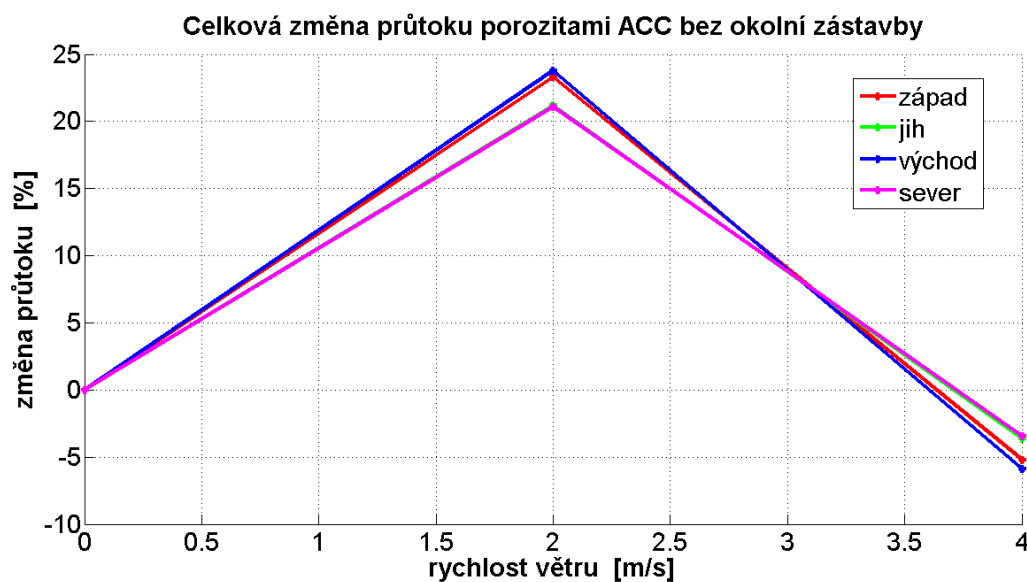
Obr. 5-8: Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátorů při západním větru.:
a) rychlost větru 2m/s, b) rychlost větru 4 m/s.

Průtoky při uvažování okolního větru jsou vždy porovnávány se stavem bezvětří, jehož vektorové rychlostní pole při uvažování okolních budov a bez budov je možné porovnat dle Obr. 5-9. Díky poloze ACC nad střechou kotelný se průtok ventilátorem při bezvětří snížil zhruba o 3 %.



Obr. 5-9: Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátoru 1 (blíže západu) při bezvětří:
a) bez okolních budov, b) při uvažování okolních budov.

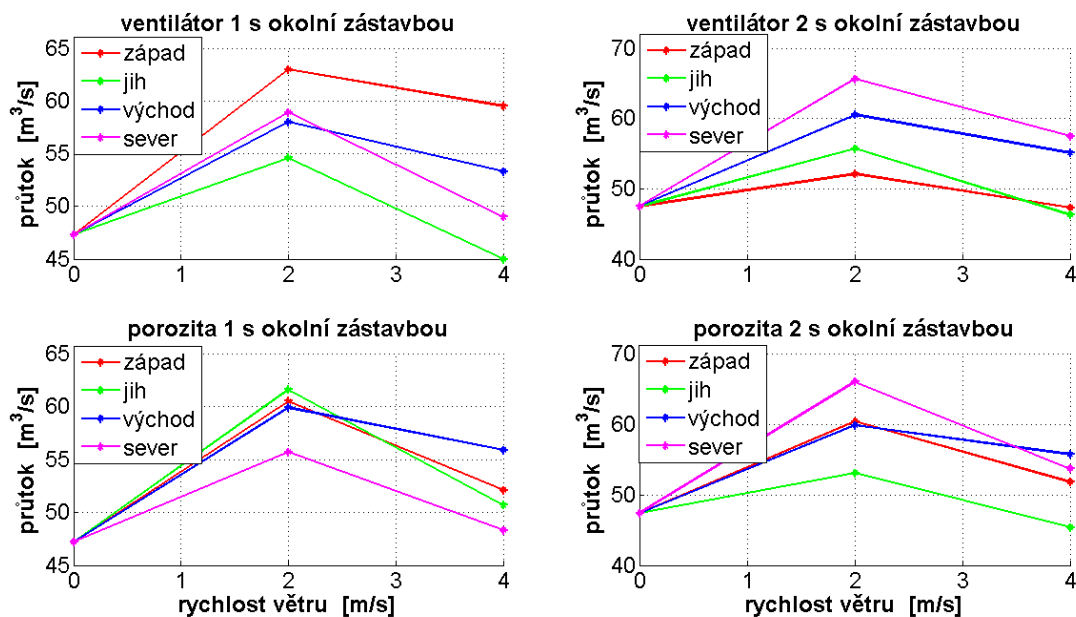
Celkově tak můžeme hodnotit vliv větru při rychlostech 2 a $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ jako pozitivní. Procentuálně je změna průtoku porozitami zobrazena na Obr. 5-10. Východní a západní vítr o rychlosti $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ zvyšuje průtok o 23 %, vítr jižní a severní o 21 %. Vítr o rychlosti $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ však již průtok snižuje, a to v průměru o 4 %. Klesající trend se očekává i pro vyšší rychlosti větru, jak je uvedeno v kapitole 2.7.



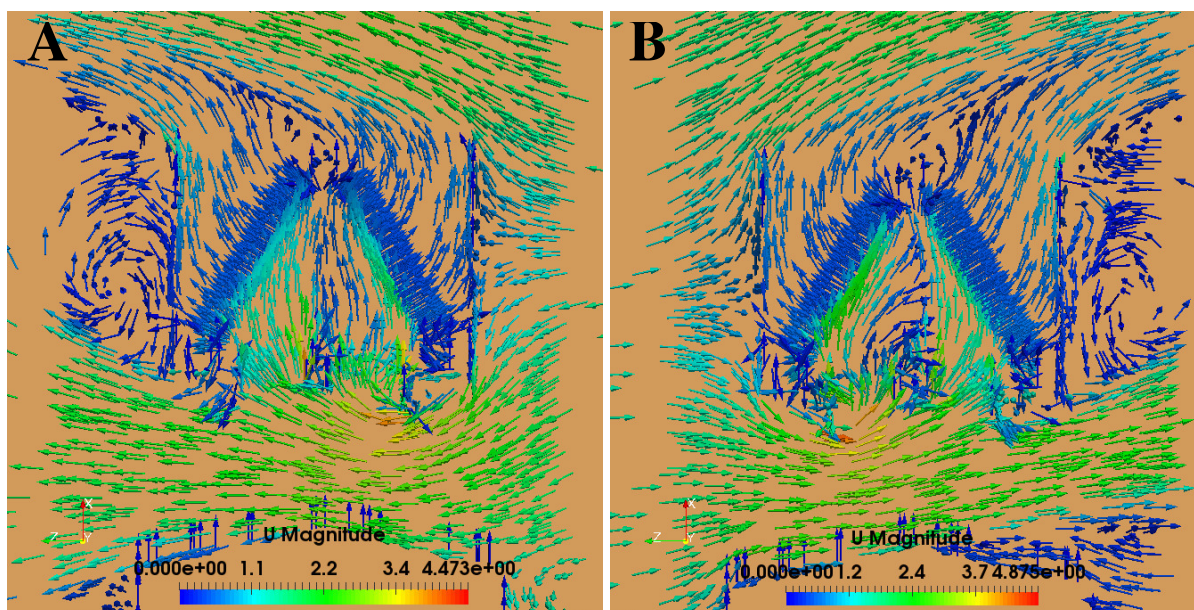
Obr. 5-10: Procentuální změna průtoku porozitami ACC bez okolní zástavby.

5.7 Vliv okolní zástavby

V této části se CFD model realitě blíží nejvíce. Okolní budovy mohou významně ovlivnit účinnost ACC, a to jak z hlediska objemové účinnosti ventilátorů, tak z hlediska recirkulace otepleného vzduchu. I zde se budou simulovat výše zmíněné směry větru včetně obou rychlostí 2 a 4 $m \cdot s^{-1}$. Výsledky simulací jsou na Obr. 5-11. Trend je podobný jako u úloh bez budov, symetrie je však patrná jen u porozit. To dokazuje i Obr. 5-12, kde je vidět relativně symetrické proudění způsobené umístěním symetrické budovy.

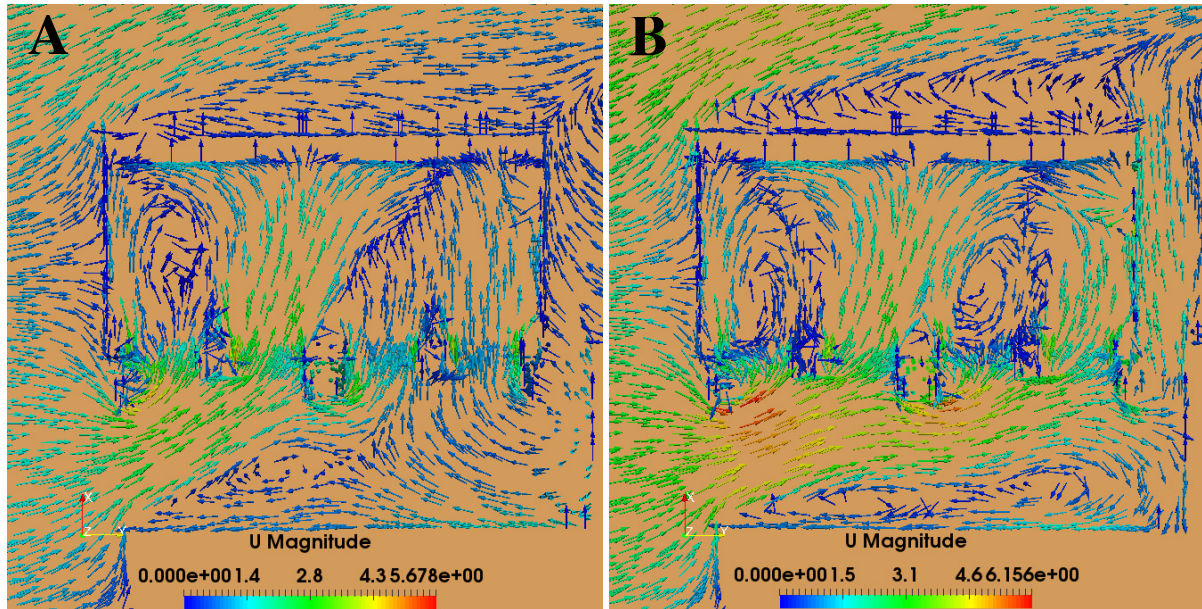


Obr. 5-11: Výsledky simulací při uvažování okolního větru i zástavby.

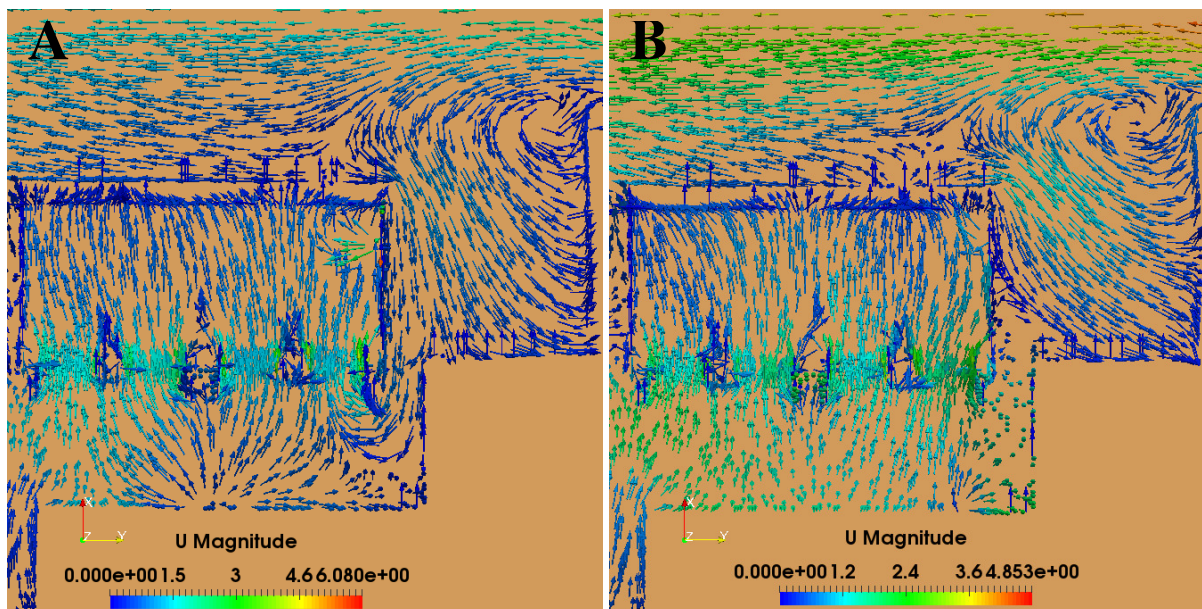


Obr. 5-12: Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátoru 1 při rychlosti větru 2 m/s a uvažováním okolní zástavby.: a) jižní vítr, b) severní vítr.

Průtok porozitou 1 se nejvíce zvýší při jižním větru, a to o 30 % a 7 % při rychlostech 2 a 4 $m \cdot s^{-1}$. Naopak nejnižších hodnot dosahuje při větru ze severní strany, kdy průtok vzroste jen o 18 %, respektive 2 % oproti bezvětří. Obdobných výsledků, pak dosahují i průtoky porozitou 2, tam je ovšem nejvíc přínosný vítr severní.



Obr. 5-13: Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátorů při západním větru a uvažování okolní zástavby.: a) rychlost větru 2m/s, b) rychlost větru 4 m/s.



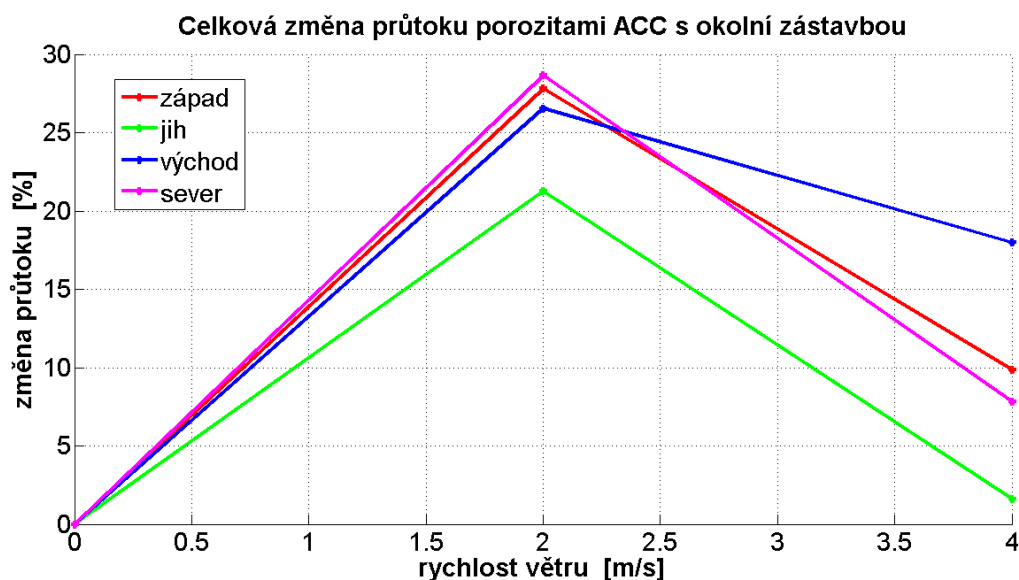
Obr. 5-14: Porovnání vektorových rychlostních polí v řezu ventilátorů při východním větru a uvažování okolní zástavby.: a) rychlost větru 2m/s, b) rychlost větru 4 m/s.

Větší pozornost však zasluhují průtoky ventilátorů. Ventilátor 1 (blíže západu) zaznamenal s rostoucí rychlostí západního větru nárůst průtoku, a to až 33 % oproti bezvětří. Tento nárůst je způsoben umístěním kotelny vůči ventilátoru.

Z Obr. 5-13 plyne, že rychlost proudění se v zúžení zvýší a navíc se nasměruje přímo do sání. Na tento jev však doplácí sousední ventilátor, protože ten vesměs nasává vzduch jen s nízkou rychlostí. I proto je jeho průtok při západním větru nejnižší. Nejvyšší nárůst průtoku, kolem 35 %, dosahuje ventilátor 2 při severním větru.

Recirkulace otepleného vzduchu vzniká v případě, že ACC je umístěné za budovou, která je ofukována větrem. V našem případě recirkulace může nastat, když vítr vane z východní strany, tedy zpoza kotelny. Obr. 5-14 ukazuje vektorové rychlostní pole pro tento případ. Pro obě rychlosti se hned za kotelnou vytvoří vír, který může strhnout proud vzduchu z porozit ACC. Při rychlosti $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je malý náznak recirkulace patrný, kdy ventilátor nasává část vzduchu jdoucí z ACC. Při rychlosti $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je však vír omezen střechou kotelny a ke znovunasávání již nedochází.

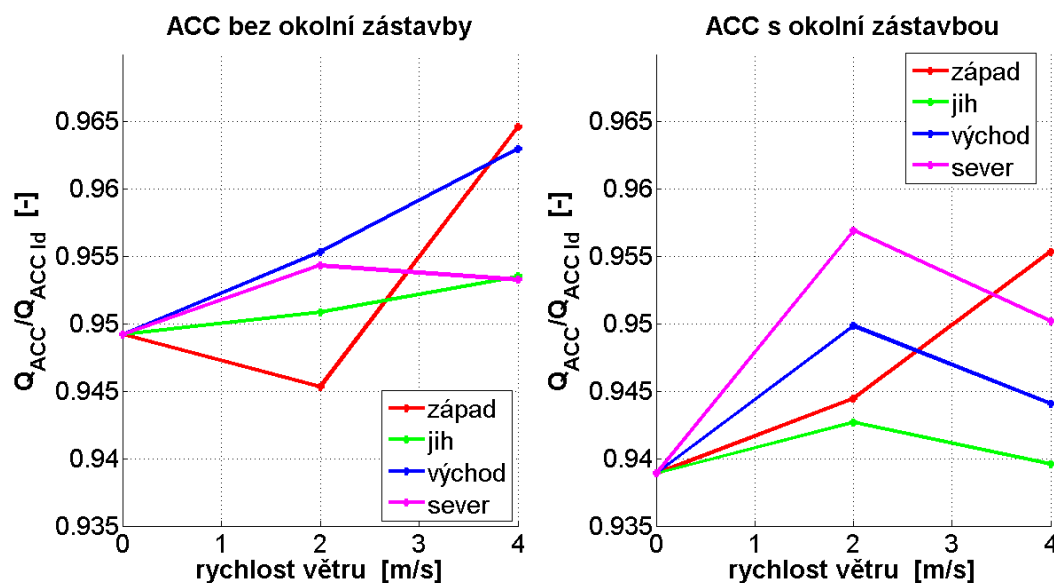
Umístění okolní zástavby do CFD modelu ACC uvažující vliv větru zvyšuje celkový průtok vzduchu skrze porozity. Graficky jsou výsledky patrné z Obr. 5-15. Při rychlosti $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ se průtok zvýší průměrně o 27 %, a to při západním, východním i severním, naopak jižní vítr zvyšuje průtok jen o 21 %. Tento úbytek autor přisuzuje vlivu umístění budovy skladu, která do rychlostního pole také zasahovala. S rostoucí rychlostí však nárůst průtoku zmenšuje. Při rychlosti $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ nevyšší hodnoty dosahuje východní vítr – nárůst o 18 %, vítr z jihu a severu zaznamenává nárůst okolo 9 % a nejnižší čísla dosahuje jižní vítr, jehož pozitivní přínos je jen 1,5 %. Při silnějším větru bude klesající trend jistě pokračovat a podíl větru na snížení výkonu ACC bude stále citelnější.



Obr. 5-15: Procentuální změna průtoku porozitami ACC s uvažováním okolní zástavby.

5.8 Hodnocení sděleného tepla

Výsledné průtoky vzduchu přes porozity ACC z kapitol 5.6 a 5.7 bychom nyní mohli dosadit do rovnice 3.19, a hodnotit tak přímo změnu účinnosti ACC na základě průtoků. Vztah 3.19 ale platí pouze pro rovnoměrné rychlostní pole na porozitách. Porovnání sděleného tepla ACC určeného dle rovnice 3.18 pro nerovnoměrné a rovnoměrné rychlostní pole je k vidění na Obr. 5-16. Symbol \dot{Q}_{ACC} označuje sděleného tepla při obecně nerovnoměrném rozložení rychlosti na porozitách ACC a $\dot{Q}_{ACC Id}$ vyjadřuje sdělené teplo za předpokladu ideálně rovnoměrného rychlostního pole. Dosazené parametry pro vstupní teploty vzduchu a páry vycházejí z [21].



Obr. 5-16: Porovnání sděleného tepla ACC při uvažování nerovnoměrného a rovnoměrného rychlostního pole při různém směru a rychlosti větru.

Sdělené teplo ACC určené za předpokladu rovnoměrného rychlostního pole dosahuje průměrně o 5 % vyšších hodnot než v případě rychlostního pole nerovnoměrného. Uvažováním rovnoměrného rychlostního pole při posuzování účinnosti ACC podle rovnice 3.19 se tak dopustíme relativně malé chyby oproti korektně provedenému výpočtu sděleného tepla.

6 Závěr

Tato práce se na úvod obecně věnovala důvodům použití chlazení v energetice a zdůraznila jeho důležitost jako součást většího energetického celku. Dále byly diskutovány základní typy suchého chlazení, které se dnes v praxi běžně využívají. Poté se pozornost přesunula již k samotným přímým vzduchovým kondenzátorům (ACC). Po rozboru základní funkce, výhod či nevýhod a porovnání s konkurencí bylo uvedeno několik cest, jakým se dnes obor vzduchová kondenzace ubírá. Zdůrazněny byly především dva směry, a to zvýšení součinitele prostupu tepla ACC a potlačení okolních vlivů, jako je okolní vítr.

V kapitole *Teoretické předpoklady* byly probrány základní principy sdílení tepla, z čehož byl poté odvozen součinitel prostupu tepla ACC. Dále byly stanoveny vztahy pro výpočet sděleného tepla, účinnosti a efektivitu ACC. Diskutované předpoklady autora vedly k myšlence hodnotit celkovou účinnost ACC v této práci na základě objemové průtoky vzduchu, který projde teplosměnnou plochou. Další část se teoreticky věnovala matematickému popisu proudění, tedy stanovení parciálních diferenciálních rovnic a jejich následnému numerickému řešení. Nemalá část byla také věnována popisu použitého softwaru OpenFOAMu, který se k CFD simulacím využíval.

Navrhnout CFD model ACC a experimentálně ověřit jeho platnost bylo cílem další kapitoly, ve které se hledaly optimální parametry nastavení CFD modelu jedné buňky ACC ve zmenšené velikosti. Geometrie modelu odpovídala experimentálnímu měření, zjednodušeně byl modelován i ventilátor či tlaková ztráta teplosměnné plochy. Výstupem CFD modelu byly průtoky vzduchu přes definované plochy na zavedené porozitě. Odchylka CFD modelu od experimentu se pohybovala v závislosti na umístění plochy mezi 2 % - 10 %. Průtoky v horních rozích porozity se odchylovaly od měření až o 20 %, o korektnosti experimentálních výsledků však autor vyslovil pochybnosti.

Nastavení CFD modelu, který byl ověřen experimentálním měřením, bylo použito při tvorbě CFD modelu ACC reálné velikosti. Geometrie modelu se inspirovala skutečným ACC postaveným ve slovenském Zvolenu. Model, složený ze dvou buněk ACC s ventilátory o průměru 7,1 m, byl podroben simulacím při uvažování nenávrhových podmínek jako jsou okolní vítr či zástavba v okolí ACC. Vliv okolního větru na účinnost ACC byl posuzován hodnotou objemového průtoky, který proudil přes porozity, které nahrazovaly žebrované trubky. Okrajové podmínky se lišily v rychlosti větru – 2 a 4 $m \cdot s^{-1}$ a ve směru větru – všechny 4 světové strany. Výsledky simulací při uvedených rychlostech větru bez okolní zástavby ukázaly pozitivní vliv na hodnotu průtoků přes porozitu. Východní a západní vítr o rychlosti 2 $m \cdot s^{-1}$ zvýšily průtok o 23 % oproti stavu bezvětrí. Vítr z jihu a severu průtok navýšil o 21 %. Vítr o rychlosti 4 $m \cdot s^{-1}$ však průtok snížil a to v průměru o 4 % vůči bezvětrí.

Nejvíce se CFD model ACC přiblížil reálným podmínkám v poslední kapitole, a to tím, že uvažoval jak okolní vítr, tak i zástavbu kolem ACC. Okolní zástavba se skládala ze zjednodušených budov kotelny, skladu a komína. Uvažování okolní zástavby dle schématu na Obr. 5-2 průtok ještě navýšilo. Při rychlosti větru $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ se průtok zvýšil průměrně o 27 %, a to při západním, východním i severním větru, vítr z jihu zvýšil průtok jen o 21 %. Při rychlosti $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ se dosažené průtoky zmenšily, nejvyšších hodnot dosahoval východní vítr, naopak nejnižších čísel dosahoval vítr jižní, který průtok porozitami zvýšil jen o 1,5 %. Při východním větru došlo mezi ACC a stěnou kotelny k nepatrné recirkulaci vzduchu, ovšem při vyšších rychlostech už k jejímu vzniku nedocházelo.

Podle výsledků CFD simulací má vítr o rychlostech 2 a $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ spolu s uvažovanou okolní zástavbou pozitivní vliv na velikost průtoku vzduchu přes teplosměnnou plochu ACC a tím i jeho účinnost. Je však potřeba dodat, že při vyšších rychlostech větru se budou průtoky snižovat oproti bezvětří a výsledný výkon ACC bude ovlivňován negativně.

Poslední část práce se zabývala porovnáním sděleného tepla ACC při uvažování rovnoměrného a nerovnoměrného rychlostního pole na porozitách. Na základě výsledků můžeme říct, že sdělené teplo ACC určené za předpokladu rovnoměrného rychlostního pole dosahuje o 5 % vyšších hodnot než v případě nerovnoměrného rychlostního pole.

Námětem pro další práci by mohl být návrh proměnlivé geometrie kolem sání ACC, které by nepříznivé účinky silného větru utlumila, či dokonce využila ve zvýšení výkonu přímého vzduchového kondenzátoru.

Zdroje

- [1] KRÖGER, Detlev G. *Air-cooled heat exchangers and cooling towers*. Tulsa, Okl.: Penwell, c2004. ISBN 08-781-4896-5.
- [2] Research-Cottrell Dry Cooling Air Cooled Condenser. In: *Research Cottrell Dry Cooling* [online]. Mont-St-Guibert: Hamon Group, 2016 [cit. 2017-07-31]. Dostupné z: <http://www.researchcottrell-drycooling.com/medias/upload/images/image003.jpg>
- [3] KŘIVAN, Zdeněk. *Odborná zpráva o postupu prací a dosažených výsledcích za rok 2016*. Praha, 2016. Technologická agentura České republiky.
- [4] Electricity generation. In: *The Institute for Energy Research* [online]. Houston, Texas: IER, 2017 [cit. 2017-07-31]. Dostupné z: <http://instituteforenergyresearch.org/wp-content/uploads/2014/09/Electricity-Generation-Diagram.png>
- [5] NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2008. ISBN 978-80-01-04022-5.
- [6] Parní oběhy. In: *Katedra technických zařízení budov, FSv ČVUT* [online]. Praha: ČVUT, 2016 [cit. 2017-07-31]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-04.pdf>
- [7] ŠOCHMAN, Michal. *Nové trendy v oblasti přímé vzduchové kondenzace*. Praha, 2014. Bakalářská práce. ČVUT, Fakulta strojní.
- [8] World's tallest cooling towers take shape in India. In: *ConstructionWeekOnline.com* [online]. Dubai: ITP Digital Media, 2012 [cit. 2017-07-31]. Dostupné z: <http://www.constructionweekonline.com/article-18052-worlds-tallest-cooling-towers-take-shape-in-india/>
- [9] Air Cooled Condensers (ACC). In: *Flowtherm* [online]. Terrugem: GEA, 2017 [cit. 2017-07-31]. Dostupné z: http://www.flowtherm.pt/index_htm_files/Brochure_ACC.pdf
- [10] YANG, Lijun, Hui TAN, Xiaoze DU a Yongping YANG. Thermal-flow characteristics of the new wave-finned flat tube bundles in air-cooled condensers. *International Journal of Thermal Sciences*. 2012, 53, 166-174. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2011.11.002. ISSN 12900729. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1290072911003231>

- [11] LI, Li, Xiaoze DU, Lijun YANG, Yan XU a Yongping YANG. Numerical simulation on flow and heat transfer of fin structure in air-cooled heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2013, 59(1-2), 77-86. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.05.012. ISSN 13594311. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113003608>
- [12] DU, Xiaoze, Lili FENG, Yongping YANG a Lijun YANG. Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tube with longitudinal vortex generators. *Applied Thermal Engineering*. 2013, 50(1), 55-62. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.05.024. ISSN 13594311. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431112003870>
- [13] LIU, Peiqing, Huishen DUAN a Wanli ZHAO. Numerical investigation of hot air recirculation of air-cooled condensers at a large power plant. *Applied Thermal Engineering*. 2009, 29(10), 1927-1934. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.09.011. ISSN 13594311. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431108003797>
- [14] MORTENSEN, Ken. Improved Performance of an Air Cooled Condenser (ACC) Using SPX Wind Guide Technology at Coal-Based Thermoelectric Power Plants. SPX Cooling Technologies, 2011.
- [15] GAO, X.F., C.W. ZHANG, J.J. WEI a B. YU. Performance prediction of an improved air-cooled steam condenser with deflector under strong wind. *Applied Thermal Engineering*. 2010, 30(17-18), 2663-2669. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2010.07.015. ISSN 13594311. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S135943111000298X>
- [16] ELLMER, Marc. *How to improve air cooler vacuum steam condensers performance in the field* [online]. Cologne, GE, 2012 [cit. 2017-07-03]. Dostupné z: <http://www.elflow.nl/wp-content/uploads/2013/04/papers/Powergen.Europe.2012.pdf>
- [17] BERGMAN, T. L. a Frank P. INCROPERA. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7th ed. / . Hoboken, NJ: Wiley, c2011. ISBN 978-0470-50197-9.
- [18] *VDI heat atlas*. 2nd ed. New York: Springer, 2010. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [19] ŠVARC, Petr. *Termodynamické procesy při akumulaci tepla ve vodních zásobnících*. Liberec, 2017. Autoreferát disertační práce. TUL, Fakulta strojní.
- [20] ÇENGEL, Yunus A. a Afshin J. GHAJAR. *Heat and mass transfer: fundamentals*. Fifth edition. ISBN 978-0-07-339818-1.

- [21] VITKOVIČ, Pavol. *Měření vzduchového kondenzátoru ACC-F020/11001 pomocí drátoměru*. Praha, 2014. Odborná zpráva. ČVUT, Fakulta strojní.
- [22] VERSTEEG, H. K. a W. MALALASEKERA. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. 2nd ed. New York: Pearson Education, 2007. ISBN 978-0-13-127498-3.
- [23] KŘIVAN, Zdeněk. *Odborná zpráva o postupu prací a dosažených výsledcích za rok 2015*. Praha, 2015. Technologická agentura České republiky.
- [24] HE, W.F., Y.P. DAI, J.F. WANG, M.Q. LI a Q.Z. MA. Performance prediction of an air-cooled steam condenser using UDF method. *Applied Thermal Engineering*. 2013, **50**(1), 1339-1350. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.06.020. ISSN 13594311. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431112004413>
- [25] ŠESTÁK, Jiří a František RIEGER. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. Vyd. 3. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-2933-6.
- [26] NOŽIČKA, Jiří. *Dynamika plynů*. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-010-3300-7.
- [27] URUBA, Václav. *Turbulence*. Praha, 2014. ČVUT, Fakulta strojní.
- [28] FERZIGER, Joel H. a M. PERIĆ. *Computational methods for fluid dynamics*. 3rd, rev. ed. New York: Springer, c2002. ISBN 978-3-540-42074-3.
- [29] VLČEK, Petr. *Modelování turbulentního proudění*. Praha, 2014. ČVUT, Fakulta strojní.
- [30] JAHODA, Milan. *Počítačová dynamika tekutin – užitečný nástroj pro inženýry*. Praha, 2014. VŠCHT.
- [31] SIREVAAG, Ola. *CFD simulation of an offshore air intake and exhaust system*. Stavanger, NO, 2015. University of Stavanger.
- [32] GREENSHIELDS, Christopher J. *OpenFOAM - Programmer's Guide*. London, UK, 2017. OpenFOAM Foundation Ltd.
- [33] GREENSHIELDS, Christopher J. *OpenFOAM - User Guide*. London, UK, 2017.
- [34] JACKSON, Andrew. *A Comprehensive Tour of snappyHexMesh*. OpenFOAM Workshop, 2012. Engys.

- [35] CHEN, Lei, Lijun YANG, Xiaoze DU a Yongping YANG. A novel layout of air-cooled condensers to improve thermo-flow performances. *Applied Energy*. 2016, **165**, 244-259. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.11.062. ISSN 03062619. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261915015123>
- [36] *Turbulent Intensity* [online]. CFD Online: CFD Online, 2012 [cit. 2017-08-03]. Dostupné z: <https://www.cfd-online.com/Forums/fluent/39507-how-calculate-turbulent-intensity.html>
- [37] HAFSTEINSSON, Haukur Elvar. *Porous Media in OpenFOAM*. Stockholm, SE, 2009. Chalmers University of Technology.
- [38] Charakteristika ventilátoru HB 125 T4 11kW (A7:4). *Casals ventilación* [online]. Girona, ES: Casals, 2017 [cit. 2017-07-05]. Dostupné z: <https://fanware.casals.tv/50/fans/2573/?flow=31068.78&pressure=61.2686&temperature=20&height=0>
- [39] TRNKA, Jakub. *Ověření vlastností ventilátorů*. Brno, 2014. Bakalářská práce. VUT, Fakulta strojního inženýrství.
- [40] *Charakteristika ventilátoru ACE-P-0857-EFK02040*. Cofimco. Pombia, IT, 2010.