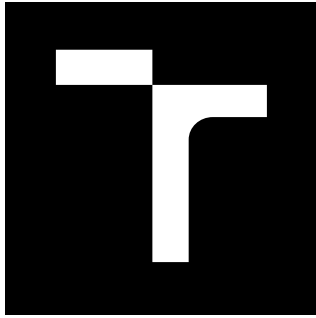


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta elektrotechniky
a komunikačních technologií

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION

ÚSTAV VÝKONOVÉ ELEKTROTECHNIKY A ELEKTRONIKY

DEPARTMENT OF POWER ELECTRICAL AND ELECTRONIC ENGINEERING

VÝPOČET TEPELNÉHO ODPORU ŽEBROVANÉHO CHLADIČE

CALCULATION OF THERMAL RESISTANCE OF FINNED HEATSINK

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Radim Kyanka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Marek Toman

BRNO 2021



Bakalářská práce

bakalářský studijní program **Silnoproudá elektrotechnika a elektroenergetika**

Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky

Student: Radim Kyanka

ID: 211459

Ročník: 3

Akademický rok: 2020/21

NÁZEV TÉMATU:

Výpočet tepelného odporu žebrovaného chladiče

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

1. Nastudujte základní vztahy přenosu tepla.
2. Nastudujte analytický způsob výpočtu tepelného odporu žebrovaného chladiče.
3. Proveďte výpočet tepelného odporu pro zvolený chladič.
4. Teoreticky vypočtené hodnoty porovnejte s měřením.

DOPORUČENÁ LITERATURA:

[1] CENGEL Yunus a Afshin GHAJAR. Heat and mass transfer. Fifth edition. McGraw hill education, 2015.

[2] PATOČKA Miroslav, Vybrané statě z výkonové elektroniky, svazek 1.

[3] Younes Shabany. Simplified correlations for radiation heat transfer rate in plate-fin heat sinks. Electronics-cooling.com, 2008.

Termín zadání: 8.2.2021

Termín odevzdání: 27.5.2021

Vedoucí práce: Ing. Marek Toman

doc. Ing. Petr Toman, Ph.D.
předseda rady studijního programu

UPOZORNĚNÍ:

Autor bakalářské práce nesmí při vytváření bakalářské práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č.40/2009 Sb.

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřena na problematiku výpočtu analytických vztahů potřebných na definování tepelných odporů žebrovaných chladičů. Nejprve je popsáno, jak probíhá teplota při různých okrajových podmínkách na konci žebra. Poté popisuje mechanismy přestupu tepla, výpočty tepelných odporů obzvláště u přirozené a nucené konvekce. Pro ověření jsou provedeny porovnání mezi výpočty pomocí analytických vztahů obsažené v programu Matlab a výsledky z praktického měření.

KLÍČOVÁ SLOVA

Chladič, teplo, energie, žebro, přenos tepla, tepelný odpor, chlazení, okrajové podmínky, záření, přirozená konvekce, nucená konvekce

ABSTRACT

This bachelor's thesis is focused on the problem with analytical calculations needed to define thermal resistance of finned heat sinks. First it describes how temperature proceeds at different boundary conditions at fin tip. Then it describes different mechanisms of heat transfer, equation of heat resistance especially of natural and forced convection. To verify the results there is comparison between analytical equations written in Matlab program and measuring results.

KEYWORDS

Heat sink, heat, energy, fin, heat transfer, thermal resistance, cooling, boundary conditions, radiation, natural convection, forced convection

KYANKA, Radim. *Výpočet tepelného odporu žebrovaného chladiče*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky, 2021, 48 s. Bakalářská práce. Vedoucí práce: Ing. Marek Toman

Prohlášení autora o původnosti díla

Jméno a příjmení autora: Radim Kyanka
VUT ID autora: 211459
Typ práce: Bakalářská práce
Akademický rok: 2020/21
Téma závěrečné práce: Výpočet tepelného odporu žebrovaného chladiče

Prohlašuji, že svou závěrečnou práci jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucí/ho závěrečné práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené závěrečné práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této závěrečné práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo majetkových a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

Brno

.....

podpis autora*

*Autor podepisuje pouze v tištěné verzi.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Marku Tomanovi, za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc, trpělivost a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

Obsah

Úvod	11
1 Zakladní vztahy přenosu tepla	12
1.1 Tepla	12
1.1.1 Teplota	12
1.2 Termodynamika	13
1.3 Zakladní mechanismy přenosu tepla	13
1.3.1 Přenos tepla vedením (kondukce)	13
1.3.2 Přenos tepla prouděním (konvekce)	15
1.3.3 Přenos tepla sálaním (radiace)	16
2 Ustálený teplotní stav žebra	17
2.1 Přenos tepla žebrovaných povrchů	17
2.2 Nekonečně dlouhé žebro	19
2.3 Adiabatický konec žebra	20
2.4 Specifická teplota	20
2.5 Konvekce na konci žebra	21
2.6 Výpočet teploty žebra	22
3 Přirozená konvekce	23
3.1 Přirozená konvekce žebrovaného chladiče	23
3.2 Výpočet součinitele přestupu tepla u přirozené konvekce	24
3.3 Výpočet tepelného odporu zářením	27
3.3.1 Výpočet kombinovaného tepelného odporu	27
4 Nucená konvekce	28
4.1 Vnitřní nucená konvekce	28
4.1.1 Přenos tepla při laminárním proudění	30
4.1.2 Přenos tepla na pomezí laminárního a turbulentního proudění	30
4.1.3 Přenos tepla při turbulentním proudění	30
4.1.4 Výpočet tepelného odporu při vnitřní konvekci	31
4.2 Vnější nucená konvekce	32
4.2.1 Výpočet tepelného odporu při vnější konvekci	33
4.2.2 Teoretické porovnání vnitřní a vnější nucené konvekce	33
5 Testovací měření	34
5.1 Měření odporu při přirozené konvekci	35
5.2 Měření odporu při nucené konvekci	36

5.2.1	Vnitřní nucená konvekce	36
5.2.2	Vnější nucená konvekce	39
5.2.3	Porovnání vnitřní a vnější nucené konvekce	43
	Závěr	45
	Literatura	46
	Seznam symbolů a zkratk	47

Seznam obrázků

1.1	Přestup tepla stěnou	14
1.2	Závislost tepelného odporu na množství proudícího vzduchu	15
1.3	Princip radiace	16
2.1	Průběh teploty žebra	17
2.2	Průběh teploty nekonečného dlouhého žebra žebra	19
2.3	Závislost teploty žebra v závislosti na délce	22
3.1	Přirozené konvekce mezi dvěma paralelními deskami	23
3.2	Žebrovaný chladič	25
3.3	Závislost tepelného odporu chladiče v závislosti na koeficientu přestupu tepla	26
4.1	Křivka proudu média u vnitřní konvekce	28
4.2	Laminární proudění	29
4.3	Turbulentní proudění	29
4.4	Vnitřní konvekce	31
4.5	Vnější konvekce	32
5.1	Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění ($P = 30 \text{ W}$)	36
5.2	Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění ($P = 40 \text{ W}$)	37
5.3	Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění ($P = 50 \text{ W}$)	37
5.4	Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění ($P = 60 \text{ W}$)	38
5.5	Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění ($P = 80 \text{ W}$)	38
5.6	Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění ($P = 30 \text{ W}$)	39
5.7	Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění ($P = 40 \text{ W}$)	40
5.8	Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění ($P = 50 \text{ W}$)	40
5.9	Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění ($P = 60 \text{ W}$)	41
5.10	Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění ($P = 80 \text{ W}$)	41

Seznam tabulek

5.1	Geometrie chladiče	34
5.2	Porovnání tepelných odporů při přirozené konvekci	35
5.3	Porovnání tepelných odporu při vnitřní nucené konvekci	43

Úvod

Jedním z nejdůležitějších faktorů při návrhu elektroniky je oteplení, které má významný vliv na životnost daného zařízení a právě z těchto důvodů je zapotřebí zajistit vhodný způsob chlazení. Cílem je vytvořit takový tepelný model, který bude minimálně omezovat zařízení v provozu a umožní mu plnit svůj účel na maximum. V dnešní době se neustále zvyšují výkony elektroniky. S tím v úzké vazbě souvisí odvozy tepla vyvolané právě výkonem. V oboru zabývajícím se chlazením bylo již navrženo mnoho způsobů jak zvýšit schopnost vést teplo. Jedním z těchto způsobů je žebrovaný chladič, který díky své schopnosti odvádět velké množství tepelného toku, se stal velmi využívaným typem chladiče. Jejich další výhody jsou jejich jednoduchost, nízká náročnost na výrobu a kvalitní odvod tepla.

Účinnost chladiče závisí na vedení z elektronického zařízení do základny chladiče, po kterém se teplo rozvětňuje do okolních ploch, aby mohlo být následně odvedeno přirozenou nebo nucenou konvekcí. Tyto požadavky perfektně splňuje žebrovaný chladič.

Vlastnosti chladičů lze zjišťovány experimentálními měřeními a následně spolu s patřičným grafem jsou umístěny do katalogu. Vzhledem jaká množství chladičů je uváděno do provozu, tak provádět měření na každém chladiči by bylo velice nákladné. Také prostředí ve kterém bude chladič nasazen velice ovlivňuje jeho schopnost odvádět teplo. Proto byly na základě těchto experimentálních měření vytvořeny analytické a empirické vzorce, které nám umožňují pro libovolnou geometrii chladiče zjistit jeho tepelné parametry.

První částí práce se zabývají fyzikálními ději, konkrétně ochlazování a oteplování těles a sdílení tepla za pomoci vedení, proudění a záření. Dále jsou popsány jevy, které se dějí v žebrovaných chladičích. Nakonec jsou popsány a následně porovnány tepelné odpory získané z analytických výpočtu u zvolených metod chlazení s experimentálně zjištěnými hodnotami.

1 Zakladní vztahy přenosu tepla

1.1 Teplo

Tepelná energie neboli teplo se značí Q a jeho základní jednotkou je J (Joule). Popisuje pohyb molekul v tuhých a kapalných látkách, které vykonávají větší nebo menší kmity. Tyto kmity mají za následek srážky atomů. Kmitání molekul tuhých látek je značně omezené samotnou strukturou látky. U kapalin molekuly nejsou v pohybu vázány a tudíž se mohou pohybovat vysokou rychlostí [1]. Pro výpočet množství tepla potřebného na ohrátí tělesa je podle [2]

$$Q = c_p m \Delta T \quad [\text{J}, \text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \text{kg}, \text{K}], \quad (1.1)$$

kde c_p je měrná tepelná kapacita, m je hmotnost tělesa a T je teplota.

1.1.1 Teplota

Teplota je stavová veličina popisující vnitřní pohybovou energii látky. Její jednotka se vyjadřuje ve stupních termodynamické teploty Kelvin [K] nebo ve stupních Celsia [°C].

Termodynamická teplota počíná stavem absolutního klidu částic a stupeň Celsia vníma jako nulovou hodnotu teplotu tání ledu [2].

$$\vartheta[^\circ\text{C}] = T[\text{K}] - 273,15, \quad (1.2)$$

Při výpočtu rozdílu teplot není zapotřebí rozlišovat jednotku.

$$\Delta T = (T_1 - T_2) = \Delta\vartheta = (\vartheta_1 - \vartheta_2), \quad (1.3)$$

1.2 Termodynamika

Důvod proč se termodynamika zabývá tepelnými jevy je, aby mohla určit množství převedeného tepla do nebo ze systému a stejně tak určit změnu teploty, ať už se jedná o míru oteplení, či ochlazení.

První zákon termodynamiky, také známý jako zákon o zachování energie prohlašuje, že energie v izolované soustavě nemůže vzniknout ani zaniknout, může se pouze změnit. Také veškerá energie (teplo, práce, hmota), která do soustavy vstupuje se musí rovnat energii, která ze soustavy vychází

$$E_{\text{vstup}} - E_{\text{výstup}} = \Delta E_{\text{systému}}, \quad (1.4)$$

kde E_{vstup} vyjadřuje energii vstupující do systému, $E_{\text{výstup}}$ je energie vycházející ze systému a $\Delta E_{\text{systému}}$ představuje změnu v tepelné, vnitřní kinetické a potenciální energii.

1.3 Základní mechanismy přenosu tepla

Přenos tepla je jev, při kterém dochází k výměně tepla mezi dvěma místy s různou teplotou. Děj probíhá vždy z teplejšího místa do místa chladnějšího. Přenos tepla probíhá třemi způsoby:

- Vedení (kondukcce)
- Proudění (konvekce)
- Sálání (radiace)

Ve většině případech je možné se setkat, kdy tyto způsoby pracují současně. Ačkoliv stává se, že přestup tepla sáláním je zanedbán.

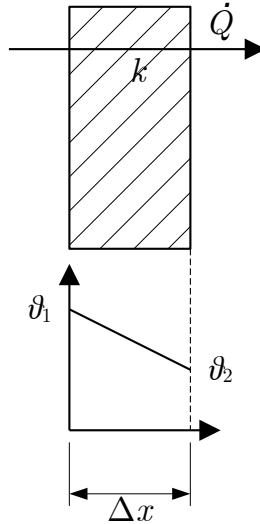
1.3.1 Přenos tepla vedením (kondukcce)

Kondukcce je jedním ze způsobu přenosu tepelné energie v tělesech. Jev může probíhat v pevných látkách, tekutinách i plynech. V tekutinách a plynech se molekuly pohybují zcela volně a náhodně. V pevných látkách kombinací vibrací molekul v mřížce se uvolňují volné elektrony.

Množství převedeného tepla médiem závisí na geometrii média, tloušce, typu materiálu a rozdílu teplot napříč médiem. Základní vztah pro přenos tepla kondukcí vychází z Fourierova zákona

$$\dot{q} = -k \text{grad} \vartheta, \quad (1.5)$$

kde \dot{q} je vektor hustoty tepelného toku, k představuje měrnou tepelnou vodivost a $\text{grad}\vartheta$ je gradient teploty. Znaménko mínus v rovnici (1.5) naznačuje, že tepelný tok teče ve směru klesající teploty.



Obr. 1.1: Přestup tepla stěnou převzato z [3].

Na základě Fourierovy rovnice (1.5) lze napsat vztah pro výpočet množství převedeného tepla rovinné stěny (obrázek 1.1) podle [1]

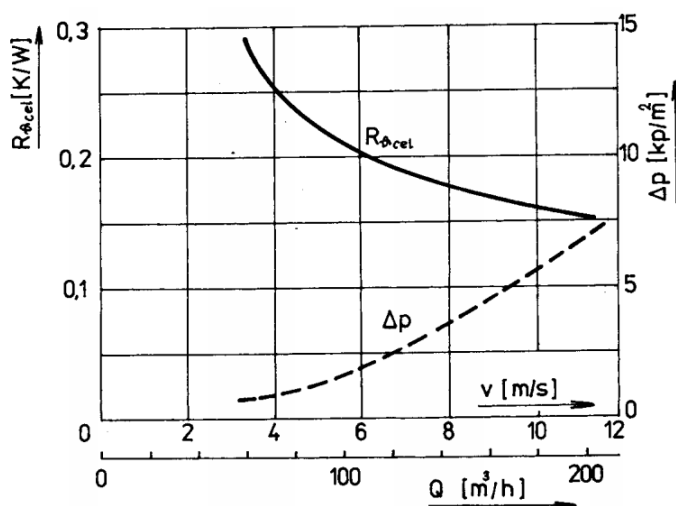
$$\dot{Q}_{\text{kond}} = kA \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\Delta x} = kA \frac{\Delta\vartheta}{\Delta x} \quad [\text{W}], \quad (1.6)$$

kde A je povrch, Δx je tloušťka, ϑ_1 je teplota teplejší strany a ϑ_2 je teplota studenější strany. Materiály s vysokou hodnotou k (hliník, ocel), jsou považovány za dobré tepelné vodiče. Naopak, při nízké hodnotě k (plyny) je materiál považován za dobrý tepelný izolant.

1.3.2 Přenos tepla prouděním (konvekce)

Konvekce představuje přestup tepla mezi povrchem pevného tělesa a médiem (kapalinou nebo plynem v pohybu), které těleso obklopuje. Čím vyšší je rychlost proudění média, tím více se přenese tepla.

Konvekce je nazývána volnou (přirozená), když kolem tělesa o vyšší teplotě než je teplota média, dochází v jeho okolí ke zředění hustoty částic. Rozdílem hustot je zapříčiněn pohyb částic kolem tělesa vzhůru. U nucené konvekce je pomocným zařízením (ventilátor, čerpadlo) médium nuceno tlakem proudit kolem tělesa.



Obr. 1.2: Závislost tepelného odporu na množství proudícího vzduchu z [4].

Obrázek 1.2 ukazuje závislost tepelného odporu na rychlosti proudícího vzduchu při nucené konvekci. Pokles odporu je způsoben ofukováním, které zmenší mezní vrstvu a to způsobí pokles vodivé složky tepelného odporu.

Míra převedeného tepla konvekci je dán Newtonovým zákonem ochlazování

$$\dot{Q}_{konv} = hA_s(\vartheta_s - \vartheta_{\infty}) \quad [\text{W}], \quad (1.7)$$

kde h je koeficient přestupu tepla prouděním, A_s je povrch tělesa, ϑ_s je povrchová teplota tělesa a ϑ_{∞} je teplota okolí.

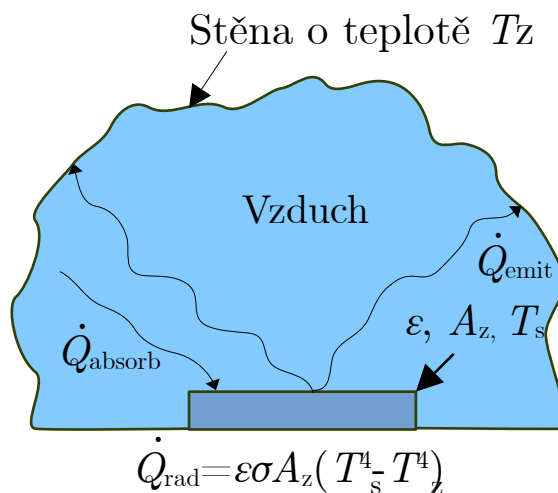
1.3.3 Přenos tepla sálaním (radiace)

Radiace je energie, emitována hmotou ve formě elektromagnetických vln měnící se na teplo. Narozdíl od jiných přenosů tepla, radiace nepotřebuje přítomnost média. Nejtypičtějším přenosem tepla je sluneční záření, jehož forma se liší od ostatních zdrojů elektromagnetického záření (mikrovlné, gamma, rádiové a televizní vlny) tím, že souvisí s teplotou.

Všechna pevná tělesa, kapaliny i plyny v určité míře vyzařují nebo absorbují radiaci [1]. U pevných těles je teplo vyzařováno z povrchu a jeho množství lze určit pomocí Stefan-Boltzmannova zákona podle[4]

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \epsilon \sigma A_z (T_s^4 - T_z^4) \quad [W], \quad (1.8)$$

kde ϵ je emisivita povrchu v rozsahu 0 až 1, σ je Stefan-Boltzmannova konstanta ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$), A_z je zářivá plocha tělesa, T_s povrchová teplota tělesa a T_z je teplota okolních stěn.



Obr. 1.3: Princip vyzařování radiace převzato z [1].

V obrázku 1.3 veličina \dot{Q}_{absorb} je teplo dopadající na těleso pod určitým úhlem, \dot{Q}_{emit} je teplo vyzážené z tělesa dopadající na okolní stěny, které zapříčiní oteplení stěn na teplotu T_z .

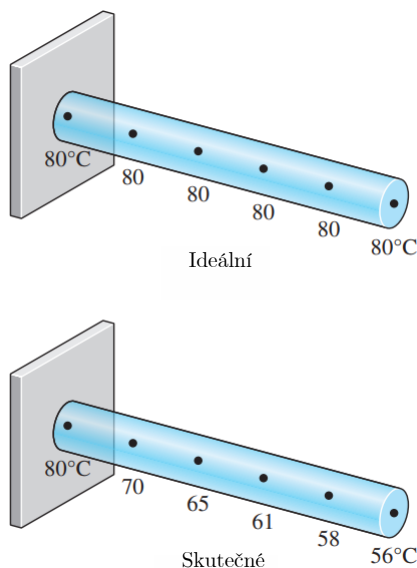
2 Ustálený teplotní stav žebra

2.1 Přenos tepla žebrovaných povrchů

Žebrovaný tvar na rozdíl od ostatních tvarů má výhodu většího povrchu, který několikanásobně vylepší přestup tepla. Při výpočtech se předpokládá, že tepelná vodivost materiálu k a koeficient přestupu tepla h jsou konstantní.

Hodnota h je nižší na začátku než na konci žebra, to je způsobeno konstrukcí chladíče. Žebro je na začátku připojeno pevným povrchem, které blokuje chladicí médium.

Ideální žebro je takové, které má nekonečně velkou tepelnou vodivost a tím nulový tepelný spád po celé délce žebra. Pokud bude tepelná vodivost nekonečně velká, bude tepelný odpor vedením v žeburu nulový. Při splnění této podmínky, bude teplota v celém žeburu konstantní.



Obr. 2.1: Průběh teploty žebra převzato z [1].

Podle [1] bývá koncový průřez žebra definován čtyřmi okrajovými podmínkami a od toho se odvíjí výsledný průběh teploty v žeburu. Aby bylo možné vůbec vypočítat množství odvedeného tepla je zapotřebí matematicky si vyjádřit diferenciální rovnici pro výpočet teploty v žeburu vycházející z Fourierovy rovnice (1.6) podle [1]

$$\frac{d}{dx}(kA_c \frac{d\vartheta}{dx}) - hp(\vartheta_b - \vartheta_\infty) = 0, \quad (2.1)$$

kde ϑ_b je je teplota základny a A_c je průřez žebra.

Za předpokladu, kdy průřez a tepelná vodivost je konstantní, tak derivace rovnice (2.1) je

$$\frac{d^2\vartheta}{dx^2} - \frac{hp}{kA_c}(\vartheta_b - \vartheta_\infty) = 0, \quad (2.2)$$

nebo

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0, \quad (2.3)$$

kde θ představuje oteplení vůči teplotě okolí, který může být vyjádřen v jakémkoli bodě vzhledem k okolní teplotě a veličina m^2 může být vyjádřena jako

$$m^2 = \frac{hp}{kA_c}, \quad (2.4)$$

kde p je obvod boční strany žebra.

Rovnice (2.2) a (2.3) také jsou lineární, homogenní a diferenciální rovnice druhého řádu s konstantními koeficienty. Vhodná funkce pro tyto rovnice je funkce exponenciální nebo lineární kombinace exponenciálních funkcí jako např. sinus, cosinus a hyperbolický cosinus. Proto, jejich řešením budou exponenciální funkce e^{-mx} , e^{mx} a základ pro výpočet teploty bude tvořit rovnice

$$\theta(x) = C_1e^{mx} + C_2e^{-mx}, \quad (2.5)$$

kde C_1 a C_2 jsou konstanty jejichž hodnoty se určí z okrajovými podmínkami na začátku a na konci žebra.

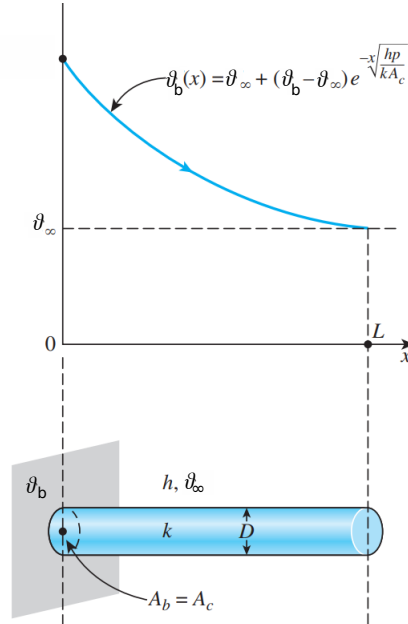
Na začátku žebra je definovaná okrajová podmínka pro specifickou teplotu podle [1]

$$\theta_b = \vartheta_b - \vartheta_\infty, \quad (2.6)$$

Za pomocí těchto rovnic a funkcí v následující části práce jsou uvedena řešení rovnic pro různé okrajové podmínky.

2.2 Nekonečně dlouhé žebro

U této podmínky se předpokládá, že teplota na konci žebra je totožná s teplotou okolí ϑ_∞ .



Obr. 2.2: Průběh teploty nekonečně dlouhého žebra převzato z [1].

Z obrázku 2.2 je zřejmé, že teplota napříč žebrem klesá exponenciálně od teploty na začátku žebra až do teploty okolí v nekonečnu.

Aby bylo možné vypočítat tepelné veličiny pro nekonečně dlouhé žebro je třeba zadefinovat okrajovou podmínku na konci žebra $L \rightarrow \infty$

$$\theta(L) = \vartheta(L) - \vartheta_\infty, \quad (2.7)$$

kde L je délka žebra považována za nekonečnou. Výsledná teplota napříč žebrem je vyjádřena z rovnice (2.5) a okrajové podmínky (2.7)

$$\vartheta_{\text{nek.žebro}} = \vartheta_\infty + (\vartheta_b - \vartheta_\infty)e^{(-mx)}, \quad (2.8)$$

kde x je vzdálenost od základny žebra.

Výsledný vzorec pro celkový odvedený tepelný tok žebrem je vyjádřen podle [1] jako

$$\dot{Q}_{\text{nek.žebro}} = \sqrt{hpkA_c}(\vartheta_b - \vartheta_\infty), \quad (2.9)$$

kde $\dot{Q}_{\text{nek.žebro}}$ je ustálené množství odvedeného tepla z celého žebra, h je koeficient přestupu tepla, ϑ_b je teplota základny a ϑ_∞ je teplota okolí.

2.3 Adiabatický konec žebra

Odvod tepla žebra je přímo úměrný ploše a jelikož plocha konce žebra je zanedbatelně malá, tak právě tento konec může být považovaný za adiabatický. Aby bylo možné vypočítat tepelné veličiny pro adiabatický konec žebra, je třeba zadefinovat okrajovou podmínku na konci žebra

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} = 0. \quad (2.10)$$

Výsledná teplota napříč žebrem je vyjádřena z rovnice (2.5) a okrajové podmínky (2.14)

$$\vartheta_{\text{adi}} = \vartheta_{\infty} + (\vartheta_{\text{b}} - \vartheta_{\infty}) \frac{\cosh(m(L-x))}{\cosh(mL)}. \quad (2.11)$$

Výsledný vzorec pro celkový odvedený tepelný tok žebrem je vyjádřen podle [1] jako

$$\dot{Q}_{\text{adi}} = \sqrt{hpkA_c} (\vartheta_{\text{b}} - \vartheta_{\infty}) \tanh mL, \quad (2.12)$$

kde veličina L je délka.

2.4 Specifická teplota

V tomto případě podobně jako u nekonečně dlouhého žebra je teplota ustálena na konkrétní hodnotě s tím rozdílem, že tady se teplota na konci žebra ustálí při teplotě ϑ_L . Aby bylo možné vypočítat tepelné veličiny pro specifickou teplotu je třeba zadefinovat okrajovou podmínku na konci žebra, která je obdobou okrajové podmínky pro nekonečně dlouhé žebro

$$\theta(L) = \theta_L = \vartheta_L - \vartheta_{\infty} = 0. \quad (2.13)$$

Výsledná teplota napříč žebrem je vyjádřena z rovnice (2.5) a okrajové podmínky (2.13)

$$\vartheta_{\text{spec}} = \vartheta_{\infty} + (\vartheta_{\text{b}} - \vartheta_{\infty}) \frac{[(\vartheta_L - \vartheta_{\infty})]/[(\vartheta_{\text{b}} - \vartheta_{\infty})] \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL} \quad (2.14)$$

Výsledný vzorec pro celkový odvedený tepelný tok žebrem je vyjádřen podle [1] jako

$$\dot{Q}_{\text{spec}} = \sqrt{hpkA_c} \frac{\cosh mL - [(\vartheta_L - \vartheta_{\infty})]/[(\vartheta_{\text{b}} - \vartheta_{\infty})]}{\sinh mL}. \quad (2.15)$$

2.5 Konvekce na konci žebra

Bilance energie na konci žebra vyžaduje, aby se tepla vedené na povrch žebra rovnalo teplu odváděné z konce žebra konvekcí. Aby bylo možné vypočítat tepelné veličiny pro konvekci na konci žebra, je třeba zadefinovat okrajovou podmínku na konci žebra

$$-kA_c \frac{d\vartheta}{dx} \Big|_{x=L} = hA_c [\vartheta(L) - \vartheta_\infty]. \quad (2.16)$$

Výsledná teplota napříč žebrem je vyjádřena z rovnice (2.5) a okrajové podmínky (2.16)

$$\vartheta_{\text{konv}} = \vartheta_\infty + (\vartheta_b - \vartheta_\infty) \frac{\cosh m(L-x) + (h/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}. \quad (2.17)$$

Výsledný vzorec pro celkový odvedený tepelný tok žebrem je vyjádřen podle [1] jako

$$\dot{Q}_{\text{konv}} = \sqrt{hpkA_c} \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}. \quad (2.18)$$

Hlavní nevýhodou tohoto řešení výpočtu je jeho komplexnost. Aby se docílilo relativně přesného řešení s jednoduchým postupem. Vypočte se korigovaná délka žebra, která se dosadí do rovnic (2.17) a (2.18).

$$L_k = L + \frac{A_c}{p}. \quad (2.19)$$

Korigovanánou délkou lze aproximovat přenos tepla u žebra s korigovanou délkou a izolovaným koncem, který se rovná skutečnému přenosu tepla žebra o délce L s konvekcí na konci žebra.

Tvar žebra má na korigovanou délku vliv

$$L_{\text{obd}} = L + \frac{t}{2}, \quad (2.20)$$

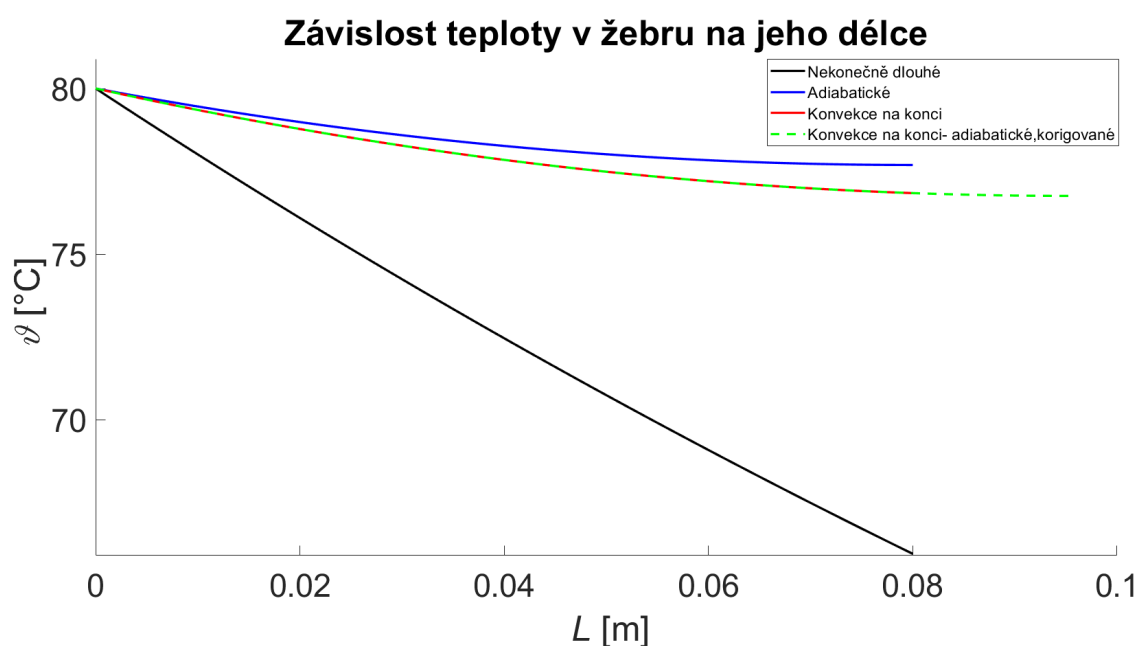
$$L_{\text{vál}} = L + \frac{D}{4}, \quad (2.21)$$

kde t je tloušťka obdelníkového žebra a D je průměr válcovitého žebra[1].

2.6 Výpočet teploty žebra

Teplota napříč žebrem byla vypočtena pro okrajovou podmínku „Adiabatický konec žebra“ s korigovanou délkou. Upevnění žebra je považováno kolmo na stěnu, viz obrázek 2.1.

V grafu 2.3 křivka nekonečně dlouhého žebra neklesla k teplotě okolí, jak je teoreticky předpokládáno na straně 19, protože v rovnicích se počítá s konkrétní vzdáleností délky žebra. Nejmenší odvod tepla nastal při adiabatickém výpočtu, jehož princip je obsažen na straně 20. Metoda, při které je dosaženo největšího odvodu tepla z žebra a je prakticky proveditelný je konvekce na konci žebra s korigovanou délkou, která je blíže popsána na straně 21.



Obr. 2.3: Porovnání teplotních průběhů pro různé okrajové podmínky.

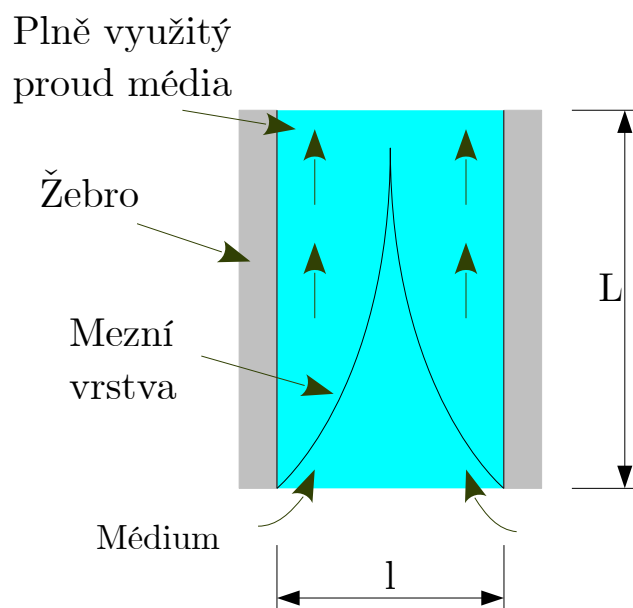
3 Přirozená konvekce

3.1 Přirozená konvekce žebrovaného chladiče

Přirozená konvekce u dvou paralelních žebér vzniká, pouze pokud teplota tohoto žebra je vyšší, než teplota okolního média. Tímto médiem může být vzduch, jehož měrná tepelná vodivost je mnohonásobně menší v porovnání s pevnými látkami jako např. hliník, železo, ze kterých je žebro obvykle konstruováno[1].

Předpokládá se, že kolem zahřátého chladiče vzniká přirozené proudění okolního vzduchu a není použitý žádný aktivní prvek (ventilátor). Tento proces je závislý na mezní vrstvě, která vzniká kolem každého zahřátého tělesa[4].

Problém může nastat při zvolení chladiče s příliš krátkými žebry nebo velkými vzdálenostmi mezi žebry, protože by se jednotlivé mezní vrstvy nespojily. V takovém případě by jednotlivá žebra mohly být vnímány jako vzájemně nezávislé desky. Také příliš malé vzdálenosti mezi žebry jsou problematické, protože by to snížilo odvod tepla žebry.



Obr. 3.1: Přirozené konvekce mezi dvěma paralelními deskami převzato z [1].

3.2 Výpočet součinitele přestupu tepla u přirozené konvekce

Tato část se zaměřuje na konkrétní případ přirozené konvekce u chladiče s vertikálně položenými žebry obdélníkového tvaru. Pro stanovení koeficientu přestupu tepla je nejdříve zapotřebí stanovit několik veličin. Jednou z těchto veličin je Rayleighovo číslo, které je vyjádřeno podle [1] jako

$$\text{Ra}_w = \frac{g\beta(\vartheta_b - \vartheta_\infty)w^3}{\nu^2} \text{Pr}, \quad (3.1)$$

kde Pr je Prandtlovo číslo a ν je kinematická viskozita proudícího média, jejichž hodnoty se mění s tlakem a teplotou ϑ_f , což je průměrná teplota mezní vrstvy, g je tíhové zrychlení o hodnotě $9,81 \text{ m/s}^2$, w je výška žebra a β je konstanta získaná z převrácené hodnoty absolutní teploty ϑ_f

$$\beta = \frac{1}{\vartheta_f} = \frac{1}{\frac{\vartheta_b + \vartheta_\infty}{2}}, \quad (3.2)$$

kde ϑ_b je teplota chladiče.

Poté Prandtlovo číslo z rovnice (3.1) lze vyjádřit, viz [1], jako

$$\text{Pr} = \frac{\eta_{\text{dyn}} c_p}{k}, \quad (3.3)$$

kde η_{dyn} je dynamická viskozita, c_p je měrná tepelná kapacita a k je měrná tepelná vodivost. Rayleighovo číslo je také možné počítat s výškou žebra namísto vzdálenosti mezi žebry podle [1] jako

$$\text{Ra}_l = \text{Ra}_1 \frac{l^3}{w^3}, \quad (3.4)$$

kde l představuje vzdálenost mezi žebry. Veličina l je jednou z nejdůležitějších veličin. Chladiče s malou hodnotou l mají větší aktivní plochu pro přenos tepla, ale snižuje se koeficient přestupu tepla vlivem většího tepelného odporu. U chladičů s velkou hodnotou l je sice větší koeficient přestupu tepla a menší aktivní plocha.

Dále je zapotřebí si definovat Nusseltovo číslo. To definoval Yovanovich [5] pro žebra chladiče obdélníkového průřezu. Vzorec je zvolen pro vertikální izotermickou paralelní desku vyjádřenou podle [5] jako

$$\text{Nu} = \text{Nu}_\infty + f(\text{Pr})G_1\text{Ra}_1^{0.25}, \quad (3.5)$$

kde Nu_∞ je difúzní limit pro kvádr, $f(\text{Pr})$ je funkce univerzálního Prandltonova čísla, G_1 je funkce stacionárních bodů.

Difúzní limit kvádrů je definován podle [5] jako

$$\text{Nu}_\infty = \frac{3.192 + 1.868(L/w)^{0.76}}{\sqrt{1 + 1.189(L/w)}}. \quad (3.6)$$

Vztah univerzální funkce Prandltonova čísla je převzán z [5] :

$$f(\text{Pr}) = \frac{0.67}{[1 + (0.5/\text{Pr})^{9/16}]^{4/9}}. \quad (3.7)$$

Funkce stacionárních bodů je dána podle [5] vztahem

$$G_1 = 2^{1/8} \left[\frac{L\Lambda^2}{(Ntw + tW + L\Lambda)^{3/2}} \right]^{1/4}, \quad (3.8)$$

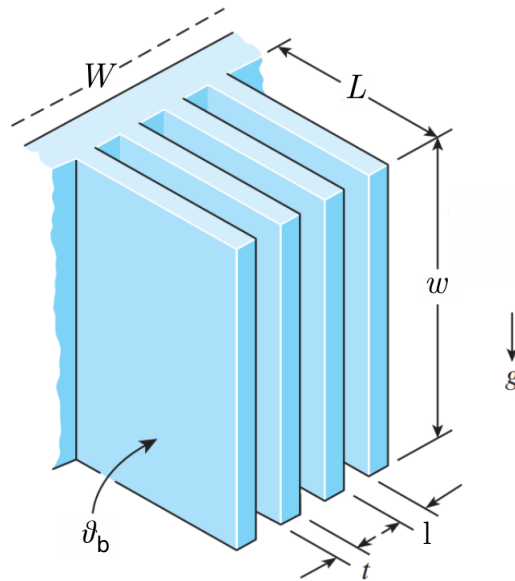
kde L je délka žebra, N je počet žebor, t je tloušťka žebor a Λ je rozměrová konstanta, kterou lze vypočítat vztahem

$$\Lambda = NL + t + W. \quad (3.9)$$

Nakonec se vypočítá koeficient přestupu tepla přirozenou konvekcí

$$h = \frac{\text{Nu}k}{l}. \quad (3.10)$$

Pro typ chladiče jako je na obrázku 3.2 je vypočten koeficient přestupu tepla podle



Obr. 3.2: Rozměry žebrovaného chladiče převzato z [1].

rovnice (3.10). Z toho je potom možné vypočítat hodnotu tepelného odporu žebor s korigovanou délkou při přirozené konvekcí

$$R_L = \frac{\vartheta_b - \vartheta_\infty}{N\dot{Q}_{\text{adi}}}, \quad (3.11)$$

kde N značí počet žeber na chladiči. Po vyjádření \dot{Q}_{adi} z rovnice (2.12) dostaneme

$$R_L = \frac{1}{N\sqrt{hpk}A_c \tanh mL_k}. \quad (3.12)$$

Teplo není odváděno pouze z žeber, ale i z mezer mezi nimi. Pro získání tepelného odporu mezer je nejdříve zapotřebí vypočítat jejich celkovou plochu

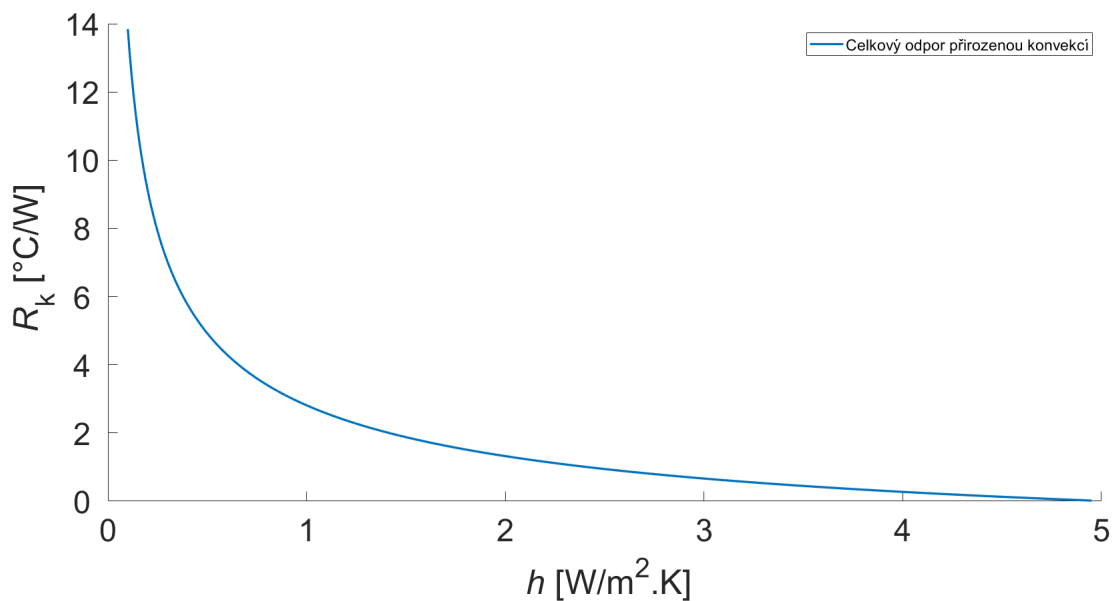
$$A_m = wl. \quad (3.13)$$

Poté tepelný odpor mezi žebry lze vyjádřit jako

$$R_m = \frac{1}{hA_m}, \quad (3.14)$$

kde n je celkový počet mezer. Celkový odpor chladiče přirozenou konvekcí je vypočítán jako paralelní kombinace odporů z rovnice (3.12) a (3.19)

$$R_k = \frac{R_L R_m}{R_L + R_m}. \quad (3.15)$$



Obr. 3.3: Závislost tepelného odporu chladiče na koeficientu přestupu tepla.

Z obrázku 3.3 je zřejmé, že závislost tepelného odporu na koeficientu přestupu tepla je hyperbolická. To znamená, že při h blížící se k nule, tepelný odpor se bude blížit k nekonečnu a naopak.

3.3 Výpočet tepelného odporu záření

Z již zmíněných teoretických základů o záření, lze koeficient úřestupu tepla zářením odvodit z rovnice (1.8)

$$h_z = \varepsilon \sigma \frac{T_s^4 - T_b^4}{T_s - T_z}, \quad (3.16)$$

kde ε je emisivita povrchu chladiče, σ je Stefan-Boltzmannova konstanta, T_s je teplota okolních stěn, T_b je povrchová teplota chladiče.

Poté je zapotřebí stanovit část povrchu chladiče podílející se na vyzařování tepla. Tuto plochu můžeme stanovit jako

$$A_z = nlw + N[t(w + 2L_k) + 2L_k w] + 2t_{ch}(W + w), \quad (3.17)$$

kde t_{ch} je tloušťka chladiče a W je délka chladiče.

Z koeficientu přestupu tepla zářením (3.16) a plochy podílející se na vyzařování tepla (3.17), může být výsledný tepelný odpor zářením vypočten jako

$$R_z = \frac{1}{A_z h_z}. \quad (3.18)$$

3.3.1 Výpočet kombinovaného tepelného odporu

Paralelní kombinací tepelného odporu konvekcí (3.19) a tepelného odporu zářením (3.18) získáme hodnotu celkového tepelného odporu na chladiči

$$R_c = \frac{R_k R_z}{R_k + R_z}. \quad (3.19)$$

4 Nucená konvekce

V praxi více využívanou metodou je nucená konvekce, což je typ konvekce, při které je přenos tepla realizován proudem média vycházející z vnějšího zdroje (čerpadlo, ventilátor, kompresor). Celkový koeficient přestupu tepla je mnohem vyšší, než při přirozené konvekci, tím pádem tepelný odpor se drasticky sníží. To je způsobeno ofukováním, které přitlačí křivku mezní vrstvy blíže k povrchu chladiče, a tím zmenší její tloušťku. Čím je nucená konvekce efektivnější, tím je možnost redukovat rozměry chladiče.

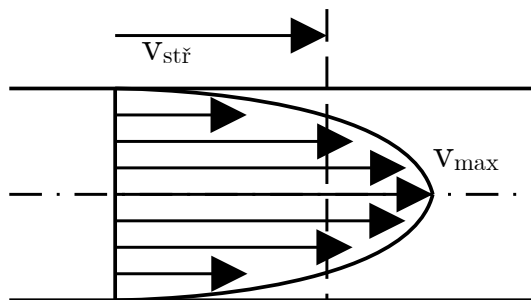
Žebrované chladiče bývají zpravidla ofukovány v kolmém nebo podélném směru. Kolmé ofukování je účinnější, ale nedá se využít u hluboce žebrovaných chladičů, kde směr proudícího média musí být rovnoběžný s povrchem žebra [4].

Tok proudícího média může být rozdělen, podle toho jestli je veden uzavřeným prostorem, nebo po povrchu chladiče na nucenou konvekci:

- Vnitřní
- Vnější

4.1 Vnitřní nucená konvekce

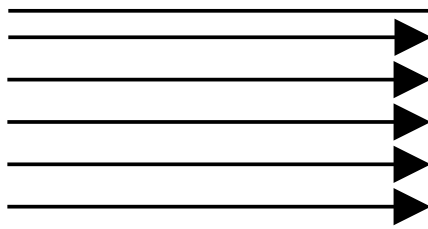
V tomto případě je veškerý proud média ohrazen vnitřními plochami chladiče a mezní vrstva může narůstat pouze do určité míry. Pokud je průřez kanálu konstatní, tak hodnotu rychlosti média zjednodušeně vnímáme jako konstantní hodnotu. Ve skutečnosti se však jedná o průměrnou hodnotu rychlosti proudění v průřezu kanálu.



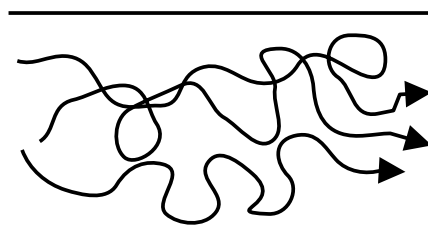
Obr. 4.1: Křivka proudícího média v konst. průřezu převzato z [1].

Proudící médium při kontaktu s vnitřními stěnami tunelu a chladiče vytváří tření, které má za následek zvýšení teploty tohoto média. Avšak toto zvýšení je ve výpočtech téměř vždy zanedbávané, protože jeho hodnota je oproti ostatním velmi malá.

Proud média v uzavřeném kanálu může být laminární nebo turbulentní. Rozdíl mezi nimi tkví v pohybu částic. Laminární proudění se vyznačuje tím, že částice proudící tekutiny se pohybují ve vrstvách a nepřemísťují se po průřezu, viz obrázek 4.2. Naopak u turbulentního proudění je pohyb částic proudící tekutiny chaotický, nepravidelný (vznikají víry) a typicky se objevuje při vysokých rychlostech, viz obrázek 4.3 [1].



Obr. 4.2: Laminární proudění v uzavřeném kanálu.



Obr. 4.3: Turbulentní proudění v uzavřeném kanálu.

Druh proudění lze stanovit pomocí bezrozměrného Reynoldsova čísla, které vyjadřuje poměr setrvačných a vazkých sil. V případě vnitřní konvekce u žebrovaného chladiče, lze definovat Reynoldsovo číslo podle [1] jako

$$\text{Re}_{\text{in}} = \frac{vD_{\text{h}}}{\nu}, \quad (4.1)$$

kde v je rychlost proudícího média, ν je kinematická viskozita a D_{h} je hydraulický průměr, který lze vypočítat podle vztahu

$$D_{\text{h}} = \frac{4A_{\text{k}}}{p}, \quad (4.2)$$

kde A_{k} je průřez kanálu do kterého vstupuje médium a p je obvod vstupu kanálu, ze kterého chceme odvádět teplo.

4.1.1 Přenos tepla při laminárním proudění

Hlavní podmínkou pro vznik plně vyvinutého laminárního proudění je, že kanál chladiče bude dostatečně dlouhý vůči průřezu, kterým médium vstupuje. V plně vyvinutém proudu se každá částice pohybuje neustále axiálně (ve směru osy) a rovnoběžně se stěnou chladiče[1].

Pro matematický výpočet koeficientu přestupu tepla je zapotřebí využít určitá zjednodušení, které mohou mít za následek chybovost výpočtů. Hlavním takovým zjednodušením je zanedbání přirozené konvekce, která obvykle vzniká účinky gravitačního pole na chladící médium. Důvod tohoto zjednodušení je vliv přirozené konvekce na rychlostní profil proudění. Ve skutečnosti způsobuje vířivost. Rozdíl mezi skutečnými a vypočtenými hodnotami se výsledky mohou lišit i o desítky procent[7].

Pro laminární proudění s hodnotou Re_{in} menší než 2000 je Nusseltovo číslo vyjádřeno podle [1] jako

$$Nu_{in} = 7.54 + \frac{0.03 \frac{D_h}{w} Re_{in} Pr}{1 + 0.016 \left(\frac{D_h}{w} Re_{in} Pr \right)^{2/3}}. \quad (4.3)$$

4.1.2 Přenos tepla na pomezí laminárního a turbulentního proudění

Mezi laminárním a turbulentním prouděním je přechodová oblast smíšeného proudění. V této oblasti je velmi obtížné definovat hodnotu koeficientu přenosu tepla. Nejlepší způsob jak zjistit přenos tepla v přechodové oblasti je provést dostatečné množství experimentálních měření.

4.1.3 Přenos tepla při turbulentním proudění

V této práci se počítá s okrajovou podmínkou, kdy považujeme teplotu chladiče za konstantní. Při této podmínce Nusseltovo číslo, které je potřebné pro definování koeficientu přestupu tepla chladiče, definováno pro hodnoty Re_{in} větší než 10^4 (turbulentní proudění), které je vyjádřeno podle[6] jako

$$Nu_{in} = 0.023 Re_{in}^{4/5} Pr^{0.4}, \quad (4.4)$$

kde Pr je Prandtlovo číslo vycházející z rovnice (3.3). Turbulentní proudění, jak již bylo zmíněno, vzniká při vysokých rychlostech média. Vznikají turbulence, které víří médium a dochází k přenosu tepla. Nejvýraznější přenosy nastávají v oblasti mezní vrstvy stěny chladiče, kde jsou teplotní spády největší. Turbulence zamezují vzniku jakéhokoli přirozeného proudění, tudíž nevzniká přirozená konvekce. Z toho jde odvodit, že přenos tepla, lze upravit pouze změnou typu proudění kapalin [7].

Hlavní faktory, které ovlivňují hodnotu koeficientu přestupu tepla jsou:

- Průřez kanálu chladiče
- Délka chladiče
- Povrchová drsnost stěn
- Zda-li dochází k ochlazení, či oteplování stěn

4.1.4 Výpočet tepelného odporu při vnitřní konvekci

Po výpočtu Nusseltova čísla se může vypočítat koeficient přestupu teple pro vnitřní nucenou konvekci, podobně jako tomu bylo u přirozené konvekce v příkladu (3.10) jako

$$h_{\text{in}} = \frac{\text{Nu}_{\text{in}} k}{D_{\text{h}}}. \quad (4.5)$$

Aby bylo možné vypočítat tepelný odpor chladiče, je zapotřebí nejdříve stanovit tepelnou účinnost žebra

$$\eta_{\text{in}} = \frac{\tanh(m_{\text{in}} L)}{m_{\text{in}} L}, \quad (4.6)$$

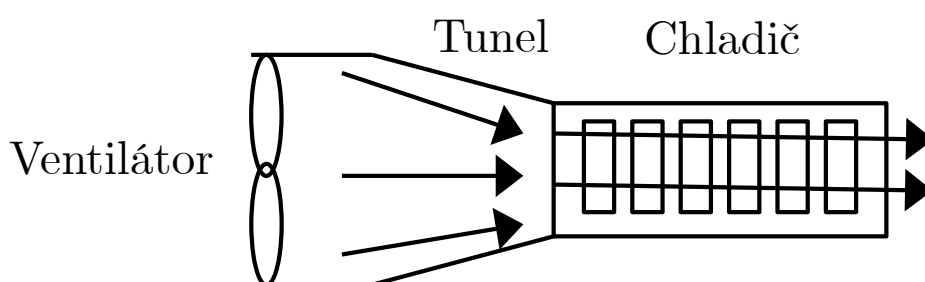
kde L je délka žebra (viz obrázek 3.2) a m_{in} je konstanta, kterou lze stanovit podle [1] jako

$$m_{\text{in}} = \sqrt{\frac{h_{\text{in}} p}{k A_{\text{c}}}}. \quad (4.7)$$

Pro schématický náčrt 4.4 je tepelný odpor chladiče roven podle [8]

$$R_{\text{in}} = \frac{1}{h_{\text{in}} (A_{\text{m}} + N \eta_{\text{in}} A_{\text{z}})}, \quad (4.8)$$

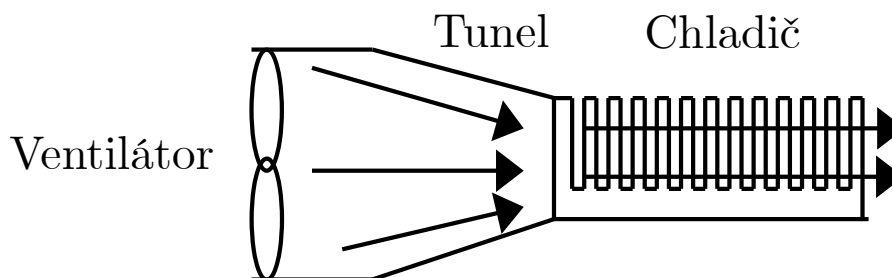
kde A_{m} je plocha mezer mezi žebry a A_{z} je plocha obou stran žebra.



Obr. 4.4: Principiální náčrt vnitřní konvekce.

4.2 Vnější nucená konvekce

Obdobně jako v případě vnitřní konvekce, tak je veškerý proud média přímo vháněn do chladiče a hodnotu rychlosti média také vnímáme jako konstantní hodnotu. Hlavním rozdílem je, že chladič není přikrytý a veškerý tok média neproudí po celé délce žebra, viz obrázek 4.5.



Obr. 4.5: Principiální nákres vnější konvekce.

Při uvažování proudění média rovnoběžně se stěnami o charakteristické délce w , viz obrázek 3.2, tak na začátku je proudění laminární a v určitém vzdálenosti se v kritickém bodě, kde hodnota Reynoldsova čísla rychle narůstá a proud přechází na turbulentní. Bod přechodu závisí na geometrii chladiče, drsnosti povrchu, povrchové teplotě, typu a rychlosti média. To znamená, že pokud bude chladič dostatečně krátký, nebo rychlost média dostatečně malá, tak vzdálenost kritického bodu může přesahovat za hranici kraje chladiče [1].

Reynoldsovo číslo může být poté vypočítáno podle [8] jako

$$\text{Re}_{\text{out}} = \frac{vl^2}{\nu w}. \quad (4.9)$$

Jelikož zjistit umístění přechodového bodu pro libovolnou skupinu chladičů by bylo příliš obtížné, tak je stanovené obecné Nuseltovo číslo zahrnující jak laminární, tak turbulentní proudění s minimální chybou podle [8] jako

$$\text{Nu}_{\text{out}} = \left[\frac{1}{\left(\frac{\text{Re}_{\text{out}}\text{Pr}}{2}\right)^3} + \frac{1}{\left(0.664\sqrt{\text{Re}_{\text{out}}}\text{Pr}^{\frac{1}{3}}\sqrt{1 + \frac{3.65}{\sqrt{\text{Re}_{\text{out}}}}}\right)^3} \right]^{-\frac{1}{3}}. \quad (4.10)$$

4.2.1 Výpočet tepelného odporu při vnější konvekci

Tepelný odpor se počítá stejným způsobem jako u konvekce vnitřní. Tedy nejdříve je zapotřebí stanovit koeficient přestupu tepla

$$h_{\text{out}} = \frac{\text{Nu}_{\text{out}} k}{l}. \quad (4.11)$$

Poté se vypočítá tepelnou účinnost žebra

$$\eta_{\text{out}} = \frac{\tanh(m_{\text{out}} L)}{m_{\text{out}} L}, \quad (4.12)$$

kde m_{out} je konstanta, kterou lze stanovit jako

$$m_{\text{out}} = \sqrt{\frac{h_{\text{out}} p}{k A_c}}. \quad (4.13)$$

Nakonec se vypočítá tepelný odpor pro vnější nucenou konvekci jako

$$R_{\text{out}} = \frac{1}{h_{\text{out}}(A_m + N\eta_{\text{out}}A_z)}. \quad (4.14)$$

4.2.2 Teoretické porovnání vnitřní a vnější nucené konvekce

Vnitřní nucená konvekce je více používaná u běžných chladičů, kvůli jejich lepším chladicím vlastnostem. Také jsou jednodušší na přípravu. Hlavní nevýhodou je nutnost použití ventilátoru, jinak není možné alternativně využít přirozenou konvekci. Vnější nucená konvekce je vhodnější metodou pro zjišťování tepelných charakteristik, ale jejich příprava na měření vyžaduje vyšší kvality na laboratorní podmínky. Nutnost přesnějších výpočtů na stanovení odváděného tepla.

5 Testovací měření

Součástí této práce je i provedení měření, která mají ověřit správnost analytických výpočtů. Následně se výsledky porovnají a vyhodnotí. Testovací měření bylo provedeno na chladiči, jehož rozměry jsou vypsány v tabulce 5.1.

Tab. 5.1: Geometrie chladiče

Rozměr	Značka	Hodnota
Výška žebra	w	135 mm
Délka žebra	L	21 mm
Tloušťka žebra	t	1,1 mm
Tloušťka základny	t_{ch}	4 mm
Délka chladiče	W	118 mm
Vzdálenost mezi žebry	l	5,2 mm
Počet žeber	N	19

Na tomto chladiči jsou ověřovány způsoby chlazení přirozenou, nucenou vnitřní a nucenou vnější konvekcí. Měření na chladiči bylo realizováno třemi teplotními odporovými čidly PT100, které snímaly teplotu okolí (ϑ_{∞}), teplotu střední části základny chladiče (ϑ_{b}) a teplotu na konci žebra (ϑ_{kon}). Jako zdroj tepelných výkonů byly použity dva drátové rezistory HS50-10RJ přišroubované na spodku chladiče. Drátové rezistory byly zvoleny kvůli jejich dobré teplotní stabilitě, tudíž naměřené výsledky jsou přesnější.

Tepelný odpor chladiče při přirozené konvekcí je vypočten z teplot na čidlech a výkonu na rezistorech podle rovnice

$$R_{\text{c}} = \frac{\frac{\vartheta_{\text{b}} + \vartheta_{\text{kon}}}{2} - \vartheta_{\infty}}{P}. \quad (5.1)$$

5.1 Měření odporu při přirozené konvekci

Při tomto měření je chladič vertikálně natočen a umístěn tak, aby bylo dosaženo maximálního přirozeného proudění mezi žebry chladiče.

Tab. 5.2: Porovnání tepelných odporů při přirozené konvekci

P [W]	ϑ_b [°C]	ϑ_{kon} [°C]	ϑ_∞ [°C]	$R_{c,měř}$ [°C/W]	$R_{c,vyp}$ [°C/W]	ΔR_c [%]
20	59,8	58,88	25,85	1,675	1,457	13,0
30	72,27	70,99	26,42	1,507	1,403	6,9
40	83,64	82,12	26,63	1,406	1,358	3,4

Z výsledných hodnot tepelných odporů v tabulce 5.2 lze usoudit, že použitá metoda teoretického výpočtu celkového tepelného odporu na chladiči (viz strana 27), skládající se z tepelného odporu při přirozené konvekci (viz strana 24) a z tepelného odporu vznikající při záření (viz strana 27) je vhodnější pro chladiče pracující při vyšších teplotách, jelikož chyba analytických výpočtů tepelného odporu ΔR_c klesá s narůstající pracovní teplotou. Avšak pokud by bylo cílem pouze zjistit orientační hodnoty tepelného odporu přirozenou konvekcí, tak lze usoudit, že dosažené výsledky jsou dostačně přesné.

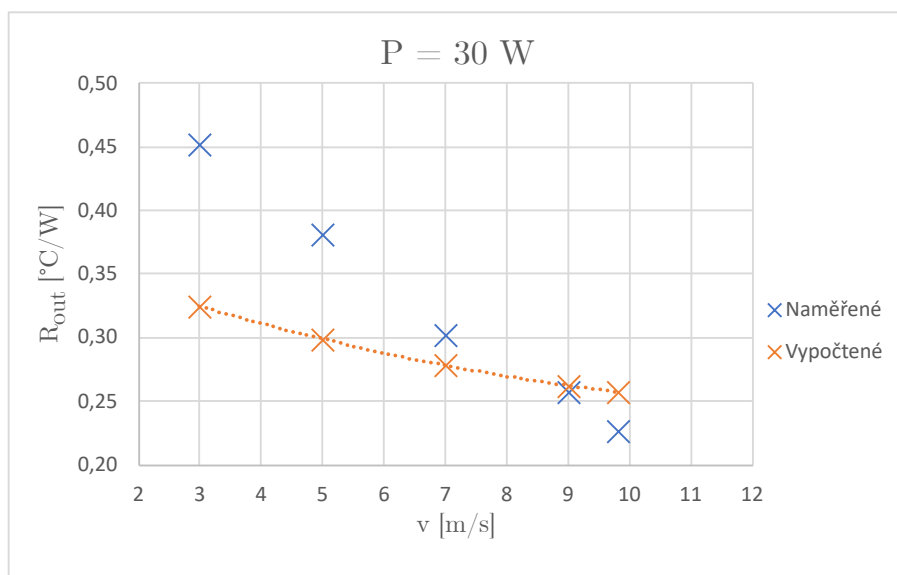
$$\Delta R_c = \frac{R_{c,měř} - R_{c,vyp}}{R_{c,měř}}. \quad (5.2)$$

5.2 Měření odporu při nucené konvekci

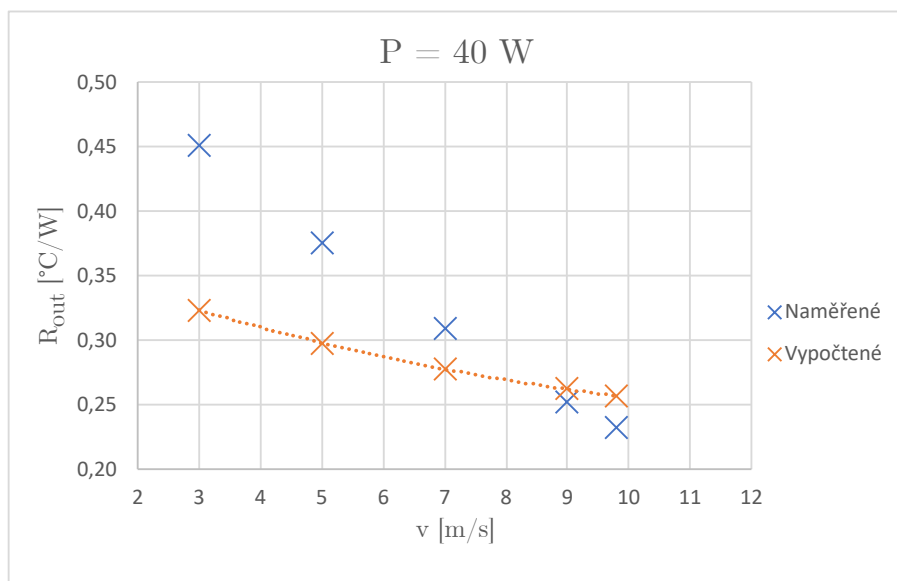
Pro docílení nucené konvekce byl využit ventilátor SUNON-KD 1206 PTB 1. Tento ventilátor se zvolil protože ze všech dostupných možností měl nejmenší odchylku mezi hodnotami dané výrobcem a naměřenými pomocí anemometru. Pro tento ventilátor se vytvořil tunel s cílem, aby veškerý proud média vstupoval do vstupního prostoru chladiče. Teplotní čidla a drátové rezistory zůstaly umístěny na stejných místech jako v kapitole předchozí.

5.2.1 Vnitřní nucená konvekce

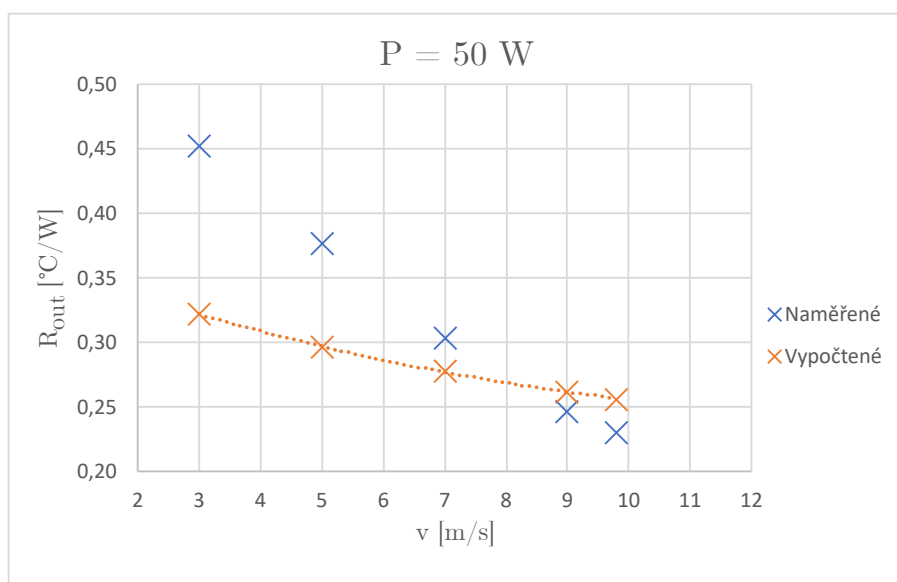
Měření tepelného odporu při vnitřní nucené konvekci na chladiči bylo provedeno obdobně, jako je tomu v obrázku 4.4.



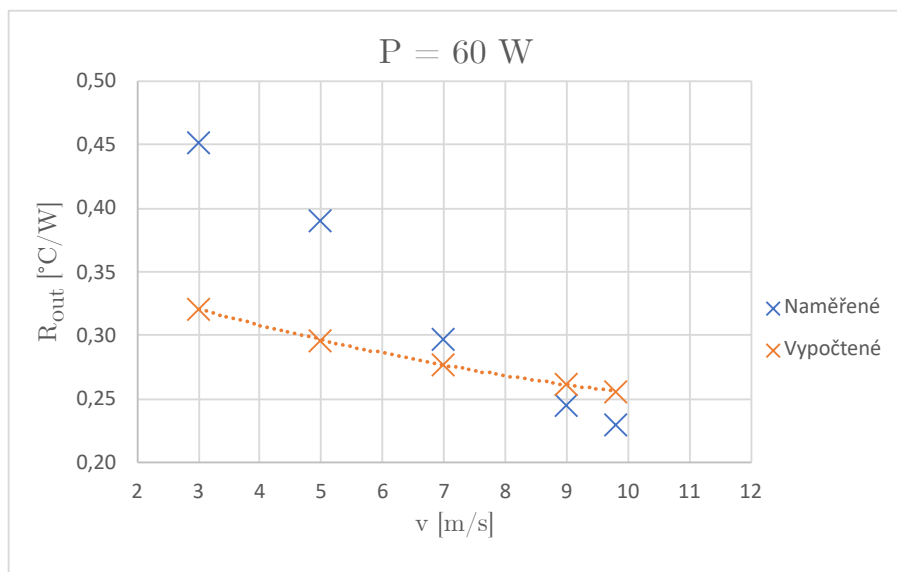
Obr. 5.1: Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění při výkonu $P = 30 \text{ W}$.



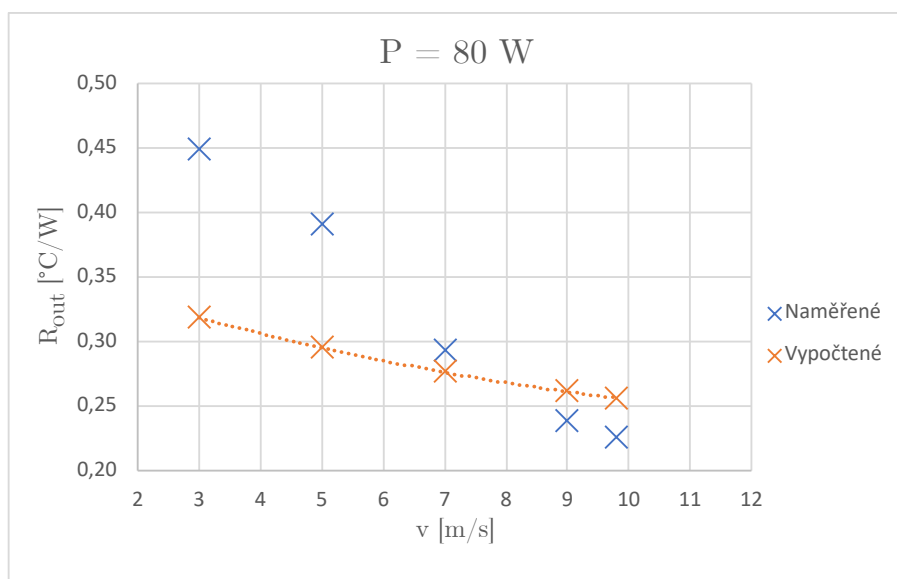
Obr. 5.2: Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění při výkonu $P = 40 \text{ W}$.



Obr. 5.3: Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění při výkonu $P = 50 \text{ W}$.



Obr. 5.4: Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění při výkonu $P = 60 \text{ W}$.

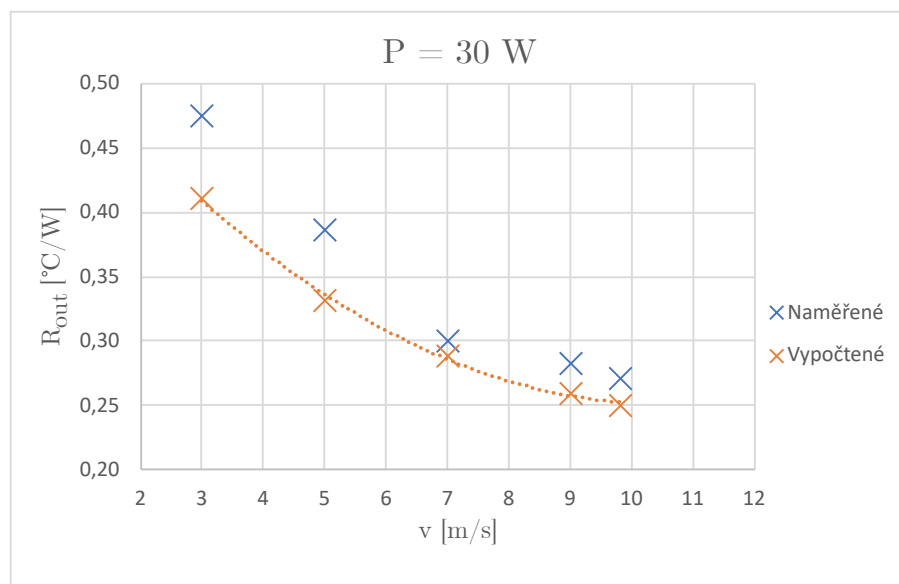


Obr. 5.5: Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění při výkonu $P = 80 \text{ W}$.

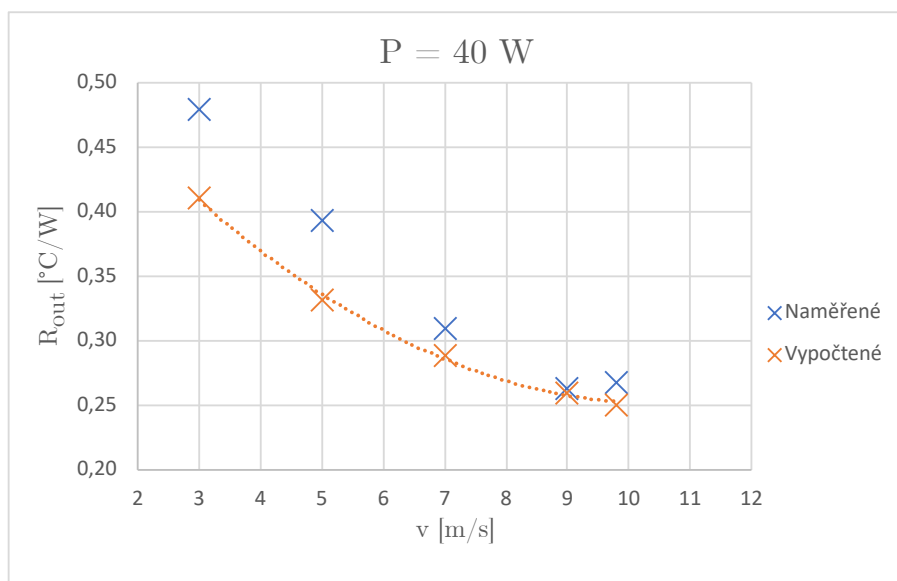
Z výsledných grafů lze tvrdit, že zvolená výpočetní metoda je vhodná pro vyšší rychlosti proudícího média. Za vyšší rychlosti se tady považují rychlosti 7 m/s a vyšší. Při nižších rychlostech jsou chyby analytických výpočtů několik desítek procent, přičemž při vyšších rychlostech jsou chyby výpočtu do deseti procent. Také lze říci, že křivky vypočtených hodnot jsou mnohem hladčí, než ty naměřené. Hodnoty tepelných odporů, které jsou obsaženy v grafech byly vypočteny na základě analytických výpočtů na straně 31.

5.2.2 Vnější nucená konvekce

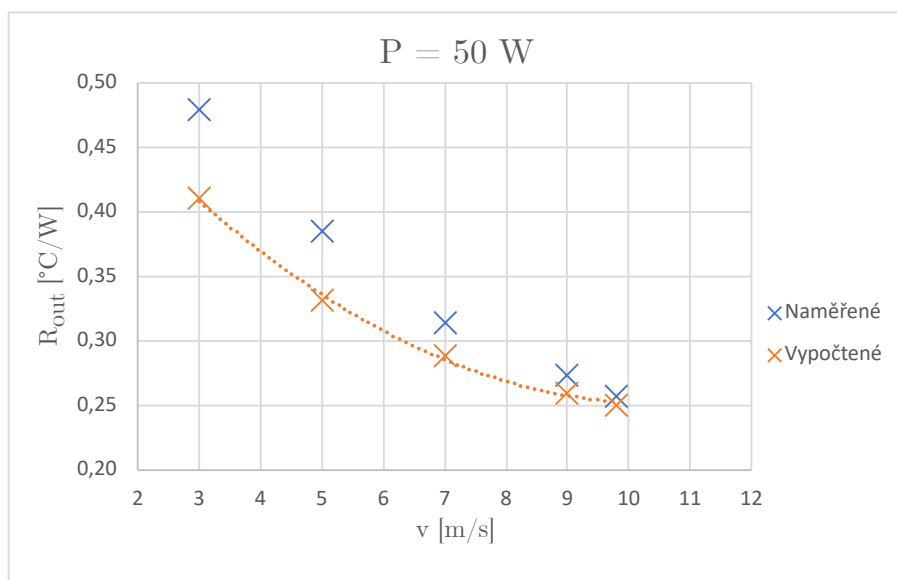
Měření tepelného odporu při vnější nucené konvekci na chladiči bylo provedeno obdobně, jako je tomu v obrázku 4.5.



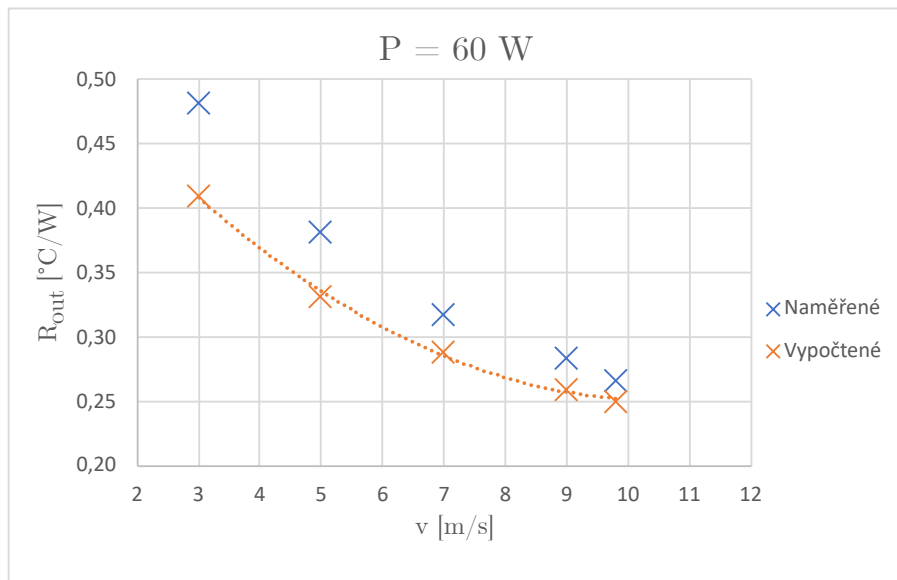
Obr. 5.6: Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění při výkonu $P = 30 \text{ W}$.



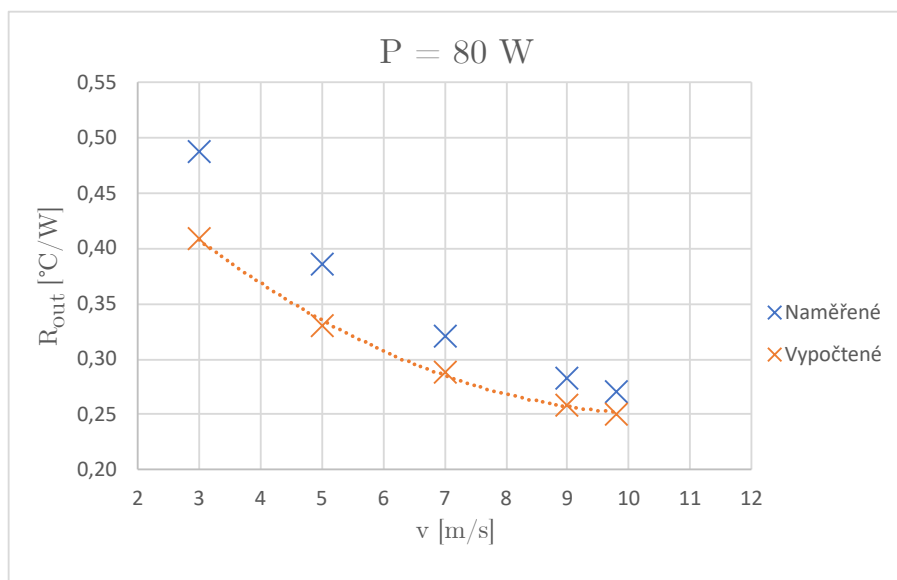
Obr. 5.7: Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění při výkonu $P = 40 \text{ W}$.



Obr. 5.8: Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění při výkonu $P = 50 \text{ W}$.



Obr. 5.9: Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění při výkonu $P = 60 \text{ W}$.



Obr. 5.10: Závislost tepelného odporu na rychlosti proudění při výkonu $P = 80 \text{ W}$.

Z výsledných grafů lze tvrdit, že stejně jako u vnější nucené konvekce je zvolená výpočetní metoda přesnější při vyšších rychlostech. Při nižších rychlostech jsou chyby analytických výpočtů mírně menší, než tomu je u předchozí metody. Také tvary výsledných křivek si jsou mnohem více podobné, než v případě vnitřní nucené konvekce. Hodnoty tepelných odporů, které jsou obsaženy v grafech byly vypočteny na základě analytických výpočtů na straně 33.

5.2.3 Porovnání vnitřní a vnější nucené konvekce

Pro porovnání metod je využita tabulka 5.3, ve které jsou vypsány naměřené hodnoty a hodnoty vypočtené prostřednictvím programu Matlab při zvolené rychlosti proudění média $v = 7$ m/s. Postup, který byl použit na výpočet tepelných odporů v tabulce 5.3 je obsažen na straně 31 pro vnitřní konvekci a na straně 33 pro vnější konvekci.

Tab. 5.3: Porovnání tepelných odporů při vnitřní nucené konvekci

Vnitřní konvekce					
v [m/s]	7				
P [W]	30	40	50	60	80
ϑ_b [°C]	36,47	40,23	43,65	47,1	54
ϑ_{kon} [°C]	33,77	36,67	39,4	41,1	45,62
ϑ_∞ [°C]	26,06	26,05	26,31	26,25	26,43
$R_{in, vyp}$ [°C/W]	0,2791	0,2784	0,2778	0,2773	0,2761
$R_{in, měř}$ [°C/W]	0,3020	0,3100	0,3043	0,2975	0,2923
ΔR_{in} [%]	7,58	10,19	8,71	6,79	5,53
Vnější konvekce					
v [m/s]	7				
P [W]	30	40	50	60	80
ϑ_b [°C]	34,91	38,38	41,96	45,42	52,31
ϑ_{kon} [°C]	33,92	37,01	40,19	43,3	49,52
ϑ_∞ [°C]	25,41	25,34	25,41	25,31	25,27
$R_{out, vyp}$ [°C/W]	0,2885	0,2884	0,2882	0,2881	0,2879
$R_{out, měř}$ [°C/W]	0,3002	0,3089	0,3133	0,3175	0,3206
ΔR_{out} [%]	3,89	6,63	8,01	9,26	10,19

Výsledné hodnoty tepelných odporů si jsou velmi podobné, přičemž u vnitřní konvekce je dosaženo kvalitnějšího odvodu tepla z chladiče než u vnější konvekce. To je způsobeno tím, že veškerý tok média prochází mezi vnitřními stěnami chladiče. Větší shody s naměřenými hodnotami jsou při vyšších provozních teplotách u vnitřní konvekce a u vnější konvekce je tomu přesně naopak, shoda s naměřenými hodnotami klesá s narůstající teplotou na chladiči.

Těmito měřeními se potvrdilo, že tepelný odpor u obou metod klesá s narůstající teplotou a tím pádem se zvyšuje přenos tepla mezi chladičem a proudícím médiem. Také se potvrdilo, že vnitřní konvekce má kvalitnější odvod tepla a zvolené výpočetní metody mohou být využity, jako kvalitní odhad reálných odvodů tepla na žebrovaných chladičích.

Závěr

Cílem této práce bylo vytvořit rešerši analytických vztahů pro výpočet tepelného odporu žebrovaných chladičů a následně porovnat vypočtené hodnoty tepelných odporů s naměřenými na zvoleném chladiči. Pro výpočet je vytvořen skript prostřednictvím programu Matlab, který zajišťuje výpočet tepelného odporu chladičů z geometrických rozměrů a podmínek chlazení.

Zprvu bylo zapotřebí nastudovat základní vztahy přenosu tepla, které jsou vypsány v první část práce. Poté jsou nastíněny fyzikální procesy při šíření tepelné energie na žebrovaném povrchu a nakonec je proveden výpočet tepelných odporů žebrovaných chladičů, při přirozené konvekci. Poté stejným způsobem jsou nastíněny zvolené metody chlazení u nucené konvekce a následně i jejich výpočet.

Další část byla vytvoření programu, který při výběru jakéhokoli chladiče s obdelníkovými žebry a doplněním způsobu chlazení a parametrů prostředí ve kterém je chladič umístěn je schopen vypočítat tepelný odpor tohoto chladiče.

V praktické části se zjišťovaly hodnoty tepelných odporů pro různé provozní teploty u zvoleného chladiče s konfigurací bez ventilátoru i s ventilátorem. Tepelné odpory byly získány z výkonů na odporech zachřívající chladič a snímaných teplot získaných pomocí teplotních senzorů. Výsledky měření slouží primárně jako ověření a následné porovnání správnosti analytických vztahů.

Z porovnání hodnot výsledných tepelných odporů bylo usouzeno, že analytické výpočty slouží jako adekvátní simulace reálných tepelných dějů v žebrovaných chladičích a že vnitřní nucená konvekce má efektivnější odvod tepla než vnější nucená konvekce.

Literatura

- [1] CENGEL, Yunus A. a Afshin J. GHAJAR. *Heat and mass transfer: fundamentals and applications*. Fifth edition. New York, NY: McGraw Hill Education, [2015]. ISBN 978-0073398181.
- [2] FUKÁTKO, Tomáš a Jaroslav FUKÁTKO. *Teplo a chlazení v elektronice II*. Praha: BEN - technická literatura, 2006. ISBN 80-7300-199-3.
- [3] Doc. Ing. LÁZNIČKOVÁ, Ilona, Ph.D. *Technická mechanika: Mechanika poddajných těles Termomechanika*. Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, VUT v Brně, 2014.
- [4] PATOČKA, Miroslav. *Vybrané statě z výkonové elektroniky*. Vyd. 3. Brno: Zdeněk Novotný, 2005. ISBN 80-214-2743-4.
- [5] CULHAM, J. R., M. M. YOVANOVICH a S. LEE. *Thermal modeling of isothermal cuboids and rectangular heat sinks cooled by natural convection* [online]. 18. 1995 [cit. 2021-5-23]. ISSN 1558-3678. Dostupné z: <https://ieeexplore.ieee.org/document/465153>
- [6] MORADIKAZEROUNI, Alireza, ALSARRAF a Masoud AFRAND. *Comparison of the effect of five different entrance channel shapes of a micro-channel heat sink in forced convection with application to cooling a supercomputer circuit board: Applied Thermal Engineering* [online]. 2019. 2019, 1078-1089 [cit. 2021-5-27]. ISSN 1359-4311. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118358356>
- [7] MICHEJEV, Michail Aleksandrovič. *Základy sdílení tepla: určeno pro posluchače vys. škol a pro tepelné techniky*. 2. upr. vyd. Praha: SNTL, 1953. Řada theoretické literatury.
- [8] SQUARE, P.M., M KABIROU TOURE, B. FOISY, E. DUCHESNE a J. SYLVESTRE. *Cooling Heat Sinks by Natural and Forced Convection in Micro-electronic Packages: Numerical Modeling and Experimental Thermal Studies. 2020 19th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)* [online]. 2020, **2020**, 726-733 [cit. 2021-5-22]. Dostupné z: [doi:10.1109/ITherm45881.2020.9190633](https://doi.org/10.1109/ITherm45881.2020.9190633)

Seznam symbolů a zkratek

Parametr	Popis	Jednotka
A_c	Průřez žebra	[m ²]
A_m	Plocha mezi žebry	[m ²]
A_s	Povrch tělesa	[m ²]
A_z	Zářivá plocha tělesa	[m ²]
A_k	Průřez kanálu	[m ²]
c_p	Měrná tepelná kapacita	[J/(kgK)]
D_h	Hydraulický průměr	[m]
E_{vstup}	Energie vstupující do systému	[J]
$E_{\text{výstup}}$	Energie vycházející ze systému	[J]
$\Delta E_{\text{systému}}$	Změna energie	[J]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
G_1	Funkce stacionárních bodů	[-]
$\text{grad}\vartheta$	Gradient teploty	[°C/m]
h	Koeficient přestupu tepla	[W/m ² · K]
h_k	Koef. přestupu tepla přirozenou konvekcí	[W/m ² · K]
h_z	Koef. přestupu tepla zářením	[W/m ² · K]
k	Měrná tepelná vodivost	[W/mK]
l	Vzdálenost mezi žebry	[m]
L	Délka žebra	[m]
L_k	Korigovaná délka	[m]
m	Hmotnost	[kg]
N	Počet žeber na chladiči	[-]
n	Počet mezer	[-]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
Nu_∞	Difúzní limit kvádrů	[-]
p	Obvod	[m]
Pr	Prandltonovo číslo	[-]
$f(Pr)$	Univerzální funkce Prandltonova čísla	[-]
Q	Tepelná energie	[J]
\dot{q}	Vektor hustoty tepelného toku	[W/m ²]
\dot{Q}_{absorb}	Teplo dopadající na těleso	[W]
\dot{Q}_{adi}	Odvedený tepelný tok adiabatickým žebrem	[W]
\dot{Q}_{rad}	Převedené teplo radiací	[W]
\dot{Q}_{emit}	Teplo vyzážené z tělesa	[W]
\dot{Q}_{konv}	Převedené teplo konvekcí	[W]

$\dot{Q}_{\text{nek.žebro}}$	Ustálené množství odvedeného tepla žebra	[W]
\dot{Q}_{spec}	Odvedené teplo žebra se spec. teplotou konce	[W]
R_m	Tepelný odpor mezer	[K/W]
R_L	Tepelný odpor žeber	[K/W]
R_k	Tepelný odpor chladiče přirozenou konvekcí	[K/W]
R_c	Celkový tepelný odpor chladiče konvekcí a zářením	[K/W]
R_{in}	Tepelný odpor chladiče při vnitřní konvekcí	[K/W]
R_{out}	Tepelný odpor chladiče při vnější konvekcí	[K/W]
ΔR	Chyba analytických výpočtů tepelného odporu	[%]
Ra	Rayleighovo číslo	[-]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
t	Tloušťka žebra	[m]
t_{ch}	Tloušťka chladiče	[m]
T	Teplota	[K]
T_z	Teplota okolních stěn	[K]
v	Rychlost proudícího média	[m/s]
w	Výška žebra	[m]
W	Délka chladiče	[m]
ϑ	Teplota	[°C]
ϑ_1	Teplota teplejší strany	[°C]
ϑ_2	Teplota studenější strany	[°C]
ϑ_{adi}	Teplota adiabatického konce žebra	[°C]
ϑ_b	Teplota základny chladiče	[°C]
ϑ_{kon}	Teplota na konci žebra	[°C]
ϑ_f	Průměrná teplota mezní vrstvy	[°C]
ϑ_{konv}	Teplota napříč žebrem při	[°C]
$\vartheta_{\text{nek.žebreb}}$	Teplota napříč nekonečným žebreb	[°C]
ϑ_{spec}	Teplota napříč žebrem se spec. teplotou konce	[°C]
ϑ_s	Povrchová teplota tělesa	[°C]
ϑ_{∞}	Teplota okolí	[°C]
Δx	Tloušťka	[m]
Λ	Rozměrová konstanta	[m]
σ	Stefan-Boltzmannova konstanta	[W · m ⁻² · K ⁻⁴]
η	Tepelná účinnost žebra	[-]
ϵ	Emisivita povrchu	[-]
θ	Oteplení vůči teplotě okolí	[°C]
ν	Kinematická viskozita	[m ² /s]