



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

PŘENOS TEPLA V ZAŘÍZENÍCH VYUŽÍVAJÍCÍCH SOLÁRNÍ ENERGII

HEAT TRANSFER IN SOLAR ENERGY EQUIPMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Hylas

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Dominika Babička Fialová,
Ph.D.**

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Student:	Bc. Martin Hylas
Studijní program:	Procesní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Dominika Babička Fialová, Ph.D.
Akademický rok:	2023/24

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Přenos tepla v zařízeních využívajících solární energii

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Neustálý tlak na snižování energetické spotřeby zvyšuje nároky na úspornost a efektivitu zařízení ve všech odvětvích průmyslu, s čímž se pojí také snaha o širší a intenzivnější využití obnovitelných zdrojů energie. Pro efektivní využití solární energie je mimo jiné potřeba vyřešit problematiku přenosu tepla v solárních kolektorech. V oblasti fotovoltaických kolektorů se to nezbytně týká podpůrných systémů chlazení, aby se zabránilo přehřátí zařízení a problémům s poklesem účinnosti a životnosti kolektoru. U termických solárních kolektorů je intenzivně řešen tvar distribučního systému pro zlepšení jejich funkce prostřednictvím rovnoměrnějšího přenosu tepla a pro snížení provozních nákladů spojených s nezbytnými čerpadly a ventilátory. V konečném důsledku tak lze skrze malé technické změny významně snížit dopady na životní prostředí u celého provozu.

Cíle diplomové práce:

- (1) Seznámit se formou rešerše s problematikou chlazení fotovoltaických kolektorů a termálních kolektorů
- (2) Zpracovat zjednodušený výpočetní model systému pro přenos tepla v zařízeních využívajících solární energii
- (3) Vyhodnotit výsledky experimentálních zkoušek solárních termických kolektorů a aplikovat výpočetní model na případ solárního termického kolektoru
- (4) Zhodnotit výstupy výpočetního modelu a laboratorních experimentů

Seznam doporučené literatury:

KALOGIROU, S.A. Solar Energy Engineering – Processes and Systems (2nd Edition). 2nd ed. Saint Louis: Elsevier, 2014. ISBN 9780123972705.

IDELCHIK, I.E. et al. Handbook of hydraulic resistance. 2nd ed. New York: Hemisphere publishing corporation, 1986. ISBN 0-89116-284-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Fotovoltaické panely jsou efektivním zařízením pro přeměnu sluneční energie, pokud jsou vystaveny vysoké intenzitě slunečního záření, s nímž se však pojí vysoká teplota okolního prostředí. Vysoká provozní teplota fotovoltaického panelu má negativní vliv na účinnost a životnost zařízení. První část práce představuje současný stav poznání v oblasti aktivních a pasivních metod chlazení fotovoltaických panelů. Hlavními měřítky pro hodnocení efektivnosti chladících systémů je míra ochlazení a navýšení výkonu fotovoltaického modulu. Z rešerše vyplývá, že podpůrnými systémy je možné docílit výrazného omezení teplotních vlivů, ale na základě dosavadní experimentální činnosti není jednotný pohled na aplikovatelnost chladících zařízení v praxi. Investiční a provozní náklady jsou významnou bariérou k využití těchto systémů pro širokou veřejnost.

Možným řešením, jak efektivně vyrábět elektrickou energii a využít jinak mařené teplo, je propojení funkcí fotovoltaických panelů a solárních termálních kolektorů do hybridních fotovoltaicko-tepelných kolektorů. Nedílnou součástí těchto zařízení je trubkový distribuční systém. Z konstrukčního hlediska se jedná o jednoduché systémy, přirozeně podléhající nerovnoměrné distribuci pracovního média, což má za následek pokles účinnosti celého zařízení. V druhé části práce je ověřena funkčnost analytických modelů k predikci distribuce pracovního média v distribučním systému typu K. Z výsledků porovnání predikovaných dat s experimentálně naměřenými hodnotami vyplývá, že predikční schopnost analytických modelů je silně závislá na metodice stanovení hodnoty hydraulického odporu (místních ztrát).

Klíčová slova

fotovoltaický panel, systém chlazení, solární termální kolektor, experimentální data, analytický model, distribuce toku, nerovnoměrnost

Abstract

Photovoltaic panels are an efficient device for converting solar energy when exposed to high solar radiation intensity, which is, however, associated with a high ambient temperature. The high operating temperature of a photovoltaic panel has a negative effect on the efficiency and lifetime of the device. The first part of this thesis presents the current state of the art in the field of active and passive cooling methods for photovoltaic panels. The main metrics for evaluating the effectiveness of cooling systems are the cooling rate and the power gain of the photovoltaic module. The research shows that significant reduction of temperature effects can be achieved by support systems, but based on the experimental work to date there is no unified view on the applicability of the cooling devices in practice. Investment and operating costs are a significant barrier to the use of these systems by the general public.

A possible solution to efficiently generate electricity and utilise otherwise wasted heat is to combine the functions of photovoltaic panels and solar thermal collectors into hybrid photovoltaic-thermal collectors. The tubular distribution system is an integral part of these installations. From a design point of view, these are simple systems, naturally subject to uneven distribution of the working medium, which results in a decrease in the efficiency of the entire device. In the second part of the thesis, the functionality of analytical models to predict the distribution of the working medium in a K-type distribution system is verified. The results of the comparison of predicted data with experimentally measured values show that the predictive ability of the analytical models is strongly dependent on the method of determining the value of hydraulic resistance (local losses).

Keywords

photovoltaic panel, cooling system, solar thermal collector, experimental data, analytical model, flow distribution, non-uniformity

Bibliografické citace

HYLAS, Martin. *Přenos tepla v zařízeních využívajících solární energii* [online]. Brno, 2024 [cit. 2023-10-23]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157536>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Dominika Babička Fialová.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Přenos tepla v zařízeních využívajících solární energii vypracoval samostatně za využití konzultací s vedoucí diplomové práce Ing. Dominikou Babičkou Fialovou, Ph.D. Veškeré zdroje informací a pramenů byly řádně citovány a uvedeny v seznamu použité literatury na konci práce.

Datum: 18. května 2024

Hylas Martin

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucí práce Ing. Dominice Babičce Fialové, Ph.D. za poskytnuté cenné rady, které mi velice pomohly s vypracováním diplomové práce. Dále za její vynaložený čas a nespočet konzultací, kterých si velice vážím.

Dále bych rád poděkoval rodině a přítelkyni, kteří mi byli oporou po celou dobu mého studia a po dobu zpracování diplomové práce.

Obsah

1	Úvod	11
1.1	Cíle práce	11
2	Problematika teplotních vlivů na fotovoltaické panely	13
2.1	Princip funkce PV	13
2.2	Elektrická charakteristika fotovoltaického článku.....	14
2.3	Faktory ovlivňující životnost PV	17
2.4	Kategorizace metod chlazení PV	20
2.5	Využitelnost chlazení v závislosti na ročním období	21
2.6	Aktivní metody chlazení PV	22
2.6.1	Nucené chlazení vzduchem	22
2.6.2	Nucené chlazení vodou	26
2.7	Pasivní metody chlazení	36
2.7.1	Pasivní chlazení vodou a vzduchem	36
2.7.2	Pasivní chlazení materiálem s fázovou změnou	47
2.7.3	Chlazení PV tepelnou trubicí.....	53
2.8	Shrnutí poznatků o metodách chlazení PV	57
3	Solární termální kolektory	60
3.1	Konstrukce solárních kolektorů	60
3.1.1	Ploché solární kolektory	60
3.1.2	Trubkové solární kolektory.....	63
3.2	Způsoby navýšení výkonu solárních kolektorů	64
3.2.1	Navýšení výkonu pasivními prvky	64
3.2.2	Navýšení výkonu povlakováním	70
3.2.3	Navýšení výkonu rovnoměrnou distribucí média.....	71
3.3	Podobnost systémů PV a SC z hlediska utilizace tepla	75
4	Výpočet distribuce toku v solárních kolektorech	79
4.1	Popis zkoumaného systému a laboratorního zázemí	79
4.2	Laboratorní experimenty	83
4.2.1	Adiabatické laboratorní experimenty	84
4.2.2	Laboratorní experimenty se změnou teploty	88
4.2.3	Souhrn.....	93
4.3	Analytický výpočet.....	94
4.3.1	Metodika výpočtu distribuce tekutiny v prostředí MS Excel	94
4.3.2	Průměrování dat z jednotlivých experimentů	98
4.3.3	Modely pro analýzu funkce kolektoru.....	98

4.3.4	Metodika výpočtu distribuce tekutiny v prostředí Maple.....	99
4.4	Zhodnocení výsledků.....	103
4.4.1	Hodnocení nerovnoměrnosti toku a predikčních schopností distribučních modelů	103
4.4.2	Výsledky adiabatického experimentu s přepážkami	104
4.4.3	Výsledky adiabatického experimentu bez přepážek.....	107
4.4.4	Výsledky experimentu se změnou teplot s přepážkami.....	109
4.4.5	Výsledky experimentu se změnou teplot bez přepážek.....	113
4.4.6	Souhrn a diskuze výsledků	115
5	Závěr.....	119
	Seznam použitých zdrojů	121
	Seznam použitých symbolů.....	132
	Seznam použitých zkratk.....	135
	Seznam obrázků	136
	Seznam tabulek	138
	Seznam příloh.....	140

1 Úvod

V dnešním energeticky náročném světě dochází ke strmému nárůstu spotřeby energie elektrické i tepelné. Primárním zdrojem energie pro lidstvo jsou neobnovitelné fosilní zdroje, avšak tlak mezinárodních politik je cílen na omezení využití těchto paliv. Jedním z příkladů může být Zelená dohoda pro Evropu [1], která stanovuje, že Evropská unie musí být do roku 2050 uhlíkově neutrální. Hlavním cílem je nahradit energii z fosilních paliv energií z obnovitelných a jaderných zdrojů. Jedním z důležitých způsobů dosažení uhlíkové neutrality je mimo jiné i vyšší využití solární energie.

K využití energie ze slunečního záření se využívají fotovoltaické panely (PV), solární termální kolektory (SC) či hybridní fotovoltaicko-tepelné kolektory (PV/T). Tato zařízení fungují na principu přeměny energie ze slunečního záření na energii elektrickou pro případ PV, resp. přenáší teplo ze slunečního záření do pracovního média v případě SC. Oba způsoby utilizace energie je navíc možné spojit do účinnějších hybridních systémů PV/T. Mezi souhrnné výhody těchto zařízení patří obnovitelnost, nízké provozní náklady, cena energie a ekologičnost. Ze souhrnných nevýhod lze zmínit závislost na počasí či investiční náklady.

Předpokladem pro maximální využití potenciálu systému PV, SC a PV/T je vysoká intenzita slunečního záření. Z toho důvodu jsou tato zařízení přirozeně účinnější v rovníkových oblastech, kde průměrná roční intenzita záření je výrazně vyšší než v Evropě. Vyšší intenzita záření je však spojena s vyšší denní teplotou, což negativně ovlivňuje výkon PV, a to i v oblastech mírného pásu. Chlazení PV je jedním z možných způsobů, jak po celou dobu životnosti udržet účinnost v přijatelných mezích i v klimaticky náročných oblastech, popř. při výkyvech provozních podmínek. V posledních letech bylo představeno několik způsobů aktivního či pasivního chlazení. Jednou z perspektivních možností, která byla uvedena na trh, je kombinace PV a SC do hybridního systému PV/T. Konstruktivním zásahem do systému SC, jako je využití intenzifikačních prvků, selektivních povrchů či zrovnomnění distribuce média, je možné přenos tepla dále intenzifikovat.

Z hlediska konstrukce v případě PV/T převažují trubkové solární kolektory, které rozvádí tekutinu do paralelních větví s U- nebo Z-uspořádáním. Tyto systémy jsou náchylné k nerovnoměrnosti toku pracovních látek. Zatímco u chladičů elektroniky nemusí být přirozená nerovnoměrnost toku média na závadu z důvodu nerovnoměrného teplotního pole [2], tak nerovnoměrná distribuce pracovních látek v SC je nevyhovující, protože způsobuje lokálně přehřátá místa (ovlivňující životnost materiálu) a pokles účinnosti [3].

Ke stanovení vhodných geometrických parametrů distribučních systémů lze pro primární návrh využít jednoduché analytické modely, které jednoduše znázorňují vliv geometrických a provozních parametrů na distribuci a rychlými úpravami je možné návrh zařízení optimalizovat.

1.1 Cíle práce

Prvním cílem práce je představit podpůrné systémy chlazení PV, které jsou možným způsobem, jak předejít nadměrnému tepelnému zatížení těchto zařízení. Problematikou teplotních vlivů na PV a možných způsobů chlazení se formou rešerše zabývá kapitola 2. Hlavní důraz byl kladen na rozbor metod aktivního chlazení v kapitole 2.6, a to nuceného chlazení vzduchem, vodou a přidáním nanočástic do původního média. V kapitole 2.7 jsou rozebrány metody pasivního chlazení, mezi které patří přirozené chlazení vodou a vzduchem, využití intenzifikačních prvků, chlazení PCM („*phase change material*“, materiál s fázovou změnou) či tepelnými trubicemi. Aplikace řady těchto metod je ve fázi vývoje, a proto zjištění vychází z experimentů

v laboratorních podmínkách nebo v silně kontrolovaných podmínkách blízkých budoucí aplikaci, popř. virtuálních experimentů, u kterých zatím není prokázána reálná a dlouhodobá funkčnost v praxi. Cílem této rešerše bylo orientačně stanovit rozsahy snížení teploty a navýšení výkonu pro jednotlivé metody chlazení a rozhodnout tak o jejich potenciálu.

Kapitola 3 se zabývá problematikou SC, které by bylo možné využít právě i v rámci hybridního systému PV/T. V podkapitole 3.2 jsou představeny možné způsoby, jak zefektivnit přenos tepla v solárních kolektorech, jako je využití intenzifikačních prvků, povlakování či zrovnoměnění distribuce média k maximalizaci účinnosti výsledného zařízení. V návaznosti je pak v podkapitole 3.3 podrobně představena kombinace systému PV a SC do hybridního systému PV/T.

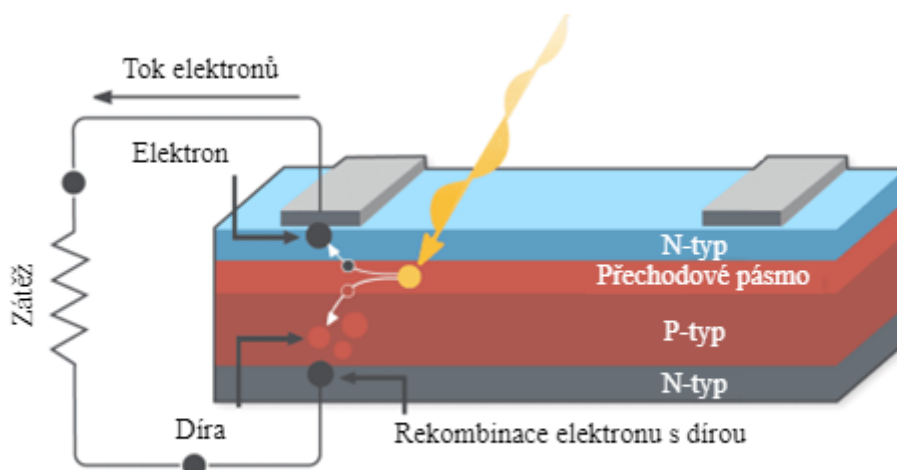
Právě zkoumání nerovnoměrnosti distribuce toku je hlavní náplní praktické části diplomové práce, která je představena v kapitole 4. Cílem praktické části bylo porovnat experimentálně naměřená data solárního kolektoru typu K s predikcí toku dle matematických modelů distribuce toku Bajury [4] a Bajury a Jonese [5]. Zpracována byla data z adiabatických experimentů (bez změny teploty) a z experimentů se změnou teploty, tj. při simulaci slunečního záření. Zároveň byl v obou případech testován vliv hydraulického odporu v dílčích větvích SC pomocí přepážek. Popis laboratorních experimentů společně s naměřenými výsledky je uveden v kapitole 4.2. Pro adiabatické experimenty a experimenty se změnou teplot byly zpracovány výsledné trendy distribuce toku. S těmito daty jsou v kapitole 4.4 porovnány výsledky predikcí distribuce toku dle modelů Bajury a Bajury a Jonese. Na základě kritéria nerovnoměrnosti toku a podobnosti vypočtených a naměřených dat byl identifikován matematický model, který lépe predikuje distribuci toku pro dané konfigurace solárního kolektoru typu K.

2 Problematika teplotních vlivů na fotovoltaické panely

Technologie PV prošla v posledních dvou desetiletích obrovským vývojem. Zisk elektrické energie z PV je jedním z primárních zdrojů přeměny energie slunečního záření na elektrickou energii. Jednou z nevýhod této technologie je však pokles jejího výkonu s rostoucí teplotou. Obecně u PV, které se nejčastěji vyrábějí z křemíku, je zjištěn pokles výkonu o 0,5 %/°C [6]. Kromě vlivu na účinnost má teplota zařízení výrazný dopad i na životnost PV [7]. Cílem první části diplomové práce bude vysvětlit princip fungování PV, vliv teploty na výslednou účinnost a životnost fotovoltaiky a následně představit možné způsoby chlazení zařízení.

2.1 Princip funkce PV

Základním stavebním kamenem PV je fotovoltaický článek, které přeměňuje sluneční záření na elektrickou energii. Fotovoltaický článek funguje na fyzikálním principu fotoelektrického jevu. Základním předpokladem pro správnou funkci fotovoltaického článku je využití polovodičového materiálu, nejčastěji křemíku, který je čtyřvázný. V případě využití samotného křemíku by docházelo k excitaci (uvolnění) elektronů vlivem sluneční energie. Tyto volné elektrony by samy o sobě nestačily k tvorbě elektrické energie. Z toho důvodu je křemík obohacován příměsí. Uměle přidané nečistoty (příměsi) se nazývají dotované atomy. Přidáním nečistot vzniká polovodič buď typu N nebo typu P. K tvorbě polovodiče typu N lze využít pětivázný prvek (nejčastěji fosfor), který má ve valenční vrstvě o jeden elektron více než křemík. Díky tomu jsou v polovodiči typu N přítomny volné elektrony. Pro tvorbu polovodiče typu P lze zvolit bór, který je třívázný a má tak o jeden valenční elektron méně než křemík. V polovodiči typu P se díky příměsí bóru vyskytují díry. V případě spojení těchto polovodičů dochází díky vzájemnému kontaktu k zaplnění děr volnými elektrony a vzniká P-N přechod. Vznikem P-N přechodu je přítomno slabé elektrické pole, které zamezuje dalšímu průchodu elektronů. Po dopadu slunečního záření, které musí mít dostatečnou energii, dochází k uvolnění elektronu. Uvolněním elektronu se volný elektron navrátí do vrstvy N a díry do vrstvy P. Vytvořením elektrického potenciálu mezi polovodiči je přítomno elektrické napětí. V případě zapojení těchto vrstev do elektrického obvodu dochází k tvorbě elektrického proudu. Výše popsaný princip fungování fotovoltaického článku je vyobrazen na Obr. 1. [8] [9]

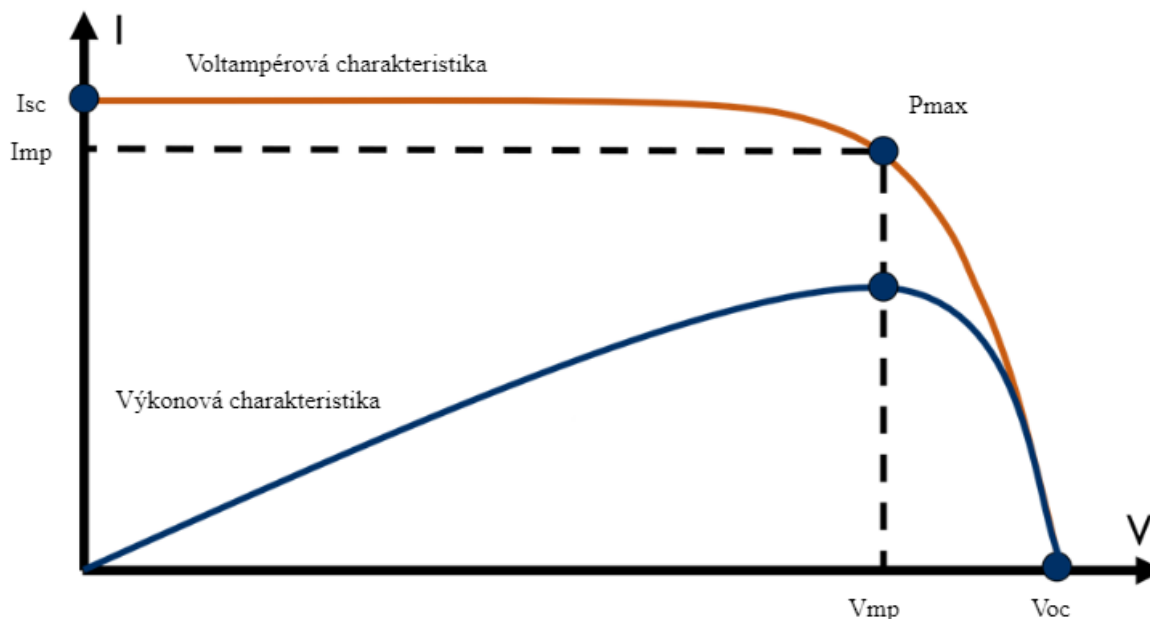


Obr. 1-Princip fotovoltaického článku [9]

2.2 Elektrická charakteristika fotovoltaického článku

Jedním z hlavních výstupních parametrů PV je výstupní výkon. Tento výstupní výkon se skládá z výkonu jednotlivých fotovoltaických článků. Výkon fotovoltaického článku lze stanovit za pomoci voltampérové (VA) charakteristiky, která udává závislost elektrického proudu na elektrickém napětí. Typickou podobu VA charakteristiky lze vidět na Obr. 2, kde:

- V_{OC} ...napětí naprázdno – Jedná se o napětí, kterého lze dosáhnout v případě, kdy není přítomna zátěž. Dosahuje vyšší hodnoty než napětí při provozu.
- I_{SC} ...proud nakrátko – Proud, při kterém je elektrický zdroj zapojen bez spotřebiče (s velice nízkým odporem). Také dosahuje vyšších hodnot než proud při provozu. [10]



Obr. 2-Voltampérová křivka fotovoltaického článku [5]

V případě, kdy dojde k zapojení spotřebiče, lze vidět na VA křivce vznik bodu maximálního výkonu P_{max} . Výpočet maximálního výkonu P_{max} odpovídá maximálnímu provoznímu napětí V_{mp} a maximálnímu provoznímu proudu I_{mp} .

$$P_{max} = V_{mp} \cdot I_{mp} \quad (1)$$

Dalším důležitým parametrem fotovoltaického článku je hodnota činitele plnění FF (*Fill Factor*), který udává podíl maximálního provozního výkonu vůči výkonu, kterého by bylo možné dosáhnout, pokud by napětí nabývalo hodnoty V_{OC} a proud I_{SC} . Hodnotu činitele plnění lze vyjádřit vztahem (2). Za obvyklých podmínek tento činitel dosahuje hodnot 0,7 až 0,8. [11]

$$FF = \frac{V_{mp} \cdot I_{mp}}{V_{OC} \cdot I_{SC}} \quad (2)$$

Z uvedených parametrů vychází hodnota účinnosti fotovoltaického článku. Tato hodnota udává míru přeměny solární energie na elektrickou energii vyjádřenou ve formě výkonu. Účinnost fotovoltaického článku je vyjádřena vztahem (3). V uvedeném vztahu je S ozářená plocha článku a I_{rr} je intenzita záření. Maximální teoretická účinnost fotovoltaického článku může být až 33 %, v praxi bylo docíleno pouze 25 %. Pro komerčně využívané fotovoltaické panely se udává účinnost 10 % až 20 %. [12]

$$\eta_{el} = \frac{FF \cdot I_{SC} \cdot V_{OC}}{S \cdot I_{rr}} \quad (3)$$

Obecnou hodnotu elektrického proudu fotovoltaického článku lze matematicky vyjádřit rovnicí (4). V uvedeném vztahu veličina I_{ph} vyjadřuje fotoproud, I_D vyjadřuje ztrátu elektrického proudu na diodě a veličina I_{sh} tzv. boční proud vzniklý ztrátou proudu na konstrukci.

$$I = I_{ph} - I_D - I_{sh} \quad (4)$$

Po úpravě vztahu (4) vznikne vztah (5), v němž I_0 vyjadřuje saturační proud, veličina q je elektrický náboj, V napětí, R_s sériový odpor ve spojích článků, k je Boltzmannova konstanta, a vyjadřuje faktor ideality, T je teplota a R_{sh} tzv. boční odpor, který vyjadřuje nežádoucí cesty pro proud. [13]

$$I = I_{ph} - I_0 \left(e^{\left(\frac{q(V+R_s I)}{akT} \right)} - 1 \right) - \left(\frac{V + IR_s}{R_{sh}} \right) \quad (5)$$

Maximální hodnota proudu, tj. proud nakrátko (6), nastává v případě, kdy napětí V a sériový odpor R_s nabývají nulových hodnot a jedná se o elektrický proud nakrátko.

$$I_{SC} = I_{ph} \quad (6)$$

Napětí nabývá maximální hodnoty v případě, kdy proud je nulový a za předpokladu, že $I_0 \ll I_{SC}$ a $R_{sh} \gg \frac{V_{OC}}{I_{SC}}$. Aplikací těchto předpokladů a úpravou rovnice (5) je pak získán vztah pro napětí naprázdno (7).

$$V_{OC} = \frac{akT}{q} \ln \left(\frac{I_{ph}}{I_0} + 1 \right) \quad (7)$$

Ve všech uvedených vztazích se vyskytuje veličina saturačního proudu I_0 , který je popsán vztahem (8). Vystupuje v něm A je plocha průřezu diody, K je Richardsonova konstanta, E_g je vazebná energie potřebná k přesunu elektronu z valenční vrstvy do vodivostního pásu. Hodnotu vazebné energie lze vyjádřit rovnicí (9), kde $E_g(0)$ je vazebná energie pro teplotu absolutní 0, α a β materiálové konstanty. [6] [14]

$$I_0 = AKT^2 \cdot e^{\left(\frac{-qE_g}{kT} \right)} \quad (8)$$

$$E_g(T) = E_g(0) - \frac{\alpha \cdot T^2}{T + \beta} \quad (9)$$

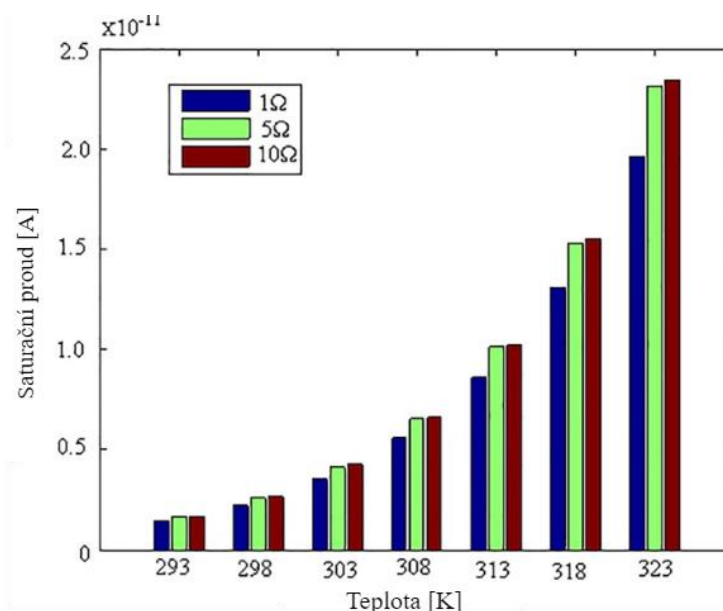
E_g vyjadřuje hodnotu, kterou elektron dokáže zachytit v přesunu z vodivostního pásma a je výrazně závislá na teplotě. V případě, kdy je energie dodána fotonu nižší, než tato energie E_g dojde k absorpci energie ve formě tepla. Z hlediska slunečního spektra se zejména infračervené záření podílí na zvyšování teploty fotovoltaického článku. V případě, kdy je dodaná energie vyšší, dojde právě k uvolnění elektronu a vzniká tak elektron volný. Je prokázáno, že se zvyšující se teplotou energie E_g výrazně klesá. Tím, jak tato potřebná energie klesá, dochází ke zvýšení počtu uvolněných elektronů. Na druhou stranu tyto elektrony mají výrazně nižší energetickou hladinu, protože část energie je spotřebována na zvýšení teploty materiálu.

Typické hodnoty vazebné energie $E_g(0)$ a materiálových konstant α a β pro různé materiály jsou uvedeny v Tab. 1. [15]

Tab. 1-Vazebná energie $E_g(0)$ a materiálové vlastnosti α a β pro druhy materiálů polovodičů [15]

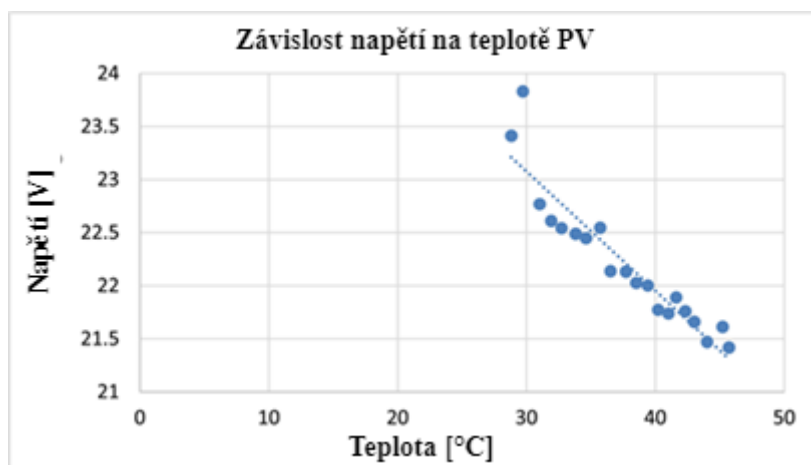
Materiál	$E_g(0)$ [eV]	α [eV/K] · 10 ⁻⁴	β [K]
Si	1,16	7,02	1 108
Ge	0,74	4,56	210
GaAs	1,52	8,87	572
InP	1,42	4,91	93
CdTe	1,61	3,1	108
CdS	2,58	4,02	147

Obr. 3 popisuje závislost teploty saturačního proudu na teplotě pro fotovoltaický článek. Lze vidět, že se zvyšující se teplotou stoupá saturační proud přes polovodičový materiál. [16]



Obr. 3-Příklad závislosti saturačního proudu na teplotě [16]

Takyi a kol. [6] se ve své práci věnovali experimentálnímu ověření výpočtových vztahů a tvrzení zmíněných v předcházejícím textu. Na PV o výkonu 50 W bylo zjištěno, že při zvýšení nad 25 °C dojde ke snížení napětí o 0,11 V/°C a ke zvýšení elektrického proudu o 0,04 A/°C. Bylo zjištěno, že v případě, kdy se PV dostal na 55 °C došlo k snížení výkonu o 9,4 W, tedy 18,8 %. Vliv teploty na veličiny napětí a elektrického proudu je vyobrazen na Obr. 4 a Obr. 5.



Obr. 4-Závislost napětí na teplotě fotovoltaického panelu [6]



Obr. 5-Závislost elektrického proudu na teplotě fotovoltaického panelu [6]

2.3 Faktory ovlivňující životnost PV

Degradace PV je způsobena mnoha vnějšími i vnitřními faktory, které mají vliv na výkon a celkovou životnost fotovoltaických modulů. U PV je obecně udávána životnost 25 let. Tato životnost je velice optimistická, protože v praxi je výrazně nižší. [17] Mezi nejčastější příčiny degradace PV patří působení teploty, vlhkosti, intenzity záření a prachových částic. V běžném provozu nelze izolovat jednotlivé faktory, a způsobená degradace PV je vždy výsledkem jejich specifické kombinace v daném místě a provozu. Z degradačních mechanismů lze zmínit mechanismy na základě hydrolyzní degradace, solární degradace a termicko-mechanické degradace.

Nejčastějším mechanismem poškození PV je způsob termicko-mechanický. Ten je způsoben výraznými výkyvy teplot napříč ročním obdobím. Druhým nejčastějším mechanismem je solární degradace. Solární degradace závisí na teplotě, vlhkosti a intenzitě záření. Tento mechanismus je nejvýraznější v tropických oblastech. Nejnižší podíl na degradaci PV má hydrolyzní mechanismus, který závisí na teplotě a vlhkosti a je také výraznější v tropických oblastech. Výsledkem působení těchto faktorů může být poškození PV, a to vznik prasklin, odlupování či zbarvování částí PV.

Jelikož všechny degradační mechanismy závisí na teplotě, je zjištění provozní teploty zařízení zcela zásadním faktorem. Jedním ze způsobů, jak zjistit teplotu PV, je Rossův model či Faimanův model. Rossův model je vyjádřen rovnicí (10), což je funkce T_{amb} teploty okolního prostředí, GHI globální horizontální intenzity záření (záření dopadající na horizontální rovinu) a k_{Ross} Rossova koeficientu, který vyjadřuje míru nárůstu teploty modulu na jednotku GHI. [18]

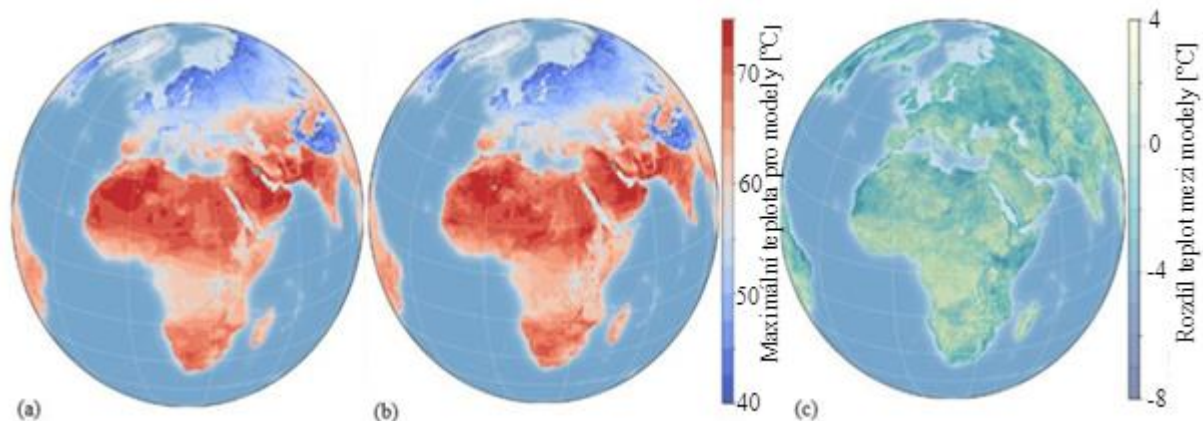
$$T_{mod} = T_{amb} + k_{Ross} \cdot GHI \quad (10)$$

Faimanův model [19], vyjádřen rovnicí (11), se jeví jako přesnější, protože započítává také rychlost větru, která ochlazuje PV. Závisí na T_{amb} teplotě okolního prostředí, GHI globální horizontální intenzitě záření, v_w rychlosti vzduchu, U_0 koeficientu vlivu intenzity záření na teplotu PV a U_1 koeficientu vlivu chlazení vzduchem. Pro PV na bázi křemíku se udává hodnota pro $U_0=24,9 \pm W/(m^2 \cdot K)$ a hodnota pro $U_1=7 \pm 0,55 (W \cdot s)/(m^3 \cdot K)$ [18].

$$T_{mod} = T_{amb} + \frac{GHI}{U_0 + U_1 \cdot v_w} \quad (11)$$

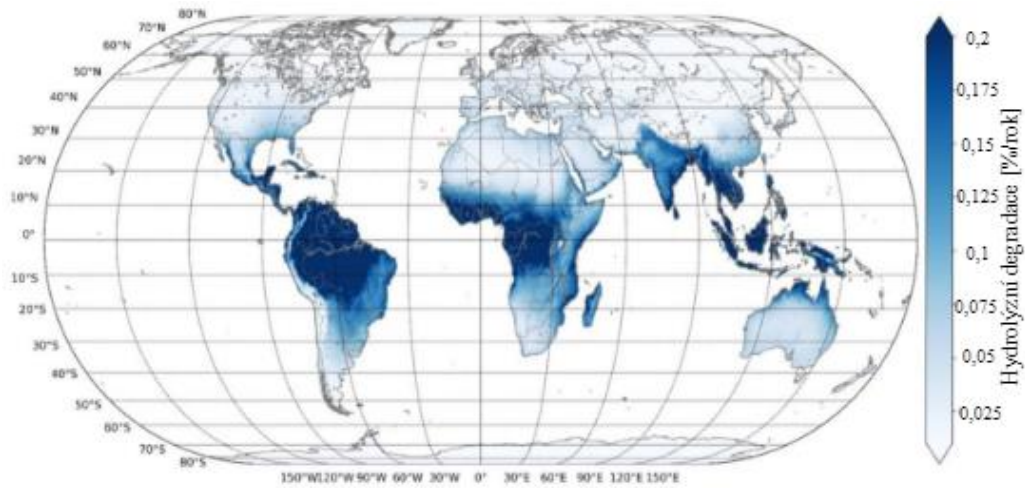
Z modelů lze vidět, že teplotní vliv na výkon a životnost PV bude výraznější v rovníkových oblastech, kde je teplota ovzduší a intenzita záření nejvyšší.

Obr. 6 vyobrazuje maximální teploty PV pro již zmíněné modely a rozdíl mezi nimi. [18] [17]

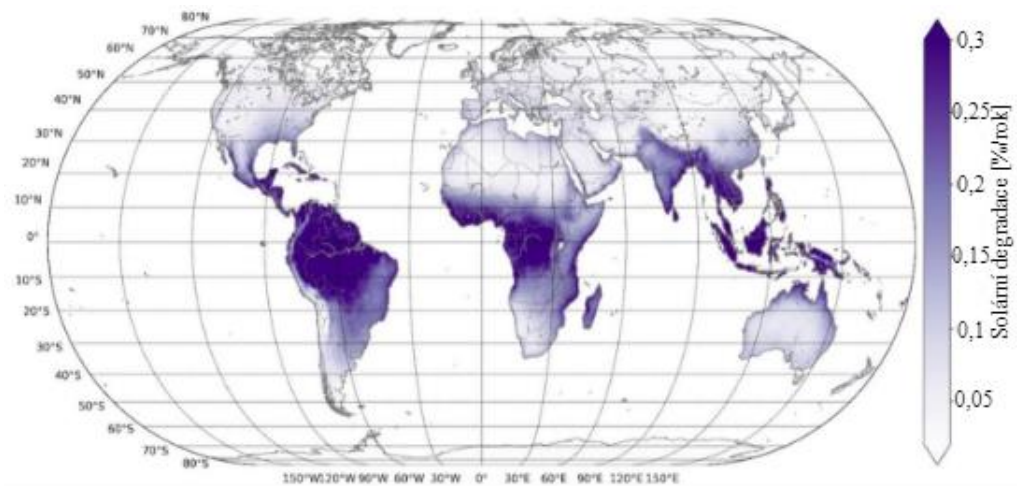


Obr. 6-a) Teplota PV z Rossova modelu pro PV, b) Teplota PV z Fairmanova modelu pro PV, c) rozdíl teplot PV mezi modely [18]

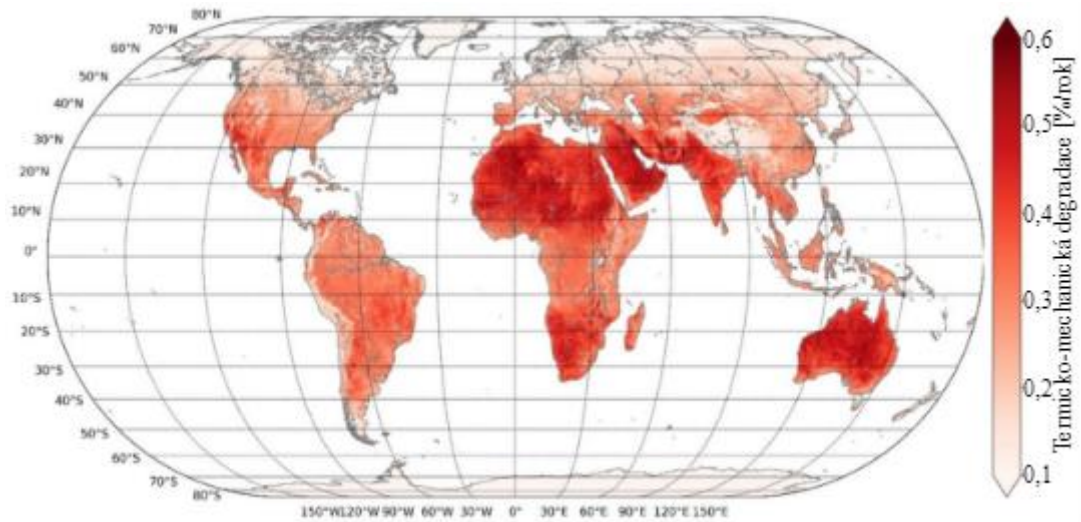
Na základě zdroje [18] bylo zjištěno, že kombinací zmíněných vlivů mechanismů degradace dochází k největší degradaci PV v rovníkových oblastech. To je způsobeno výrazně vyššími hodnotami teplot a zároveň lze vidět, že v oblasti s vyšší vlhkostí vzduchu dochází k vyšší degradaci než v pouštních lokalitách. Bylo zjištěno, že všechny zmíněné vnější i vnitřní faktory mohou způsobovat celkovou degradaci výkonu až o 1,2 % ročně [18]. Obr. 7, Obr. 8 a Obr. 9 poukazují na míru degradace pro jednotlivé mechanismy napříč lokalitami na Zemi. [18] [17]



Obr. 7-Globální hodnoty hydrolyzní degradace [18]



Obr. 8-Globální hodnoty solární degradace [18]



Obr. 9-Globální hodnoty termicko-mechanické degradace [18]

Působením zmíněných degradačních mechanismů dochází ke vzniku:

- horkých míst;
- odlupování vrstev PV;
- fototermické degradaci materiálu EVA;
- zabarvení.

Ke vzniku horkých míst dochází za situace nekonstantního rozložení teploty na PV. Jedná se o stav, kdy PV nemá vyhovující provozní podmínky. K tomuto jevu nejčastěji dochází v případě zastínění části PV. Vlivem výrazného zahřátí části PV dochází roztažení části PV a vzniku prasklin.

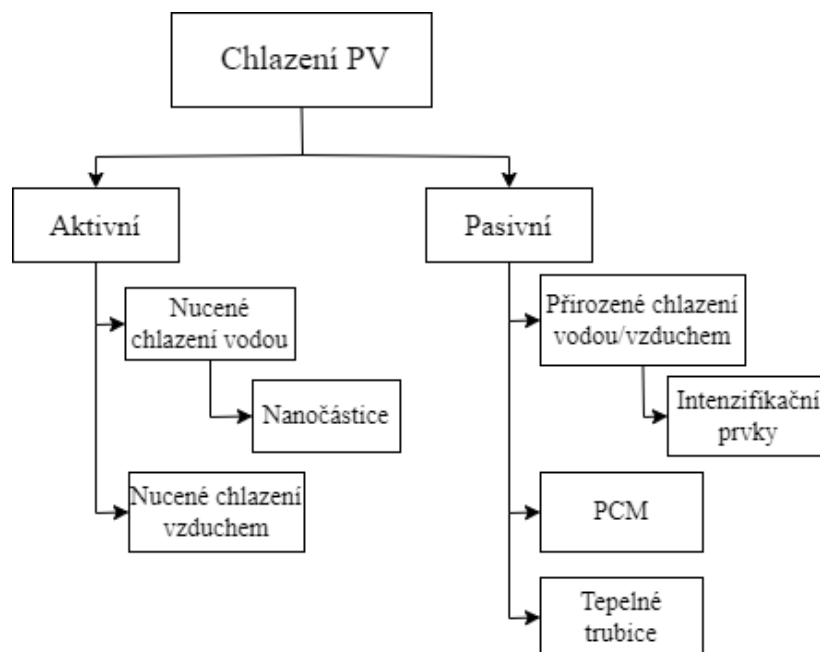
Dalším následkem degradačních mechanismů je odlupování vrstev PV. Výraznější vliv na odlupování částí PV má špatný konstrukční proces PV. Kromě konstrukčních závad má na odlupování nemalý vliv i zvýšená teplota PV a vlhkost.

K zabarvování PV dochází fototermickou degradací materiálu EVA (ethylvinylacetát), který je součástí PV. Toto zabarvení snižuje propustnost světla na fotovoltaické články a tím snižuje výsledný výkon i účinnost zařízení. V případě zabarvení vzniká vedlejší produkt kyselina octová. Ta přispívá k zmíněnému mechanismu odlupování a zvyšování elektrického odporu v sériovém zapojení článků. [17]

2.4 Kategorizace metod chlazení PV

V předešlých kapitolách byl vysvětlen vliv teploty na účinnost a životnost PV. V následujících kapitolách budou představeny způsoby, jakými je možno dosáhnout snížení teploty PV, a tím zlepšení vlastností zařízení.

Základní rozdělení metod chlazení PV je založeno na aktivním či pasivním využití chladicího média (látky). Hlavním rozdílem u tohoto rozdělení je způsob distribuce chladicího média. Základní rozdělení metod chlazení lze vidět na Obr. 10.



Obr. 10-Metody chlazení PV

U aktivních metod chlazení dochází k využití čerpadla či ventilátoru k distribuci média. U pasivního způsobu chlazení není využíván aktivní člen k pohybu média. Lze vidět, že základ obou metod chlazení, tvoří využití vzduchu či vody. Je možno využít i různé konstrukční prvky, které zlepšují distribuci či efekt chladícího média. Jedním z těchto prvků je využití žeber k zvýšení teplosměnné plochy. Další z poměrně nových metod, které se užívají při chlazení PV je využití PCM („*phase change material*“, materiál s fázovou změnou). Jako perspektivní metoda chlazení se také jeví využití nanočástic jako příměsí klasických chladících médií. Využití těchto částic zvyšuje přenos tepla. Tepelné trubice lze využít jako spolehlivý pasivní chladící prvek, který vykazuje vysokou účinnost. V následujících kapitolách budou tyto metody představeny podrobněji. [20]

2.5 Využitelnost chlazení v závislosti na ročním období

Na základě zjištění z kapitoly 2.3 lze konstatovat, že v rovníkových lokalitách bude mít chlazení PV výrazně větší uplatnění z hlediska vyšších teplot a intenzity záření. Teplota má vliv jak na degradační mechanismy, tak na pokles aktuálního výkonu PV. Z toho důvodu je většina studií prováděna v tropických a subtropických lokalitách. Předpokladem pro chlazení je snížit teplotu PV natolik, aby poměr mezi získaným výkonem a dodaným výkonem byl výhodný. Směrem na sever či na jih od rovníku dochází k výraznější změně klimatu v závislosti na ročním období. Dochází k proměnlivosti teplot a nárůstu oblačnosti. To má za následek změnu teplot a intenzity záření, které jsou úzce spjaty se smyslem využití chlazení. Tato kapitola by měla objasnit využitelnost chlazení PV v evropských podmínkách.

Bevilacqua a kol. [21] provedli studii v Itálii, kde chladili PV o maximálním výkonu 245 W třemi různými metodami a porovnávali vliv chlazení s referenčním PV (v Tab. 2 označeno jako PV1). Jednalo se o metody aktivního chlazení vodou (v Tab. 2 označeno jako $\Delta P-2$), aktivního chlazení vodou s intenzifikačním prvkem v podobě tenkého plátu (v Tab. 2 označeno jako $\Delta P-3$) a aktivního chlazení vzduchem s tenkým plátem (v Tab. 2 označeno jako $\Delta P-4$) a sledovali výsledky navýšení výkonu v závislosti na ročním období.

Ze studie vychází hlavní informace, že v podzimních a zimních obdobích je efekt chlazení méně účinný. Dochází k poklesu teploty okolního prostředí a navýšení oblačných dnů, které snižují intenzitu záření. Vliv jak teploty, tak intenzity záření zamezí výraznému ohřátí PV a nedochází k využití potenciálu PV a samotného systému chlazení. V Tab. 2 jsou získaná data měsíční výroby elektrické energie pro jednotlivé metody chlazení. Pro názornost byly vybrány měsíce duben, červen, říjen a prosinec.

Tab. 2-Měsíční výroba elektrické energie pro jednotlivé PV na základě dat z [21]

	PV1 [kWh]	$\Delta P-2$	$\Delta P-3$	$\Delta P-4$
duben	40,34	7,5 %	5,6 %	1,4 %
červen	36,97	8,6 %	6,7 %	1,6 %
říjen	34,21	4,4 %	2,3 %	-3,7 %
prosinec	21,98	1,4 %	1,7 %	0,8 %

Z výsledků lze vidět, že v období jarních a letních měsíců má chlazení výrazný smysl oproti podzimním a zimním měsícům. Bylo zjištěno, že neúčinnější je varianta aktivního chlazení vodou, která po celý rok dosahovala nejvýraznějšího navýšení výkonu. Pro horké a slunečné dny se ukázalo, že samostatné chlazení vodou je nejvhodnější. V oblačných a výrazně chladných dnech se ukázalo, že systém vodního chlazení s intenzifikačním prvkem dosahoval lepších výsledků. Nižší teplota okolního prostředí vylepšila vliv plátu na chlazení PV. Aktivní chlazení vzduchem zaznamenalo nejnižšího efektu navýšení výkonu ve slunečných dnech,

a dokonce v podzimním období zaznamenala pokles výkonu oproti referenčnímu panelu. Oproti tomu v chladných a oblačných dnech nebyl rozdíl mezi chlazením vzduchem a vodou tak značný. Výrazně nízké navýšení výkonu či dokonce jeho pokles byl způsoben tenkým plátem, který působil jako dodatečný tepelný odpor, a proto v této konfiguraci není vhodný. Je dokázáno, že v evropských lokalitách není chlazení PV využitelné v takové míře z důvodu vysoké fluktuace okolních podmínek. Při zhodnocení technicko-ekonomické analýzy chlazení PV musí být tento fakt brán důkladně v potaz. Využití chlazení PV nemá smysl celoročně.

2.6 Aktivní metody chlazení PV

Aktivní metody chlazení závisí na využití čerpadel či ventilátorů k distribuci chladícího média. Z toho důvodu tyto metody vyžadují neustálou dodávku vnější energie. Kromě externí dodávky energie je také potřebné využití dalších zařízení jako potrubního systému, měřících prvků, regulačních prvků a výměníků k ochlazení pracovního média. Tyto metody mají vysokou schopnost chlazení PV, ale vyznačují se vyššími ekonomickými náklady.

2.6.1 Nucené chlazení vzduchem

Tato metoda je založena na principu využití vzduchu jako chladícího média s využitím nucené konvekce. Nucené konvekce je docíleno za pomoci ventilátorů či jiných akčních členů. Předpokladem je, že nucená konvekce bude dosahovat výrazně vyšších hodnot součinitele přestupu tepla. Oproti tomu pro případ přirozené konvekce bude tato hodnota výrazně nižší.

Využitím tohoto způsobu chlazení dojde k navýšení přenosu tepla konvekcí dle rovnice (12), kde h je součinitel přestupu tepla, A plocha a ΔT rozdíl teploty povrchu zařízení a teploty média okolního prostředí.

$$Q_{kon} = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (12)$$

Oproti chlazení jinými médii (například vodou) nelze očekávat tak vysoké snížení teploty a navýšení výkonu, protože součinitel přestupu tepla je pro vzduch značně nižší než pro vodu. Je očekáváno, že reakční doba PV na chlazení bude okamžitá.

Předpokladem pro stanovení smyslu této technologie je poměr mezi získaným výkonem z chlazení a spotřeby energie na samotné zařízení. Hlavním spotřebičem této technologie je akční člen, tedy ventilátor.

Možnosti provedení nuceného chlazení vzduchem jsou popsány v pracích [22] [23] [24] [25] [26] [27]. Přehledová Tab. 3 shrnuje hlavní výstupy těchto studií. Cílem bylo vybrat studie zaměřující se na odlišné způsoby chlazení z hlediska směru proudění vzduchu, konstrukčního hlediska, počtu využitých zařízení či možné integrace do jiného procesu.

Studie potvrdily, že hlavními faktory ovlivňující dopady aktivního chlazení vzduchem je výkon chladícího zařízení, od kterého se odvíjí rychlost chladícího vzduchu. Přenesené teplo konvekcí lze n -krát navýšit počtem chladících zařízení. Vhodné rozložení proudícího vzduchu na PV je důležitou součástí správného chlazení PV. Vhodným příkladem je studie [23], kde přidání ventilátorů způsobilo až o 31 % navýšení výkonu PV. Ostatní zmíněné studie se jeví střízlivěji vůči výslednému navýšení výkonu. Mazón-Hernández a kol. [22] zmiňují jako důležitý faktor prostor pod PV, kdy není chladící zařízení přímo umístěno pod PV, ale dochází k chlazení podélně. Vhodný návrh geometrických parametrů (délky a šířky vzduchového kanálu) je důležitým aspektem správného navržení podélného chlazení PV vzduchem. Oproti tomu

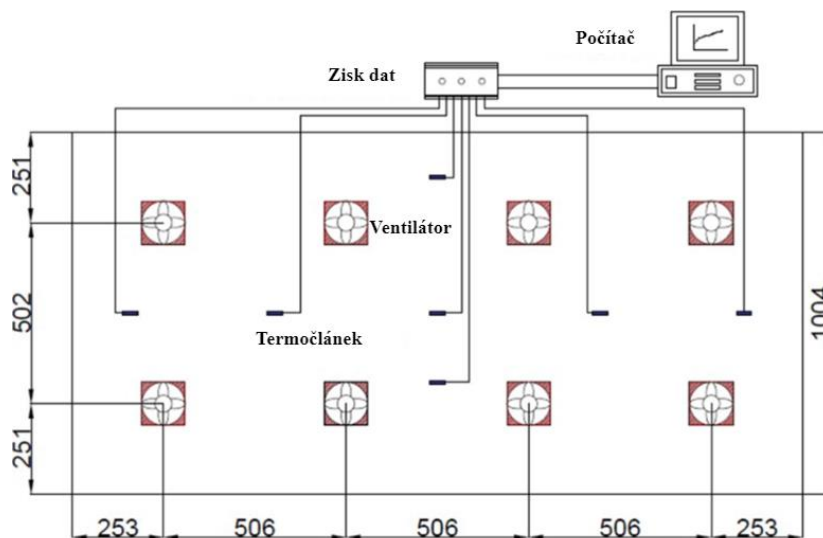
Hussein a kol. [27] porovnávají podélný a kolmý směr obtékání a zmiňují, že kolmý dosahuje lepší distribuce chladícího vzduchu. Shahsavari a kol. [24] představují možnou integraci chlazení PV do procesu větrání vnitřních prostor.

Tab. 3-Reference k aktivnímu chlazení vzduchem

Reference	Způsob chlazení	Výkon PV	Vliv chlazení	Zjištění
Mazón-Hernández a kol. [22]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení PV nad ocelovým plátem simulující střechu využití ventilátoru proudění podél plochy PV variabilní mezera rychlosti vzduchu 2,3 a 4 m/s parametry ventilátoru neuvedeny 	<ul style="list-style-type: none"> 260 W 	<ul style="list-style-type: none"> navýšení výkonu při nucené konvekci o 3-5 % oproti přirozené konvekci snížení teploty o 10-16 °C 	<ul style="list-style-type: none"> větší šířka kanálu při vyšší intenzitě záření zlepšuje chlazení při nižší intenzitě záření nemá výrazný vliv vyšší rychlost proudícího média navyšuje přenos tepla nucenou konvekci
Amelia a kol. [23]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení PV ventilátory o počtu 1-4 ventilátorů proudění vzduchu kolmo k ploše PV příkon ventilátoru 0,84 W 	<ul style="list-style-type: none"> 100 W 	<ul style="list-style-type: none"> navýšení výkonu 13-44 % snížení teploty o 5-26 °C 	<ul style="list-style-type: none"> větší počet ventilátorů výrazně zvyšuje navýšení výkonu navýšení výkonu nemusí pokrýt poptávku po elektrické energii na provoz ventilátorů distribuce tepla byla podobná pro 2-4 ventilátory
Shahsavari a kol. [24]	<ul style="list-style-type: none"> větrací zařízení domu výměna vzduchu s venkovním prostředím ochlazuje PV v zimě ochlazuje PV venkovní vzduch (jehož teplota je nižší než vnitřní) v létě ochlazuje PV odpadní vzduch vnitřních prostor (jehož teplota je nižší než venkovní) 	<ul style="list-style-type: none"> neuvedeno 	<ul style="list-style-type: none"> navýšení výroby elektrické energie o 7,2 % pro chlazení venkovním vzduchem (zimní období) navýšení výroby elektrické energie o 10,1 % pro chlazení odpadním vzduchem (letní období) 	<ul style="list-style-type: none"> pro daný případ bylo nutné nastavit vhodný průtok vzduchu 1,65-2,22 kg/s v průběhu roku při překročení hodnot průtoku vzduchu byla spotřeba na ventilaci vyšší než zisk energie z chlazení PV spojení dvou procesů chlazení a ventilace prostor s chlazením PV může být efektivní
Rahimi a kol. [25]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení vzduchem z ventilátoru (o napětí 220 V) proudícího kuželovou trubicí. součástí zařízení bylo využití malé větrné turbíny umístěné v kuželové trubicí, která generovala elektrický proud 	<ul style="list-style-type: none"> 5 W článek 	<ul style="list-style-type: none"> navýšení výkonu o 4-15 % s větrnou turbínou až o 21 % snížení teploty o 20-25 °C 	<ul style="list-style-type: none"> usměrnění proudění kolmé k povrchu PV mělo pozitivní vliv na výkon PV. využití turbíny snížilo výkon PV, protože zhoršila rovnoměrnost toku na povrchu PV přidání turbíny mělo pozitivnější vliv na produkci elektrické

	<ul style="list-style-type: none"> • proudění kolmo k zadní ploše PV 			energie oproti konfiguraci bez ní
Hussien a kol. [27]	<ul style="list-style-type: none"> • porovnání chlazení PV prouděním kolmo/podél PV • chlazení ventilátory a dmychadlem • výkon ventilátoru 2,3 W • výkon dmychadla 7-14 W 	<ul style="list-style-type: none"> • 340 W 	<ul style="list-style-type: none"> • snížení teploty až o 16,7 % pro chlazení ventilátory • snížení teploty až o 9,1 % pro chlazení dmychadlem • navýšení užité elektrické energie až o 12,3 % pro chlazení ventilátory a 7,1 % pro chlazení dmychadlem 	<ul style="list-style-type: none"> • kolmé chlazení vykazuje lepší distribuci teploty na PV • vyšší počet akčních členů je vhodný
Nižetić a kol. [26]	<ul style="list-style-type: none"> • chlazení zadní strany PV ventilátorem • studie technicko-ekonomické analýzy aktivního chlazení vzduchem 	<ul style="list-style-type: none"> • 250 W jednotlivé PV • 30 kW systém PV 	<ul style="list-style-type: none"> • navýšení výkonu 3-15 % • snížení teploty o 5-30 °C 	<ul style="list-style-type: none"> • autor zmiňuje navýšení životnosti PV na 40 let díky chlazení • chlazení PV vzduchem není ekonomické

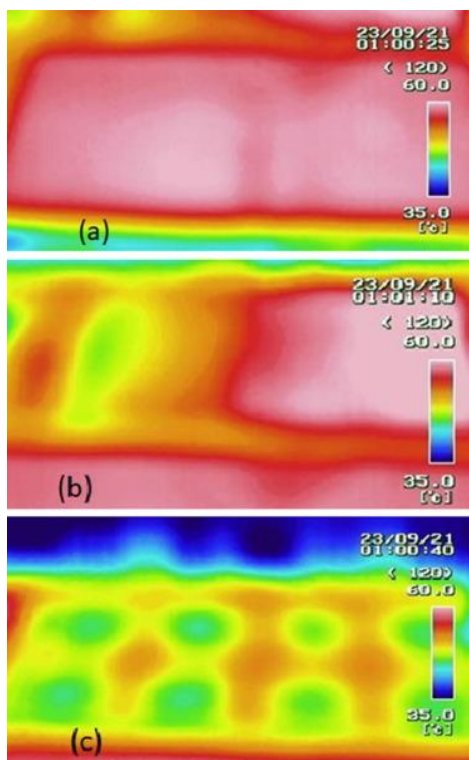
Hussien a kol. [27] představili dvě možnosti, jak nuceného chlazení PV dosáhnout. Porovnávali (a) referenční PV bez chlazení s možností chlazení (b) chlazení dmychadlem, kdy vzduch proudil podél plochy PV. Varianta chlazení (c) je chlazení ventilátory, kdy vzduch proudil kolmo k ploše PV. Výsledky chlazení byly porovnávány s variantou (a) referenčním PV bez chlazení. U konfigurací (b) a (c) docházelo k 15 minutám chlazení a následně byl systém vypnut na 45 minut. Experimentální systém (c) je vyobrazen na Obr. 11. Výkon PV byl 340 W. Experiment probíhal pro jeden den v září v Egyptě při teplotách okolního prostředí 34-38 °C za intenzity záření 750-930 W/m².



Obr. 11-Experimentální konfigurace (c) chlazení ventilátory [27]

Výstupem z tohoto experimentu bylo stanovit míru ochlazení PV, množství získaného výkonu při započtení spotřeby chladicího zařízení a výsledné zvýšení účinnosti. V 13:00 hodin, kdy byla teplota nejvyšší došlo k maximálnímu navýšení výkonu a maximálnímu snížení teploty. Teplota se snížila o 16,7 % pro variantu (c) a o 9,1 % pro variantu (b). Variantou (c) bylo docíleno maximálního navýšení výkonu o 22,4 % a variantou (b) o 13,2 %. Reakční doba PV byla velice rychlá, navýšení výkonu bylo možné sledovat po krátké chvíli sepnutí chlazení. Maximálního navýšení výkonu bylo docíleno po 15 minutách, po kterých bylo chlazení vypnuto, a proto je těžké zhodnotit, zda by bylo možné docílit vyššího maximálního výkonu. Pro variantu (c) po započtení elektrické energie na provoz chladicího zařízení byl zjištěn nárůst užité elektrické energie o 12,3 % a pro variantu (b) činilo navýšení užité elektrické energie 7,1 %. Po dni experimentu bylo zjištěno, že pro variantu (c) došlo k navýšení účinnosti o 1,99 % a pro variantu (b) 1,2 %. [27]

Na základě snímaných teplot z experimentu na Obr. 12 se jeví kolmé chlazení pro variantu (c) efektivněji, než podélné chlazení pro variantu (b). To potvrzují i výsledky z termokamery, na kterých je teplota pro variantu (c) na většině míst PV výrazně nižší. Kolmým chlazením variantou (c) bylo docíleno lepší distribuce chlazení a teplot napříč plochou PV. Pokrytí plochy PV více akčními chladícími členy je lepší než využití samostatného dmychadla.



Obr. 12-Distribuce teplot na PV pro variantu (a), (b) a (c) [27]

Nižetić a kol. [26] ve své souhrnné studii sledují ekonomickou stránku aktivního chlazení vzduchem. Cílem studie bylo stanovit finanční stránku metody pro reálný systém PV o výkonu 30 kW. Prostředkem pro stanovení ekonomické proveditelnosti byla metodika LCOE („Levelized cost of electricity“). Hodnotu LCOE lze spočítat dle rovnice (13), kde AC je suma nákladů v průběhu životního cyklu a EO suma elektrické energie vyrobené během životního cyklu.

$$LCOE = \frac{AC}{EO} \quad (13)$$

Nižetić a kol. uvažují podélné chlazení zadní strany PV za pomoci ventilátoru, jehož proudění je usměrněno kanálem. Do nákladů je uvažována počáteční investice a údržba systému. Investice do systému PV (204,6 m²) je uvažována 49 700 € a náklady na chladicí systém uvažovány 31-62 €/m². Nárůst údržby o 140 €/rok oproti systému bez chlazení. Chlazením by roční výroba elektrické energie vzrostla o 3 000 kWh (7 %) a bylo by docíleno nárůstu životnosti na 40 let. Cílem je nižší hodnota LCOE než 0,102 €/kWh pro referenční systém bez chlazení. Po započtení investice a navýšení výkonu z chlazení by LCOE dosáhlo hodnoty 0,101-0,11 €/kWh. Do této hodnoty nejsou započteny náklady na provoz ventilátorů, se kterými by LCOE značně vzrostlo. Z této studie vyplývá, že nucené chlazení vzduchem není ekonomicky aplikovatelné v praxi.

Tab. 4 shrnuje poznatky zjištěné z rešerše a potvrzuje či doplňuje některé předpoklady, které byly stanoveny.

Tab. 4-Shrnutí výhod a nevýhod aktivního chlazení vzduchem

Výhody aktivního chlazení vzduchem	Nevýhody aktivního chlazení vzduchem
Zvýšení přenosu tepla oproti přirozené konvekci	Vysoké investiční náklady s ohledem na nízký nárůst výkonu
Nezávislost na směru proudění větru	Pravidelná údržba
Využití chlazení PV ve spojení s jiným procesem	Obtížná integrace chladicího systému
Způsob aktivního chlazení bez spotřeby média	Hlučnost
Nízké provozní náklady oproti ostatním aktivním metodám chlazení	Nerovnoměrný odvod tepla za nevhodné konfigurace

2.6.2 Nucené chlazení vodou

Tato metoda je založena na principu využití vody jako chladicího média. Při stanovení tepelného toku prouděním lze vycházet z rovnice (12). Tepelný tok prouděním vody lze očekávat výrazně vyšší než u chlazení vzduchem, protože součinitel přestupu tepla vody je vyšší než součinitel přestupu tepla vzduchu. Kromě přenosu tepla konvekcí může být teplo odváděno i ve formě vypařování z povrchu PV. Značné množství studií se pak zaměřuje na přidání nanočástic do vody, kterým bude věnována část této kapitoly.

Jelikož se jedná o nucené chlazení musí být součástí systému akční člen čerpadlo, kterému je nutno dodávat externě energii. K usměrnění toku média je využíván potrubní systém s měřícími a regulačními prvky. Z toho vyplývá, že investiční náklady mohou být vyšší, ale bude docíleno výraznějšího nárůstu získaného výkonu z chlazení. Možnosti provedení nuceného chlazení vzduchem jsou popsány v pracích [26] [28] [29] [30] [31] [32]. Přehledová Tab. 5 shrnuje hlavní výstupy těchto studií.

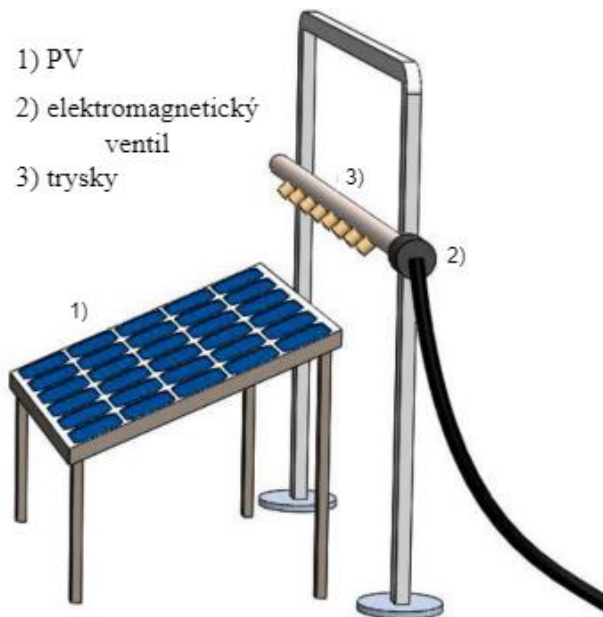
PV pod působením vodního chlazení může navýšit svůj výkon v rozmezí 7-30 %. Bylo zjištěno, že náklady na pořízení a provoz této technologie jsou velkým problémem pro její aplikovatelnost. K provedení chlazení vodou je nutné stanovit minimální náklady s ohledem na maximální ochlazení a navýšení výkonu. Z toho důvodu kontinuální provoz chlazení sprejováním není možný. Je nutné stanovit pracovní cykly s vhodným objemovým průtokem vody. Tím se minimalizují vysoké investiční a provozní náklady. Jako klíčové se jeví studie [30], která nastínila variabilní tok vody a studie [29], která představila systém s recirkulací a přerušovaným tokem chladicí vody. Pokrytí spotřeby vody by bylo možné řešit využitím volně dostupné dešťové vody či odpadní vody, jak to nastínila studie [31].

Tab. 5-Reference k aktivnímu chlazení vodou

Reference	Způsob chlazení	Výkon PV	Vliv chlazení	Zjištění
Nižetić a kol. [28]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení přední i zadní strany PV systémem trysek 	<ul style="list-style-type: none"> 50 W 	<ul style="list-style-type: none"> chlazením přední strany PV navýšení výkonu o 14,6 % chlazením zadní strany PV navýšení výkonu o 14 % chlazením obou stran PV navýšení výkonu o 16,3 % snížení teploty o 22-32 °C 	<ul style="list-style-type: none"> potvrzení, že chlazení přední části PV je efektivnější – vyšší nárůst výkonu a čistící efekt Započtením výkonu potřebného na dopravu vody činilo navýšení výkonu 5,4-7,7 %. nárůst účinnosti zařízení je lineárně závislý na objemovém toku vody
Moharram a kol. [29]	<ul style="list-style-type: none"> čerpání vody z nádrže chlazení přední strany PV systémem trysek v uzavřeném oběhu vody sběr vody odtokovým potrubím výkon čerpadla 746 W cíl-udržet přijatelnou účinnost při minimální spotřebě vody v pouštních regionech 	<ul style="list-style-type: none"> 185 W 	<ul style="list-style-type: none"> účinnost PV v rozmezí 10,5-12 % navýšení výkonu o 7 % snížení teploty o 10 °C 	<ul style="list-style-type: none"> ztráta vlivem odpařování až 5 % původního množství vody za měsíc na základě matematického modelu je optimální rozsah teplot PV v rozmezí 35-45 °C (maximum užité elektrické energie) překročením teploty 45 °C je vhodné začít chladit snížení účinnosti o 0,5 %/°C ke splnění cíle požadován průtok 29 l/min
Shahverdian a kol. [30]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení PV oběhem vody distribuce vody přes otvory v trubce chlazení vrstvou vodního filmu cíl-porovnat chlazení konstantního průtoku a variabilního průtoku vody 	<ul style="list-style-type: none"> 50 W 	<ul style="list-style-type: none"> variabilní průtok vody vykazuje 50-83 % navýšení výkonu za měsíc oproti konstantnímu konstantní průtok vody snížil teplotu o 12-21 °C variabilní průtok vody snížil teplotu PV o 18-29 °C 	<ul style="list-style-type: none"> není vhodné udržovat konstantní průtok vody průtok vody je nutné upravovat v závislosti na fázi dne a ročním období variabilní průtok vody ušetřil až 31-52 % spotřeby vody za rok vhodný průtok chladicí vody sníží spotřebu energie na chlazení až o 50 %
Bai a kol. [31]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení rozprašovačem vody voda byla před chlazením 	<ul style="list-style-type: none"> 50 W 	<ul style="list-style-type: none"> navýšení užitého výkonu 7-29 % snížení teploty až o 25 °C 	<ul style="list-style-type: none"> navýšení výkonu nedokázalo pokrýt náklady na spotřebu vody

	vyčištěna od minerálu ve změkčovači vody		<ul style="list-style-type: none"> po vypnutí rozprašovače vypařování vody udrželo teplotu PV pod počáteční až 1 600 s 	<ul style="list-style-type: none"> autor zmiňuje možnost využití volně dostupné vody, která není pitná je nutné vodu před využitím zbavit anorganických složek, které mohou zanášet PV
Nižetić a kol. [26]	<ul style="list-style-type: none"> studie technicko-ekonomické analýzy aktivního chlazení vodou sprejování vody tryskami, či vytvořením tenkého filmu vody na přední části PV 	<ul style="list-style-type: none"> 250 W PV 30 kW systém PV 	<ul style="list-style-type: none"> navýšení výkonu 10-15 % snížení teploty až o 32 °C 	<ul style="list-style-type: none"> hlavními aspekty této technologie je cena za dopravu tekutiny a spotřeba vody
Nateqi a kol. [32]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení přední strany PV tryskou vliv sklonu tryskání vůči PV vliv L/p vzdálenosti L trysky od PV a rozteč trysek p 	<ul style="list-style-type: none"> 85 W 	<ul style="list-style-type: none"> pro L/p=0,83 navýšení 5 W oproti nejhorší hodnotě L/p=4,17 úhel tryskání 15° navýšil výkon o 4 W oproti 50° 	<ul style="list-style-type: none"> kratší vzdálenost trysek od PV navýšila výkon menší úhel tryskání navýšil výkon

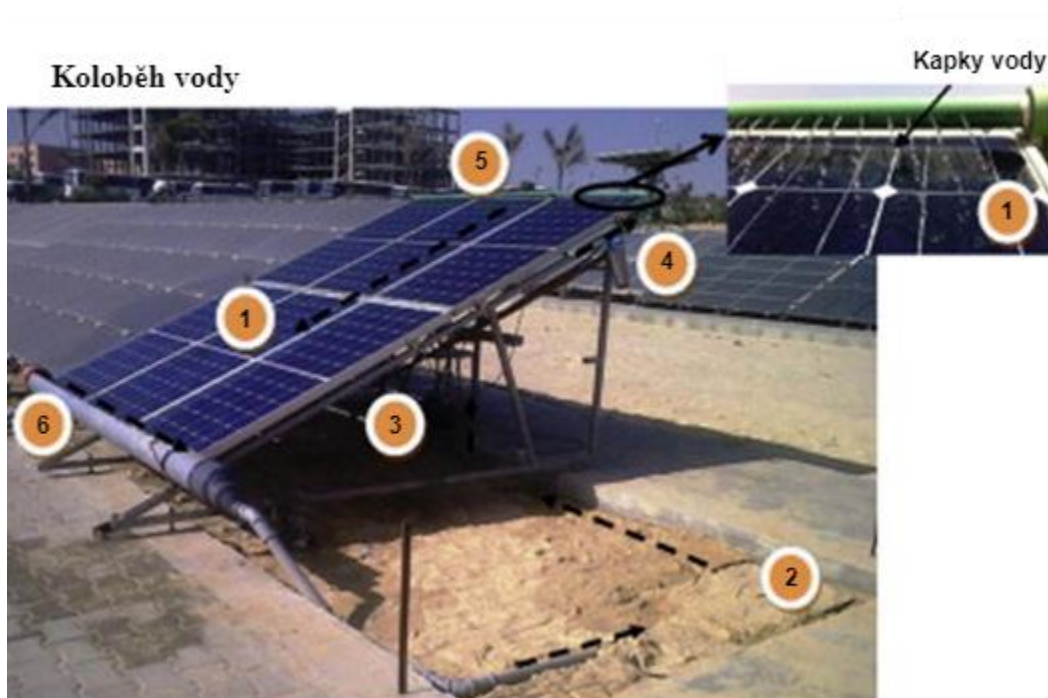
Hadipour a kol. [33] uvádí metodu nuceného chlazení přední části PV se stálým a přerušovaným tokem média. Schéma testovacího zařízení lze vidět na Obr. 13. Jedná se o systém bez recirkulace vody, a proto byl využit přerušovaný tok média v rámci experimentu. Chlazení probíhalo za využití 9 trysek regulovaných elektromagnetickým ventilem, které měly sklon 30° vůči ploše PV a rozteč 12 cm. Maximální výkon měřeného PV byl 85 W. Experiment proběhl za průměrných denních teplot 28-31 °C a intenzity záření 985 W/m². První zkoumanou variantou (a) byl PV bez chlazení, druhou variantou (b) chlazení se stálým tokem, třetí variantou (c) docházelo k přerušovanému tryskání kapaliny s pracovním cyklem 1 a finální variantou (d) byl zvolen pracovní cyklus 0,2. Pracovní cyklus představuje poměr času mezi zapnutým a vypnutým chlazením. Pro variantu (c) byl chladicí systém zapnut na 2 sekundy a na 2 sekundy vypnut. Pro variantu (d) byl chladicí systém zapnut na 2 sekundy a 10 sekund vypnut. Průtok média činil pro variantu (b) 1,24 l/(min·m²), pro variantu (c) tok 0,52 l/(min·m²) a pro variantu (d) činil průtok vody 0,12 l/(min·m²).



Obr. 13-Schéma chladícího zařízení přední části PV [33]

Bylo zjištěno, že variantou (b) dojde ke zvýšení účinnosti PV okolo 2,7 %. Variantou (c) a (d) došlo k nárůstu účinnosti o 2,4 resp. 2,5 %. Pro variantu (b) došlo k navýšení výkonu o 33,3 %, pro variantu (c) o 27,7 % a pro variantu (d) o 25,9 %. Hlavní výhodou využití pracovních cyklů chlazení byla výrazně nižší spotřeba vody. Oproti variantě (b) došlo k snížení spotřeby na jednu devíťtinu pro případ varianty (d). Pro hodnocení ekonomického hlediska byla využita metodika LCOE. Životnost zařízení byla stanovena na 10 let. Do nákladů byla započtena cena zařízení, jeho provoz, údržba a spotřeba média. Rozdíl spotřeby vody se nejvíc projevil v hodnotě LCOE. Cena vody pro variantu (b) byla 10,7krát vyšší, než pro variantu (d). Pro variantu (a) byla zjištěna hodnota LCOE 0,26 \$/kWh, pro variantu (b) 1,61 \$/kWh, pro variantu (c) 0,86 \$/kWh a pro variantu (d) 0,38 \$/kWh. Lze vidět, že s přerušovaným tokem vody razantně klesly náklady na elektrickou energii a nelze ochlazovat PV stálým tokem vody. Varianta (d) i tak nedosáhla hodnoty LCOE nižší než varianta (a). Lze tedy konstatovat, že ani jedna z variant chlazení není konkurenčně schopná, protože negativa spojená se spotřebou vody převyšují pozitiva s navýšením výkonu. Tato chladící metoda nedává za současného stavu smysl, protože náklady za chlazení jsou významně vyšší než zvýšení výkonu zařízení. Využívat tento systém chlazení s absencí recirkulace není konkurenceschopné.

Moharram a kol. [29] ve své studii představili kvazi-uzavřený systém s cirkulací vody. Systém je vyobrazen na Obr. 14. Voda je čerpadlem dopravována z nádrže pomocí sacího potrubí. Voda prochází filtrem, aby se zabránilo rozprašování nečistot na PV. Chladící médium je shromažďováno ve spodní části PV pomocí odtokového potrubí a vrací se zpět do vodní nádrže. Tím je vodní cyklus uzavřen. Nádrž je umístěna v zemi, aby se zamezilo ohřátí vody od slunečního záření a zpětná voda byla ochlazována okolní půdou. Umístění nádrže pod zemí je současně výhodné s ohledem na umístění PV. Hlavní výhodou tohoto uspořádání je značná úspora chladící vody. Dodatečné informace a zjištění autorů byly zmíněny v referenční Tab. 5.



Obr. 14-Systém aktivního chlazení vodou s recirkulací [29]

1-PV, 2-nádrž, 3- čerpadlo, 4-filtr, 5-tryska, 6-odtokové potrubí

Nižetić a kol. [26] ve své souhrnné studii sledují ekonomickou stránku aktivního chlazení vodou. Cílem studie bylo stanovit finanční stránku metody pro reálný systém PV o výkonu 30 kW. Stanovení ekonomické stránky chlazení bylo provedeno metodikou LCOE. Chlazení PV je uvažováno ve dvou variantách (a) sprejováním vody a (b) vodním filmem na přední stranu PV. Pro obě varianty je uvažován systém s cirkulací vody, a proto nejsou uvažovány vysoké náklady na spotřebu vody.

Pro variantu (a) i (b) je uvažováno navýšení výkonu v rozmezí 10-15 %. V nákladech je započítána cena za systém PV (49 700 €, 204,6 m²), chladicí zařízení (50 €/m²) a údržbu systému, která naroste o 340 €/rok. Dodatečné investice do údržby jsou z důvodu nákladů na opravy potrubního systému vystaveného slunečnímu záření. Prodloužení životnosti není uvedeno, ale lze očekávat rozmezí 25-40 let. Do nákladů není započtena elektrická energie na dopravu vody. Cílem je LCOE 0,102 €/kWh a nižší. Vypočtená hodnota LCOE je pro tuto variantu 0,103-0,108 €/kWh. Hodnota LCOE je vyšší než pro referenční systém, a proto systém není v praxi použitelný.

Pro variantu (b) jsou uvažovány nižší investiční náklady do chladicího zařízení 25 €/m². Zbylé vstupní hodnoty nákladů jsou totožné. LCOE pro tuto variantu činilo 0,096-0,1 €/kWh. Jedná se o hodnotu bez započtení elektrické energie nutné pro pohon čerpadel. Výsledná hodnota LCOE by byla pravděpodobně vyšší než pro referenční systém, a proto tato varianta není použitelná v praxi. Ze studie vyplývá, že i systémy s cirkulací vody, tedy s minimální spotřebou vody, nejsou v praxi konkurenceschopné. Autoři zmiňují, že optimalizace a úpravy jsou pro systém vodního chlazení nutné. Jednou z variant je již zmíněný přerušovaný či variabilní tok vody.

Uzavřené vodní chladicí systémy fotovoltaických panelů představují potenciál v utilizaci tepla z PV, což může výrazně zefektivnit funkčnost systému v praxi. Nicméně, hlavním cílem této práce bylo detailně rozebrat chladicí systémy, které usilují o maximální navýšení elektrického

výkonu, jejichž účinnost není ovlivněna přizpůsobením konstrukce k využití jinak mařeného tepla.

Tab. 6 shrnuje poznatky zjištěné z rešerše a potvrzuje či doplňuje některé předpoklady, které byly stanoveny.

Tab. 6-Shrnutí výhod a nevýhod aktivního chlazení vodou

Výhody aktivního chlazení vodou	Nevýhody aktivního chlazení vodou
Nejvýkonnější metoda aktivního chlazení	Bariéra využití technologie v regionech s nedostatkem vody
Rovnoměrný odvod tepla z PV	Nutnost filtrace vody
Čištění plochy PV (pokud je filtrována)	Spotřeba média
Potenciál utilizace tepla v uzavřeném systému	Obtížná integrace chladicího systému
Pokles provozních nákladů pro uzavřený systém	Nejvyšší provozní náklady pro otevřený systém z aktivních metod chlazení
	Vyšší investiční náklady oproti aktivnímu chlazení vzduchem

Chlazení nanočásticemi s kapalinou

Podstatou této metody je využití média například vody, do které jsou přidány nanočástice (nejčastěji Al_2O_3 , TiO_2 , CuO , ZnO a Fe_3O_4) o rozměru 1-100 nm [34]. Díky tomu vzniká koloidní suspenze, s výrazně vyšším součinitelem přestupu tepla, a tedy i vyšší schopností přenosu tepla oproti základní kapalině. Předpoklad nárůstu součinitele tepla vychází z rovnice (14) pro výpočet Nu Nusseltova čísla, kde h je součinitel přestupu tepla, D_h charakteristický rozměr a λ tepelná vodivost. Je nutné podotknout, že pro Nu jsou zároveň odpozorovány přímé závislosti na dalších bezrozměrných parametrech, tedy $Nu=f(Re, Pr)$, kde Re je Reynoldsovo číslo a Pr je Prandtlovo číslo. Z těchto závislostí pak vyplývá, že nárůstem λ , popř. Pr a Re lze docílit nárůstu h .

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \quad (14)$$

Pro stanovení dalších parametrů, které ovlivňuje přidání nanočástic je nutné zmínit i rovnice pro výpočet Re (15), ρ je hustota, v je rychlost a η je dynamická viskozita. Pr lze vypočítat dle rovnice (16), kde c_p je měrná tepelná kapacita. Hodnotu Prandtlova čísla lze obvykle uvažovat jako konstantní a závisí pouze na vlastnostech základního média.

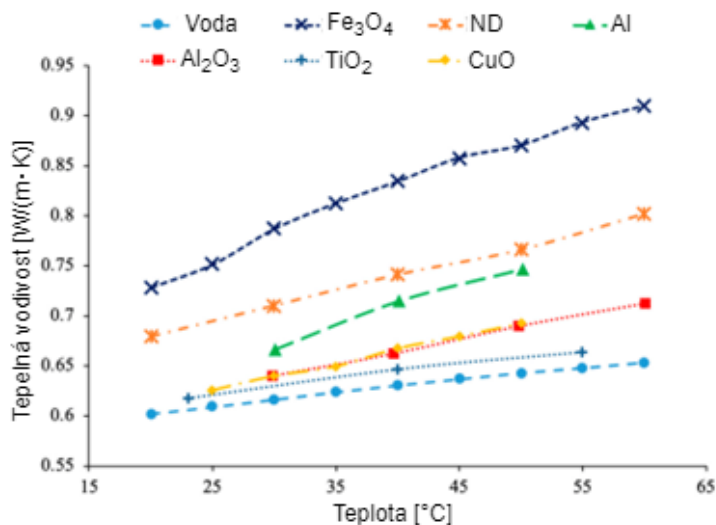
Zmíněné předpoklady diskutují autoři ve svých studiích [35] a [36].

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\eta} \quad (15)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (16)$$

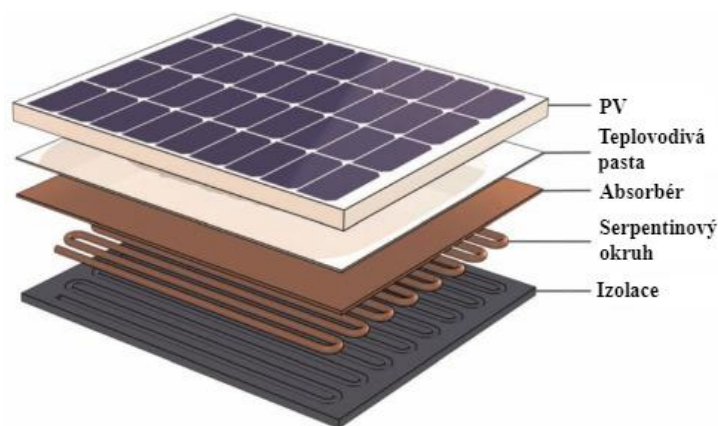
Apmann a kol. [35] se zabývali jednotlivými veličinami, které ovlivňující hodnotu součinitele přestupu tepla. Autoři zmiňují, že přidáním nanočástic dochází k Brownovu pohybu částic, a proto dochází k zesílení konvekce. Brownův pohyb spočívá v náhodném pohybu částic v kapalině z důvodu jejich srážek. Dále zmiňují, že přidáním nanočástic dochází k nárůstu dynamické viskozity, což dle rovnice (15), snižuje hodnotu Re a snižuje tak součinitel přestupu tepla. Vytvořili porovnání z dostupné literatury pro výslednou tepelnou vodivost suspenze při

přidání nanočástic různých materiálů o hmotnostním podílu 1 %. Bylo zjištěno, že nejlepšími výsledky dosahuje využití Fe_3O_4 . Využití Fe_3O_4 dosáhlo navýšení tepelné vodivosti nanotekutiny až o $0,3 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Zbylé nanočástice docílily navýšení max. $0,1 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Obr. 15 uvádí výsledky analýzy laboratorních testů prezentovaných v literatuře. [35]



Obr. 15-Závislost tepelné vodivosti na typu materiálu a teplotě [35]

Nejvyužívanější formou, kdy se nanotekutina využívá k chlazení PV, je v konfiguraci využití chlazení zadní strany PV s nepřímým uzavřeným oběhem. Teplo je ze systému odváděno tepelným výměníkem. Důvody pro volbu uzavřeného okruhu jsou úspora média za cenu vyšších investičních nákladů a předcházení úniku média, což by mohlo být škodlivé pro okolní prostředí. Na druhou stranu jednotlivé vrstvy systému působí jako tepelný odpor a snižují chladičí výkon. Jednu z konstrukčních variant úpravy PV k chlazení nanotekutinou představuje Obr. 16. Přenos tepla zesiluje přidání absorbéru z mědi a izolace. Konstrukce velice často kombinuje prvky PV a SC do systémů PV/T. [37]



Obr. 16-Systém pro chlazení zadní strany PV nanotekutinou [37]

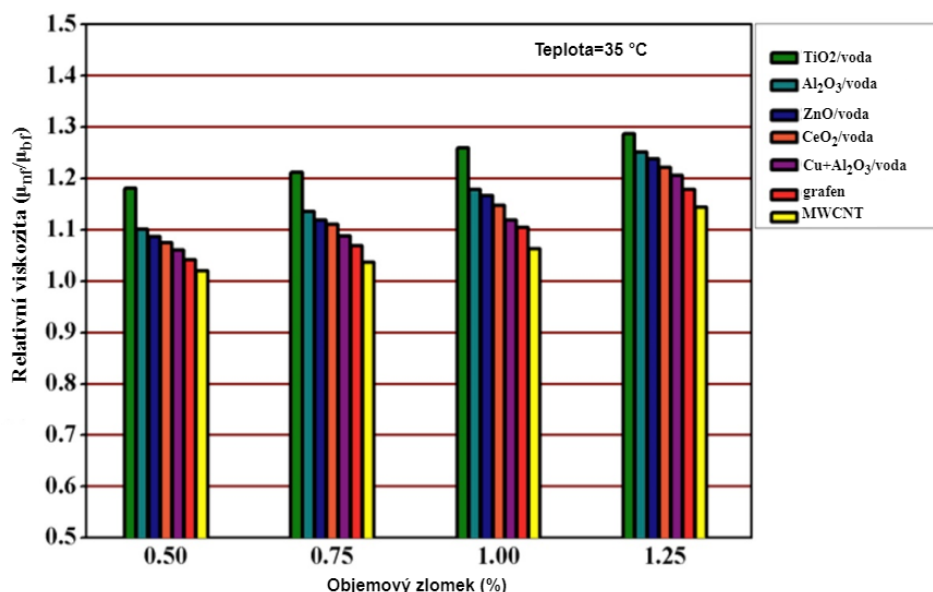
Sujith a kol. [38] udávají, že nejvyužívanějšími nanočásticemi pro chlazení elektronických zařízení jsou Al_2O_3 a TiO_2 [38]. Al_2O_3 vykazuje hlavní přínos vyšší tepelnou vodivostí a nejnižší cenou z využívaných nanočástic. TiO_2 vykazuje pozitivní optické vlastnosti a dosahuje širšího pásma zachytu vlnové délky slunečního záření [39]. Nevýhodou této nanočástice je vyšší hodnota viskozity a vyšší cena [40].

Teng a kol. [36] zkoumali chování částic Al_2O_3 ve vodě. Zkoumali, jaký vliv má velikost částic, hmotnostní podíl částic ve vodě a teplota suspenze na výslednou tepelnou vodivost kapaliny. Byly zkoumány částice o rozměru 20 nm, 50 nm a 100 nm pro hmotnostní podíl v rozmezí 0,5 % až 2 % a teplotu 10 °C, 30 °C a 50 °C. Zjistili, že teplota a vyšší hmotnostní podíl má významný vliv na zesílení Brownova pohybu částic, což zesiluje konvekci. Větší částice dosahují nižších rychlostí, což snižuje konvekci. Proto lze zvyšováním hmotnostního podílu, zmenšením částic a zvyšováním teploty navýšit schopnost konvekce suspenze.

Kromě průzkumu, jaká příměs by mohla mít nejpozitivnější vliv na přenos tepla, je nutné zhodnotit také další faktory proveditelnosti technologie.

Kumar a kol. [41] zmiňuje problém s aglomerací nanočástic v důsledku vyšších teplot a působení van der Waalových sil. Jedním z možných řešení tohoto problému je přidání surfaktantu. Dále zmiňuje, že přidáním nanočástic se zvýší tlakové ztráty, což zvyšuje nároky na výkon čerpadla.

Kumar a kol [40] porovnávali nárůst relativní viskozity pro jednotlivé druhy nanočástic vůči referenční kapalině, kterou je obvykle voda. Potvrzují nárůst tlakových ztrát se zvyšující se viskozitou. Obr. 17 porovnáva viskozitu různých nanočástic s vodou za různých objemových koncentrací. Bylo zjištěno, že nejvyšší viskozity dosahuje suspenze TiO_2 . Při srovnání nepoužívanějších nanočástic TiO_2 a Al_2O_3 lze vidět, že relativní viskozita TiO_2 +voda byla až o 9% vyšší než pro Al_2O_3 + voda. S vyšším objemovým zlomkem nanočástic tento rozdíl klesá.



Obr. 17-Porovnání relativních viskozit různých nanotekutin [36]

Dalším problémem z dlouhodobého hlediska je eroze a koroze potrubí způsobená přítomností nanočástic. U ocelových a měděných trubek nebyl pozorován vliv eroze, ale u hliníkového potrubí byl vliv eroze významný. [41]

Z ekonomické stránky představuje využití nanočástic zvýšení nákladů na chladicí médium, kdy kromě investičních pořizovacích nákladů na nanočástice je podstatná také ekonomická položka produkce výsledné nanotekutiny.

Ali a kol. [42] ve své studii popisují dva procesy výroby nanotekutiny. Obě metody spočívají v přípravě nanočástic a rozptýlení nanočástic do základní kapaliny. Rozdílem těchto metod je, že jednostupňová tyto procesy spojuje a dvoustupňová je odděluje. Jdnostupňová metoda snižuje míru aglomerace částic, ale je dražší. Z toho důvodu je dvoustupňová metoda využívána

v případě výroby většího množství nanotekutiny. Autoři shrnují, že i tak se jedná o poměrně nákladný proces u obou variant. Přehled cen jednotlivých nanočástic je porovnán v Tab. 7.

Tab. 7-Cena (\$/100 g) pro různé druhy nanočástic-převzato a upraveno na základě [38]

Nanočástice	Cena (\$/100 g)
TiO ₂	80
ZnO	79
CuO	75
Al ₂ O ₃	70

Další příklady provedení nuceného chlazení nanotekutinou jsou uvedeny v následující Tab. 8. Jako klíčové autoři zmiňují vhodnou volbu nanočástic a jejich hmotnostní podíl v nanotekutině. Studie [43] popisuje vliv distribučního systému na efekt chlazení, kdy jeho úpravou lze navýšit přenos tepla. Zmiňují, že spirálovité kanály jsou efektivnější pro chlazení než přímé kanály. Důvodem je, že spirálovitý kanál se skládá z ohybových úseků, které narušují mezní vrstvu a zesilují přenos tepla. Při volbě kanálu autoři upozorňují na posouzení míry tlakových ztrát, které závisí na zvolené konfiguraci distribučního systému. Dále se velice efektivně jeví kombinace různých druhů nanočástic, které tvoří hybridní nanotekutinu, čímž daná nanotekutina získává vlastnosti využitých druhů nanočástic. [44].

Tab. 8-Reference k aktivnímu chlazení nanotekutinou

Reference	Způsob chlazení	Výkon PV	Vliv chlazení	Zjištění
Abdelhafez a kol. [44]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení zadní strany nanotekutina s ZnO, TiO₂ a hybridní ZnO+TiO₂ 	<ul style="list-style-type: none"> 155 W 	<ul style="list-style-type: none"> TiO₂ navýšení výkonu 13,66 – 24,69 % oproti chlazení vodou ZnO navýšení výkonu o 1,77-19,12 % oproti chlazení vodou hybridní nanotekutina navýšila výkon až o 32 % oproti vodě průměrné snížení teploty využitím TiO₂ o 8,5 °C (17,73 %) průměrné snížení teploty využitím ZnO o 6 °C (15,72 %) průměrné snížení teploty hybridní nanotekutinou o 8 °C (20,65 %) 	<ul style="list-style-type: none"> pro TiO₂ nejlepších výsledků dosáhla koncentrace 0,4 hm. % navýšení koncentrace nad tuto hodnotu mělo negativní efekt z důvodu aglomerace či sedimentace částic pro ZnO byla zjištěna optimální hodnota koncentrace 0,2 hm. % hybridní nanotekutina byla získána smísením původních nanotekutin o daných hm. % nanočástic kombinace nanočástic je vhodná a vykazuje zlepšení vlastnosti výsledné nanotekutiny
Ebaid a kol. [45]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení zadní strany průtok nanotekutin 500-5000 ml/min nanotekutina s TiO₂, nanotekutina s Al₂O₃. korigování pH pomocí 	<ul style="list-style-type: none"> 50 W 	<ul style="list-style-type: none"> snížení teploty až o 15,7-18 °C pro Al₂O₃ při 0,1 hm. % a průtoku 500-5 000 ml/min snížení teploty PV o 12-14 °C pro TiO₂ při 0,1 hm. % a průtoku 500-5 000 ml/min navýšení výkonu pro nanotekutinu s TiO₂ o 4,45-7,67 % 	<ul style="list-style-type: none"> nárůst průtoku navýšil rychlost tekutiny, zvýšil hodnotu Reynoldsova čísla a zesílil turbulenci, což mělo pozitivní vliv na odvod tepla bylo zjištěno, že úpravou pH lze snížit míru tvorby shluků částic navýšením pH nanotekutiny s TiO₂ za pomoci polyethylenglykolu

	přídavku polyethylen-glykolu (PEG) do nanotekutiny s TiO ₂ a přídavku C ₁₉ H ₄₂ BrN do nanotekutiny s Al ₂ O ₃		s koncentrací TiO ₂ 0,1 hm.% <ul style="list-style-type: none"> využitím nanotekutiny s TiO₂ oproti vodě byl zjištěn až o 3 % nárůst výkonu 	došlo k stabilitě nanotekutiny <ul style="list-style-type: none"> nanotekutina s Al₂O₃ vykazovala nižší míru tvorby shluků se snížením pH
Karami a kol. [43]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení zadní strany nanotekutina s boehmitem na zadní straně PV byl připevněn absorber s distribučním systémem s přímými kanály a se spirálovitými kanály 	<ul style="list-style-type: none"> 180 W 	<ul style="list-style-type: none"> snížení teploty o 19,82 °C-24,22 °C pro nanotekutinu s 0,1 hm.% boehmitu, průtokem 80-200 ml/min a spirálovitými kanály snížení teploty o 14,53-18,33 °C pro nanotekutinu s 0,1 hm.% boehmitu, průtokem 80-200 ml a přímými kanály pro přímý tok maximální navýšení výkonu až o 22,53 % pro variantu se spirálovitými kanály navýšení výkonu až o 37,6 % 	<ul style="list-style-type: none"> tvar průtočného kanálu má vliv na přenos tepla Nusseltovo číslo pro spirálovitý kanál bylo až dvakrát vyšší koncentrace 0,1 hm.% vykazovala nejlepší výsledky chlazení konfigurace s 0,5 hm.% vykazovala horší vlastnosti chlazení zapříčiněno vlivem aglomerace částic

Z ekonomického hlediska zatím nelze posoudit využitelnost této technologie v praxi, protože studie nemají dost informací o ekonomických parametrech. Dle zdroje [41] lze konstatovat, že na základě studií je většinou nanotekutina využívána v konfiguraci, kdy součástí PV je i systém na utilizaci tepla.

Tab. 9 shrnuje poznatky zjištěné z rešerše a potvrzuje či doplňuje některé předpoklady, které byly stanoveny.

Tab. 9-Shrnutí výhod a nevýhod aktivního chlazení nanotekutinou

Výhody aktivního chlazení nanotekutinou	Nevýhody aktivního chlazení nanotekutinou
Zesílení konvekce přidáním nanočástic	Nejvyšší investiční náklady z aktivních metod chlazení
Kombinací různých nanočástic lze docílit vhodných vlastností média	Vysoké náklady na údržbu oproti ostatním aktivním metodám
Variabilita vlastností média v závislosti na rozměrech a hmotnostním podílu nanočástic	Vysoké provozní náklady
Možnost využití levné konstrukce SC k chlazení PV s potenciálem utilizace tepla	Nestabilita a aglomerace částic
	Vyšší tlakové ztráty a provozní náklady ve srovnání s čistou kapalinou
	Eroze potrubičního systému
	Nutnost optimalizace vlastností média-rozměrů, hmotnostního podílu, typu nanočástic
	Omezení konstrukce pouze na nepřímé a uzavřené systémy-vysoký tepelný odpor

2.7 Pasivní metody chlazení

Nepotřebují k ochlazení PV přívod externí energie. Hlavními mechanismy pasivního chlazení přenosem tepla je přirozená konvekce a konduktce. Kvůli absenci aktivních členů pro pohyb chladiva dosahuje chlazení výrazně nižších výsledků při porovnání s aktivními metodami. Typickými metodami pasivního chlazení je využití konstrukčních prvků jako chladičů či žeber (ke zvýšení teplosměnné plochy), tepelných trubíc, materiálu s fázovou změnou atd. Metody pasivního chlazení obecně dávají větší smysl v lokalitách s nižšími teplotami. Vyšší zádržná doba a nižší rychlost vzduchu způsobuje rychlé zahřátí média, což může mít i negativní dopady na technologii PV.

2.7.1 Pasivní chlazení vodou a vzduchem

V následujících podkapitolách budou rozebrány způsoby, jak docílit přirozené konvekce vodou a vzduchem. Budou představeny způsoby přirozené konvekce bez intenzifikačních prvků, kdy teplosměnná plocha zařízení bude odpovídat původní konstrukci PV. Následně budou představeny možnosti přirozené konvekce s intenzifikačními prvky, kdy teplosměnnou plochu lze navýšit různými druhy žebrování.

Pasivní chlazení vodou a vzduchem bez intenzifikačních prvků

Podstatou pasivního chlazení vodou a vzduchem PV je volné obtékání okolním vzduchem, ponoření do vody či plování na vodní hladině. Plování PV na vodě je výhodné z mnoha aspektů. Hlavní výhodou je úspora zastavěné plochy, která tak může být obydlena či využita k zemědělským účelům. Dílčím přínosem je zamezení odpařování vody. Výrazným rizikem pro chlazení PV je činnost vodních ploch, které mohou poničit samotnou konstrukci, a možnost zvýšené koroze. Tato metoda je nejčastěji využívána pro více jednotek PV z důvodu podstatných úspor investičních nákladů chlazení. Na Obr. 18 lze vidět konfigurace plovoucích PV.

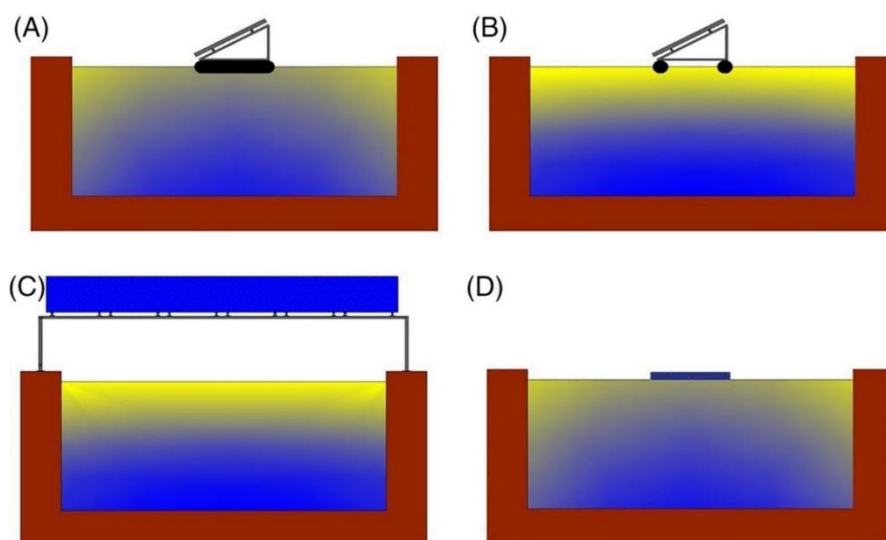
Scavo a kol. [46] představili odlišné konfigurace konstrukce pro chlazení PV konvekcí vody a vzduchu, kdy první systém je plovoucí systém (A) s plováky, které pokrývají celou plochu pod modulem. Tato konfigurace je vhodná pro případ kolísání vody. Pod plošinami je propustnost slunečního záření minimální, protože PV zakrývají celou plochu. Přenos tepla probíhá konvekcí vzduchu.

Druhým je plovoucí systém (B), kdy PV jsou ukotveny k trubkám nadnášenými bójkami. Tyto moduly jsou vhodné díky dobré ventilaci vzduchu pod PV, přičemž přispívají i k výraznějšímu chlazení z důvodu zvýšeného odpařování vody. Přenos tepla probíhá konvekcí vzduchu s odpařenou vodou.

Třetím systémem je systém C, který nelze nazvat plovoucím, protože konstrukce je ukotvena do země. Tyto zařízení se instalují primárně jako kryty vodních ploch či vodních toků. Hlavním přínosem je omezení odpařování vody. Přenos tepla probíhá obdobně konvekcí vzduchu s odpařenou vodou.

Posledním systémem je systém (D), kdy PV jsou na pružných plovácích v přímém kontaktu s vodou. Přímý kontakt navyšuje chladič efekt vody a je výhodný z hlediska samočištění. Přenos tepla probíhá konvekcí vody.

Účinnost chlazení pro danou konstrukci lze stanovit na základě porovnání součinitelů přestupu tepla. Pro tyto systémy lze očekávat $h_A < h_B, h_C \ll h_D$. [46]



Obr. 18-Konfigurace systémů PV chlazených přirozeně vodou a vzduchem [46]

Z hlediska chlazení lze očekávat několik důvodů, které pozitivně ovlivňují přirozenou konvekci oproti přítomnosti na zemské ploše:

- odpařování vody – ochlazuje okolní vzduch a zvyšuje rychlost obtékajícího (A, B, C) nebo okolního (D) vzduchu;
- vysoká hodnota c_p – díky vyšší hodnotě c_p ($c_{p,zem}=1-3 \cdot 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ oproti $c_{p,w}=4,18 \cdot 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$) [47] absorbuje voda sluneční energii lépe, a proto má zpravidla nižší teplotu než zemská plocha;
- vyšší součinitel přestupu tepla vody – určité konfigurace plovoucích PV umožňují přímý kontakt s vodou a využívají tak vyšších hodnot h při volné konvekci.

Studie od mnoha autorů se odlišují získanými výsledky vlivů chlazení na výsledný výkon. Nejčastěji se navýšení výkonu zařízení pohybuje v rozmezí do 10 % navýšení výkonu. Někteří autoři dokonce udávají přes 20 %. Tato hodnota se však jeví silně nepřesná, protože výsledky by skoro odpovídaly režimu nucené konvekce při chlazení vodou. [48]

Chowdhury a kol. [48] provedli výpočtovou studii, jejíž cílem bylo zjistit, jestli plovoucí PV vykazují lepší výsledky z hlediska chlazení PV než PV umístěn na zemské ploše. Výpočet byl proveden metodou konečných prvků softwarem Comsol pro dva scénáře, kde hlavním rozdílem ve výpočtu byla přítomnost vody oproti zemské půdě. Byly nastaveny stejné vstupní parametry rychlosti vzduchu, vlhkosti a teploty prostředí. Po provedení výpočtu bylo zjištěno, že chlazení odpařováním vzduchu má minimální vliv i pro případ, kdy relativní vlhkost vzduchu byla stanovena na 0 %, což znamená, že vzduch na sebe naváže největší množství vody. Autoři udávají, že rozdíl teplot pro odlišené hodnoty vlhkosti vzduchu byl v řádech setin °C.

Zvyšování rychlosti vzduchu (režim turbulentního proudění) mělo pozitivní vliv na chlazení PV, přičemž největší ochlazení PV bylo zaznamenáno v rozmezí od 2-8 m/s (7,2-28,8 km/h). Zvýšení rychlosti nad 8 m/s nadále ochlazuje PV, ale ne tak razantně, jako pro předešlé rychlosti.

Studie potvrdila, že přítomnost vodní plochy výrazně ovlivňuje vlastnosti vzduchu a jeho chlazení PV. U pasivního chlazení vodní plochou jsou parametry vody důležité. U plovoucího PV byla zjištěna slabá lineární závislost mezi teplotou vody a teplotou PV. PV se ochladí či ohřeje o 0,13 °C na každé snížení či navýšení teploty vody o 1 °C.

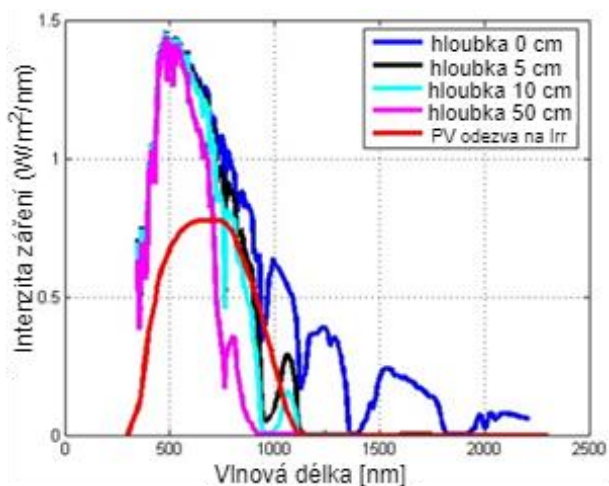
Dalším zkoumaným parametrem byl vliv hloubky vodní plochy na chlazení PV. Bylo zjištěno, že hloubka vodní plochy má minimální vliv. Pro rozmezí 1-6 m hloubky vody byl zjištěn rozdíl teplot PV do 0,04 °C.

Dle studie může pasivní chlazení vodou a vzduchem plovoucího PV typu (B) zvýšit výkon modulu maximálně o 3 % [48].

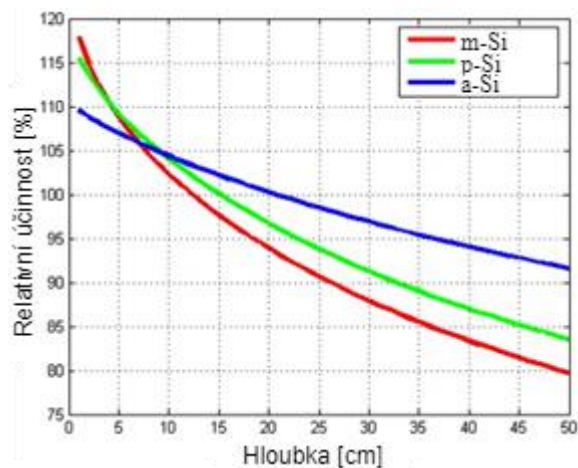
Druhou možností pasivního chlazení PV je přímé potápění modulu pod vodu. Potopením PV musí sluneční záření překonat vrstvu vody, což výrazně omezuje absorpci záření povrchem PV při této metodě chlazení. Na druhou stranu přítomností vody dochází ke snížení teploty, což má pozitivní vliv na účinnost PV.

Rosa-Clot a kol. [49] zjistili, že ponořením PV do vody dochází k vytvoření vodní bariéry nad PV. Voda působí jako chromatický filtr těchto paprsků. Po dopadu slunečního paprsku dochází nejdříve k absorpci červeného slunečního záření, které má vysoké vlnové délky s nižší frekvencí. Jako poslední jsou absorbovány fialové paprsky s nízkými vlnovými délkami. Z Obr. 19 lze vidět, že voda se zvyšující se hloubkou nejlépe absorbuje záření s vyššími vlnovými délkami. PV na bázi křemíku (Si), z něhož je drtivá většina PV na trhu vyrobena, pohlcuje primárně složky záření v rozmezí zobrazeném červenou křivkou.

Dále stanovili vztah mezi relativní změnou účinnosti tří různých typů PV a různé hloubce ponoření do vody. Porovnávání probíhalo s referenčním panelem, který nebyl ochlazován a jehož povrchová teplota byla (poměrně vysoce) stanovena na 65 °C. Z Obr. 20 bylo zjištěno, že přítomností vodního sloupce vyššího než 12,5 cm nad PV začínají převažovat negativní vlivy nad těmi pozitivními. Na základě odlišného druhu PV se odlišovala hloubka, do které má smysl potopit PV. Například PV z a-Si lze potopit o 7 cm hlouběji než PV z m-Si. To znamená, že některé druhy PV jsou vhodnější pro chlazení ponořením ve větších hloubkách. Na druhou stranu v menších hloubkách (okolo 5 cm) dosahují PV z m-Si a p-Si lepších výsledků než PV z a-Si (o 2,5 % relativní účinnosti). V určité hloubce (8 cm) lze docílit stejný přírůstek relativní účinnosti pro všechny zmíněné druhy PV. [49]



Obr. 19-Závislost intenzity záření na vlnové délce a hloubce vody [49]



Obr. 20-Závislost relativní účinnosti na hloubce a typu PV [49]

Další příklady provedení pasivního chlazení vodou a vzduchem bez intenzifikačních prvků jsou uvedeny v následující Tab. 10.

Plovoucí PV může navýšit svůj výkon v rozmezí 2-35 % oproti pozemnímu PV. Tato hodnota je poněkud zkrácená, protože jak uvádí studie [50] pro 0° naklonění vůči vodní hladině lze

docílit významného nárůstu výkonu až o 35 % oproti pozemnímu PV, ale ve výsledku dosahuje nižšího výkonu, než PV s vhodným sklonem 30° vůči vodní ploše, kdy nárůst výkonu oproti pozemnímu PV byl pouze 8 %. Z toho důvodu lze omezit reálný nárůst výkonu do rozmezí 2-10 %. Pro ponořený PV bylo zjištěno výraznější ochlazení než pro plovoucí. Na druhou stranu nevhodné potopení PV může způsobit výsledný pokles výkonu oproti pozemnímu PV [51]. Dalším problémem spojený s potápěním vychází z nevhodného sklonu PV 0°, což výrazně snižuje výslednou výrobu elektrické energie. Ve většině případů lze očekávat podobné či nižší nárůsty výkonu v porovnání s plovoucím PV. Studie z Tab. 10 se většinou shodují, že využití plovoucího PV je vhodnější.

Tab. 10-Reference k pasivnímu chlazení vodou a vzduchem

Reference	Způsob chlazení	Výkon PV	Vliv chlazení	Zjištění
Nisar a kol. [50]	<ul style="list-style-type: none"> • pasivní chlazení zadní strany PV umístěným na vodní ploše • porovnávání s PV umístěným na zemi • testován sklon 0°, 15°, 30° (od vodní/zemské plochy) 	<ul style="list-style-type: none"> • 80 W 	<ul style="list-style-type: none"> • pro variantu sklonu 0° vyšší ochlazení zadní strany PV až o 10 °C a navýšení výkonu o 35,9 % oproti PV na zemi • pro variantu sklonu 15° došlo k ochlazení zadní strany PV až o 7-9 °C a navýšení výkonu o 9,3 % oproti PV na zemi • pro variantu sklonu 30° došlo k ochlazení zadní strany až o 4-6 °C a navýšení výkonu o 8 % oproti PV na zemi 	<ul style="list-style-type: none"> • nižší hodnota sklonu znamenala lepší efekt chlazení, a proto došlo k výraznějšímu navýšení ochlazení oproti variantě na zemi • PV snížilo vypařování vody o 17-28 % v závislosti na odklonu od hladiny • při porovnání výkonu pro sklon 0° a 30° plovoucího PV bylo zjištěno, že chlazení nekompensovalo nevýhodný 0° úhel sklonu PV, a proto z hlediska výkonu je vhodnější provozovat variantu sklonu 30° s nižším efektem chlazení
Goswami a kol. [52]	<ul style="list-style-type: none"> • chlazení plovoucího PV a PV umístěného na zemi • rozbor vlivu degradace výkonu 	<ul style="list-style-type: none"> • 100 W 	<ul style="list-style-type: none"> • navýšení výkonu až o 8,03 % oproti variantě na zemi • průměrné ochlazení o 6 °C oproti variantě na zemi 	<ul style="list-style-type: none"> • bylo zjištěno, že roční degradace výkonu u PV na zemi je 1,07 % a 1,18 % u PV na vodní ploše (z důvodu vyšší vlhkosti, rychlosti vzduchu a mechanickému zatížení) • z celkového hlediska uvažovaného provozu experimentu 17 měsíců je souhrnná degradace pro

				plovoucí PV o 4,4 % vyšší
Elminshawy a kol [53]	<ul style="list-style-type: none"> • kombinace metod chlazení • část PV je nad vodou a část (10 %) je potopena • porovnání s plovoucím PV • na částečně potopeném PV simulováno proudění vzduchu ventilátorem • zkoumán vliv směru proudění vzduchu 	<ul style="list-style-type: none"> • 83 W 	<ul style="list-style-type: none"> • při rychlosti vzduchu 0,3 km/h (považované jako klidový stav) snížení teploty u částečně potopeného PV oproti plovoucímu o 2,58 °C • vliv směru proudění na částečně potopený PV zapříčinil rozdíl teplot až o 2,7 °C • pro částečně potopený PV činilo navýšení výkonu o 13 % oproti plovoucímu PV za stejných větrných podmínek • při vyšší rychlosti vzduchu (15 km/h) může narůst výkon částečně potopeného PV až o 20 % 	<ul style="list-style-type: none"> • bylo potvrzeno, že částečné ponoření má pozitivní efekt na chlazení PV • z hlediska směru proudícího vzduchu je sestupně nejvhodnější proudění kolmé na zadní stranu PV, boční rovnoběžné proudění a kolmé na přední stranu PV
Hammoumi a kol. [54]	<ul style="list-style-type: none"> • chlazení plovoucího PV • zkoumání vhodného sklonu 	<ul style="list-style-type: none"> • 21,9 W 	<ul style="list-style-type: none"> • snížení průměrné teploty o 2,7 °C oproti pozemnímu PV • navýšení výkonu o 2,3 % oproti pozemnímu PV 	<ul style="list-style-type: none"> • nižší hodnoty navýšení výkonu vlivem absence pohybu vodní plochy – pohyb vodní plochy navyšuje konvekci • 30 ° nejvhodnější sklon pro plovoucí PV s nárůstem výkonu o 43 % oproti 0 °
Kumar a kol. [51]	<ul style="list-style-type: none"> • porovnání PV na zemském povrchu, plovoucího PV a ponořeného PV 	<ul style="list-style-type: none"> • 10 W 	<ul style="list-style-type: none"> • maximální ochlazení ponořený PV o 17 °C oproti pozemnímu PV • plovoucí PV vyprodukoval o 45 % více energie než ponořený PV a o 21 % více než pozemní PV v průběhu experimentu 	<ul style="list-style-type: none"> • i přes nižší teplotu ponořený PV není výkonnější než plovoucí a pozemní PV • energie dodána potopeným PV až o 32,7 % nižší než pro plovoucí a pozemní

Nižetić a kol. [55] ve své souhrnné studii sleduje ekonomickou stránku pasivního chlazení vodou ve formě potopení PV. Cílem studie bylo stanovit finanční stránku metody pro reálný

systém PV o výkonu 30 kW, který je umístěn na střeše budovy. Metodikou LCOE byla zhodnocena ekonomická stránka metody pasivního chlazení vodou.

V rozvaze zmiňují problém umístění nádrží s vodou na střechu z důvodu limitního zatížení na střechu. Autoři uvažují pokles výkonu z důvodu úhlu sklonu 0° o 15 % za rok. Kromě nákladu na systém PV (49 700 €) byla největší investice uvažována do nádrží s vodou z polypropylenu až 40 000 €. Z důvodu poklesu výroby elektrické energie a vysokých nákladů na zařízení tato varianta není v praxi realizovatelná. LCOE pro tuto variantu je odhadnuto na 0,185 €/kWh. Pro referenční systém je LCOE 0,102 €/kWh, a proto potopení PV není v praxi použitelné.

Pro zhodnocení ekonomické stránky plovoucího PV nebyly nalezeny reference, ale lze vycházet ze studie [55]. Investiční náklady lze očekávat obdobné jako u ponořeného PV. Na základě rešerše lze očekávat vyšší výslednou výrobu elektrické energie za cenu dodatečných nákladů do konstrukce plovoucího PV. Tyto proměnné by bylo nutné stanovit a porovnat, ale na základě zjištění o předešlých metodách chlazení nelze očekávat výrazný ekonomický posun.

Tab. 11 shrnuje poznatky zjištěné z rešerše a potvrzuje či doplňuje některé předpoklady, které byly stanoveny.

Tab. 11-Shrnutí výhod a nevýhod pasivního chlazení PV vodou a vzduchem

Výhody pasivního chlazení PV vodou a vzduchem	Nevýhody pasivního chlazení PV vodou a vzduchem
Nárůst výkonu za vhodné konfigurace	Velice vysoké investiční náklady oproti ostatním pasivním metodám chlazení
Úspora zemské plochy	Vyšší míra degradace než pro pozemní PV
Omezení množství vypařované vody	Problémová instalace a údržba
Nízké provozní náklady	Pokles výkonu pro nevhodnou konfiguraci
Spolehlivost-absence akčních členů	Nutnost optimalizace provedení

Pasivní chlazení vzduchem s intenzifikačními prvky

V podstatě každý PV je v základní konfiguraci chlazen přirozenou konvekcí okolního vzduchu. Na základě předešlých zjištění lze konstatovat, že okolní vzduch nedokáže ochladit PV efektivně, a proto dochází ke ztrátě výkonu a úbytku životnosti PV. Přirozenou konvekci lze zefektivnit přidáním jednoduchých konstrukčních prvků, jako jsou např. žebra, která by zlepšila disipaci tepla díky zvětšení teplosměnné plochy.

Žebra se nejčastěji vyrábějí z kovů, kompozitů či termoplastů. Kompozity jsou dražší a využívají se pro náročnější tepelné podmínky v leteckém inženýrství či do sportovních vybavení [56], a proto nebudou diskutovány, kovy jsou výhodné z hlediska vysoké tepelné vodivosti a jsou často využívány v chladičích, plasty se nejčastěji využívají v podobě polyethylenu a polypropylenu, které jsou výhodné z hlediska hmotnosti a ceny.

K zajištění požadovaného tepelného výkonu žeber je nutné zvážit řadu faktorů ovlivňujících funkčnost žeber, především geometrické parametry (tvary a rozměry) a materiál.

Kritéria k volbě správné konfigurace žeber jsou následující:

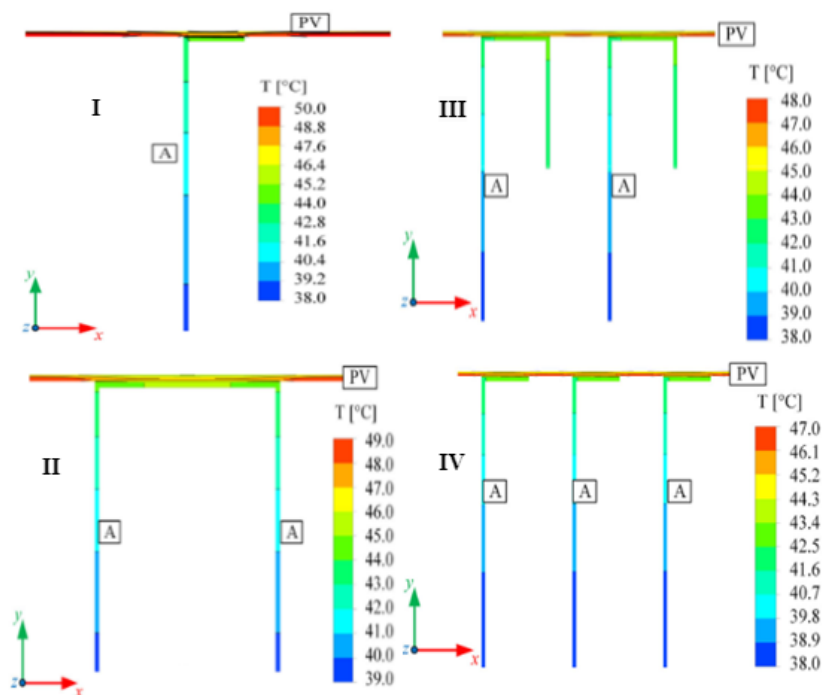
- žebra musí mít dostatečnou vodivost;
- musí být zajištěn maximální průtok média v okolí žeber;
- design žeber musí minimalizovat akumulaci nečistot;
- žebra nesmí být pod přímým zářením;
- žebra musí být dostatečně lehká a odolná.

Geometrií žeber je myšlena především délka, tloušťka a uspořádání. Množství těchto proměnných stanovuje nutnost optimalizace při správném výběru vhodných žeber.

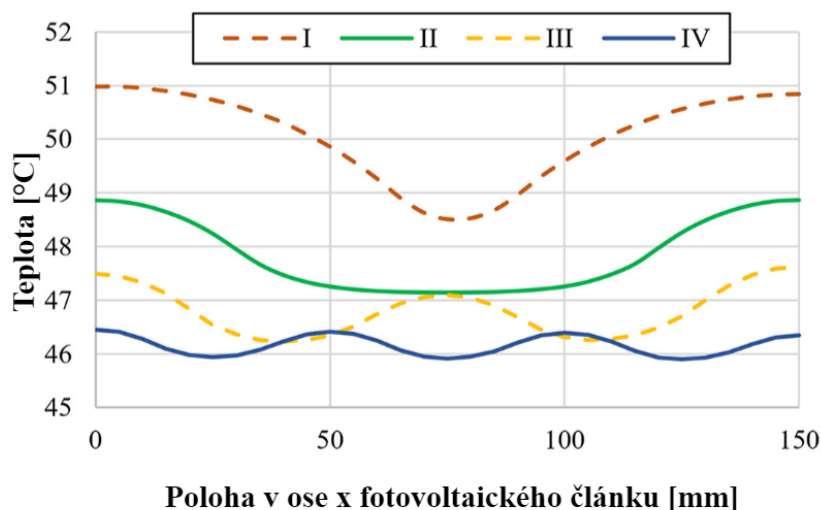
Prodloužením žeber lze zajistit požadované zvýšení teplosměnné plochy, ale jsou těžší a náchylnější na poškození. Tloušťkou žeber lze ovlivnit množství tepla, které dokážou absorbovat a následně disipovat. Navýšením množství materiálu roste i cena. Vhodnou volbou materiálu lze zajistit vysoké hodnoty tepelné vodivosti a nízké hodnoty tepelného odporu, což však často souvisí s kvalitou a vyšší cenou materiálu.

Jedním z příkladů intenzifikace přenosu tepla je rozvaha nad podélným (rovnoběžně s delším rozměrem PV) či příčným uspořádáním (rovnoběžně s kratším rozměrem PV) uspořádáním žeber, kdy popř. prostřídáním uspořádáním dochází k navýšení míchání média a navyšuje se turbulence. Jednou z dalších možností navýšení turbulence a tím i přenosu tepla je děrování žeber, ale existuje mnoho dalších konfigurací, jako trojúhelníkové žebrování, vlnité žebrování, atd. Nejčastěji z hlediska geometrie jsou v experimentech využívány žebra obdélníková s podélným uspořádáním. [56]

Čabo a kol. [57] ve své studii optimalizovali žebra, které následně využili pro experiment. [58] Ve své studii porovnávali čtyři varianty hliníkových děrovaných žeber. Jednotlivé druhy žeber lze vidět na Obr. 21. Nejlepších výsledků ochlazení (až 5 °C) fotovoltaického článku dosáhly varianty žeber III a IV. Hlavní výhodou těchto variant je více žeber na jeden fotovoltaický článek. Díky tomu dojde k rovnoměrnějšímu ochlazení fotovoltaického článku (viz Obr. 22). S nárůstem počtu žeber souvisí nárůst teplosměnné plochy, a proto jsou tyto varianty vhodné. Nevýhodou varianty II je velká plocha spoje s PV, kdy žebra jsou s PV přilepena lepidlem, které nemá dobré vlastnosti tepelné vodivosti, a proto tato varianta nedosáhla lepších výsledků než varianta III a IV. Hlavním zjištěním je, že je důležité vhodně rozložit teplosměnnou plochu do většího počtu žeber (což omezí ochlazení pouze v okolí spoje žebra a fotovoltaického článku) za minimalizování tvorby lepeného spoje.



Obr. 21-Varianty žebrování I-IV v experimentu [57]



Obr. 22-Ochlazení fotovoltaického článku v závislosti na souřadnici x pro jednotlivé druhy žeber [57]

Čabo a kol. [58] provedli experiment, kdy porovnávali dva totožné PV (s max. výkonem 260 W) a vlivu chlazení na jeden z nich. Maximální výkon PV činil 260 W. Testování probíhalo ve středomořských klimatických podmínkách s $I_{tr}=450-930 \text{ W/m}^2$ pro několik dnů (36) v červnu-říjnu. Využili varianty IV z předešlého výzkumu [57]. Celkově bylo umístěno na zadní plochu PV 174 žeber. Bylo využito asymetrického nalepení žeber (viz Obr. 23), aby nedocházelo k blokování proudění vzduchu sousedními žebry. Pro celé období experimentu činilo průměrné navýšení výkonu 5 %.


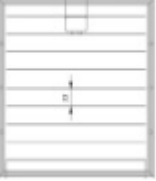
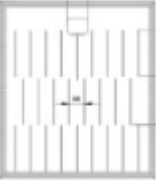

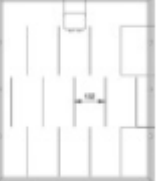


Obr. 23-Konfigurace žeber v experimentu [57]

Bayrak a kol. [59] provedli porovnání 10 různých konfigurací žebrování (viz Tab. 12) na PV o výkonu 75 W. Měření probíhalo od 9:00 hodin do 16:00 hodin za průměrných denních teplot 38 °C. Na základě odlišené délky, výšky, uspořádání a počtu žeber bylo cílem experimentálně

zjistit vliv žebrování na teplotu a výkon PV. Bylo zjištěno, že testovaná výška žeber 7 cm vykazovala výrazně lepší chladicí účinky u všech variant (mezi variantou A1 a A2 byl rozdíl 1 °C). To znamená, že chlazení PV žebry je efektivní do určité výšky žeber a dodatečná teplosměnná plocha nezajistí větší ochlazení. Pro příklad teplosměnná plocha žeber A2 byla o 71 % větší než plocha žeber A1. Bylo zjištěno, že větší počet menších žeber dosahuje lepších výsledků, než menší počet větších žeber (čímž experimentálně potvrdili zjištění studie [57]). Experimentem bylo zjištěno, že ze všech zkoumaných obdélníkových žebrování dosáhlo nejlepších výsledků žebrování A5, kdy maximální rozdíl teplot oproti PV bez žeber byl až 3,4 °C. Při porovnání s konfigurací A1 bylo konfigurací A5 docíleno až o 7 W vyššího výkonu než konfigurací A1. V daný den byl rozdíl teplot pro variantu A5 a A1 byl 0,92-2,22 °C ve prospěch varianty A5. Rozdíl účinností PV mezi nejlepší a nejhorší variantou žebrování činil až 2 %.

Tab. 12-Konfigurace žebrování experimentu, obrázky a data převzata na základě [59]

	Konfigurace	Výška žeb. [cm]	Délka žeb. [cm]	Uspořádání	Počet žeb.	Celková délka žeber [cm]
	A1	7	60	Podélné (vertikální)	9	540
	A2	12	60	Podélné (vertikální)	9	540
	A3	7	60	Příčné (horizontální)	9	540
	A4	12	60	Příčné (horizontální)	9	540
	A5	7	20	Prostřídané vertikální	26	520
	A6	12	20	Prostřídané vertikální	26	520
	A7	7	20	Prostřídané horizontální	26	520
	A8	12	20	Prostřídané horizontální	26	520
	A9	7	20	Prostřídané vertikální	13	260
	A10	12	20	Prostřídané vertikální	13	260

Součástí studie bylo také porovnání výkonu panelu bez žebrování s panelem s žebrováním. Pro porovnání s PV bez žebrování byly vybrány konfigurace A1 a A2. Rozdíl nárůstu elektrického výkonu činil u varianty A1 až 10 % oproti variantě bez žebrování.

Tyto výsledky ukazují extrémní důležitost vhodného nastavení žebrování k dosažení optimálních chladících účinků. Z výsledků prezentovaných v literatuře vyplývá, že navýšení výkonu dosahuje spíše nižších hodnot, a to maximálně 10 %.

Další příklady provedení pasivního chlazení vodou a vzduchem s intenzifikačními prvky jsou uvedeny v následujícím shrnutí Tab. 13 [60] [61] [55].

Z uvedených experimentálních studií [58], [59] a [60] vyplývá, že navýšení výkonu PV díky žebrování může dosáhnout 5-10 % v závislosti na lokalitě experimentu a konfiguraci žeber. S těmito hodnotami se neshoduje studie [61], která udává navýšení výkonu až o 13,8 % při ideální konfiguraci žeber. Autoři [61] mohli nalézt skutečné optimum na rozdíl od ostatních výzkumných týmů (které se mohli optimu pouze přiblížit), a nebo lze tyto výsledky přisuzovat laboratorním podmínkám, za kterých experiment probíhal. Dle studie [61] bylo potvrzeno, že tvar žeber je jedním z důležitých parametrů správné funkce chlazení, kdy zakřivená žebra dosáhla lepších výsledků než obvykle využívaná podélná. Tento výsledek přisuzují větší ploše kontaktu s PV. Dalšími důvody může být snížení odporu vůči vzduchu či nárůst turbulence.

Tab. 13-Reference k pasivnímu chlazení vodou a vzduchem s intenzifikačními prvky

Reference	Způsob chlazení	Výkon PV	Vliv chlazení	Zjištění
Gomaa a kol. [60]	<ul style="list-style-type: none"> • hliníková obdélníková žebra • v tropických podmínkách 	<ul style="list-style-type: none"> • neuvedeno 	<ul style="list-style-type: none"> • ochlazení PV o 2 °C v průměru oproti referenčnímu PV bez chlazení • průměrné navýšení výkonu o 6 % 	<ul style="list-style-type: none"> • rychlost větru výrazně ovlivňuje účinnost žeber • při vyšší rychlosti větru (2,9-3,3 m/s) došlo k nárůstu výkonu až o další 2 % oproti referenčnímu PV za stejných podmínek
Firoozzadeh a kol. [61]	<ul style="list-style-type: none"> • chlazení PV za pomoci podélných přímých žeber a zakřivených žeber • parametrická studie • počet žeber (10, 20, 30, 40) 	<ul style="list-style-type: none"> • 60 W 	<ul style="list-style-type: none"> • u zakřivených žeber neměl vliv počet žeber na snížení teploty ani výkonu • v ustáleném stavu činilo ochlazení 15 °C a 10 žeber docílilo skoro stejného navýšení výkonu jako 40 žeber zhruba o 13,8 % • pro variantu přímých podélných žeber měl počet žeber vliv a nejvyššího snížení teploty bylo docíleno 40 žebry také o 15 °C 	<ul style="list-style-type: none"> • tvar žeber je důležitým faktorem efektu chlazení • vyšší počet žeber nemusí vždy znamenat jisté navýšení výkonu • jako důvod udávají snížení vzdálenosti mezi žebry, čímž se sníží součinitel přestupu tepla • zakřivená žebra se jeví výhodněji než nejčastěji používaná podélná žebra z důvodu

			<ul style="list-style-type: none"> • u podélných žeber pozorován rozdíl navýšení výkonu výsledky pro 10 a 40 žeber • rozdíl navýšení výkonu zhruba 6 %, konkrétně dosaženo zlepšení o (6,96, resp. 13.6 %) 	<p>vyššího nárůstu výkonu</p> <ul style="list-style-type: none"> • pro 5 kW systém PV může využití žebrování výrazným způsobem snížit počet modulů za výroby stejného množství energie
Nižetić a kol. [55]	<ul style="list-style-type: none"> • technicko-ekonomická analýza chlazení hliníkovými žebry 	<ul style="list-style-type: none"> • 250 W • 30 kW PV systém 	<ul style="list-style-type: none"> • stanovené navýšení výkonu 3-5 % 	<ul style="list-style-type: none"> • oproti ostatním metodám chlazení je hlavní výhodou úspora za chladicí médium a obecně nižší náročnost na integraci do zařízení • z finanční stránky se jeví využitelně v praktickém použití

Nižetić a kol. [55] ve své souhrnné studii sledují ekonomickou stránku pasivního chlazení vzduchem s intenzifikačními prvky. Cílem studie bylo stanovit finanční stránku metody pro reálný systém PV o výkonu 30 kW, který je umístěn na střeše budovy. Stanovení ekonomické stránky metody bylo provedeno metodikou LCOE. Pro variantu využití žeber k chlazení PV je stanoven nárůst výkonu o 3-5 %. Z nákladů je uvažována cena za systém PV (49 700 €), cena za uvažované chlazení 2 200 € (žebra, lepidlo, práce). Oproti ostatním metodám chlazení lze sledovat výrazně nízké investiční náklady. Údržba systému není uvažována, což lze považovat za výhodu metody. Cílem je hodnota LCOE 0,102 €/kWh a nižší. Pro tuto metodu byla vypočtena hodnota LCOE 0,093-0,095 €/kWh, a proto je z finanční stránky tato metoda v praxi použitelná.

Tab. 14 shrnuje poznatky zjištěné z rešerše a potvrzuje či doplňuje některé předpoklady, které byly stanoveny.

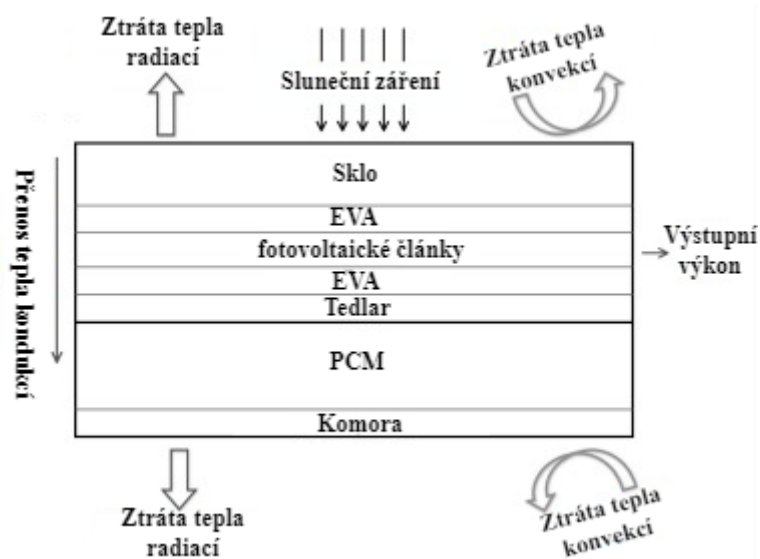
Tab. 14-Výhody a nevýhody pasivního chlazení vodou a vzduchem s intenzifikačními prvky

Výhody pasivního chlazení žebrováním	Nevýhody pasivního chlazení žebrováním
Jednoduchá integrace	V náročných prostředích vyžadována vysoká údržba-degradace, zanášení
Spolehlivost-absence akčních členů	Spolehlivost závislá na okolních podmínkách (směr proudění vzduchu, rychlost proudění, podnebí)
Ekonomicky udržitelná metoda chlazení	Nutnost optimalizace žeber
Vysoká variabilita	Nerovnoměrný odvod tepla
	Vysoký tepelný odpor
	Odvod tepla závislý na kvalitě pokrytí PV žebry

2.7.2 Pasivní chlazení materiálem s fázovou změnou

Principem chlazení materiálem s fázovou změnou je využití pevné látky, u níž při zahřátí na rozsah teplot tání dochází ke změně skupenství v rámci konstrukce PV. Výhodou změny skupenství je takřka konstantní teplota chladicí látky. Díky vysokému měrnému skupenskému teplu mají neobvyklou kapacitu pro absorbování tepla z PV za výrazně malého množství využívané látky. Tento děj probíhá i zpětně, po ochlazení PV na teplotu tání chladicího materiálu dochází k tuhnutí chladicí látky.

Na Obr. 24 [62] je vyobrazena typická konstrukce PV s využitím materiálu s fázovou změnou. Materiál je zpravidla zasazen na zadní část PV a umístěn v komoře z polypropylenu či jiných materiálů. Z obrázku lze vidět, že chlazení tímto materiálem probíhá kondukcí, která tvoří hlavní složku přenosu tepla. Konduktance je dominantní v první části, kdy dochází k tání materiálu. Následně začne převládat přenos tepla konvekcí. [62]



Obr. 24-Konstrukce chlazení PV s materiálem s fázovou změnou [62]

Existují tři hlavní druhy materiálů užívané pro PCM, a to anorganické materiály, organické materiály a eutektické materiály.

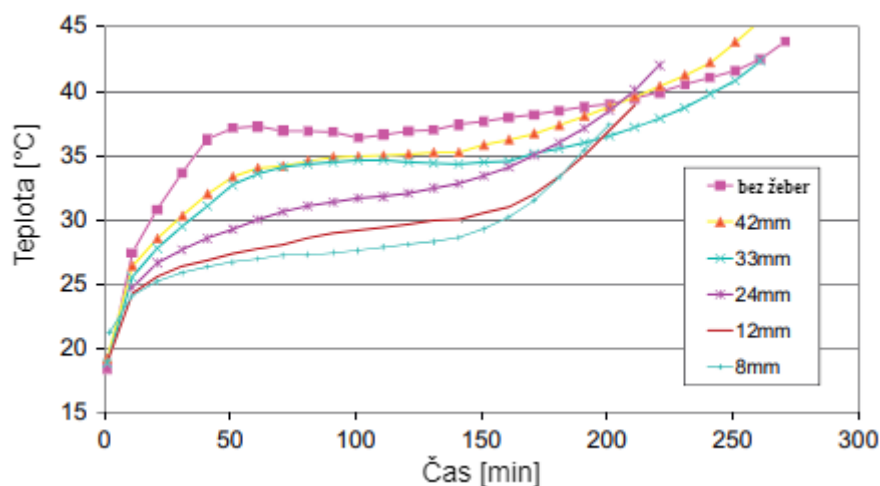
Anorganické materiály (hydráty solí) se vyznačují vysokou tepelnou kapacitou a vysokou tepelnou vodivostí. Mají výborné vlastnosti z hlediska přenosu tepla, navíc při tání nedochází k razantnímu navýšení objemu. Na druhou stranu disponují i vlastnostmi omezujícími jejich využití, např. při fázové změně může docházet k vysrážení solí a oddělování fází. Dalším problémem je přechlazení materiálu, kdy při krystalizaci může docházet ke zpoždění tvorby jádra a tím materiál zůstává tekutý. Z hlediska širšího využití pro PV je výrazným problémem, že způsobují korozi.

Z organických materiálů jsou nejvyužívanější parafínové, skládající se z řetězců n-alkanů. Parafíny mají typicky vysokou kapacitu latentního tepla, které je ale menší než u anorganických PCM. Hlavní výhodou těchto materiálů je, že nereagují s materiálem, ve kterém jsou uschovány, a nepůsobují korozi. Současně jsou výhodné z hlediska nízké ceny. Parafínové materiály mají nízkou tepelnou vodivost okolo $0,2 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Nedosahují takových výsledků z hlediska přenosu tepla při porovnání s anorganickými materiály.

Eutektické materiály se skládají alespoň ze dvou druhů materiálů s fázovou změnou. U těchto materiálů jsou obecně nízké hodnoty teplot tání a tuhnutí. Hlavní nevýhodou těchto materiálů je vysoká cena. [63]

Autoři [64] uvádí, že hlavní podíl na trhu na chlazení PV mají materiály s parafinovým základem a to z 77 %. Dále budou představeny možnosti pro chlazení PV parafinem. K navýšení tepelné vodivosti se využívá přidání nanočástic se systémem s PCM.

Huang a kol. [65] využili přidání žeber k navýšení přenosu tepla. Bylo potvrzeno, že intenzifikační prvky navyšují teplosměnnou plochu a kompenzují tak nedostatky využití parafinového PCM, který nedisponuje příliš vysokou hodnotou tepelné vodivosti. Přední a zadní stěny komory s PCM tvořil hliník, který má dobrou tepelnou vodivost, a tak podporuje odvod tepla. Žebra, taktéž z hliníku, byla umístěna na přední stěnu a mířila směrem do komory, čímž se zvýšila teplosměnná plocha ve styku s PCM. Celý systém byl zaizolován pěnou z polystyrenu. V rámci experimentu se zkoumala teplota přední stěny komory, která byla ozářena a kde by docházelo k přenosu tepla z PV. Bez chladicího materiálu by došlo k ohřátí předního plátu až na 63 °C. Z Obr. 25 lze pozorovat, že díky přítomnosti materiálu s fázovou změnou bez žeber došlo k ochlazení předního plátu na 42 °C po 250 minutách. Žebra napomohla přenosu tepla z přední stěny do materiálu s fázovou změnou, protože ochlazení bylo výraznější. Byly zkoumány změny teplot předního plátu pro odlišné rozteče žeber. Lze vidět počáteční strmý nárůst teploty předního plátu pro jednotlivé konfigurace. Po určitém čase tento nárůst pozvolní. V ten okamžik začíná pásmo, kdy je PCM nejefektivnější (od 50 do 200 minut), protože prochází fázovou změnou a dokáže absorbovat vysoké množství tepla. Dále vyplývá, že materiál může pouze zpomalit ohřívání předního plátu, ale nemůže ho přímo zastavit, i když vlastností PCM je změna skupenství za takřka konstantní teploty (v závislosti na složení PCM).

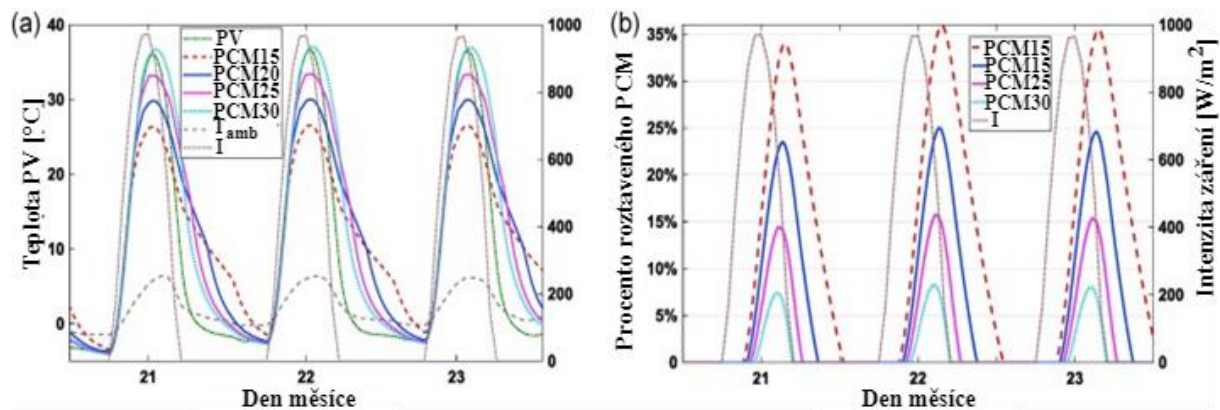


Obr. 25-Teplota předního plátu v závislosti na čase [65]

Proceduru výběru materiálu chlazení nastínili Velmurugan a kol. [66], kteří pro výběr vhodného materiálu identifikovali čtyři možné situace, přičemž zásadní je vztah mezi parametry $T_{\text{tání}}$ (teplota tání materiálu) a T_{amb} (okolní teplota):

- $T_{\text{tání}} = T_{\text{okolí}}$ – chlazení je neefektivní, protože k odběru tepla dochází jak z PV, tak z prostředí a fázová změna není přímo využita na chlazení PV;
- $T_{\text{tání}} < T_{\text{okolí}}$ – chlazení je neefektivní a PCM, který roztál příliš brzy, bude PV více ohřívát než chladit;
- pokud $T_{\text{tání}} > T_{\text{okolí}} + 6 \text{ °C}$, chlazení je neefektivní, materiál začíná chladit se zpožděním, kdy nedosáhne stavu tání v období, kdy je sluneční záření intenzivní;
- pokud $3 \text{ °C} + T_{\text{okolí}} \leq T_{\text{tání}} \leq 6 \text{ °C} + T_{\text{okolí}}$ – nejefektivnější chlazení, materiál neprochází změnou skupenství s výrazným zpožděním a zároveň je efektivní od brzkých hodin.

Zhao a kol. [62] zkoumali efekty chlazení PCM na PV o výkonu 100 W. Byl zkoumán referenční PV bez chlazení a porovnán s 4 PV, které byly chlazené čtyřmi různými druhy parafinového materiálu s různou teplotou tání. Data byla experimentálně sbírána v několika dnech v různých měsících a na jejich základě byl stanoven výpočetní model. Prvním ze sledovaných měsíců byl leden s maximem $T_{amb}=8\text{ °C}$ a $I_{rr}=900\text{ W/m}^2$. Z teplot PV a procentuálního rozpuštění materiálu s fázovou změnou zobrazených na Obr. 26 je jasné patrné, že v chladnějších lokalitách se musí chladit materiálem s nižším bodem tání (PCM15, číslovka označuje bod tání), protože dosahuje lepších výsledků ochlazení. Při porovnání s PCM30 lze vidět, že materiál s vyšším bodem tání prošel minimální fázovou změnou (7 % oproti 35 %) a ve výsledku bylo docíleno ohřátí PV. Tento jev naznačuje, že pokud nedojde k fázové změně, PCM se může stát díky své nízké tepelné vodivosti tepelným odporem a brání přenosu tepla mezi PV a okolím.



Obr. 26-Průběh teplot PV a procentuálního podílu roztátého materiálu v lednu [62]

Rozdělení materiálů dle teplot tání:

a)PCM15 (15-20 °C), b)PCM20 (20-25 °C), c)PCM25 (25-30 °C), d)PCM30 (30-35 °C)

Další část měření probíhala v červenci za max $T_{amb}=37\text{ °C}$ a $I_{rr}=900\text{ W/m}^2$, kdy jediný materiál, který dokázal efektivně chladit PV, byl materiál PCM30. Ostatní materiály rychleji prošly procesem tání, čímž vyčerpaly svou kapacitu, a proto neodvedly dostatečné množství tepla z PV. V noci materiály nestihly znovu ztuhnout, což dále omezilo efektivitu chlazení. Z toho lze vyvodit, že neexistuje univerzální parafinový PCM, který by bylo vhodné použít po celý rok.

Hlavním výstupem z experimentu bylo porovnání procentuálního navýšení výroby elektrické energie s použitím PCM. Bylo zjištěno, že materiál s nižším bodem tání je vhodný do zimních, brzkých jarních a pozdních podzimních měsíců. Naopak se potvrdilo, že materiál s vyšším bodem tání je vhodný v létě. Maximální procentuální navýšení výroby elektrické energie dosahovalo 5 %. Z celoročních výsledků bylo nejvhodnější využití materiálu PCM20 s bodem tání okolo 20 °C, který představoval kompromis z hlediska výkonu chlazení. Celkové roční navýšení elektrického výkonu činilo 2,5 %. Hlavním přínosem této studie je zhodnocení na základě numerického modelu pro celý rok. Oproti ostatním studiím autoři docílili sice nižší hodnoty navýšení výkonu, nicméně ostatní studie se obvykle omezují na experimenty za horkých letních dnů či ideálních laboratorních podmínek.

Z ekonomického hlediska autoři zjistili, že tato chladicí metoda není konkurenceschopná. Zvýšení výroby elektrické energie nedokázalo pokrýt investiční náklady na materiál, jehož cena byla uvažována na 4,33 \$/kg. Autoři zmiňují, že efektivitu chlazení by bylo možné navýšit již zmíněnými nanočásticemi či konstrukčními prvky jako je přidání žeber.

Ma a kol. [67] shrnuli požadavky na PCM využívané pro chlazení PV. Při aplikaci v praxi je nutné postupně podle hierarchie tyto požadavky vyhodnotit pro jednotlivé materiály. Postup při rozhodování o vhodném materiálu vyobrazuje pyramida priorit (posloupnost priorit parametrů od základny po vrchol) na Obr. 27.



Obr. 27-Pyramida nutných vlastností materiálu s fázovou změnou [67]

Tab. 15 zmiňuje PCM využívané pro chlazení PV. Lze vidět, že se zvyšující se teplotou tání klesá hodnota měrného latentního tepla, u organických materiálů v rozmezí 150-250 kJ/kg [68]. Eutektickým materiálům lze vhodně přizpůsobit vlastnosti dle podílu jejich složek na daném PCM. U eutektických materiálů není možno určit hodnotu měrné tepelné kapacity, protože závisí na složení. Pro anorganické materiály vyplývá, že mají poměrně vysokou hodnotu měrného latentního tepla a vyšší hustotu než ostatní druhy materiálů. Vyšší hustota snižuje požadovaný objem pro PCM. Porovnáním pro stejnou hmotnost s organickým PCM lze docílit nižšího požadovaného objemu pro anorganický PCM, což může být z hlediska umístění v konstrukci výhodou.

Tab. 15-Přehled materiálových vlastností používaných PCM pro chlazení PV [67] [69] [68], O-organický, A-anorganický, E-eutektický

Materiál	Teplota tání [°C]	Měrné latentní teplo [kJ/kg]	Hustota [kg/m ³]		Tepelná vodivost [W/(m·K)]		Měrná tepelná kapacita [kJ/(kg·K)]	Typ
			Pevná fáze	Kapalná fáze	Pevná fáze	Kapalná fáze		
RT18HC	17-19	225	880	770	0,2		2	O
RT25	26,6	232	785	749	0,19	0,18	1,41-1,49	O
RT35HC	34-36	197	880	770	0,2		2	O
RT42	38-43	144	880	760	0,2		2	O
RT60	55-61	108	880	770	0,2		2	O
SP22	24,6	182	1 490	1 430	0,6		2,5	A
CaCl·6H ₂ O	29-30	213	1 710		1,09		1,4	A
Na ₂ SO ₄ ·10H ₂ O	32	251	1 485		0,9		1,76-3,3	A
C-L	20-24	172	883	863	0,139		N/A	E
C-P	23-24	196	883	840	0,143		N/A	E

Dalšími možnostmi provedení pasivního chlazení materiálem s fázovou změnou se zabývali autoři zmínění v následující Tab. 16, která shrnuje přehled hlavních zjištění těchto autorů [70] [71] [72] [55]. PV pod působením chlazení s PCM může navýšit svůj výkon v rozmezí 2-10 %. Kromě volby parametrů PCM bylo zjištěno, že volba vhodného materiálu společně s materiálem komory je podstatná [70]. Bylo zjištěno, že rozdělení komory do více částí (nárůst

teplosměnné plochy s materiálem) je možným řešením, jak zefektivnit tuto metodu chlazení [72].

Tab. 16-Reference k pasivnímu chlazení materiálem s fázovou změnou

Reference	Způsob chlazení	Výkon PV	Vliv chlazení	Zjištění
Hasan a kol. [71]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení PV pomocí RT42 provozní experiment po dobu celého roku 	<ul style="list-style-type: none"> 40 W 	<ul style="list-style-type: none"> průměrné navýšení výkonu za rok o 5,9 % průměrné snížení teploty o 10,5 °C 	<ul style="list-style-type: none"> vhodná volba materiálu pro dané teplotní podmínky je klíčová v letních nočních hodinách nestačil materiál ztuhnout v zimním období neprošel celkovým táním maximální efekt chlazení v dubnu a říjnu
Hasan a kol. [70]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení PV pomocí pěti PCM (RT20, C-L, C-P, $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$, SP22) různé stupně intenzity záření 500 W/m^2, 800 W/m^2, 1 000 W/m^2 (vliv chlazení hodnocen pro 1 000 W/m^2) PCM byly umístěny na zadní straně PV v komoře z různých materiálů (hliník, plexisklo) Parametrická studie (tloušťka stěn, materiál, PCM) porovnání s referenčním PV bez chlazení 	<ul style="list-style-type: none"> neuveďeno 	<ul style="list-style-type: none"> pro 1 000 W/m^2 CaCl_2 po době 50 minut snížení teploty až o 18 °C oproti referenčnímu PV pro 1 000 W/m^2 RT20 po době 50 minut snížení teploty až o 14 °C oproti referenčnímu PV CaCl_2 dosáhlo až po 11 hodinách k vyrovnání teplot s referenčním PV RT20 dosáhlo teploty referenčního PV po 4,5 hodinách 	<ul style="list-style-type: none"> z hlediska chlazení se nejvhodněji jeví CaCl_2 a C-P (anorganický a eutektický materiál) nejhoršího efektu chlazení dosáhlo RT20 (organický materiál) tepelná vodivost komory je klíčovým parametrem pro PCM s nízkou tepelnou vodivostí je vhodná komora s vysokou tepelnou vodivostí s navyšující intenzitou záření bylo zjištěno, že pro PCM s vyšší tepelnou vodivostí je vhodnější komora s nižší tepelnou vodivostí
Nižetić a kol. [72]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení zadní strany PV RT28 HC porovnávání s PV bez chlazení, s PV chlazeným jednou komorou a variantou PV s 8 komorami 	<ul style="list-style-type: none"> 20 W 	<ul style="list-style-type: none"> pro variantu chlazení s 8 komorami (naplněnými RT28 HC) činilo navýšení 	<ul style="list-style-type: none"> díky využití většího počtu komor došlo k snížení množství chladicího materiálu o 47 % a snížení využitého materiálu na komoru o 36 %

	<ul style="list-style-type: none"> experiment probíhal od dubna do července 		<ul style="list-style-type: none"> výkonu 10,7 % pro variantu s jednou komorou navýšení činilo 2,5 % snížení teploty lze pozorovat pouze v řádu jednotek stupňů pro obě varianty 	<ul style="list-style-type: none"> napříč dostupnou literaturou autoři udávají, že navýšení výkonu o 10,7 % je nejvyšší hodnota, což zdůvodňují využitím více komor varianta s jednou komorou vykazovala investiční náklady (materiál+konstrukce) o 41 % vyšší a varianta s více komorami pouze o 21,7 % vyšší než referenční PV bez chlazení
Nížetič a kol. [55]	<ul style="list-style-type: none"> studie technicko-ekonomické analýzy chlazení PCM chlazení zadní strany PV s PCM 	<ul style="list-style-type: none"> 250 W jednotlivé PV 30 kW systém PV 	<ul style="list-style-type: none"> navýšení výkonu o 3-7 % v závislosti na lokalitě 	<ul style="list-style-type: none"> navýšení životnosti PV díky chlazení na 30-40 let na základě výpočtu dle LCOE by vycházela cena elektřiny na 0,171-0,176 €/kWh

Nížetič a kol. [55] ve své souhrnné technicko-ekonomické analýze zkoumali využití PCM k chlazení systému PV. Cílem studie bylo stanovit ekonomickou stránku chlazení PCM pro systém PV o 30 kW. Výpočet provedli na základě metodiky LCOE.

Navýšení výkonu pro systém s chlazením PCM činilo 3-7 %. V nákladech je započtena cena za systém PV (49 700 €, 204,6 m²) a cena za PCM (50 000 €, 244 €/m²), výdaje za komory (5 300 €). Náklady na údržbu nejsou započteny. Prodloužená doba životnosti je uvažována na 30-40 let. Pro daný systém by LCOE činilo 0,171 €/kWh-0,176 €/kWh. Cílem byla hodnota LCOE pro referenční systém bez chlazení 0,102 €/kWh. Z toho důvodu tato metoda není v praxi využitelná. Autoři udávají, že PCM by musel stát 32 €/m² místo původní ceny 244 €/m², aby docílil LCOE 0,102 €/kWh a nižší.

Tab. 17 shrnuje poznatky zjištěné z rešerše a potvrzuje či doplňuje některé předpoklady, které byly stanoveny.

Tab. 17-Výhody a nevýhody pasivního chlazení materiálem s fázovou změnou

Výhody pasivního chlazení materiálem s fázovou změnou	Nevýhody pasivního chlazení materiálem s fázovou změnou
Jednoduchost konstrukce	Vysoké investiční náklady při porovnání s ostatními pasivními metodami chlazení
Nízké provozní náklady	Koroze materiálů konstrukce
Spolehlivost-absence akčního členu	Toxicita chladicího materiálu
Variabilita materiálů	Nutná optimalizace návrhu komory/volby materiálu
	Materiál při nevhodném návrhu může působit jako tepelný odpor
	Závislost na okolních podmínkách

2.7.3 Chlazení PV tepelnou trubicí

Tepelné trubice jsou pasivní tepelný systém s nízkým tepelným odporem a poměrně účinným přenosem tepla. Principem tepelných trubic je odpařování pracovní látky ve výparníkové části a její zpětná kondenzace par v kondenzační části. Rozdíl tlaků v tepelné trubicí zajišťuje pohyb odpařeného média, a proto je řazena tato technologie do pasivních metod. Tato technologie je primárně využívána u trubkových solárních kolektorů, které jsou zmíněny v kapitole 3.1.2, ale lze tuto technologii aplikovat i na hybridní systémy PV/T či pro chlazení PV. Avšak pro případ chlazení PV je nevýhodou této metody, že k přenosu tepla prochází přes stěnu PV a přes stěnu tepelné trubice, což vykazuje nízkou účinnost přenosu tepla a nárůst tepelného odporu. [73]

Existuje mnoho druhů tepelných trubic. Nejpoužívanějším druhem tepelných trubic je dle [74] tepelná trubice s porézním materiálem nejčastěji vyrobená z mědi či hliníku [74]. Tab. 18 popisuje základní druhy využívaných tepelných trubic a zmiňuje jejich výhody i nevýhody.

Tab. 18-Druhy tepelných trubic využívaných v solárních systémech [74]

Druh tepelné trubice	Výhody	Nevýhody
tepelná trubice bez porézního materiálu (dvoufázový termosifon)	jednoduchý design, nízká cena, vysoká spolehlivost, rozměrová variabilita	kondenzátor musí být nad výparníkem, nutnost optimalizace rozměrů
tepelná trubice s porézním materiálem	může pracovat v horizontálním uspořádání, rozměrová variabilita, spolehlivost	kvůli vrstvě porézního materiálu vyšší tepelný odpor, průměrná cena, nutnost optimalizace rozměrů
tepelná trubice integrována s plochým absorbérem	nízká cena, miniaturní design, spolehlivost	nízký přenos tepla, nízká účinnost
smýčková tepelná trubice	funkční v jakékoliv orientaci, flexibilní design, využití na dlouhé vzdálenosti, vysoký tepelný výkon	vysoká cena

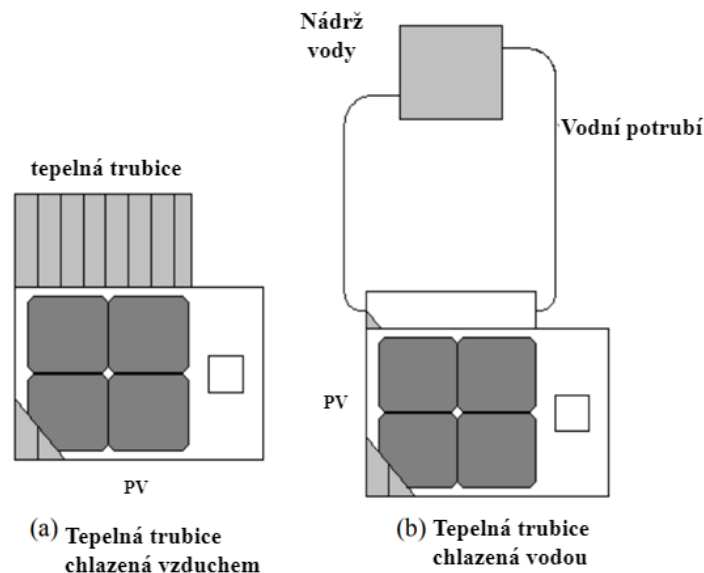
Autoři [74] zmiňují, že pro správnou funkci tepelných trubic s porézním a bez porézního materiálu je nutné vhodně stanovit geometrické vlastnosti. Jako klíčové popisují stanovit nižší poměr mezi celkovou délkou tepelné trubice L_t a jejím průměrem D_t (L_t/D_t). Dalším důležitým parametrem je poměr mezi výparníkovou a kondenzační částí tepelné trubice, kdy délka výparníkové části by měla být 5,6-8,25krát větší než délka kondenzační části v závislosti na typu tepelné trubice.

Kromě vhodné volby geometrie tepelných trubic je nutné zhodnotit využívané médium. Nejlepších teplosměnných vlastností dosahuje voda, ale je omezena pro určité rozsahy teplot. Lze konstatovat, že voda je vhodná pro využití za vysokých teplot. Pro oblasti, kdy teploty v určitém ročním období mohou dosahovat 0 °C, hrozí zamrznutí tepelné trubice a její trvalé poškození. Současně využití vody v tepelné trubicí pro pásmo teplot do 40 °C je výrazně omezeno, protože tepelná trubice s vodou začíná pracovat až nad tuto teplotu. Z těchto důvodů se v určitých konfiguracích využívají média jako aceton, methanol či ethanol, která ale nedosahují takových teplosměnných vlastností jako voda.

Pro využití k chlazení PV autoři výlučně doporučují tepelnou trubicí integrovanou s plochým absorbérem, kdy není nutno lepit, pájet či svařit tepelnou trubicí s povrchem PV, což výrazně navyšuje tepelný odpor. Využitím tepelné trubice k chlazení PV může být navýšena účinnost až na 15-30 % [74].

Tang a kol. [73] provedli studii, kdy chladili PV o výkonu 10 W přilepenou tepelnou trubicí a porovnávali její chlazení vzduchem a vodou, což mělo přímý vliv na chlazení PV. Nejvyšší denní teploty činily 36 °C a průměrné rychlosti vzduchu 0,51 m/s. Kromě vlivu na samotný PV

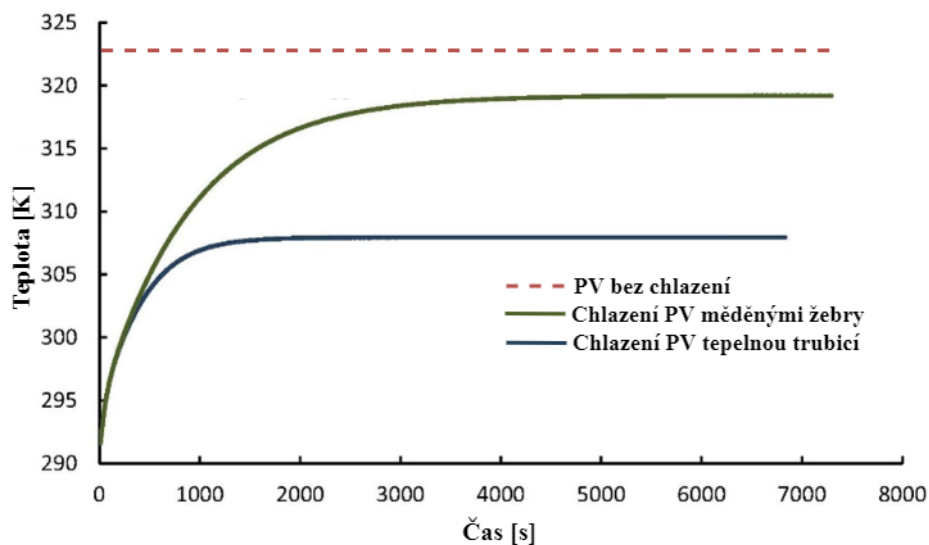
tyto faktory výrazně ovlivňují funkčnost tepelných trubíc dochlazených vzduchem. Uspořádání experimentu je vyobrazeno na Obr. 28, kdy vlevo lze vidět variantu (a) PV s tepelnou trubicí chlazenou vzduchem a napravo variantu (b) PV s tepelnou trubicí chlazenou vodou. Hlavním rozdílem mezi konfiguracemi je, že u varianty (a) je uvažováno maření tepla, zatímco pro variantu (b) by odebrané teplo mohlo být využito při integraci s výměníkem.



Obr. 28-a) chlazení PV tepelnou trubicí chlazenou vzduchem, b) chlazení PV tepelnou trubicí chlazenou vodou [73]

Bylo zjištěno, že tepelná trubice chlazená vzduchem dokázala ochladit PV maximálně o 4,7 °C a navýšit výkon maximálně o 8,4 %, zatímco v případě chlazení trubice vodou byl ochlazen PV maximálně o 8 °C a výkon PV navýšen o 13,9 %.

Alizadeh a kol. [75] představili numerický výpočet pro využití jednoduché pulzující tepelné trubice k chlazení PV. Pro porovnání byl současně vytvořen model PV chlazený měděnými žebry a referenční PV bez chlazení. Výkon uvažovaného PV je 5 W. Při výpočtu byla nejdříve uvažována intenzita záření 1 000 W/m² a teplota okolního prostředí 17,85 °C. Pro referenční model bez chlazení byla vypočtena teplota 49,75 °C (322,9 K). Na základě výsledků znázorněných na Obr. 29 lze pozorovat, že při využití tepelné trubice bylo docíleno teploty PV okolo 33,65 °C v ustáleném stavu oproti 44,85 °C pro variantu s chlazením žebry. Současně bylo zjištěno, že ustáleného stavu teploty PV je dosaženo výrazně dříve, a to za 1 500 sekund (25 min) oproti 4 500 sekundám (75 min) pro PV chlazený žebry.

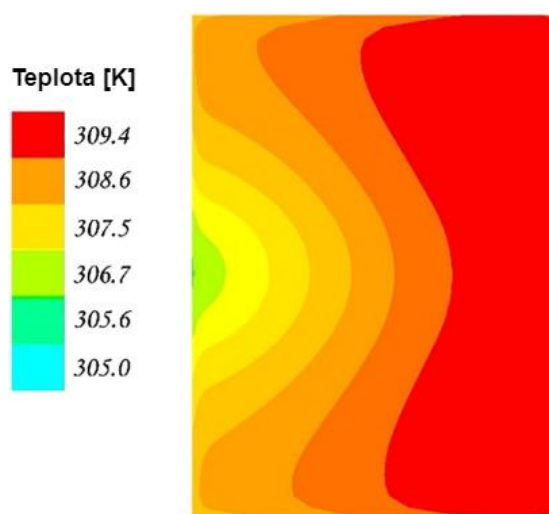


Obr. 29-Porovnání efektu chlazení PV pro variantu s jednochodou tepelnou trubicí a měděnými žebry [75]

Pro variantu intenzity záření $1\,000\text{ W/m}^2$ docílilo chlazení tepelnou trubicí navýšení výkonu až o 18 % oproti referenčnímu PV bez chlazení. Pro variantu chlazení měděnými žebry bylo zjištěno navýšení výkonu pouze 6 %.

Po stanovení rozdílu teploty, rychlosti dosáhnutí stability teploty a navýšení výkonu byl porovnán vliv na výkon PV také pro odlišné hodnoty intenzity záření. Bylo zjištěno, že pro nižší hodnoty intenzity záření (například 600 W/m^2) bylo navýšení výkonu PV minimální, a proto lze konstatovat, že navýšení výkonu by nedokázalo kompenzovat výrazné investiční náklady pro tyto metody chlazení.

Z těchto výsledků vyplývá, že chlazení tepelnou trubicí je výrazně efektivnější než chlazení žebry, avšak zároveň se ukázalo, že chlazení jednochodou trubicí produkuje nevhodné rozložení teplotního pole napříč PV. Chlazení okrajů PV je nižší, což lze vidět na Obr. 30. U míst nejvýraznějšího chlazení (přímé okolí tepelné trubice) je možno pozorovat rozdíl teploty až o $3,5\text{ °C}$ oproti okrajům PV.



Obr. 30-Rozložení teploty PV pro chlazení jednochodou pulzující tepelnou trubicí [75]

Dalšími možnostmi provedení pasivního chlazení využitím tepelných trubíc či tepelných trubíc s žebrováním se zabývali autoři zmínění v následující Tab. 19 [76] [77] [78].

Z uvedených studií chlazení PV pomocí tepelné trubice vyplývá, že se jedná o poměrně efektivní technologii pro chlazení, přičemž maximální navýšení výkonu PV činilo až 23 % [78]. Zbylé práce uvádějí zvýšení výkonu o 6-13 % v závislosti na podmínkách experimentu či výpočtu. Pro správné využití tepelné trubice v solárních systémech je nutné vhodně zvolit typ provedení tepelné trubice. Důležitý je způsob odvodu tepla z kondenzační části, kdy sestupně se jako nejlepší jeví chlazení vodou, chlazení nucenou konvekcí vzduchu a chlazení přirozenou konvekcí vzduchu. Dle studií [75] a [78] je žádoucí vhodně nastavit poměr mezi plochou pokrytí PV tepelnou trubicí a samotnou plochou PV, protože následně nedochází k nevhodnému rozložení teploty napříč PV. Tyto studie udávají, že v optimální konfiguraci by plocha PV pokrytá absorberem s tepelnou trubicí měla být co nejvyšší, přičemž při snížení nechlazené plochy PV až na $0,1A_0$ může být rozdíl teploty oproti nechlazenému PV až $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, ale při podílu nechlazené plochy $0,7A_0$ pouze $3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ekonomický aspekt této technologie v kontextu prostého chlazení lze těžce posoudit, protože se stále jedná o poměrně neprozkoumanou variantu chlazení PV. Hlavní potenciál této technologie spočívá ve využití hybridního systému PV/T.

Tab. 19-Reference k chlazení tepelnou trubicí

Reference	Způsob chlazení	Výkon PV	Vliv chlazení	Zjištění
Koundinya a kol. [76]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení měděnou tepelnou trubicí s žebrováním 	<ul style="list-style-type: none"> 5 W 	<ul style="list-style-type: none"> maximální ochlazení PV činilo $13,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ oproti referenčnímu PV navýšení výkonu až o 22 % 	<ul style="list-style-type: none"> odvod tepla přirozenou konvekcí lze zesílit žebrovanou tepelnou trubicí
Habeeb a kol. [77]	<ul style="list-style-type: none"> chlazení tepelnou trubicí 	<ul style="list-style-type: none"> 80 W 	<ul style="list-style-type: none"> ochlazení činilo 15-35 % oproti referenčnímu PV bez chlazení za podmínek teploty okolí a intenzitě záření v dubnu, květnu a červenci (intenzita záření $550\text{--}850\text{ W/m}^2$) za měsíc duben, květen a červenec činilo navýšení výkonu 4,6-12,1 % 	<ul style="list-style-type: none"> využití tepelných trubíc na bázi termosifonu s kondenzační částí umístěnou v proudu vody (5 l/h) se jeví jako vhodné řešení chlazení PV voda je efektivnější médium pro chlazení kondenzační části tepelné trubice, ale za cenu dodatečných provozních a investičních nákladů
Alizadeh a kol. [78]	<ul style="list-style-type: none"> numerický výpočet pro tepelnou trubicí integrovanou s absorberem chlazenou přirozenou konvekcí vzduchu, 	<ul style="list-style-type: none"> 1,5 W 	<ul style="list-style-type: none"> chlazením kondenzační části tepelné trubice přirozenou konvekcí byl PV ochlazen o $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, $6,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $14,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ pro intenzity osvětlení 350 W/m^2, 564 W/m^2 a $1\text{ }235\text{ W/m}^2$ chlazením kondenzační části nucenou konvekcí vody byl PV ochlazen 	<ul style="list-style-type: none"> v případě, kdy plocha PV je podobná absorberu s tepelnou trubicí může dojít k ochlazení až o $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (za intenzity osvětlení $1\text{ }235\text{ W/m}^2$)

	<p>nucenou konvekcí vody</p> <ul style="list-style-type: none"> • porovnání s chlazením vody v konfiguraci uzavřeného oběhu v kanálech • výpočet pro intenzity záření 350 W/m², 564 W/m² a 1 235 W/m² 		<p>o 10,4 °C, 12,4 °C a 22,2 °C pro intenzity osvětlení 350 W/m², 564 W/m² a 1 235 W/m²</p> <ul style="list-style-type: none"> • chlazením uzavřenými kanály s vodou byl PV ochlazen o 18 °C, 19 °C a 35 °C pro intenzity osvětlení 350 W/m², 564 W/m² a 1 235 W/m² • nárůst výkonu PV s tepelnou trubicí chlazenou přirozenou konvekcí o 3,5 %, 7,5 % a 23 % pro intenzity záření 350 W/m², 564 W/m² a 1 235 W/m² • nárůst výkonu pro PV chlazený tepelnou trubicí chlazenou nucenou konvekcí vody o 11,8 %, 12,5 % a 35,3 % pro intenzity záření 350 W/m², 564 W/m² a 1 235 W/m² • nárůst výkonu pro PV chlazený uzavřenými kanály s vodou o 13 %, 14 %, 37 % pro intenzity záření 350 W/m², 564 W/m² a 1 235 W/m² 	<ul style="list-style-type: none"> • v případě, kdy plocha není dobře nastavena a PV je výrazně větší, než plocha absorberu, s nímž je tepelná trubice spojena, může být rozdíl teplot referenčního a chlazeného PV pouze 3 °C (za intenzity osvětlení 1235 W/m²) • chlazení tepelnou trubicí je efektivní za vyšších hodnot intenzity záření • chlazení tepelnou trubicí není výkonnější než aktivní chlazení vodou v uzavřeném systému
--	--	--	---	--

Tab. 20 shrnuje poznatky zjištěné z rešerše a potvrzuje či doplňuje některé předpoklady, které byly stanoveny.

Tab. 20-Shrnutí výhod a nevýhod pasivního chlazení tepelnou trubicí

Výhody pasivního chlazení tepelnou trubicí	Nevýhody pasivního chlazení tepelnou trubicí
Velice efektivní pasivní metoda chlazení	Vysoké investiční náklady závislé na technologii tepelné trubice
Nízké provozní náklady	Obtížnost integrace
Variabilní provedení-médium, geometrické parametry, konstrukce	Nevhodný návrh způsobí nerovnoměrný odvod tepla
Nezávislost vodou chlazených trubic na okolních podmínkách	Závislost vodou chlazených trubic na funkčnosti akčního členu
Absence akčního členu pro chlazení přirozenou konvekcí vzduchu	Omezená spolehlivost tepelných trubic chlazených vzduchem v závislosti na okolních podmínkách
	Vysoký tepelný odpor ve spoji s PV
	Chladicí výkon závislý na pokrytí plochy PV tepelnou trubicí

2.8 Shrnutí poznatků o metodách chlazení PV

Před samotným shrnutím výhod, nevýhod, možností provedení a výsledků z hlediska chlazení u aktivních a pasivních metod je nutné uvést na pravou míru, v jaké části svého vývoje se chlazení PV nachází. To lze popsat na základě *Technology Readiness Level* (úroveň technologické připravenosti, TRL) [79]. TRL popisuje, že každá technologie musí před uvedením na trh projít devíti fázemi (viz Obr. 31) [80].

V současné době se dle zjištěných informací nachází technologie v přímém využití v praxi, tedy bodu 9, hlavně v podobě hybridního systému PV/T.

Rešeršovaná zařízení a metody, jejichž výsledky byly publikovány ve vědeckých člancích, se většinou pohybují na TRL 6-7, protože jejich cílem je zjistit nové poznatky a stanovit vhodné konfigurace k dalšímu rozvoji. Pro účely experimentů dochází k tvorbě funkčních vzorků, které jsou aplikovány ve venkovním prostředí, ale většinou se jedná o aplikaci chladicí technologie na jednotlivé moduly, ale ne pro celé soustavy PV, které bývají obvyklé v průmyslu nebo jsou aplikovány v rámci energetického systému budov.



Obr. 31- Úroveň technologické připravenosti [80]

Kapitola 2.6 této práce shrnuje aktivní metody chlazení PV, kdy byly představeny způsoby chlazení vodou, vzduchem a nanotekutinami. Kapitola 2.7 představila pasivní metody chlazení vodou/vzduchem s možným využitím intenzifikačních prvků, chlazení materiálem s fázovou změnou a chlazení tepelnou trubící. U obou metod bylo prokázáno, že umožňují dosažení výrazně vyšší účinnosti v extrémních podmínkách, kde jsou vyšší hodnoty teplot a intenzity záření.

Následující Tab. 21 zmiňuje rozsahy procentuálních hodnot ochlazení a navýšení výkonu PV pro jednotlivé způsoby chlazení.

Tab. 21-Krajní hodnoty změny teploty a výkonu pro způsoby aktivního a pasivního chlazení PV

Způsob chlazení	Změna teploty	Změna výkonu
Aktivní chlazení vzduchem	16-51 %	3-44 %
Aktivní chlazení vodou	22-73 %	7-30 %
Aktivní chlazení nanotekutinou	15-40 %	o 3-32 % oproti chlazení vodou
Pasivní chlazení vodou a vzduchem	12-15 %	2-13 %
Pasivní chlazení vodou a vzduchem s intenzifikačními prvky	5-22 %	5-16 %
Chlazení materiálem s fázovou změnou	2-21 %	3-11 %
Chlazení tepelnou trubicí	15-35 %	4,6-13 %

Krajní hodnoty navýšení výkonu a teplot uvedené v tabulce výše je nutné brát jako extrémní hodnoty, a proto reálný vliv chlazení se bude nacházet v rozmezí těchto rozsahů. U experimentálně zjištěných hodnot je nutné brát v potaz nastavené podmínky, jako je lokalita experimentu, prostředí experimentu, aktuální podmínky, které jsou u každého experimentu nastaveny odlišně.

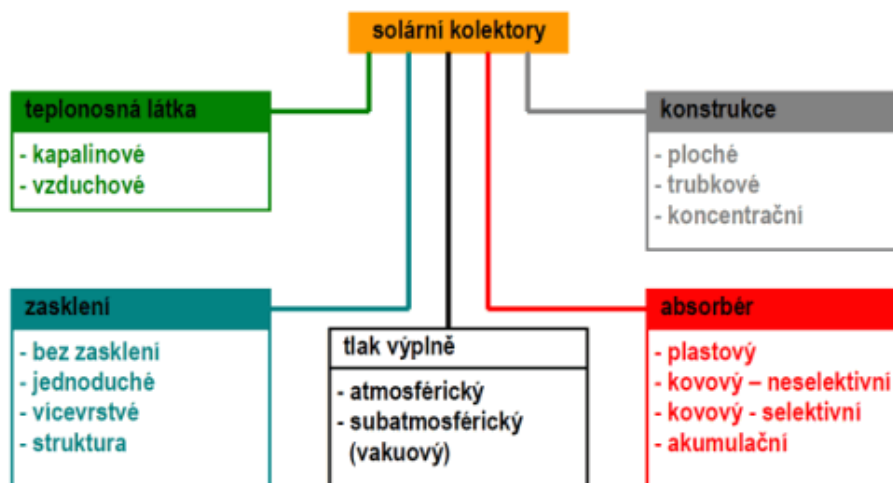
Pro metodu aktivního chlazení vzduchem byla nejčastěji zjištěná hodnota navýšení výkonu 5-15 %. Pro variantu chlazení vodou byla nejčastěji zmiňovaná hodnota navýšení výkonu 7-30 %. Změna výkonu chlazení nanotekutinou je většinou porovnávána s aktivním chlazením vodou. Chlazení nanotekutinou probíhá v nepřímém systému (médium není přímo ve styku s plochou PV), a proto se jeví jako méně účinná metoda (než přímé systémy chlazení vodou). Při porovnání s nepřímým chlazením vody docílil PV chlazený nanotekutinou až o 32 % navýšení výkonu oproti chlazení nepřímým systémem vody. Z toho vyplývá, že nanočástice jsou efektivní, ale bariérou je nutnost provedení v nepřímém systému, což snižuje chladicí výkon. Maximální hodnoty pro aktivní chlazení poukazují na změnu až o 73 % původní teploty. Ze zmíněných studií pro chlazení vodou, vzduchem a nanotekutinou byla nejčastější změna teploty zjištěna v rozmezí 20-50 %.

Pasivní metody chlazení PV mají výrazně nižší efektivnost než metody aktivního chlazení PV. Z hlediska snížení teploty byly zjištěny velmi podobné výsledky (10-25 %) u všech pasivních metod. Chlazení tepelnou trubicí se prokázalo jako nejefektivnější metoda s ochlazením až o 35 %. U pasivních metod lze očekávat podobný nárůst výkonu 5-15 % pro všechny uvažované metody.

Z ekonomického hlediska bylo zjištěno, že vysoké investiční a provozní náklady jsou hlavní bariérou pro využití aktivních i pasivních metod v praxi. Bylo potvrzeno, že aktivní metody chlazení jsou nákladnější než pasivní, a proto je nutné zefektivnit proces chlazení (viz vodní chlazení s cyklováním ostříku). U žádné z metod nebyl zjištěn výsledný ekonomický přínos. Pasivní metody mají velmi nízké provozní náklady (údržba), přičemž pro většinu metod bylo zjištěno, že nárůst výkonu nekompensuje vysoké investiční náklady samotného subsystému chlazení. Ekonomicky přijatelnou metodou se jeví chlazení žebrováním, u které byla výpočtem představena realizace v praxi s ekonomickými přínosy. Pro chlazení tepelnou trubicí nebyl nalezen dostatek informací ke zhodnocení ekonomické stránky. Jedinou metodou chlazení PV s cílem maximalizovat účinnost výroby elektrické energie, která se aktuálně jeví ekonomicky přijatelná, je tedy investice do chlazení žebrováním. Pokud je však možné využít i tepelnou energii, nabízí se jako vhodný způsob vytvoření systému, který by propojil proces chlazení s užitím tepla. Následující kapitola popisuje využití slunečního záření ve formě tepelné energie.

3 Solární termální kolektory

Pro transformaci slunečního záření na využitelné teplo se využívají solární termální kolektory. Rozdělení těchto výměníků tepla je možné dle řady kritérií, některá jsou naznačena na schématu na Obr. 32 [81].



Obr. 32-Rozdělení solárních kolektorů [81]

Dalšími možnými způsoby dělení systémů solárních kolektorů, které nejsou zmíněny na Obr. 32, jsou

- a) dle okruhu ohřevu média:
 - přímé či otevřené systémy, v nichž médium je přímo zužitkováno v solárním kolektoru;
 - nepřímé systémy, kde ohřívání teplonosné médium prochází výměníkem tepla a ohřívá dále používané pracovní médium.
- b) dle způsobu dopravy teplonosného média:
 - přirozené systémy – k cirkulaci média dochází přirozenou konvekcí (především doprava vody, tzv. termosifónový systém);
 - systémy s nucenou cirkulací – k cirkulaci teplonosného média jsou využívána čerpadla či ventilátory. [12]

3.1 Konstrukce solárních kolektorů

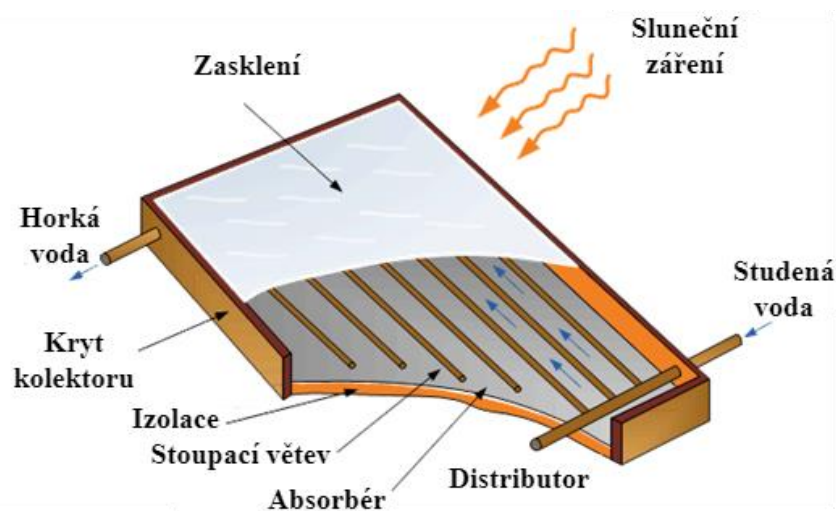
Základní rozdělení solárních kolektorů dle konstrukce je na nekoncentrované (ploché, trubkové) a koncentrované. Koncentrované solární kolektory mají konkávní reflektivní plochu, která soustředí záření z větší plochy na plochu menší. Z toho vyplývá, že plocha dopadu není totožná s plochou absorpce záření. Oproti tomu u nekoncentrovaných solárních kolektorů je plocha dopadu totožná s plochou absorpce.

Dále bude pozornost věnována již pouze plochým deskovým a trubkovým solárním kolektorům, protože jsou z hlediska výskytu na trhu nejrozšířenějšími druhy.

3.1.1 Ploché solární kolektory

Deskový solární kolektor je jedním z druhů nekoncentrovaných solárních kolektorů. Tento druh kolektoru se využívá pro aplikace do teplot okolo 80 °C, ačkoliv některé moderní inovace mohou docílit využití až do 200 °C [82]. Jednoduchý deskových solární kolektor se skládá z několika částí. Typickou konstrukci deskového solárního kolektoru lze vidět na Obr. 33. Při

dopadu slunečního záření na solární kolektor dochází k průchodu velké části záření zasklením. Značná část tohoto záření je pohlcena absorberem. Absorbér následně přenáší tuto energii na médium, které proudí kolektorem (např. v trubkách, jak je ukázáno na Obr. 33), které jsou součástí absorpčního plátu. Pod absorberem a z okolních stran je umístěna izolace, která zabraňuje úniku tepelné energie. Trubkové distribuční systémy, kterými může proudit teplotné médium, se skládají ze sběrných trubek (též označovány jako distribuční a kolektorové komory, či hlavní kanály) a stoupacích trubek (dílčí větve). Nejčastější dělení trubkových systémů je pak podle směru toku média, kdy na obrázku lze vidět typický distribuční systém solárních kolektorů typu Z (médium vstupuje do distributoru z jedné strany trubkového svazku a vytéká kolektorem na opačné straně trubkového svazku). Vnější část solárního kolektoru tvoří pouzdro, které chrání solární kolektor od prachu, vlhkosti a nečistot. [12] [83]



Obr. 33-Konstrukce deskového solárního kolektoru [83]

Nejčastěji vyžívaným materiálem k zasklení je sklo. Sklo je vhodné pro zasklení, protože vhodně splňuje jeho hlavní funkci. Dokáže propustit až 90 % krátkovlnného záření, ale nepropouští dlouhé vlny vyzařované absorberem ven ze solárního kolektoru. Dalším z využívaných materiálů jsou plasty, které jsou však limitovány degradací z důvodu působení ultrafialového záření. [82]

Speciální konstrukcí jsou nezasklené solární kolektory. Tyto jednoduché konstrukce se využívají hlavně pro předehřev vody využívané v domácnostech (ohřev bazénů) či zemědělském průmyslu. Rozsah teplot je výrazně omezen a jsou náchylné na okolní teplotu, a proto se využívají pro sezónní ohřev a malé teplotní diference. Jejich hlavní výhodou je nízká cena.

Izolace je umístěna na zadní straně absorberu a ze stran solárního kolektoru. Nejčastěji je využívána skelná vata. Možnou inovací je využití vakuové izolace.

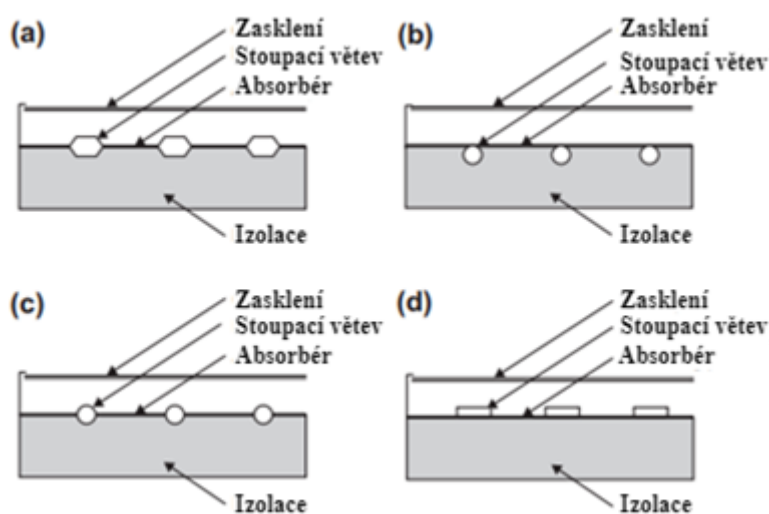
Úkolem absorberu je absorbovat přes zasklení maximální množství záření při minimální ztrátě tepla zpět do atmosféry přes pouzdro a zasklení. Za pomoci absorberu dochází k transportu tepla k médium v trubkách (či jiné konfiguraci). Materiál musí dosahovat vysokých hodnot absorpce a nízkých hodnot emisivity. Nejčastěji využívanými materiály jsou měď, hliník, nerezová či pozinkovaná ocel. Pro nízké hodnoty teplot (50 °C) lze využívat i plasty z EPDM. K navýšení absorpčních schopností se využívá povrchových úprav materiálu. Nejčastěji se využívá povrchová úprava černým chromem. Je důležité, aby povrch měl drsnost vyšší, než je vlnová

délka dopadajícího světla. Pokud drsnost není vyšší než vlnová délka světla, pak dochází k odrazu světla a absorpční deska se chová jako zrcadlo. Součástí absorpčního prvku mohou být trubky, žebra či průchody, kterými proudí dané médium.

Dále se solární kolektory dělí dle typu média na:

- kapalinové – teplotním médiem je nejčastěji voda;
- vzduchové – teplotním médiem je vzduch.

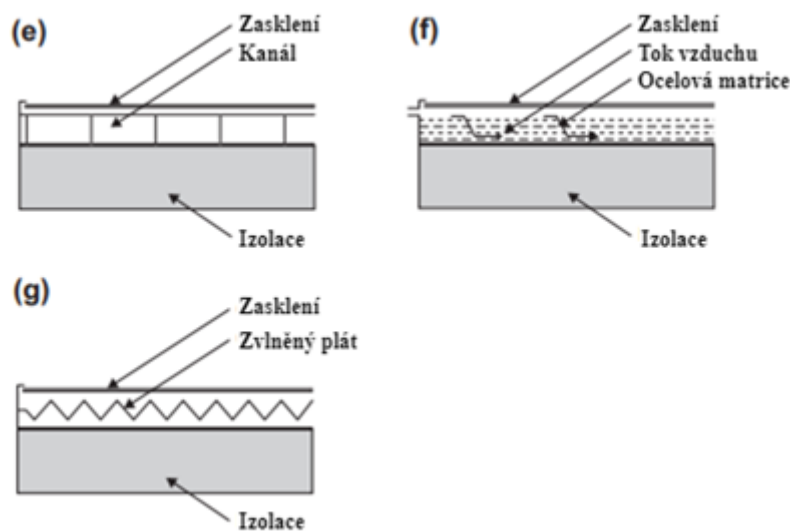
Pro deskový solární kolektor, jehož teplotním médiem je kapalina, musí být průchody média pevně spojeny s absorpční deskou. Hlavním problémem je skloubit vhodné podmínky pro správný přenos tepla mezi trubkami a absorpční deskou s nadměrnými náklady na materiál, obtížností výroby a montáže. Jedny z možných druhů provedení kapalinových deskových solárních kolektorů lze vidět na Obr. 34.



Obr. 34-Příklady provedení absorpční části kapalinového deskového solárního kolektoru [82]

Pro variantu uspořádání absorpční části kapalinového SC (b) a (c) lze vidět využití trubek, které jsou pájené či svařované k absorpční desce. Kromě trubek se využívají i kanály s obdélníkovým či např. šestiúhelníkovým průtočným průřezem, což lze vidět u varianty (d) a (a). Pro připevnění trubek lze využít levnější, ale méně efektivní způsoby jako svorky či kroucené dráty.

Pro vzduchový solární kolektor je nutné navrhnout konstrukci, která se dokáže vypořádat s výrazně nižšími hodnotami součinitele přestupu tepla vzduchu. Pro navýšení teplosměnného povrchu lze upravit tvar absorpčního prvku například zvýšením počtu chodů ϵ , zvlněným plátem (g) či maticí z oceli (f). Jednotlivé konfigurace lze vidět na Obr. 35.



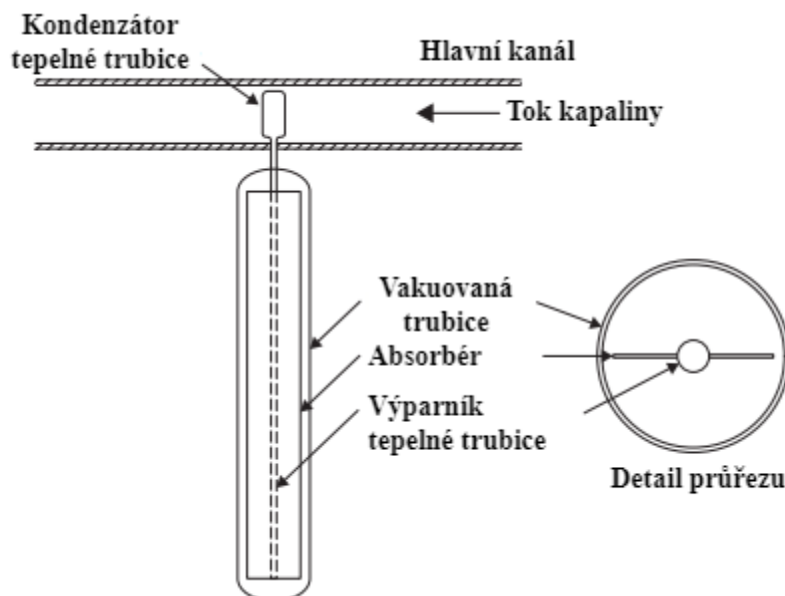
Obr. 35-Příklady provedení absorpční části vzduchového deskového solárního kolektoru [82]

3.1.2 Trubkové solární kolektory

Tato diplomová práce se bude dále věnovat kolektoru s klasickým trubkovým distribučním systémem pracujícím v atmosférických podmínkách. Jedná se o jednoduchou konstrukci, která může být integrována do plochého kolektoru, jak bylo ukázáno v předchozí části, ale může být použita i samostatně. Na trhu trubkových kolektorů mají však nejvýznamnější zastoupení trubkové kolektory využívající tepelné trubice, proto zde následuje popis i kolektorů této konstrukce.

Tento druh solárních kolektorů se obvykle skládá z několika řad skleněných trubek se selektivním povrchem, které jsou připojeny ke kolektorové trubce. Uvnitř skleněné trubice se může či nemusí nacházet vakuum, které tvoří prostředí pro absorbování tepla. Samotná tepelná trubice je nejčastěji vyrobena z mědi a je připojena k černému absorpčnímu plátu. Médium tepelné trubice musí být látka, která prochází opakovaně fázovou změnou, například směs destilované vody a propylenglykolu. Toto médium pak energií odpovídající latentnímu teplu ohřívá pracovní látku v kolektorové trubce. Typickou konstrukci trubkových vakuových solárních kolektorů lze vidět na Obr. 36.

Výhody trubkového solárního kolektoru spočívají ve využití vakua, které umožňuje kapalině se vypařovat za nižších teplot, než by bylo možné za atmosférického tlaku. Současně snižuje ztrátu tepla konvekcí a kondukcí. Díky snížení tepelných ztrát umožňují ohřev pracovních látek až v rozmezí teplot 50-200 °C. Trubkové solární kolektory dosahují vyšších účinností než ploché solární kolektory. Další výhodou je, že v případě poškození jedné z větví nemusí dojít k odstávce celého solárního kolektoru. Nevýhodou těchto kolektorů je vyšší cena než u plochých solárních kolektorů. [82]



Obr. 36-Konstrukce trubkových vakuových solárních kolektorů [82]

3.2 Způsoby navýšení výkonu solárních kolektorů

Následující kapitola této práce se bude věnovat možnostem přidání konstrukčních prvků či změny konstrukce solárních kolektorů, které by umožňovaly navýšení tepelného výkonu solárních kolektorů.

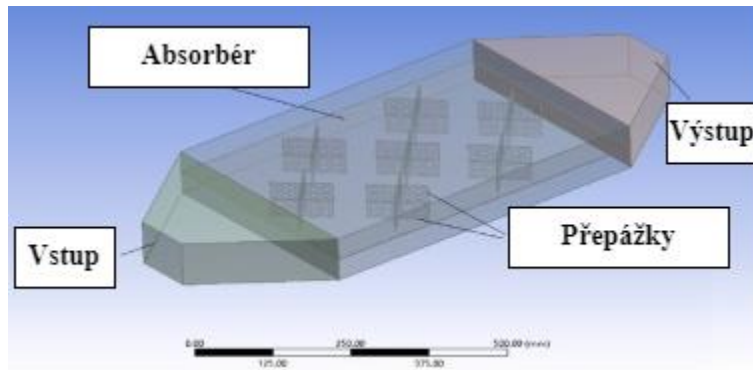
Vybrané metody navýšení výkonu solárních kolektorů:

- navýšení výkonu pasivními prvky;
- navýšení výkonu povlakováním;
- navýšení výkonu rovnoměrnou distribucí média.

3.2.1 Navýšení výkonu pasivními prvky

První možností úpravy konstrukce solárního kolektoru pro navýšení výkonu je přidání přepážek či žeber do kanálu, kde proudí médium. Zmíněné pasivní prvky jsou využívány v případě solárních kolektorů ohřívající vzduch. Hlavním cílem úpravy je zvýšit teplosměnnou plochu mezi médiem a absorbérem a navýšit turbulenci proudění za minimálního nárůstu tlakové ztráty.

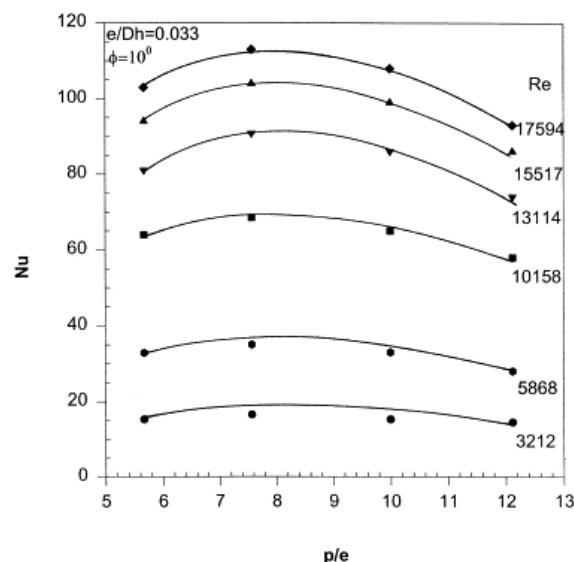
Khanlari a kol. [84] porovnávali numericky i experimentálně plochý vzdušný solární kolektor a) s rozdělením komory bez přepážek, b) rozdělením komory a přepážkami v jednom chodu, c) s paralelním chodem a přepážkami v obou chodech (viz Obr. 37). Přepážky měly tvar písmene X a byly děrovány. Rozdělením komory a umístěním přepážek mělo být docíleno nárůstu teplosměnné plochy. Bylo zjištěno, že přidáním přepážek se navýšila zdržná doba vzduchu v komoře. Přidáním přepážek do obou chodů bylo docíleno vhodnějšího rozložení tepla v kanálu. Pro variantu a) bylo docíleno maximálního rozdílu teplot mezi vstupem a výstupem 22 °C a pro variantu c) 24 °C. Pro variantu a) byl zjištěn rozsah tepelných účinností 62,1-66,3 % a pro variantu c) byl zjištěn rozsah tepelných účinností 71,1-75,1 %, a proto bylo prokázáno, že přidáním přepážek dojde k nárůstu výkonu solárního kolektoru. Pro variantu c) za průtoku vzduchu 0,009 kg/s bylo experimentálně zjištěno ochlazení absorbéru až o 7 °C díky využití přepážek oproti variantě a) bez přepážek.



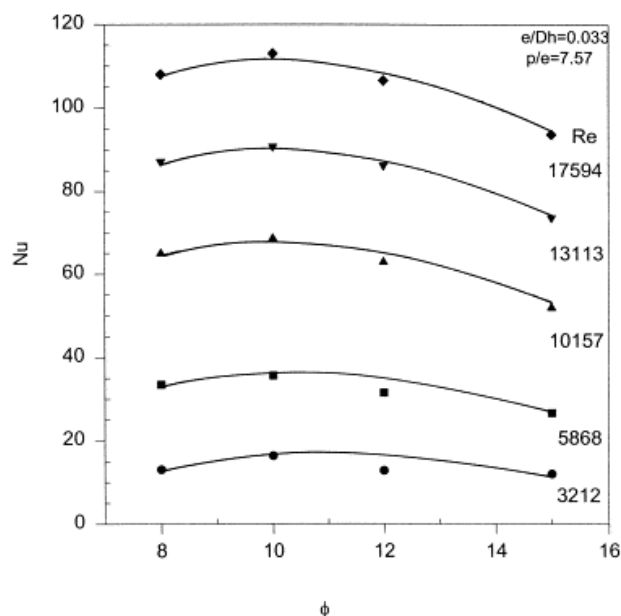
Obr. 37-Experimentální konfigurace solárního kolektoru s rozdělnými komorami a přepážkami v obou chodech [84]

Bhagoria a kol. [85] sledovali vliv geometrických parametrů žebér na hodnotu Nusseltova čísla a na hodnotu součinitele tření. Žebra měla trojúhelníkový tvar. Byla sledována relativní výška žebér vyjádřena e/D_h , kde e je výška žebér a D_h charakteristický rozměr komory, relativní rozteč vyjádřena p/e , kde p je rozteč mezi žebry a sklon žebér vůči ploše absorberu ϕ . Autoři zmiňují, že je nutné nastavit poměr e/D_h takový, aby žebra nezasahovala do přechodové vrstvy, neboť v případě vysoké výšky by docházelo ke značným tlakovým ztrátám, ale současně by neměla být ponořena pouze v mezní vrstvě, protože pro příliš nízká žebra pozorovali autoři stejné hodnoty přenosu tepla jako pro hladký kanál.

Experiment probíhal za rozsahu $Re=3\ 212-17\ 594$. Úhly sklonu žebér vůči absorberu byly sledovány v rozmezí $8-15^\circ$, přičemž nejvyšší hodnoty Nu bylo docíleno pro $\phi=10^\circ$. Rozsahy p/e byly testovány v rozmezí $5,87-12,12$, kdy nejvyšších hodnot Nu bylo dosaženo při poměru $p/e = 7,57$. Nárůstem nad optimální hodnoty ϕ a p/e byl zjištěn pokles Nu . Čím vyšší byla hodnota Re , tím výraznější nárůst a pokles Nu byl sledován, výsledky viz Obr. 38 a Obr. 39.



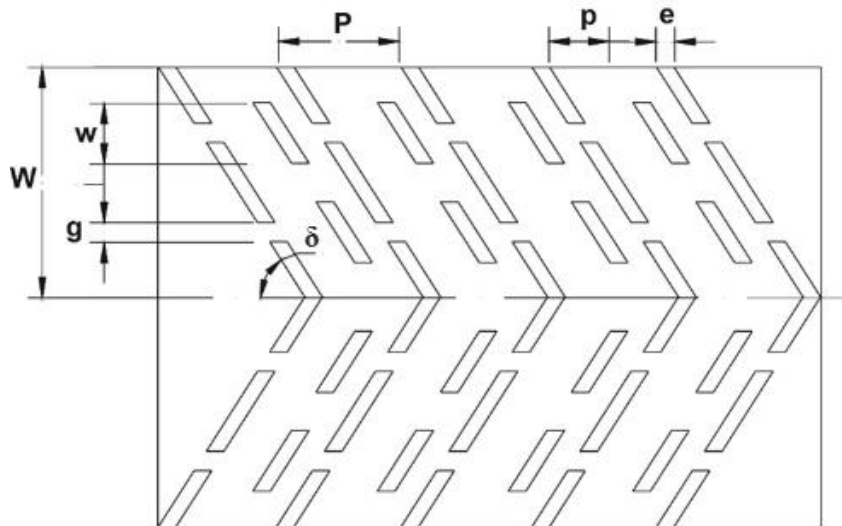
Obr. 38-Hodnoty Nu pro $e/D_h=0,033$ a $\phi=10^\circ$ pro jednotlivé konfigurace p/e [85]



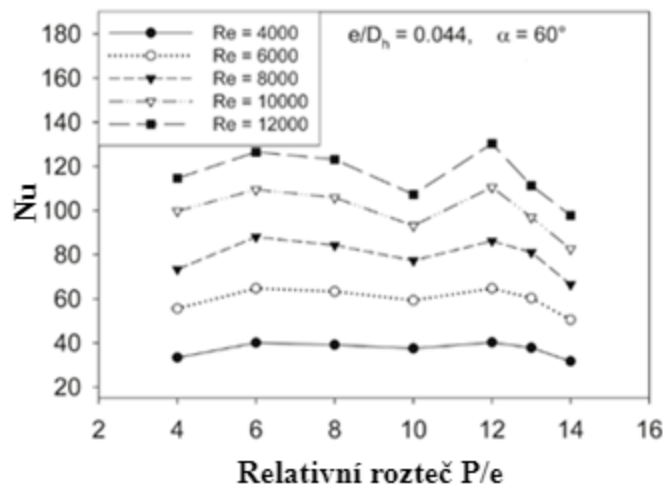
Obr. 39-Hodnoty Nu pro $e/D_h=0,033$ a $p/e=7,57$ pro jednotlivé konfigurace ϕ [85]

Součinitel tření nárůstem relativní rozteče p/e klesal pro všechny uvažované hodnoty Re . Čím vyšší byl sklon ϕ , tím vyšší byla hodnota součinitele tření. Pro e/D_h bylo zjištěno, že čím vyšší je tento poměr, tím vyššího Nu lze dosáhnout, ale za cenu nárůstu součinitele tření a tím navýšení tlakových ztrát. Bylo zjištěno, že po přidání žebér optimálních parametrů může narůst Nu až 2,4krát, ale součinitel tření může narůst až 5,3krát při nevhodně zvolených parametrech žebér.

Deo a kol. [86] představili využití žebér do tvaru písmene V s prostřídáním uspořádáním k navýšení přenosu tepla (viz Obr. 40). Autory byly zkoumány parametry $p/e=4-14$, $e/D_h=0,026-0,057$, sklon žebér vůči ose vedené absorbérem $\delta=40-80^\circ$ za rozsahu $Re=4\ 000-12\ 000$. Pro tento typ žebrování dochází k nejvýraznějšímu nárůstu Nu u hodnot p/e 6 a 12. Mezi těmito hodnotami dochází k poklesu Nu , což lze vidět na Obr. 41. Nárůst Nu pro $p/e=12$ je přisuzován většímu prostoru k opětovnému spojení proudu před nárazem do žebér v následující řadě a nárůstu turbulence. Současně v těchto hodnotách p/e dochází k maximálnímu nárůstu součinitele tření. Nejvyšší nárůst Nu v závislosti na e/D_h byl stanoven pro hodnotu 0,044. Nad tuto hodnotu je sledován pokles Nusseltova čísla. Nejvhodnější sklon žebér byl stanoven na $60^\circ-70^\circ$. Pro vhodně zvolené geometrické parametry došlo k nárůstu Nu čísla až 3,34krát, ale současně došlo k nárůstu součinitele tření 3,38krát.



Obr. 40-Konfigurace žeber v kanálu solárního kolektoru [86]



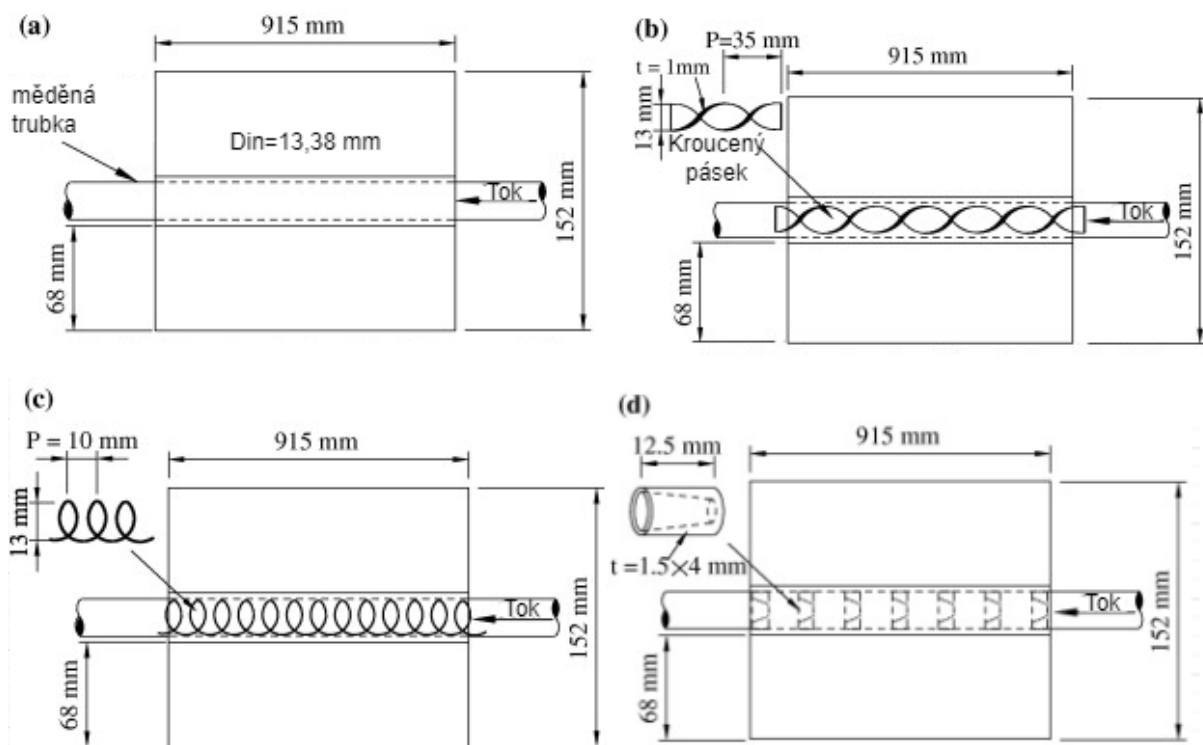
Obr. 41-Hodnota Nu pro $e/D_h=0,044$, $\alpha=60^\circ$ za odlišných hodnot p/e [86]

Ze zde prezentovaných studií je jasně patrné, že přepážky a žebra jsou účinná k zesílení turbulentního proudění a tím zvýšení přenosu tepla. Všechny autorské týmy se shodují, že je důležité vhodně zvolit geometrii těchto prvků a pečlivě nastavit jejich geometrické parametry. Vhodnými parametry, které usnadňují výběr optimální varianty provedení žeber, jsou relativní rozteč a relativní výška žeber.

Obecně jsou žebra extrémně variabilní prostředek pro navýšení teplosměnné plochy. V literatuře týkající se solárních tepelných kolektorů je možné se setkat s různými geometriemi např. žebra do tvaru písmene V, trojúhelníková, obdélníková a do tvaru písmene X. Je důležité proto zmínit, že prezentované studie [85] [86] a jejich konkrétní výsledky jsou pouze reprezentativním výtahem z odborné literatury. Stejných závěrů (tj. důležitosti geometrických parametrů p/e a e/D_h), jaké byly detailněji popsány u studií [85] [86], dosáhly i další výzkumníci u jiných typů žeber, přičemž dle charakteru žebrování je zmíněné geometrické parametry nutné upravovat.

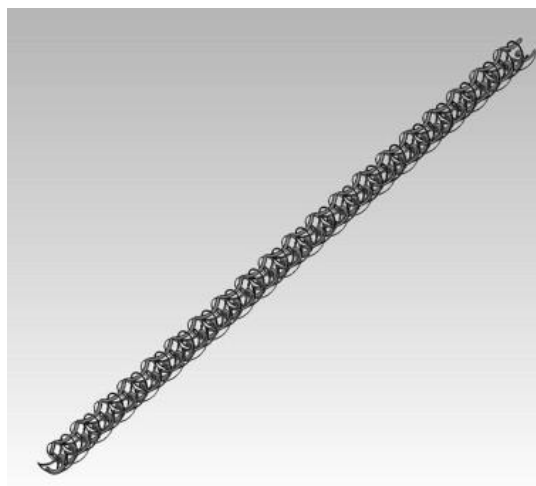
Druhou možností aplikace pasivních prvků jsou prvky intenzifikační. Cílem těchto prvků je navýšit turbulenci proudícího média, čímž dojde k nárůstu součinitele přestupu tepla. Tyto prvky jsou primárně využívány pro solární kolektory, ve kterých proudí kapalné médium.

Hobbi a kol. [87] laboratorně zkoumali vliv intenzifikačních prvků ve stoupacích trubkách kapalného deskového solárního kolektoru na přenos tepla. Zkoumali a) referenční variantu bez intenzifikačních prvků, b) kroucený pásek, c) kroucený drát, d) kuželové trysky (viz Obr. 42). Po sepnutí infračerveného ohříváče (maximální tepelný tok $15\,500\text{ W/m}^2$) dosáhla voda nárůstu teplot o $50\text{--}55\text{ }^\circ\text{C}$ pro všechny uvažované varianty solárního kolektoru. Autoři porovnávají tepelný tok stěnou pro jednotlivé varianty. Zkoumali vliv těchto prvků pro oblast Reynoldsova čísla $200 < Re < 1\,000$. Bylo zjištěno, že pro daný hmotnostní tok ($2\text{--}10\text{ g/s}$) se hodnoty tepelného výkonu lišily minimálně. Hlavní důvod neúčinnosti těchto pasivních prvků přisuzují vysokým hodnotám Grashofova, Richardsonova a Rayleighova čísla, které naznačují, že v solárním kolektoru je smíšená konvekce s převahou volné konvekce. Autoři tvrdí, že zesílení turbulentního proudění pasivními prvky je tlumeno vztlakovými silami, a proto je neúčinné pro přenos tepla.



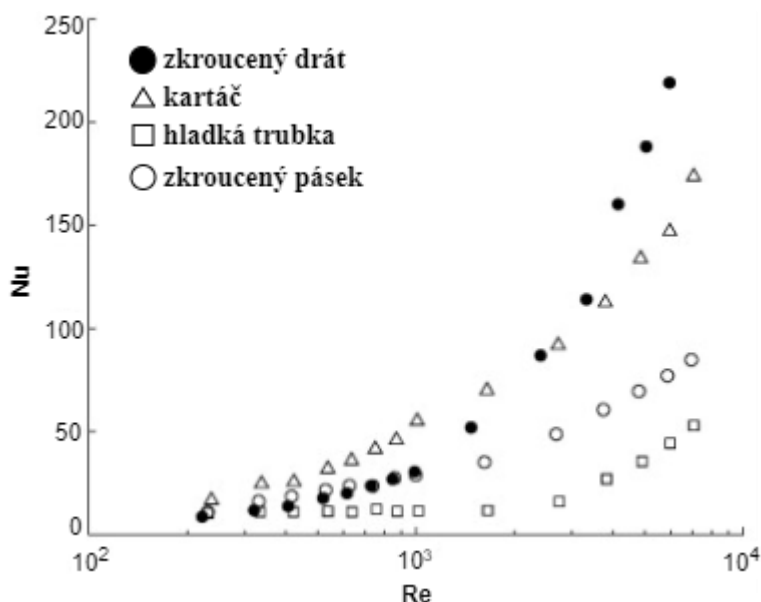
Obr. 42-a) referenční varianta, b) kroucený pásek, c) kroucený drát, d) kuželové trysky ve stoupací trubce solárního kolektoru [87]

Sandhu a kol. [88] laboratorním experimentem zjišťovali vliv intenzifikačních prvků, umístěných ve stoupacím potrubí deskového solárního kolektoru, na Nu . Zkoumali vliv a) krouceného pásku, b) krouceného drátu, c) kartáče (viz Obr. 43) vůči referenční variantě d) hladké stoupací trubice bez intenzifikačních prvků.



Obr. 43-varianta intenzifikačního prvku c) kartáč [88]

Klíčovým aspektem jsou hodnoty Reynoldsova čísla v trubkách. Průběh Nu v závislosti na hodnotě Re pro jednotlivé intenzifikační prvky lze vidět na Obr. 44. Autoři zjistili, že v rozmezí $200 < Re < 550$, kde dochází k laminárnímu proudění, mají pasivní prvky minimální vliv na nárůst Nu . Od $Re > 550$ docházelo ke strmému nárůstu Nu pro všechny varianty s intenzifikačními prvky. Pro stav laminárního proudění docílila varianta c) nejlepších výsledků, protože dokázala navýšit Nu až o 270 % oproti variantě d). Pro stav turbulentního proudění nejlepších výsledků dosáhla varianta b). Využitím krouceného drátu došlo k nárůstu Nu až o 460 % oproti variantě d). Nejhoršího výsledku bylo dosaženo variantou a), a to nárůstem Nu o 160 % oproti variantě d). Autoři zmiňují, že solární kolektory většinou pracují za nižších hodnot Re , a proto tyto pasivní prvky nemusí být vždy vhodné.



Obr. 44-Závislost Nu na druhu intenzifikačního prvku a hodnotě Re [88]

Pasivní prvky umístěné ve stoupacích trubkách solárního kolektoru navyšují tepelný výkon zařízení. Navýšení je výraznější pro vyšší rychlosti média, tedy za vyššího Re . Jelikož v solárních kolektorech nejsou využívány vysoké průtoky, tak efekt těchto pasivních prvků je

silně omezen. Pro hodnoty $Re < 1\,000$ lze sledovat nárůst Nu maximálně o 250 % oproti variantě d), ale při hodnotách Re blízcím se 10 000 lze sledovat nárůst Nu až o dříve zmíněných 460 %. I přes potvrzení, že intenzifikační prvky navýší tepelný výkon, je při $Re < 1\,000$ výsledná diference Nu značně nižší, než pro hodnoty $Re < 10\,000$, a proto je jejich vysoký potenciál značně omezen pro využití v solárních kolektorech, kde médium nedosahuje vysokých průtoků.

3.2.2 Navýšení výkonu povlakováním

Dalším způsobem, jak navýšit výkon solárních tepelných kolektorů, je nanést na jejich povrch (především absorbéru) povlaky speciálních materiálů, které umožňují maximalizovat využití slunečního záření.

Povlaky se dělí na selektivní a neselektivní. Typickým příkladem neselektivního povrchu je černá barva, která zvyšuje absorpční (alfa) a snižuje emisivní (epsilon) schopnost. Typická hodnota α dosahuje vysoké hodnoty 0,97-0,98, ale ϵ dosahuje také vysoké hodnoty 0,89-0,9 [89]. Tyto povlaky mají nízkou selektivitu záření a jsou nestabilní za vyšších teplot (pro akrylové barvy odolnost do 80 °C [90]), což způsobuje pokles účinnosti absorpce. Naopak selektivní povlaky mají jiné hodnoty absorpce a emisivity napříč spektrem vlnových délek. Pohlcují krátkovlnné sluneční záření a zabraňují vyzařování tepelného záření s delší vlnovou délkou a tím navyšují pracovní teplotu kolektoru. [89]

Mar a kol. [91] studovali vliv selektivního povlaku z NiS-ZnS, CrO_x , a FeO_x na hodnotu ϵ a α absorpčního plátu. Bylo zjištěno, že α a ϵ nezávisí pouze na nanášené látce, ale také na materiálu absorbéru, na který je povlak nanášen. Pro CrO_x bylo zjištěno, že nanášením povlaku na poniklovanou ocel bude docíleno nejlepších vlastností. Bylo docíleno $\alpha \sim 0,95$ a $\epsilon \sim 0,11$. Dále zmiňují, že poniklování oceli je důležité, protože povlak vydržel bez známky degradace přes 192 h. Bez poniklování vydržel pouze 24 h. Povlak z FeO_x docílil nejlepších výsledků s $\alpha \sim 0,85$ a $\epsilon \sim 0,08$. Hlavní výhodou tohoto povlaku je, že ho lze nanášet na povrch oceli bez předešlé povrchové úpravy, aniž by byla ovlivněna rychlost degradace povlaku z dlouhodobějšího hlediska. Pro NiS-ZnS bylo zjištěno, že pokrytím absorbéru dvěma vrstvami o odlišné koncentraci zinku bude docíleno rozdílných indexů lomu, což snižuje míru odrazivosti a nižší hodnotu ϵ . Pro NiS-ZnS byla zjištěna hodnota $\alpha \sim 0,96$ a $\epsilon \sim 0,07$. Z důvodu odolnosti vůči vlhkosti musel být povlak nanášen na povrchově upravenou plochu. Autoři zmiňují, že možnou zábranou využití těchto povlaků je vyšší cena oproti černým nátěrům.

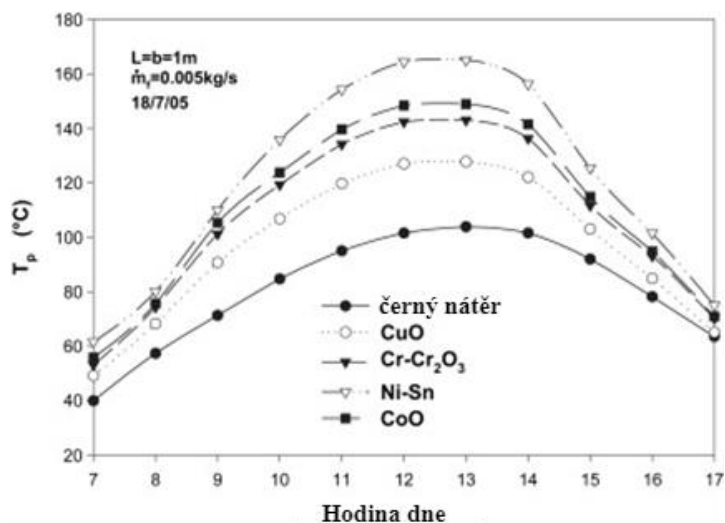
Sebaili a kol. [92] vytvořili matematický model, kdy porovnávali neselektivní černý nátěr se selektivními povlaky. Porovnávali ho s čtyřmi povlaky z CuO, Cr-Cr₂O₃, Ni-Sn a CoO. Hodnoty α a ϵ lze vidět v Tab. 22.

Tab. 22-Hodnota absorpce a emisivity vybraných povlaků

Materiál absorbéru	Povlak	α	ϵ
Pozinkovaná ocel	Černý nátěr	0,88	0,88
Nikl	CuO	0,81	0,17
Pozinkovaná ocel	Cr-Cr ₂ O ₃	0,95	0,15
Pozinkovaná ocel	Ni-Sn	0,98	0,14
Poniklovaná ocel	CoO	0,92	0,08

Bylo zjištěno, že v letním dnu dosahuje nejlepších výsledků povlak z Ni-Sn a nejhorších výsledků černý nátěr. Průměrný rozdíl v denní teplotě absorbéru činil až 30 °C a nárůst účinnosti činil až 13 %. Využitím Ni-Sn bylo zjištěno snížení tepelných ztrát energie až o 30 %. Průběh teplot absorbéru pro daný letní den lze vidět na Obr. 45. Z obrázku lze vidět, že nejvyšší

přínos má povlak se stoupající denní teplotou, kdy rozdíl v teplotě absorbéru může dosáhnout až 70 °C.



Obr. 45-Teploty absorbéru pro odlišný druh povlaku [92]

3.2.3 Navýšení výkonu rovnoměrnou distribucí média

Tepelný výkon u solárních kolektorů s konstrukčním uspořádáním kolektoru/distributoru a větví je silně ovlivněn rozložením průtoku v trubkách absorbéru. Rovnoměrnější rozložení průtoku do dílčích větví snižuje tlakové ztráty a vede k homogennímu rozložení teploty (za předpokladu konstantní plošné hustoty zářivého toku), což může mít pozitivní dopady na účinnost solárního kolektoru. Zároveň rovnoměrnější rozdělení teplot snižuje riziko poškození, která vznikají v horkých či podchlazených místech.

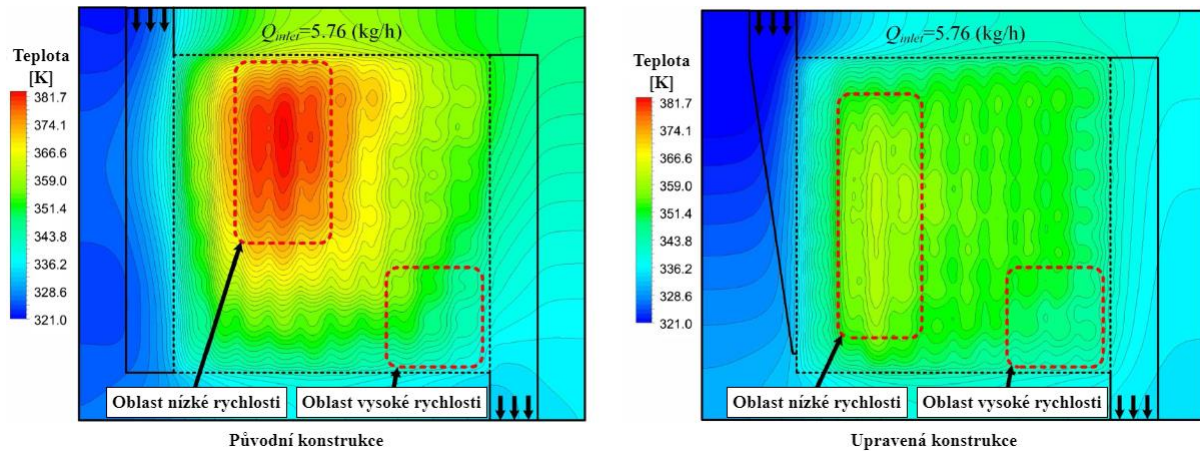
Tradičně se používají distribuční systémy typu U, Z, popřípadě ve speciálních případech T nebo čistě kolektorové systémy (K).

Tyto systémy vedou přirozeně k nerovnoměrnému rozdělení tekutiny do dílčích větví. García-Guendulain a kol. [3] zmiňují, že vlivem špatné distribuce toku může být snížena účinnost pro solární kolektor až o 7 % v závislosti na charakteru proudění. Cílem konstrukčních úprav je proto vhodně rozložit průtok kapaliny, aby rozložení průtoků a teplotního pole bylo co nejvíce rovnoměrné.

Pro úpravu distribuce tekutiny v distribučním systému lze využít úpravy geometrických parametrů stoupacích větví a hlavních kanálů [3], modifikace nátoků hlavních kanálů [93], clony v distribučním systému [94], změnit nátok či výtok stoupacích větví [94], umístit perforované přepážky do hlavního kanálu [95] a další. Cílem těchto úprav je maximální rozložení průtoku za co nejmenšího nárůstu tlakové ztráty. Konkrétních variant provedení těchto konstrukčních úprav je mnoho a neexistuje jeden jediný správný způsob konstrukční úpravy, který by bylo možné prohlásit za univerzální a optimální pro každý případ solárního kolektoru.

Nerovnoměrné rozložení tepla v distribučním systému typu Z umístěném na absorbéru a dopad konstrukčních úprav na rozložení průtoku kapaliny lze vidět na Obr. 46. Pro původní (standardní) design distributoru lze vidět oblasti několika prvních větví na absorbéru, kde teplota je výrazně vyšší než u konečných větví. V prvních větvích je nižší rychlost proudění, na absorbéru vznikají horká místa a nedochází tak k rovnoměrnému přenosu tepla po délce dílčích větví. U koncových stoupacích větvích je vyšší rychlost proudění a nevznikají horká místa. Na

druhou stranu lze vidět, že kvůli vysoké rychlosti je zdržná doba v trubkách nízká, médium se nestihne ohřát a snižuje teplotu média na výstupu. [96]



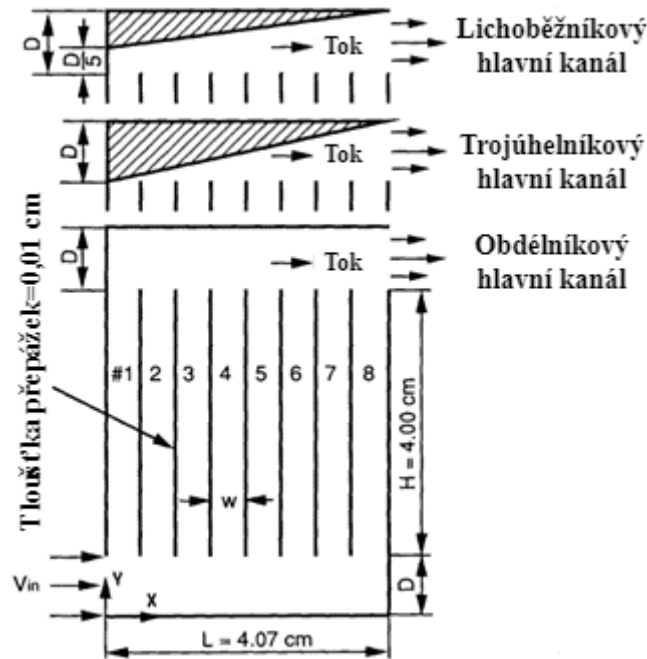
Obr. 46-Teplotní rozložení napříč povrchem absorbéru s distribučním systémem typu Z [96]

Distribuce tekutiny v distribučních systémech závisí na změně statického tlaku, který se mění po celé délce hlavní větve. Tuto změnu ovlivňují dva protichůdné aspekty tření a hybnosti. Tření způsobuje pokles tlaku v systému. Hybnost je hnací energií proudu, která unáší kapalinu ke konci, kde vlivem náhle změny hybnosti vznikne přetlak. Vhodným nastavením systému (geometrických parametrů, konstrukčních úprav atd.) je možné dosáhnout rovnoměrného rozložení tlaku a tím i rovnoměrné distribuce tekutiny. [97] [98]

García-Guendulain a kol. [3] zkoumali geometrické parametry stoupacích větví a hlavních kanálů ovlivňující distribuci média v distribučním systému typu Z. Zjistili, že poměr D_v/D_s , kde D_v je průměr stoupacích větví a D_s je průměr sběrných trubek, silně ovlivňuje nerovnoměrnost proudění. Při $D_v/D_s=1$ může být rozdíl v průtocích jednotlivými větvemi až pětinasobný, přičemž při jeho snížení na $D_v/D_s=0,25$ je nerovnoměrnost toku zanedbatelná. Současně dochází ke značnému snížení tlakových ztrát při nízké hodnotě poměru D_v/D_s . Dalším geometrickým parametrem, který ovlivňuje nerovnoměrnost toku, je parametr A_r poměr průtočných ploch mezi svazkem stoupacích trubek a hlavním kanálem. Čím vyšší je hodnota tohoto parametru (plocha větví je vyšší, než plocha hlavních kanálů), tím je tok nerovnoměrnější. Dále tito výzkumníci zjistili, že ke zrovnomení toku je vhodné vyšší počet stoupacích větví o malém průměru. Autoři udávají, že při hodnotách $A_r=0,75$ a méně dochází k značnému snížení nerovnoměrnosti toku.

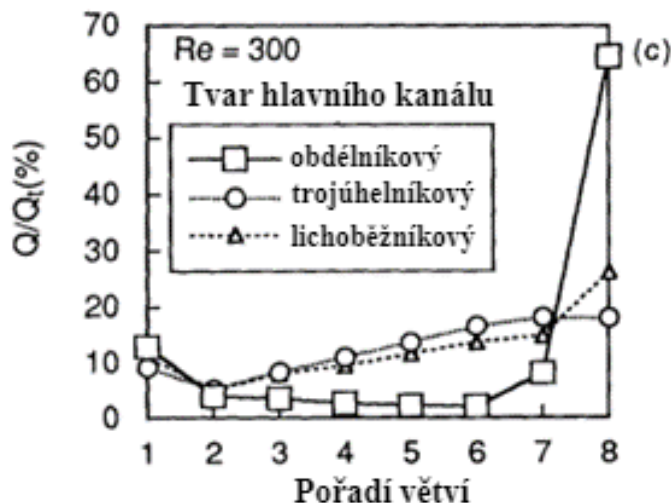
Wang a kol. [99] výpočtově zkoumali vliv Re na distribuci média v distributoru. Zjistili, že pokud poměr délky hlavního kanálu vůči jeho průměru je nízký (do hodnoty 5) má hlavní vliv na distribuci média hybnost kapaliny a rozdíl mezi distribucí média pro $Re=2\ 000$ a $Re=20\ 000$ je minimální. Pokud dojde k navýšení poměru délky a průměru distributoru (nad hodnotu 100), pak vliv tření narůstá a s tím i vliv Re a může docházet k nerovnoměrnému rozdělení toku.

Kim a kol. [93] zkoumali vliv tvaru kolektorové komory na rozložení proudu. Přesněji zkoumali tvar obdélníkový, trojúhelníkový a lichoběžníkový, kdy tvary těchto komor lze vidět na Obr. 47.



Obr. 47-Tvar kolektorových komor [93]

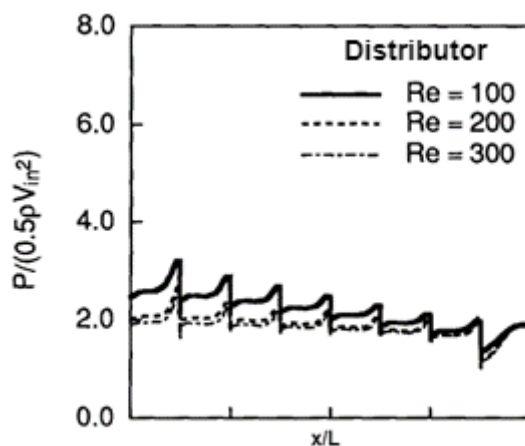
Studie potvrdila, že tvar kolektorového/distribučního potrubí je důležitým aspektem pro správné rozložení proudu. Předpokladem bylo, že distribuce proudu v jednotlivých větvích je silně ovlivněna tlakovým rozdílem mezi distribuční a kolektorovou větví, a proto sklonem jedné z nich lze docílit rovnoměrnější distribuce proudu. Autoři zjistili, že pro obdélníkový průřez s narůstajícím Re (50-300) dochází k výraznému nárůstu nerovnoměrného rozložení proudu napříč jednotlivými větvemi. Při využití trojúhelníkového či lichoběžníkového tvaru bylo docíleno značně lepšího rozložení proudění napříč jednotlivými větvemi. Pro $Re=300$ lze vidět výsledky na Obr. 48, kde je vyobrazena závislost rozložení proudu na jednotlivých stoupacích větvích.



Obr. 48-Závislost rozložení proudu na jednotlivých kanálech [93]

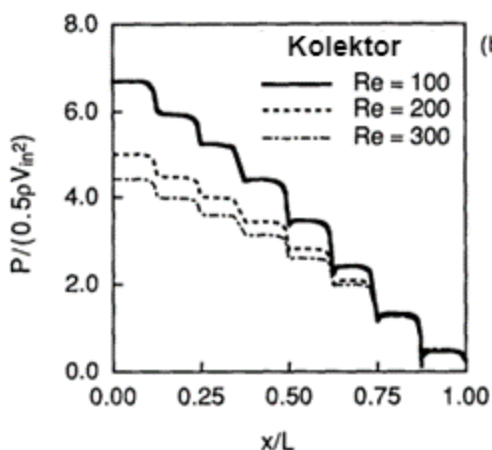
Změnou tvarů těchto trubek sice dochází k rovnoměrnějšímu rozložení proudění, ale současně dochází k výraznější tlakové ztrátě. Pro trojúhelníkovou či lichoběžníkovou

kolektorovou/distribuční komoru dochází k vyššímu nárůstu tlakové ztráty oproti obdélníkové komoře kvůli zmenšení plochy příčného průřezu sběrného potrubí. Autoři zmiňují, že změnu tlaku v distribuční/kolektorové větvi ovlivňuje současně tření a změny hybnosti, kdy k tlakové ztrátě dochází vlivem tření a změna hybnosti proudu do jednotlivých větví způsobuje naopak nárůst tlaku, přičemž tato změna hybnosti a tím i tlakový nárůst s vzdáleností v distributoru klesá, protože tření je dominantnější, jak je vidět na Obr. 49. Náhlé poklesy tlaku v distribuční větvi způsobuje stagnace proudu na stěnách kanálů.

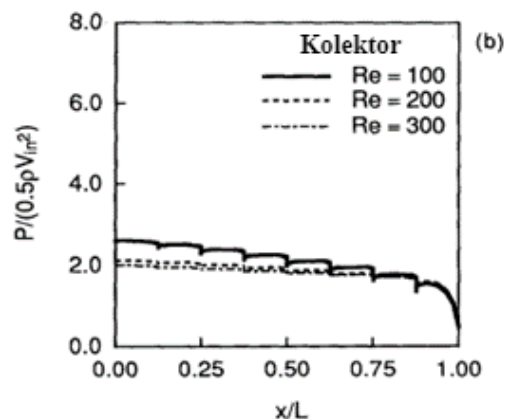


Obr. 49-Tlaková změna v distribuční větvi [93]

Z Obr. 50 a Obr. 51 lze na základě tlakových ztrát potvrdit tvrzení vyplývající z Obr. 48. Pro trojúhelníkový průřez kolektorové trubky je tlaková ztráta na každé větvi srovnatelná, ale pro obdélníkový průřez je nejvyšší tlaková ztráta na poslední větvi, kde je současně největší průtok.



Obr. 50-Tlakové ztráty v kolektoru pro trojúhelníkový průřez [93]



Obr. 51-Tlakové ztráty v kolektoru pro obdélníkový průřez [93]

Said a kol. [94] představili využití ústí do stoupačí větve ve tvaru trysky či využití clonek ke zrovnomnění toku v distribučním systému typu T. Tyto prvky byly porovnány s referenčním systémem bez úprav.

Využitím clonek docházelo ke změně průměru vtoku do jednotlivých větví. Autoři vycházeli z předpokladu, že hmotnostní průtok v každé větvi je dán mírou tlakové ztráty na vstupu do trubice, která závisí na průměru vstupu do trubice. Bylo zjištěno, že využití clonek rozdílných velikostí je vyžadováno k docílení nejlepších výsledků. Je doporučeno využití nejnižších

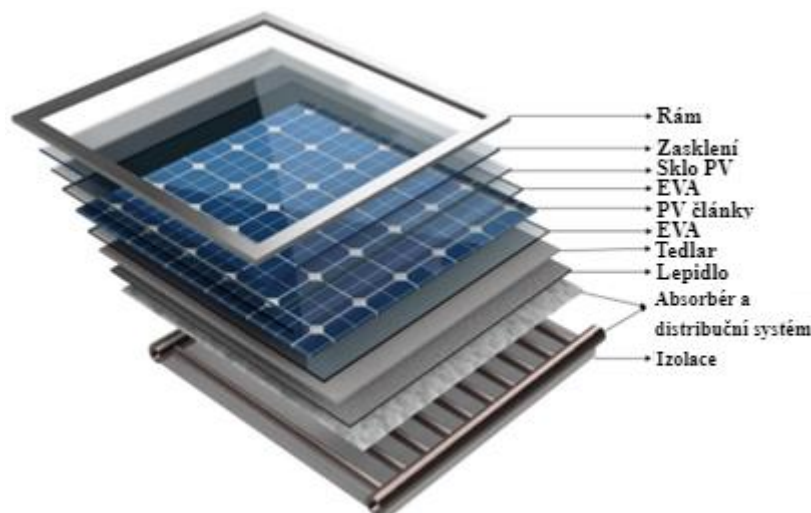
průměru clonek v první a koncové větvi, kdy jejich průměr má maximum okolo střední větve distribučního systému. Využitím vhodných rozměrů clonek lze snížit směrodatnou odchylku od ideálního (rovnoměrného) průtoku až 12,18krát. Z hlediska tlakových ztrát však došlo k nárůstu o 7,8 %.

Z konstrukčního hlediska ústí do trubky v podobě trysek je jejich maximální průměr spojen se sběrnou větví a nejmenší průměr se stoupací větví. Bylo zjištěno, že pro větve ve středu distribučního systému jsou vyžadovány největší rozměry ústí trysek. Změnou ústí byla snížena směrodatná odchylka průtoků v dílčích větvích až 7,5krát. Změnou ústí došlo k snížení hodnot tlakových ztrát o 9,8 %.

Minocha a kol. [95] ve své výpočtové studii umístili děrovanou přepážku do distribuční větve a na základě relativní chyby vůči průměrnému průtoku usoudili její vliv na změnu distribuce toku. Přepážka byla umístěna podél osy distribuční větve. Hlavním cílem bylo za pomoci přepážky zrovnoměnit průtok mezi počátečními a koncovými větvemi a snížit tvorbu vírů, které mění tlakovou ztrátu podél distribuční větve a tím zhoršují distribuci média. Za pomoci děrované přepážky byla snížena celková relativní chyba mezi jednotlivými průtoky větví až o 94 %.

3.3 Podobnost systémů PV a SC z hlediska utilizace tepla

Kapitoly 2 a 3 shrnuly základní principy utilizace slunečního záření za pomoci PV či SC. Pro PV bylo dokázáno, že s využitím chladícího média je možno docílit nárůstu výkonu a životnosti těchto zařízení, nicméně v rámci kapitoly 2 nebyla uvažována utilizace tepla. Z hlediska tepelného managementu lze však systém chlazení pro PV a samostatný SC považovat za totožný. Oba systémy pohlcují teplo ze zařízení, kdy k utilizaci tepla dochází, pokud je systém uzavřený. Z toho důvodu by spojení PV a SC ve formě chladícího systému mohlo napomoci k využití obou zařízení v praxi. Tyto systémy lze souhrnně nazvat jako hybridní PV/T (fotovoltaické termální systémy). Na Obr. 52 je vyobrazena typická podoba PV/T s využitím kapalného média. Výsledné zařízení přebírá prvky konstrukce jak PC tak SC.



Obr. 52-Konstrukce PV/T s využitím kapalného média [100]

Při správné optimalizaci systému PV/T lze docílit několika výhod oproti separátním systémům, a to:

- jeden systém má nižší instalační náklady oproti instalaci dvou separátních systémů;
- menší celkový zástavbový prostor zařízení;
- efektivnější využití spektra – kolektor využívá infračervené záření a solární články viditelné záření.

Yuan a kol. [101] provedli experiment, kdy jejich hlavním cílem bylo porovnat rozdíl teplot a výkonů pro hybridní systém PV/T se samostatným PV. Experiment probíhal od 9:00 hodin do 16:30 hodin, kdy $T_{amb} = 36-40\text{ °C}$ a $I_{rr} = 800\text{ W/m}^2$. Autoři uvádějí, že pro systémy PV/T a výpočtu jejich účinnosti lze vycházet z rovnic (3), (17) a (18). Rovnice (17) vyjadřuje tepelnou účinnost, kde m_w je hmotnostní tok vody, $c_{p,w}$ měrná tepelná kapacita vody a T_{in} a T_{out} teploty vstupu a výstupu.

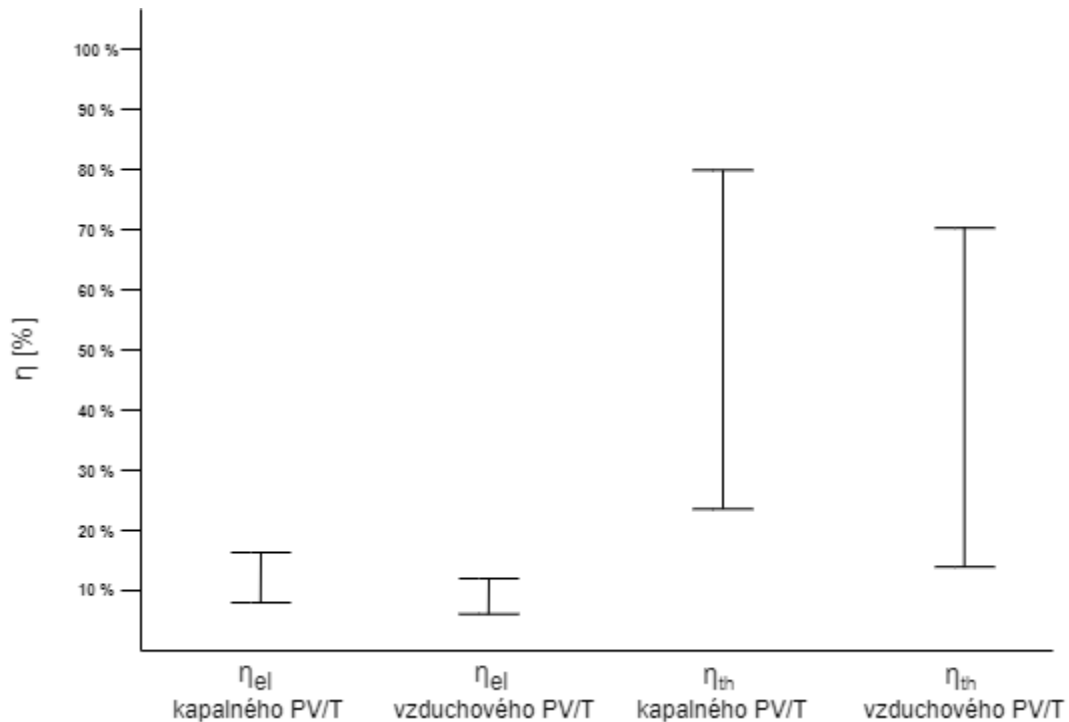
$$\eta_{th} = \frac{m_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{in} - T_{out})}{S \cdot I_{rr}} \quad (17)$$

Rovnice pro výpočet elektrické účinnosti je obdobná jako již dříve zmíněná rovnice (3) pro samostatný PV. Vzhledem k tomu, že elektrická energie je hodnotnější než tepelná, nedoporučuje se účinnosti sečíst prostým způsobem. Barbu a kol. [102] zmiňují, že celkovou účinnost PV/T lze vyjádřit rovnicí účinnosti úspory primární energie (18), která přesněji zhodnotí výkonnost systému. C je přepočtení koeficient poměru plochy PV a PV/T a η_{power} je přepočtení koeficient účinnosti výroby elektrické energie v konvenční elektrárně, jejíž běžná účinnost je uvažována 38 %.

$$\eta_{tot} = \eta_{th} + \frac{C \cdot \eta_{el}}{\eta_{power}} \quad (18)$$

Experimentálně bylo zjištěno, že maximální teplota PV byla až 100 °C , o 30 °C vyšší než maximální teplota PV/T, která činila 70 °C . Elektrická účinnost PV/T se pohybovala v rozmezí 10-11,2 % a účinnost PV v rozmezí 7-8,6 %. Tepelná účinnost pro PV/T se v průběhu dne pohybovala v rozmezí 20-45 %, což je nejvýraznější výhoda oproti samostatnému PV. Po přepočtu elektrické účinnosti a započtení tepelné účinnosti dosáhl systém PV/T průměrné celkové účinnosti 60-65 %. Z toho vyplývá, že využití tepla z PV činí značnou složku z možné výsledné účinnosti zařízení. [101]

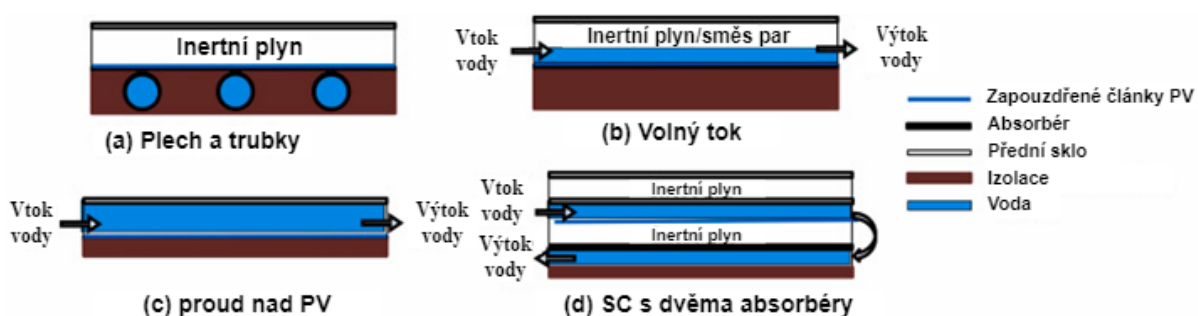
Herrando a kol. [103] shrnuli informace o PV/T ve své rešeršní studii a vytvořili ucelený přehled o dosažitelných hodnotách tepelných a elektrických účinností pro kapalně a vzduchové PV/T (viz Obr. 53). Pro kapalně PV/T byl zjištěn rozsah $\eta_{el} = 8-16\%$, $\eta_{th} = 23-79\%$ a pro vzduchové PV/T byl zjištěn rozsah $\eta_{el} = 6-15\%$ a $\eta_{th} = 14-70\%$. Vysoký rozsah účinností autoři přisuzují odlišným konstrukčním konfiguracím jednotlivých PV/T.



Obr. 53-Experimentálně dosažené účinnosti pro kapalný a vzduchový PV/T

Pro účinnost vzduchového PV/T je klíčové uspořádání komory, kterou proudí médium. Rozdělení komory (konkrétně na dvouchodou komoru) je výhodnější z hlediska navýšení tepelné účinnosti, ale přítomnost krycího skla nad horní stranou PV snižuje elektrickou účinnost zařízení. Pokud je cílem maximalizace výroby elektrické energie je komora s jedním chodem výhodnější.

Účinnost kapalného PV/T je ovlivněna uspořádáním absorpční části, jejichž konfigurace lze vidět na Obr. 54. Většina konfigurací kapalných PV/T se podobá typu (a) z důvodu výrazné jednoduchosti konstrukce oproti ostatním typům uspořádání. Pro konfiguraci typu (a) lze upravovat tvar distribučního systému. Distribuční systémy typu U a Z jsou nejčastěji využívanými typy, přičemž umožňují dosáhnout tepelné účinnosti 46-54 %. Autoři zmiňují, že úpravou potrubí na spirálovitý systém lze navýšit tepelnou účinnost až na 58-68 %.



Obr. 54-Konstrukční uspořádání kapalného PV/T [103]

Oba zmíněné druhy PV/T dosahují stádia TRL 9 a jsou využívány jak pro domácí účely, tak komerčně v průmyslových a veřejných aplikacích.

Hlavní oblasti využití vzduchových PV/T jsou:

- chlazení či ohřev vnitřních prostor budov;
- sušení zemědělských plodin;
- ohřev užitkové vody.

Hlavní oblasti využití kapalných PV/T jsou:

- ohřev vody bazénů;
- chlazení či ohřev vnitřních prostor budov;
- ohřev užitkové vody;
- odsolování vody.

4 Výpočet distribuce toku v solárních kolektorech

Praktická část diplomové práce se zabývá analýzou distribuce toku v solárním tepelném kolektoru. Přesněji se jedná o stanovení distribuce toku z dílčích větví do kolektorové sběrné větve (hlavního kanálu). Experimentální data byla získána z doplňkových měření na University of Applied Sciences Augsburg (AUAS). Metodika těchto měření vychází z experimentální práce provedené v rámci projektu [104] *Optimalizace toku kapalin v tepelných výměnících a solárních tepelných kolektorech*.

Cílem této části práce bude výpočetně ověřit aplikovatelnost matematických modelů dle Bajury [4] a Bajury a Jonese [5] pro predikci distribuce toku v čistě kolektorovém systému (dále označován jako typ K). Výsledky získané pomocí těchto výpočetních modelů budou porovnány s výsledky měření distribuce toku v solárním kolektoru typu K.

4.1 Popis zkoumaného systému a laboratorního zázemí

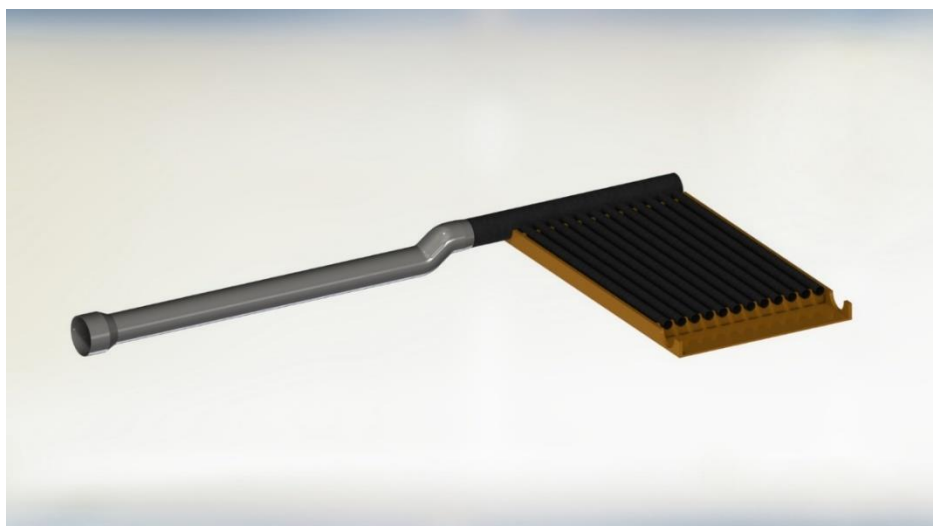
Laboratorní experiment a následné simulace se zaměřily na solární kolektor typu K. Pro laboratorní experimenty byl zhotoven funkční vzorek adaptabilního trubkového solárního kolektoru bez absorpčního plátu. Jeho základní sestavení lze vidět na Obr. 55. V původní konfiguraci se solární kolektor skládal z 12 dílčích větví a dvou hlavních kanálů. V rámci experimentu řešeného v této diplomové práci byla uvažována konfigurace, kdy je distribuční větev odebrána, vzduch je nasáván přímo do stoupacích větví a k jeho smísení dochází ve sběrném kanálu, tj. kolektorové komoře. Před experimentem byl solární kolektor natřen černou barvou k navýšení absorpce záření.



Obr. 55- Solární kolektor typu U/Z využitý v experimentu [104]

Na Obr. 56 je model použitého solárního kolektoru včetně přídavného potrubí a podpůrné konstrukce, který byl převeden do rozhraní programu SOLIDWORKS [105].

Solární kolektor se skládal z 12 trubek o jmenovité světlosti DN50. Rozteč trubek byla 75,5 mm. Hlavní komora solárního kolektoru o délce 1 144,25 mm měla jmenovitou světlost DN140, na níž je napojeno výstupní esovitě zakroucené a následné rovné výstupní potrubí o celkové délce 2 114,25 mm, kde byla umístěna některá měřidla a na jehož konci byl v expanzní části umístěn také ventilátor. Kvůli dispozičnímu uspořádání konstrukce se simulátorem záření (resp. vodícím tyčím pyranometru) musel být výstup z kolektoru esovitě zakroucen. Podrobnosti o solárním kolektoru viz příloha práce Sestava_model.PDF.



Obr. 56-Model solárního kolektoru typu K z experimentu v programu SOLIDWORKS [105]

Kromě solárního kolektoru byla využívána další klíčová zařízení jako halogenové lampy a výbojky k simulaci záření a ventilátory k simulaci proudícího vzduchu. Simulátor záření je vyobrazen na Obr. 57. Tyto zařízení a jejich popis jsou zmíněny v Tab. 23. Informace o zařízení jsou převzaty ze závěrečné zprávy projektu [104].



Obr. 57-Simulátor záření [104]

Tab. 23-Klíčová zařízení a jejich popis, převzato z [104]

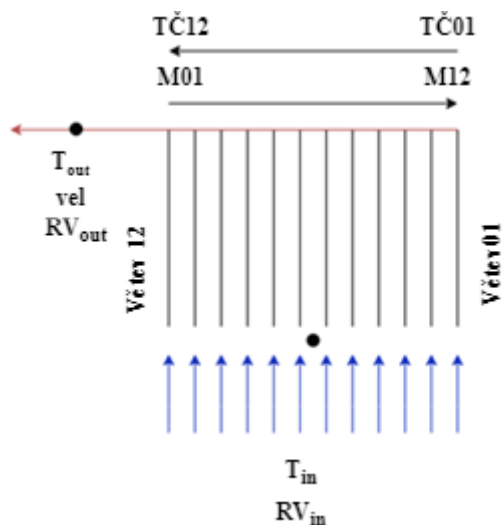
Zařízení	Popis
Měřicí a záznamová ústředna	Datalogger MS6D COMET <ul style="list-style-type: none"> vstupní signály: teplota měřena termočlánky typu K (NiCr-Ni)
Odstředivý ventilátor	DALAP TURBINE M 200 <ul style="list-style-type: none"> maximální průtok vzduchu 1000 m³/h statický tlak 430 Pa kontroler rychlosti VENTS RS-1,5-PS
Simulátor záření	27 halogenových lamp, 28 rtuťových výbojek řídící technologie, chladič termostat <ul style="list-style-type: none"> intenzita záření řízena za pomoci nastavení výšky lamp s plným rozsahem od 100 cm do 55 cm nad pyranometrem výška 69 cm zvolena pro simulaci intenzity záření W/m²

Výstupem z experimentu bylo naměření fyzikálních veličin za určité simulace záření a proudění. Jednalo se o teploty na vstupu a výstupu zařízení, tlakové ztráty v jednotlivých větvích, intenzity záření, relativní vlhkost (RV) vstupujícího a vystupujícího vzduchu, rychlost proudění ve výstupním potrubí a barometrický tlak. K naměření těchto veličin byla využita zařízení zmíněna v Tab. 24.

Tab. 24-Přehled zařízení k měření fyzikálních veličin a jejich popis, převzato z [104]

Fyzikální veličina	Zařízení	Popis	Rozsah	Přesnost
Intenzita záření [W/m ²]	Pyranometr	Star Pyranometer FLA 628 S <ul style="list-style-type: none"> rozlišení 0,1 W/m² rozsah -40 až +60 °C intenzita záření měřena v 9 bodech nad svazkem trubek 	0-1500 W/s ²	<7 % (kosinův efekt, azimutální efekt, vliv teploty)
Rychlost chladícího vzduchu [m/s]	Anemometr	Digital vane anemometer FVAD 15 S1 20	0,4-20 m/s	± 1,5 % měřené hodnoty ± 1 % celé hodnoty měřícího rozsahu
Teplota větve [°C]	Termočlánek větev č. 1-4	Senzo TEMP PTx-700-2-K-TKb11m-1-SP-Si	-40 - +800 °C	<1,1 °C nebo 0,4 %
Teplota větve [°C]	Termočlánek větev č. 5-12	MTC 11-61-600-500-11	Max 900 °C	<1,1 °C nebo 0,4 %
Vstupní/výstupní teplota [°C]	Termočlánek č. 13, 14	NiCr-Ni (K) FTA15P1	-200 - +1100 °C	±0,05 K ± 0,05 % měřené hodnoty
Vstupní relativní vlhkost [%]	Termohygrometr	TESTO 605-H1 <ul style="list-style-type: none"> rozlišení 0,1 % RV operační rozsah 0 až 50 °C 	5-95 % RV	± 2 % RV při 25 °C
Výstupní relativní vlhkost [%]	Vlhkostní/teplotní sonda	TESTO 400 <ul style="list-style-type: none"> rozlišení 0,01 % RV, 0,1 °C 	0-100 % RV -20 - +180 °C	±2 % RV (pro 2,1 až 98 % RV) ±0,4 °C (pro 0,1 až 50 °C) ±0,5 °C (pro 50,1-180 °C)
Výstupní rychlost vzduchu [m/s]	Lopátkový anemometr	TESTO 400 <ul style="list-style-type: none"> rozlišení 0,1 m/s, 0,1 °C 	0,6 až 50 m/s -10 - +70 °C	± (0,2 m/s +1 % z měřené hodnoty) při 0,6 až 40 m/s ±1,8 °C
Tlakové ztráty ve větvi [Pa]	Kapalinový manometr větev č.1-12	KIMO HP 5 <ul style="list-style-type: none"> rozlišení 1 Pa možný rozsah využití -30 až 60 °C 	0-50 Pa	±0,5 Pa
Barometrický tlak [mbar]	Rtuťový manometr	Quecksilber-Barometer nach LAMBRECHT (604)	840-1050 hPa -15 - +50°C	±0,25 hPa Při 20 °C ± 1 °C

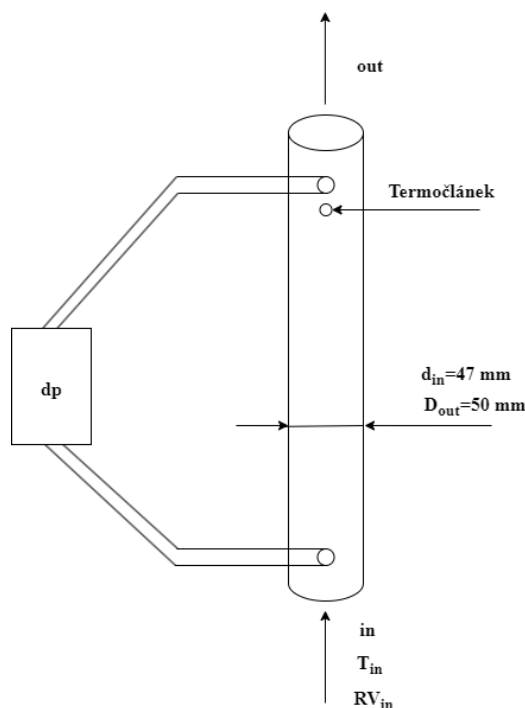
Rozmístění jednotlivých měřidel na všech větvích je schematicky vyobrazeno na Obr. 58.



Obr. 58-Rozmístění měřidel v systému

Princip měření tlakových ztrát je patrný ze schématu na Obr. 59. Tlakové ztráty byly měřeny v trubkách na rovném úseku o délce 1 200 mm prostřednictvím hadičníků a PA hadiček, na které byly napojeny kapalinové manometry (KIMO HP 5), ze kterých byly odečítány hodnoty tlakových ztrát.

Před vstupem do trubek byla naměřena vstupní teplota vzduchu T_{in} a relativní vlhkost vzduchu na vstupu RV_{in} . Teplota ve větvích byla měřena před vstupem proudu do kolektorové komory. Rychlost proudění a výstupní RV_{out} byla naměřena v prodloužené části z kolektoru, přesněji ve vzdálenosti 1 153 mm, resp. 1 448 mm od výstupu z kolektoru. Intenzita záření byla měřena na základě předem stanovené sítě (9 bodů) pyranometrem. V příloze práce Sestava_model.PDF jsou zakótované pozice měřidel v systému.



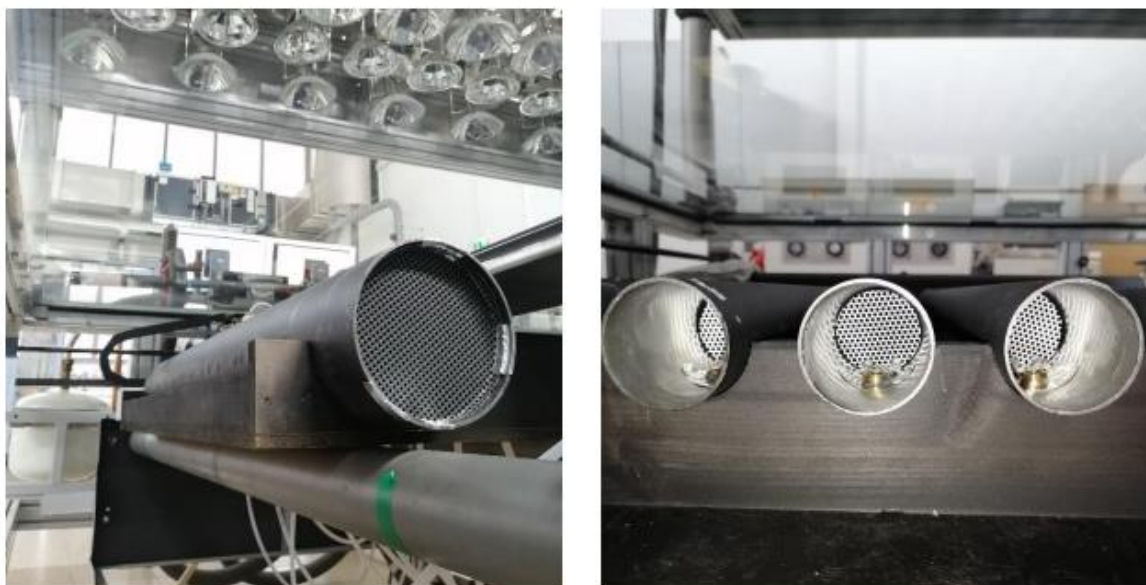
Obr. 59-Konfigurace měření fyzikálních veličin na stoupačí trubce

4.2 Laboratorní experimenty

Experimentální činnost pro kolektorový systém, jehož konfigurace byla představena v kapitole 4.1, probíhala v pěti dnech, kdy pro kolektorový systém bylo celkově provedeno patnáct laboratorních měření. Měření se odlišovala celkovými průtoky a přítomností přepážek, popř. mírou ozáření solárního kolektoru. Průběh měření (příprava i vlastní experiment) byl zaznamenán v laboratorním deníku, pro získaná data byly následně vypracovány i metadatové přílohy dle doporučených postupů otevřené vědy v souladu s tzv. Fair principy [106].

Prvním druhem experimentu byl experiment (v metadatových souborech i dále označen A, B, C, D), který probíhal bez osvětlení lampami, tudíž bez významnější výměny tepla a nárůstu teploty média v solárním kolektoru a lze ho tedy považovat za adiabatický. Tento druh experimentu byl zaměřen na měření tlakových ztrát (ovlivňující distribuci toku) v závislosti na vstupním průtoku sáním ventilátoru a přítomností přepážek. Sání bylo docíleno dříve představeným odstředivým ventilátorem umístěným v expanzní části výstupu ze solárního kolektoru. Velikost průtoku byla řízena měničem a odstupňována stupni I–IV. Po provedení experimentu a naměření dat je hlavním výstupem stanovení vztahu mezi distribucí toku do jednotlivých větví 01–12 vůči celkovému průtoku z kolektorové větve.

Druhý druh experimentu (v metadatových souborech i dále označen E1–E5) sledoval distribuci teploty a průtoku média v solárním kolektoru za osvětlení lampami v závislosti na tlakovém odporu větví, na teplotě, popř. krytí trubkového systému. Výkon lamp simulujících sluneční záření byl regulován tak, aby odpovídal hodnotě přibližně $900\text{--}950\text{ W/m}^2$ v rovině pyranometru. Tepelné ztráty kolektoru (a tedy i maximální dosahované teploty) byly dále ovlivňovány přítomností krytu z plexiskla nad solárním kolektorem. Jednotlivé experimenty se odlišovaly přítomností či nepřítomností přepážek, které lze vidět na Obr. 60, a stupněm chodu ventilátoru.



Obr. 60-Umístění přepážek v kolektoru a stoupacích trubkách [104]

Laboratorní měření bylo vždy rozděleno do čtyřech částí. První částí je náběh zařízení, kdy je celý systém uváděn do provozu. Hlavní část měření je rozdělena do dvou částí, v první části nebyl přítomen kryt nad solárním kolektorem a v druhé části byl umístěn kryt nad solární kolektor. Ve čtvrté části byl sledován doběh solárního kolektoru. Oproti prvnímu druhu experimentu nebyl stupeň sání měněn a zůstal stejný po celý blok experimentu.

Pro experimenty za osvit lampami předcházelo hlavní fázi měření testování všech lamp a měření intenzity záření pyranometrem za následného opětovného stabilizování teplot.

Oba druhy experimentu byly v několika dnech opakovány. Adiabatický experiment (značení A–D) byl opakován v 7 různých experimentech a experiment za osvit lampami (značení E1-E5) byl opakován v 8 experimentech.

V následující kapitole je představen průběh měření a ukázány naměřené hodnoty sledovaných veličin v kontextu jednotlivých laboratorních experimentů lišících se jejich konfigurací. Sledované fyzikální veličiny byly:

- tlak (barometrický, tlakové ztráty ve větvích);
- teplota (na vstupu/výstupu, ve stoupacích větvích);
- RV (na vstupu/výstupu);
- intenzita záření;
- rychlost proudění.

Výsledky měření budou představeny pro jednotlivé druhy experimentu. V rámci práce bude podrobně představeno vždy pouze jedno měření daného typu. Průměrování získaných dat pro následnou analýzu je pak podrobně popsáno v kapitole 4.3.2.

4.2.1 Adiabatické laboratorní experimenty

Experiment adiabatický bez přepážek – část A 11. 08. 2023

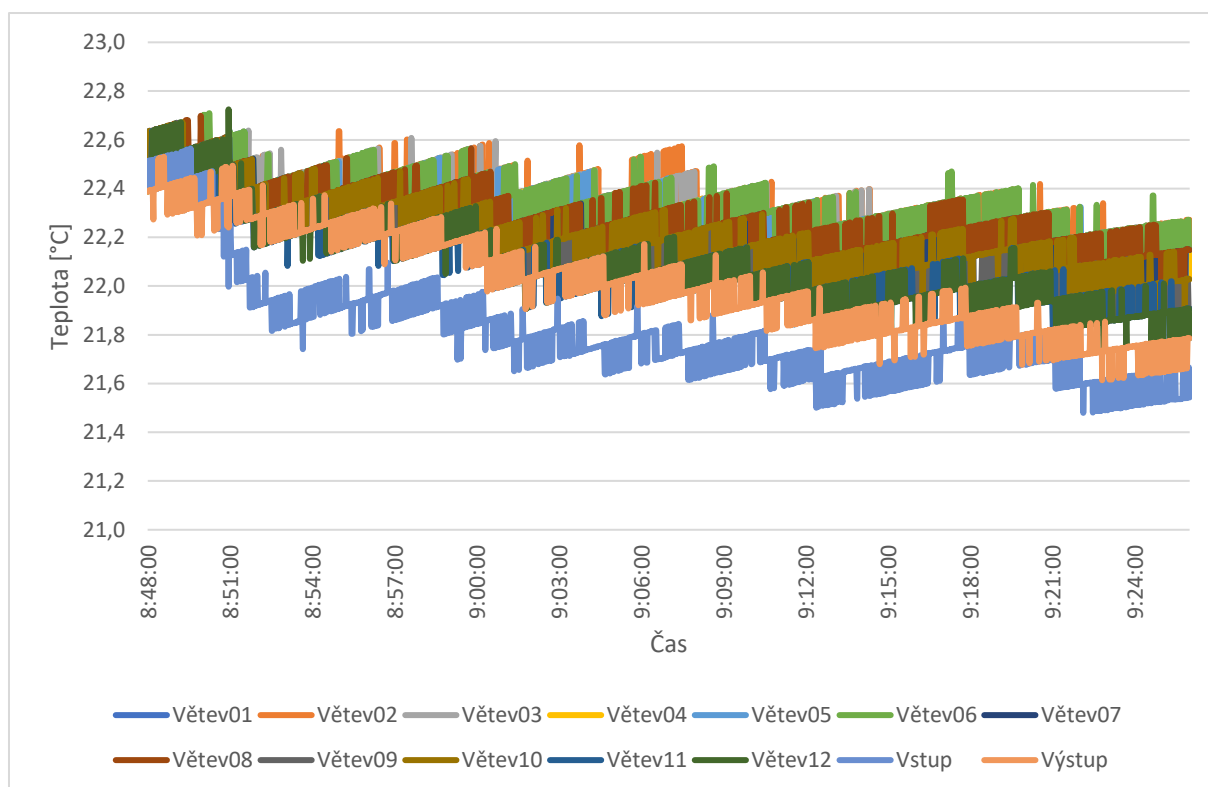
Jednalo se o adiabatický druh experimentu, tedy experiment bez osvit, bez přítomnosti přepážek ve větvích, za jasného venkovního počasí a testování odlišných stupňů proudění ventilátoru.

Okolní podmínky adiabatického experimentu bez přepážek A:

- barometrický tlak – $P_{\text{bar}} = 96\,930 \text{ Pa}$;
- teplota okolí – $T_{\text{amb}} = 22,6 \text{ °C}$;
- $RV - RV_{\text{in}} = 60,1 \text{ %}$;
- difuzní záření – $E = 8,7 \text{ W/m}^2$.

Metadatový soubor k tomuto experimentu je přiložen v příloze pod názvem 2023-08-11-0-A_metadata_processed.txt. Záznamy hodnot fyzikálních veličin byly prováděny ve čtyřech časech průběhu experimentu.

Průběh teplot v jednotlivých větvích lze vidět na Obr. 61, přičemž lze pozorovat minimální změnu teploty napříč systémem. Zároveň je vidět, že v průběhu experimentu byla minimální i změna teploty v jednotlivých větvích, přičemž pozorovaný maximální rozdíl činil $1,2 \text{ °C}$.



Obr. 61-Průběh teplot pro adiabatický experiment bez přepážek 11.08.2023-část A

Rychlost proudění v se v průběhu experimentu měnila dle stupňů I-IV, přičemž naměřená rychlost proudění v v prodloužené části ze solárního kolektoru pro stupeň I byla $v_I=1,86$ m/s a pro stupeň IV byla $v_{IV}=6,63$ m/s.

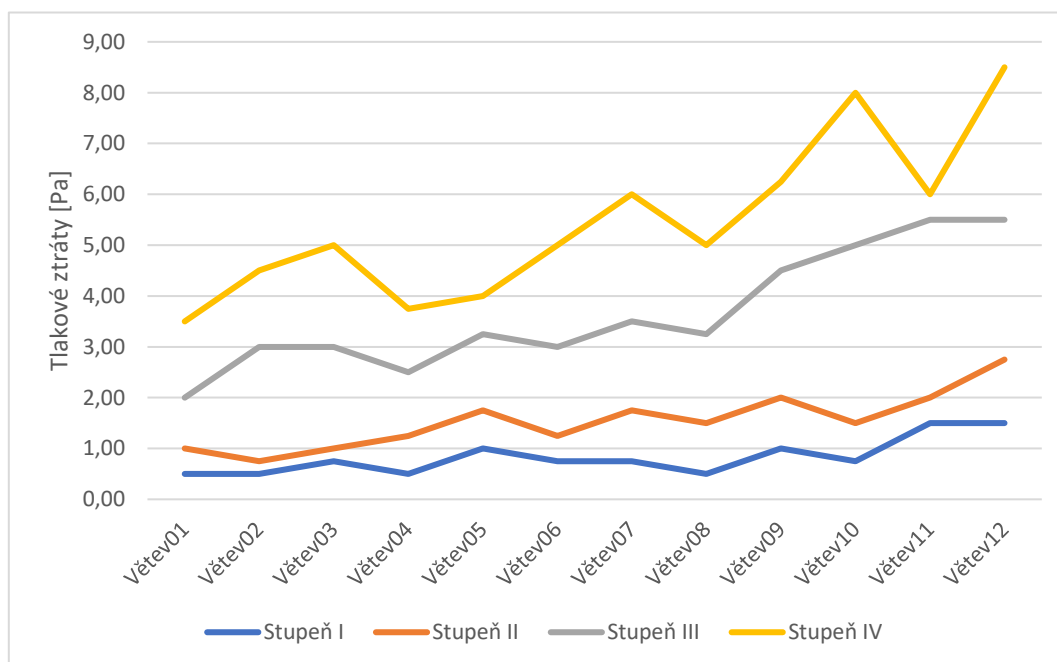
Míra tlakových ztrát v jednotlivých větvích je uvedena v Tab. 25. U všech pozorování byl potvrzen trend, kdy tlakové ztráty proudění ve větvích blíže výstupu z kolektoru jsou vyšší, než ve větvích nejvzdálenějších od výstupu z kolektoru, z čehož lze usoudit, že rychlosti i průtoky ve větvích blíže výstupu z kolektoru jsou vyšší.

Při nízkých rychlostech proudění byla tlaková ztráta naměřená na manometru velmi nízká. Zároveň se jednalo o střední hodnotu tlakové ztráty, okolo které tlaková ztráta oscilovala, přičemž zvláště pro vyšší rychlosti proudění docházelo k relativně velkým výkyvům průtoků ve větvích. Z toho lze usoudit, že experiment bez přepážek se pohyboval na hranici měřitelnosti.

Tab. 25-Průběh tlakových ztrát [Pa] v jednotlivých větvích pro experiment adiabatický bez přepážek 11.08.2023-část A

Stupeň	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12
I	0,50	0,50	0,75	0,50	1,00	0,75	0,75	0,50	1,00	0,75	1,50	1,50
II	1,00	0,75	1,00	1,25	1,75	1,25	1,75	1,50	2,00	1,50	2,00	2,75
III	2,00	3,00	3,00	2,50	3,25	3,00	3,50	3,25	4,50	5,00	5,50	5,50
IV	3,50	4,50	5,00	3,75	4,00	5,00	6,00	5,00	6,25	8,00	6,00	8,50

Průběh tlakových ztrát ve větvích lze vidět na Obr. 62, ze kterého lze zřetelně vidět rozdíl v tlakových ztrátách pro jednotlivé větve za rozdílných stupňů ventilátoru.



Obr. 62-Průběh tlakových ztrát ve větvích pro adiabatický experiment bez clonek-11.08.2023-část A

Experiment adiabatický s přepážkami-část B 25.07.2023

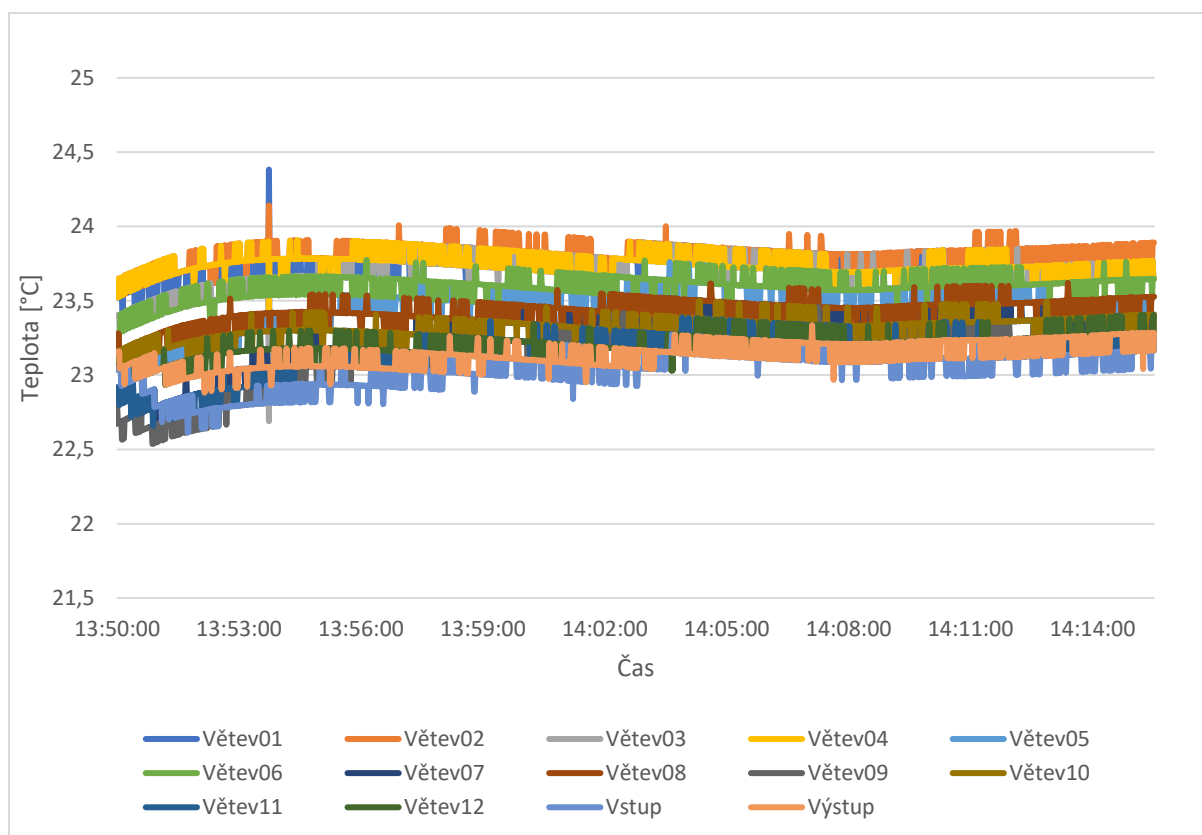
Jednalo se o adiabatický druh experimentu, tedy experiment bez osvětlení lampami, s přítomností přepážek ve větvích, za slunečného venkovního počasí a testování odlišných stupňů proudění ventilátoru.

Okolní podmínky adiabatického experimentu s přepážkami B:

- barometrický tlak – $P_{\text{bar}} = 95\,340 \text{ Pa}$;
- teplota okolí – $T_{\text{amb}} = 24 \text{ °C}$;
- $RV - RV_{\text{in}} = 63,1 \%$;
- difuzní záření – $E = 7,8 - 8,3 \text{ W/m}^2$.

Metadatový soubor k tomuto experimentu je přiložen v příloze pod názvem 2023-07-25-A_metadata_processed.txt. Záznamy hodnot fyzikálních veličin byly prováděny ve čtyřech časech průběhu experimentu.

Z průběhu teplot v jednotlivých větvích na Obr. 63 lze opět pozorovat minimální změnu teploty napříč systémem během experimentu.



Obr. 63-Průběh teplot pro adiabatický experiment s přepážkami 25.07.2023-část B

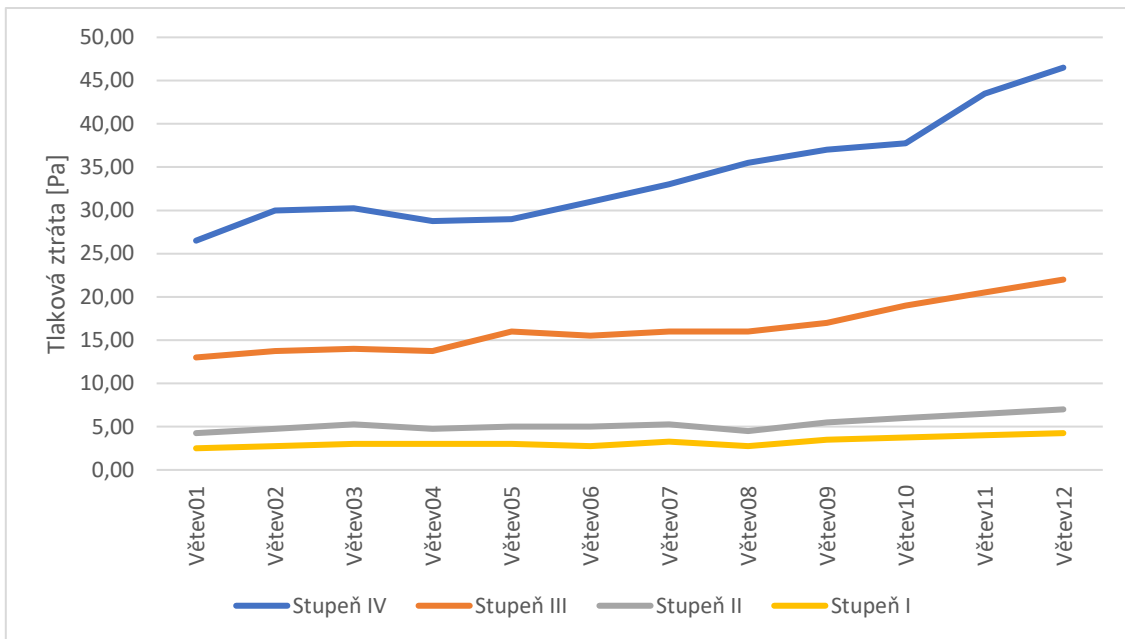
Rychlost proudění se v průběhu experimentu měnila sestupně dle stupňů IV-I (kvůli znáhodnění měřených údajů), přičemž naměřená rychlost proudění v prodloužené části ze solárního kolektoru pro stupeň IV byla $v_{IV}=6,48$ m/s a pro stupeň I byla $v_I=1,75$ m/s.

V Tab. 26 jsou uvedeny tlakové ztráty pro jednotlivé větve a stejně jako v předešlém experimentu jsou tlakové ztráty proudění ve větvích blíže výstupu z kolektoru vyšší než ve větvích nejvzdálenějších od výstupu z kolektoru, z čehož lze usoudit, že rychlosti i průtoky ve větvích blíže výstupu z kolektoru jsou vyšší.

Tab. 26-Průběh tlakových ztrát [Pa] v jednotlivých větvích pro experiment adiabatický s přepážkami 25.07.2023-část B

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
IV	26,50	30,00	30,25	28,75	29,00	31,00	33,00	35,50	37,00	37,75	43,50	46,50
III	13,00	13,75	14,00	13,75	16,00	15,50	16,00	16,00	17,00	19,00	20,50	22,00
II	4,25	4,75	5,25	4,75	5,00	5,00	5,25	4,50	5,50	6,00	6,50	7,00
I	2,50	2,75	3,00	3,00	3,00	2,75	3,25	2,75	3,50	3,75	4,00	4,25

Průběh tlakových ztrát ve větvích lze také vidět na Obr. 64, ze kterého lze zřetelně vidět rozdíl v tlakových ztrátách pro jednotlivé větve za rozdílných stupňů výkonu ventilátoru. Pro vyšší rychlosti proudění docházelo k relativně velkým výkyvům průtoků ve větvích.



Obr. 64-Průběh tlakových ztrát ve větvích pro adiabatický experiment s přepážkami-
25.07.2023-část B

Při porovnání teplot z obou adiabatických experimentů s přepážkami a bez přepážek nelze pozorovat výrazné rozdíly. Mírný rozdíl teplot je zapříčiněn mírně odlišnými teplotami po dobu experimentu.

Tlakové ztráty lze pozorovat u adiabatického experimentu s přepážkami výrazně vyšší než pro experiment bez přepážek. To vychází z Darcyho-Weissbachovy rovnice po doplnění členu místních ztrát. Tato tlaková ztráta způsobená přepážkou je značně vyšší pro vyšší stupeň proudění. Z průběhu tlakových ztrát adiabatického experimentu bez přepážek lze pozorovat výrazné výkyvy tlakových ztrát, které jsou výraznější při vyšším stupni výkonu ventilátoru. To vykazuje nerovnoměrnost průtoku v jednotlivých větvích. Po přidání přepážek lze na grafu výše pozorovat vyrovnaní skoků tlakových ztrát. Pro nízké stupně ventilátoru zkresluje přímé porovnání těchto grafů měřítko tlakových ztrát. Při změně měřítka by byly výkyvy tlakových ztrát stále patrné, ale méně výrazné než pro experiment bez přepážek.

4.2.2 Laboratorní experimenty se změnou teploty

Experiment se změnou teplot s přepážkami-E1 09.08.2021

V tento den probíhal experiment se změnou teplot s využitím přepážek ve stoupacích trubkách a bylo simulováno sluneční záření. Cílem experimentu bylo stanovit distribuci teplot a média v jednotlivých stoupacích větvích při zvýšené teplotě.

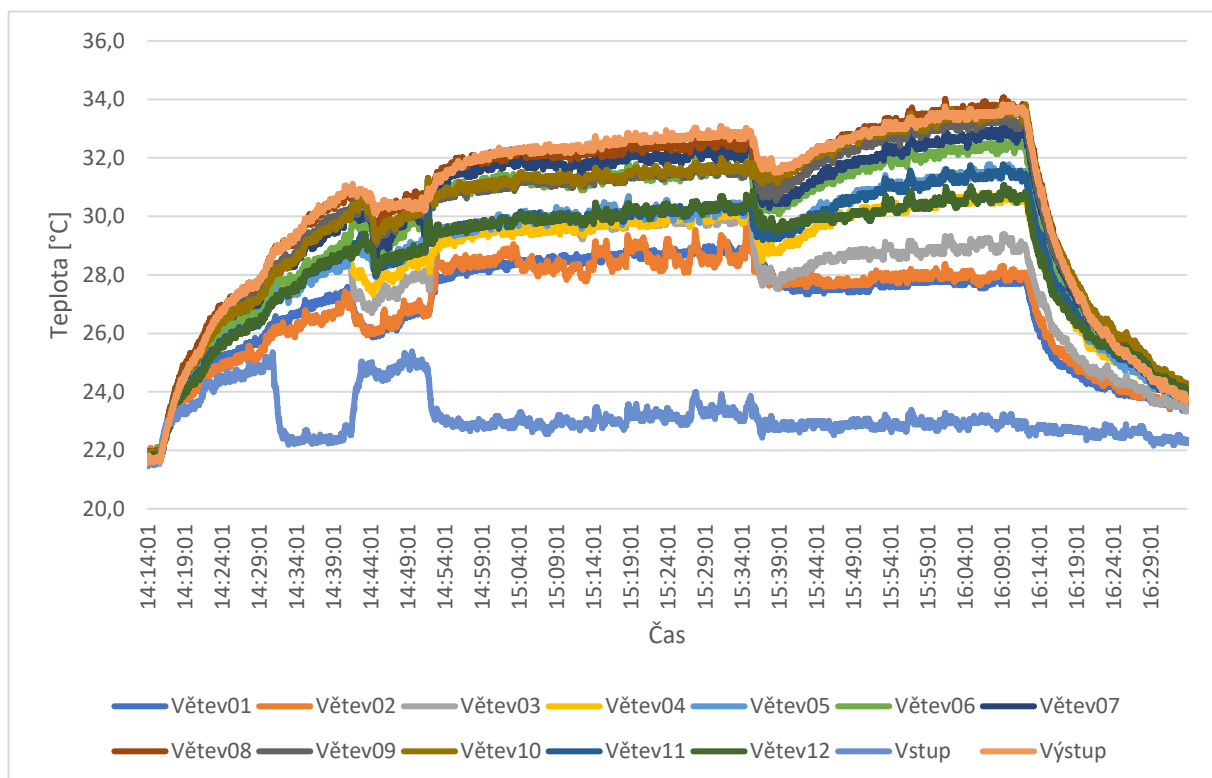
Okolní podmínky experimentu E1 se změnou teplot a s přepážkami:

- barometrický tlak – $P_{\text{bar}} = 96\,370 \text{ Pa}$;
- teplota okolí – $T_{\text{amb}} = 22 \text{ °C}$;
- $RV - RV_{\text{in}} = 47,1 \%$;
- difuzní záření – $E = 8,5 \text{ W/m}^2$;
- průměrná intenzita záření – $I_{\text{avg}} = 908,8 \text{ W/m}^2$.

Metadatové soubory k tomuto experimentu jsou přiloženy v příloze 2023-08-09-E1_metadata_processed.txt a 2023-08-09-1634-1_metadata_processed.txt. Kromě záznamů teploty byly hodnoty sledovaných fyzikálních veličin zaznamenávány v osmi snímkovacích časech v průběhu 76 min.

Průběh teplot po dobu experimentu je vyobrazen na Obr. 65, přičemž lze sledovat několik fází změn teplot v jednotlivých větvích z důvodu osvětlení lampami. Počáteční nárůst teplot (započatý v 14:15) byl způsoben spuštěním jednotky a postupným zapínáním lamp. Následující výkyv (patrný v čase 14:42-14:53) byl způsoben probíhající měření intenzity záření pyranometrem v 9 bodech nad solárním kolektorem. Následoval tzv. klidový režim (v grafu na Obr. 65 od 14:53-15:13), při kterém bylo cílem dosáhnout stabilizace teplot v solárním kolektoru za působení osvětlení. Následně probíhala hlavní fáze experimentu bez krytu (od 15:13). Po umístění krytu nad solární kolektor lze sledovat počáteční pokles teplot (v 15:37) a následný značný nárůst teplot v některých větvích. To je zapříčiněno funkcí krytu, který propouští krátkovlnné záření a zamezuje propouštění dlouhovlnného záření zpět. Zároveň ofuk zabezpečující nepřehřívání působí po umístění krytu výrazněji na krajní dvě větve. Po ukončení simulace záření následoval rychlý pokles teplot ve větvích (mimo jiné i díky stálému nasávání čerstvého vzduchu ventilátorem).

Pro hlavní fázi experimentu E1 větve vzdálenější od výstupu kolektoru s č. 1-6 dosahovaly v průměru nižších teplot, než větve bližší výstupu kolektoru s č. 07-12. Nejnižší průměrně teploty byly zjištěny ve větvi č.1 $T_{01avg}=28,24\text{ }^{\circ}\text{C}$ a nejvyšší pro větev č.8 $T_{08avg}=32,91\text{ }^{\circ}\text{C}$. Maximální rozdíl mezi T_{in} a T_{out} byl $10,63\text{ }^{\circ}\text{C}$. Mezi trubkami č.1 a č.8 byla zaznamenána maximální teplotní diference $4,09\text{ }^{\circ}\text{C}$ (bez krytu), resp. $5,92\text{ }^{\circ}\text{C}$ (s umístěným krytem).



Obr. 65-Průběh teplot pro experiment 09.08.2023-E1

Experimenty se změnou teplot s přepážkami probíhaly za výkonového stupně I nebo III. V případě zde prezentovaného experimentu byl ventilátor nastaven na výkonový stupeň III po celou dobu měření, čemuž odpovídala naměřená rychlost proudění v prodloužení z kolektoru $v_{III}=4,77-4,93$ m/s.

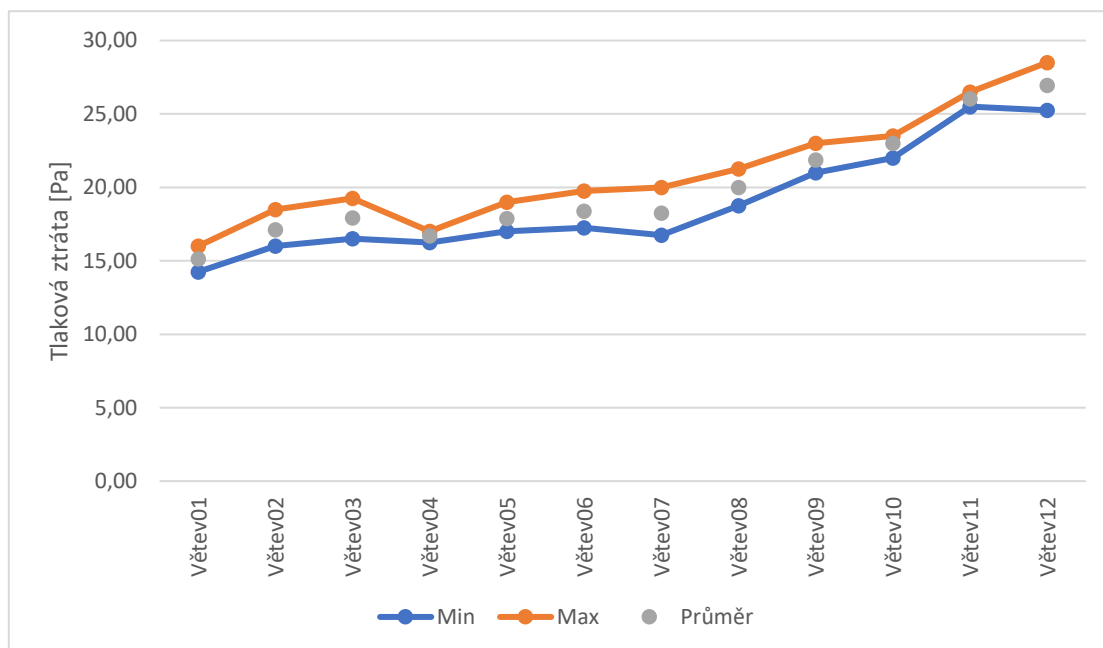
Tlakové ztráty lze vidět v Tab. 27, kdy modře zvýrazněná část symbolizuje hlavní část experimentu. Opět byly dosaženy vyšší hodnoty tlakových ztrát proudění ve větvích nejbližší výstupu kolektoru, a to jak při měření bez umístěného krytu (viz snímkovací časy 15:13–15:29) a s ním (snímkovací časy 15:52–16:08), tak i během následujícího období bez simulace záření. V návaznosti na Obr. 65 lze porovnat rozdíly tlakových ztrát pro jednotlivé fáze experimentu. Pokud po přidání krytu došlo pro větev č.1 k ochlazení a současně došlo k poklesu tlakových ztrát (o 9,4 %), a naopak pro větev č. 8 došlo po přidání krytu k zvýšení teploty a zároveň k nárůstu tlakové ztráty ve větvi (o 10,4 %).

Ze směrodatných odchylek pro jednotlivé fáze vyplývá, že po přidání krytu a navýšení teploty výrazněji oscilovaly průtoky v jednotlivých větvích.

Tab. 27-Průběh tlakových ztrát [Pa] v jednotlivých větvích pro experiment se změnou teplot a s přepážkami 09.08.2023-E1

Větev	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
měření bez krytu												
15:13:00	15,5	18,5	19,0	17,0	17,0	17,5	17,0	19,0	21,2	23,5	26,5	28,0
15:21:00	15,7	18,0	19,2	17,0	17,5	17,2	17,0	18,7	21,0	23,5	26,0	28,5
15:29:00	16,0	18,0	19,0	17,0	17,2	17,7	16,7	19,0	21,5	23,5	26,0	28,5
Sm. odch.	0,20	0,23	0,11	0	0,20	0,20	0,11	0,11	0,20	0	0,23	0,23
měření s krytem												
15:52:00	14,7	16,2	17,2	16,7	19,0	19,7	20,0	21,2	23,0	23,0	26,0	26,0
16:00:00	14,2	16,0	16,5	16,2	18,0	18,7	19,2	21,0	22,5	22,5	26,2	25,2
16:08:00	14,5	16,0	16,5	16,2	18,5	19,2	19,5	21,0	22,0	22,0	25,5	25,5
Sm. odch.	0,20	0,11	0,35	0,23	0,40	0,40	0,31	0,11	0,40	0,40	0,31	0,31
měření s krytem – doběh												
16:14:00	14,5	16,0	17,0	16,7	18,7	19,7	20,0	21,5	23,0	22,5	26,0	26,0
16:22:00	14,0	16,2	17,0	17,0	18,7	19,2	19,7	21,5	23,5	24,0	27,5	25,7
16:30:00	13,5	17,0	17,2	17,5	19,2	20,0	20,0	22,0	23,5	25,0	28,5	26,5
Sm. odch.	0,40	0,42	0,11	0,31	0,23	0,31	0,11	0,23	0,23	1,02	1,02	0,31
Souhrn sm. odch.	0,79	0,95	1,05	0,37	0,76	0,99	1,35	1,19	0,90	0,85	0,88	1,23

Průměr, minima a maxima tlakových ztrát ve větvích pro hlavní fázi experimentu lze vidět na Obr. 66, ze kterého lze vidět rozdíl v tlakových ztrátách pro jednotlivé větve.



Obr. 66-Průběh tlakových ztrát ve větvích pro experiment se změnou teplot s přepážkami-09.08.2023-E1

Experiment se změnou teplot bez přepážek-E1 11.08.2023

Cílem experimentu bylo stanovit distribuci teplot a toku média bez využití přepážek v jednotlivých stoupacích větvích. Postup prací byl shodný s předchozím typem experimentu.

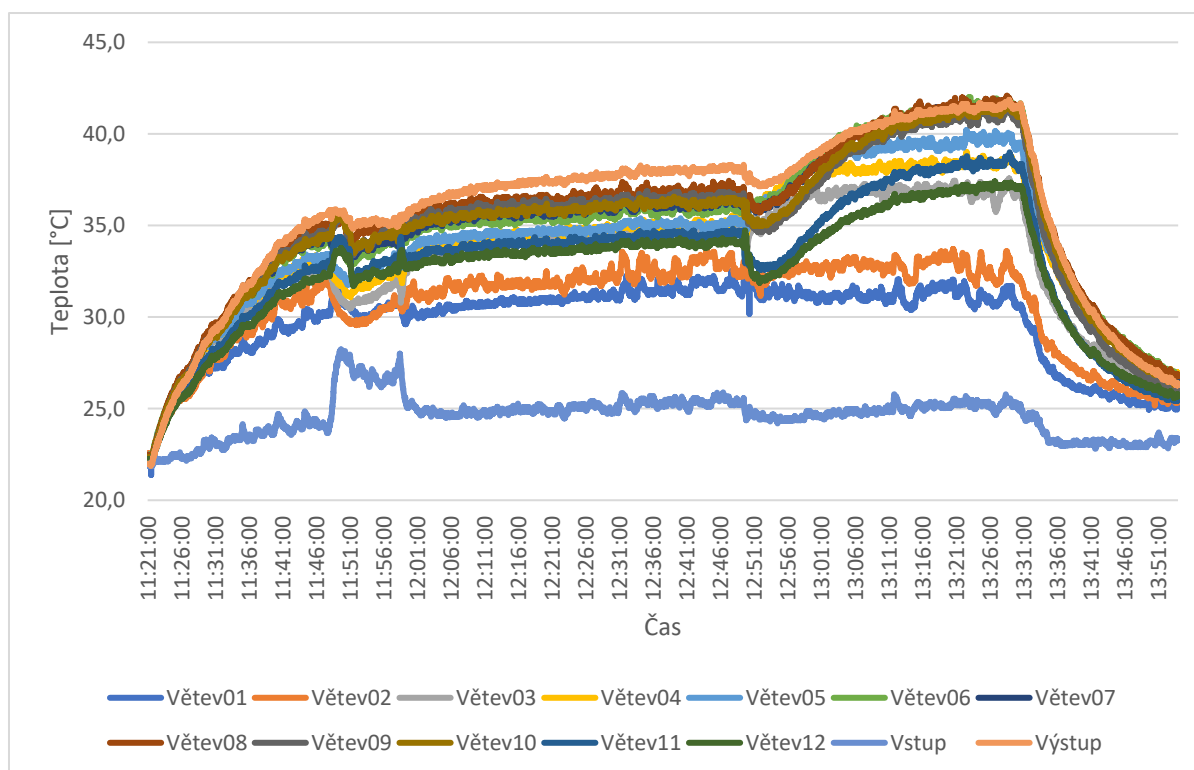
Výkon ventilátoru byl nastaven na rychlostní stupeň I, kdy rychlost proudění se pohybovala v intervalu hodnot $v_I=2,15-2,24$ m/s. Tento druh experimentu probíhal pouze za výkonového stupně I z důvodu výrazné oscilace tlakových ztrát pro vyšší stupně.

Okolní podmínky experimentu E1 se změnou teplot a bez přepážek:

- barometrický tlak – $P_{\text{bar}} = 96\,930$ Pa;
- teplota okolí – $T_{\text{amb}} = 24$ °C;
- $RV-RV_{\text{in}}=44,9$ %;
- difuzní záření – $E = 9,4$ W/m²;
- průměrná intenzita záření – $I_{\text{avg}}=932$ W/m².

Metadatové soubory k tomuto experimentu jsou přiloženy v příloze pod názvem 2023-08-11-E1_metadata_processed.txt a 2023-08-11-1354-1_metadata_processed.txt.

Průběh teplot po dobu experimentu je vyobrazen na Obr. 67. Charakter průběhu teplot je podobný jako v předešlém experimentu se změnou teploty, avšak z důvodu nižšího rychlostního stupně bylo docíleno vyšších teplot v systému.



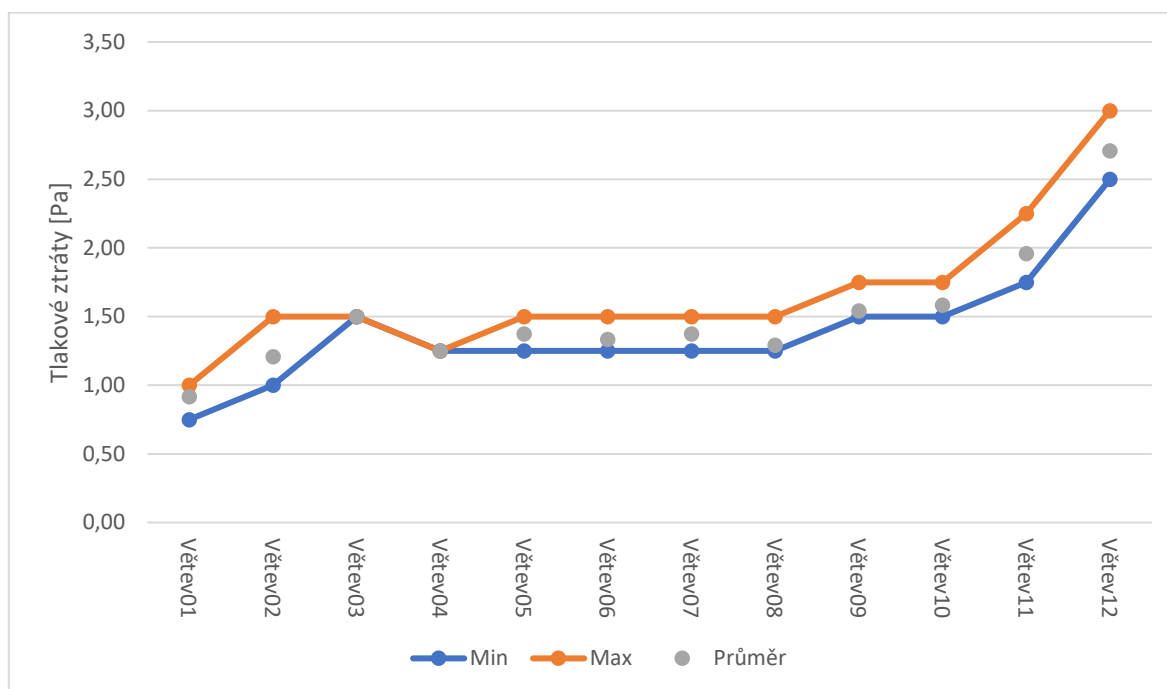
Obr. 67-Průběh teplot pro experiment 11.08.2023-E1

Oproti předešlému experimentu lze sledovat výrazně nižší tlakové ztráty, díky nižšímu výkonu ventilátoru a současně chybějícím přepážkám. Tlakové ztráty lze vidět v Tab. 28, kdy modře zvýrazněná část symbolizuje hlavní část experimentu.

Tab. 28- Průběh tlakových ztrát [Pa] v jednotlivých větvích pro experiment se změnou teplot bez přepážek 11.08.2023-E1

Větev	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12
Měření bez krytu												
12:30:00	1,00	1,00	1,50	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,50	1,50	2,00	2,75
12:38:00	1,00	1,25	1,50	1,25	1,25	1,25	1,50	1,25	1,50	1,75	2,00	3,00
12:40:00	1,00	1,50	1,50	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,75	1,75	2,25	3,00
Sm. odch.	0	0,20	0	0	0	0	0,11	0	0,11	0,11	0,11	0,11
Měření s krytem												
13:11:00	0,75	1,25	1,50	1,25	1,50	1,50	1,50	1,25	1,50	1,50	1,75	2,50
13:19:00	0,75	1,00	1,50	1,25	1,50	1,25	1,25	1,50	1,50	1,50	2,00	2,50
13:27:00	1,00	1,25	1,50	1,25	1,50	1,50	1,50	1,25	1,50	1,50	1,75	2,50
Sm. odch.	0,11	0,11	0	0	0	0,11	0,11	0,11	0	0	0,11	0
Měření s krytem-doběh												
13:32:00	0,75	1,00	1,25	1,25	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,75	2,50
13:40:00	0,75	1,00	1,25	1,00	1,50	1,25	1,25	1,25	1,25	1,00	1,50	2,25
13:48:00	1,00	1,00	1,25	1,00	1,50	1,50	1,50	1,25	1,25	1,25	1,50	2,25
Sm. odch.	0,11	0	0	0,11	0	0,11	0,11	0,11	0,11	0,20	0,11	0,11
Souhrn sm. odch.	0,12	0,17	0,11	0,10	0,11	0,12	0,12	0,10	0,14	0,21	0,23	0,26

Průměr, minima a maxima tlakových ztrát ve větvích pro hlavní fázi experimentu lze vidět na Obr. 68, ze kterého lze vidět rozdíl v tlakových ztrátách pro jednotlivé větve.



Obr. 68-Průběh tlakových ztrát ve větvích pro experiment se změnou teplot bez přepážek-11.08.2023-E1

4.2.3 Souhrn

Následující Tab. 29 shrnuje naměřené fyzikální veličiny z experimentů pro všechny experimenty. Experiment adiabatický bez přepážek byl opakován čtyřikrát a experiment adiabatický bez přepážek byl opakován třikrát. Experiment za změny teplot s přepážkami byl opakován pětkrát a experiment za změny teplot bez přepážek byl opakován třikrát. Celkem bylo provedeno 15 experimentů.

Tab. 29-Krajní hodnoty naměřených veličin provedených experimentů

Experiment		P_{bar} [Pa]	dP_{max} [Pa]	dP_{min} [Pa]	T_{max} [°C]	T_{min} [°C]	RV_{max} [%]	RV_{min} [%]	v_{max} [m/s]	v_{min} [m/s]
1	A-s přepážkami	95 340	45,50	2,00	23,58	23,10	62,80	57,90	6,43	1,56
2	B-s přepážkami	95 340	46,50	2,50	23,83	22,70	63,30	56,00	6,48	1,75
3	C-s přepážkami	95 340	45,50	3,00	26,33	23,48	61,20	55,70	6,45	1,87
4	D-s přepážkami	96 360	48,25	2,75	21,91	21,32	61,30	56,30	6,40	1,79
5	E1-s přepážkami	96 370	28,50	14,25	33,73	27,71	47,30	30,80	4,93	4,77
6	E2-s přepážkami	96 450	6,75	3,50	44,11	30,80	46,60	22,10	2,09	2,05

7	E3-s přepážkami	96 840	32,50	16,25	33,57	27,60	49,10	31,30	5,27	4,95
8	E4-s přepážkami	96 800	7,00	3,75	43,87	32,15	44,00	20,80	2,23	2,16
9	E5-s přepážkami	96 770	7,00	3,75	44,43	33,44	41,20	20,30	2,15	2,12
10	A	96 930	8,50	0,50	22,45	21,89	61,10	55,00	6,63	1,86
11	B	96 930	9,00	0,50	22,51	21,91	60,20	55,40	6,61	2,20
12	C	96 930	8,75	0,75	22,52	22,01	60,90	55,90	6,69	2,21
13	E1	96 370	3,00	0,75	41,63	30,94	45,50	22,40	2,22	2,15
14	E2	96 930	3,25	0,75	43,67	32,49	44,00	21,40	2,30	2,14
15	E3	96 440	2,75	0,75	42,94	31,51	53,90	26,00	2,20	2,09

4.3 Analytický výpočet

V následující části práce je popsán postup výpočtu distribuce tekutiny na základě dvou přístupů. Nejdříve je popsána metodika stanovení distribuce tekutiny v prostředí MS Excel [107] za využití základních principů hydromechaniky. Tyto postupy byly využity především v rámci zpracování dat z laboratorních měření. Následně jsou popsány dva predikční modely distribuce toku v distribučních systémech, jejichž funkčnost byla ověřována právě pomocí naměřených dat. Některé výsledky základních výpočtů jsou využity k analýze distribuce tekutiny pomocí těchto analytických modelů zpracovaných v prostředí Maple [108]. V závěrečné části jsou výsledky distribuce tekutiny zjištěné měřením a pomocí analytických modelů porovnány.

4.3.1 Metodika výpočtu distribuce tekutiny v prostředí MS Excel

Před samotným výpočtem distribuce tekutiny bylo nutné stanovit známé fyzikální a geometrické parametry. Tyto známé vstupní parametry byly:

- tlaková ztráta v jednotlivých větvích – dP ;
- barometrický tlak – P_{bar} ;
- teploty média v jednotlivých větvích, na vstupu a výstupu do systému – $T_{\text{in,out}}$;
- relativní vlhkost na vstupu a výstupu do systému – $RV_{\text{in,out}}$;
- rychlost proudění v potrubí DN150 pro jednotlivé stupně ventilátoru – $v_{\text{I-IV}}$;
- průměr větví – D_v ;
- délka větví – L_v ;
- průměr kolektoru – D_c ;
- délka kolektoru – L_c ;
- parametry přepážek – počet děr n_{or} , průměr děr d_{or} .

V první fázi výpočtu bylo nutné stanovit hodnoty měrné vlhkosti vzduchu x na vstupu a výstupu do systému. Nejdříve musely být vypočteny parciální tlaky sytých par vzduchu P_A na vstupu a výstupu. Pro výpočet parciálních tlaků sytých par byly využity vzorce (19), (20) a (21) ze

zdrojů [109], [110] a [111]. Z těchto vztahů lze vidět, že se jedná o vztahy empirické a závisí pouze na teplotě média, přičemž rozdíl mezi jejich výsledky činil okolo 5 %. Proto bylo pro vhodnou reprezentaci využito více variant výpočtu a výsledky byly následně zprůměrovány pro navazující výpočet měrné vlhkosti vzduchu.

$$P_{Aout,in} = e^{\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + T_{out,in}}\right)} \quad (19)$$

$$P_{Aout,in} = 1000 \cdot 10^{\left(\frac{7,19621 - 1730,63}{233,426 + T_{out,in}}\right)} \quad (20)$$

$$P_{Aout,in} = e^{(A-B)} \quad (21)$$

$$A = \frac{42,5789 - 6485,5}{T_{out,in} + 273,15} - 3,8932 \cdot \log(T_{out,in} + 273,15)$$

$$B = 0,0132505 \cdot (T_{out,in} + 273,15) + 9,2271 \cdot (10^{-6}) \cdot (T_{out,in} + 273,15)^2$$

Po výpočtu parciálního tlaku sytých par byla dle [109] spočítána měrná vlhkost vzduchu dle vztahu (22).

$$x_{out,in} = 1000 \cdot 0,622 \cdot \left(\frac{RV_{out,in}}{100}\right) \cdot \frac{P_{Aout,in}}{P_{bar} - \left(\frac{RV_{out,in}}{100}\right) \cdot P_{Aout,in}} \quad (22)$$

Následně bylo nutné stanovit fyzikální vlastnosti média. Výpočet hustoty vlhkého vzduchu ρ vychází ze vztahu (23) dle [109], kde R_{vzd} a R_v je plynová konstanta suchého vzduchu, resp. vodní páry a P_{vzd} a P_v je parciální tlak suchého vzduchu, resp. vodní páry. Podrobný výpočet hustoty média ve skriptu VBA je uveden v excelovém dokumentu pro adiabatický experiment s přepážkami v příloze diplomové práce.

$$\rho = \frac{P_{vzd}}{R_{vzd} \cdot T} + \frac{P_v}{R_v \cdot T} \quad (23)$$

Dynamická viskozita η byla stanovena na základě barometrického tlaku a teploty média dle internetové kalkulačky [112] pro stanovení fyzikálních vlastností vzduchu.

Posledním krokem před výpočtem rychlosti proudění na výstupu z kolektoru bylo stanovení místní ztráty přepážky v kolektoru $\zeta_{P,kol}$. Místní ztráty byly stanoveny na základě zdroje [113] dle diagramu 8-5 a 8-1. Výpočet výsledné místní ztráty přepážky vycházel z rovnice (24), kde ζ_φ je koeficient tvaru otvoru přepážky, F_0 , F_1 je průtočná plocha otvoru přepážky, resp. kolektoru, součinitel zohledňující vliv poréznosti a $\epsilon_0 Re$ a ζ_{qu} je koeficient, který bere v úvahu vstupní podmínky proudění do otvoru přepážky. Jednotlivé koeficienty byly získány interpolací z tabelovaných dat přiložených k diagramům 8-5 a 8-1.

$$\zeta_{P,kol} = \zeta_\varphi \frac{1}{\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2} + \epsilon_0 Re \zeta_{qu} \quad (24)$$

Rychlosti proudění v potrubí DN150 se pro daný výkonnostní stupeň lišily jen velice málo (řádově o 6 %), proto byly pro zjednodušení výsledné hodnoty místních ztrát přepážky v kolektoru stanovovány pro průměrné hodnoty rychlosti proudění při daných výkonnostních stupních. Rychlosti proudění v potrubí DN140 a DN47 byly stanoveny na základě rovnice kontinuity pro nestlačitelnou kapalinu z důvodu nízkých rychlostí a tlaku a naměřených dat v potrubí DN150 pro odlišné stupně proudění ventilátoru.

Reálná rychlost proudění v kolektoru byla stanovena za využití Darcyho-Weisbachovy rovnice (25), která bere v potaz parametry hustoty, dynamické viskozity, třecího součinitele potrubí f a místní ztráty přepážky ζ (v případě výpočtu tlakových ztrát kolektoru ζ_{PKol}). Pro výpočet rychlosti média v kolektoru se vycházelo ze známé rychlosti média na anemometru pro DN150, kdy rovnicí kontinuity byla stanovena rychlost proudění v kolektoru. Výpočet reálné rychlosti proudění probíhal iteračně, kdy cílem bylo korigovat f potrubí dle Poiseuilleovy rovnice (26) pro oblast laminárního proudění či dle Churchillovy aproximace (27), kde ε je absolutní drsnost potrubí, pro výpočet třecího součinitele pro oblast přechodného či turbulentního proudění [114].

$$dP = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho + \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (25)$$

$$f = \frac{64}{Re} \quad (26)$$

$$f = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (27)$$

Kde:

$$a = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + \frac{0,27 \cdot \varepsilon}{D} \right) \right]^{16}$$

$$b = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$$

Podrobný výpočet rychlosti proudění v kolektoru je uveden ve skriptu VBA v excelovém dokumentu pro daný experiment v příloze diplomové práce.

Po tuto fázi byly výpočty totožné pro variantu experimentu s přepážkami i pro variantu experimentu bez přepážek. Po stanovení rychlosti proudění v kolektoru bylo možné přistoupit ke stanovení rychlosti proudění ve větvích. V následující části práce jsou představeny odlišné přístupy výpočtu rychlosti proudění ve větvích v závislosti na přítomnosti přepážek.

Stanovení rychlosti proudění a průtoku ve větvích pro experiment s přepážkami

Pro výpočet rychlosti proudění ve větvích s přepážkami bylo nejdříve nutné stanovit místní ztráty přepážky $\zeta_{P,v}$. V této fázi bylo možné zanedbat místní ztráty nátokem do větve a míšením média v kolektoru, protože naměřená tlaková ztráta (ze které se vycházelo) zahrnovala pouze příspěvek od přepážky a hladkého potrubí.

První přístup stanovení místních ztrát vycházel z bilanční rovnice pro naměřené tlakové ztráty potrubí s přepážkou a vypočtené tlakové ztráty pro hladké potrubí (bez prvků místních ztrát). Pro zjednodušení výpočtu byla předem stanovena přibližná rychlost ve větvi dle rovnice kontinuity. Pro tuto rychlost byl stanoven také třecí součinitel ve větvi dle vztahu (26) či (27). Následně byla vypočtena tlaková ztráta v hladkém potrubí pomocí Darcy-Weisbachovy rovnice. Výsledný přírůstek tlakové ztráty od přepážky dP byl pak vypočten jako rozdíl měřené hodnoty tlakové ztráty a vypočítané tlakové ztráty pro průtok volným potrubím. Místní ztráta přepážky v dílčích větvích byla poté stanovena na základě vztahu (28) pro diagram 8-5 [113].

$$\zeta_{p,v} = \frac{dP}{\rho \cdot \left(\frac{v^2}{2}\right)} \quad (28)$$

Druhý přístup vycházel ze stanovení místní ztráty pomocí diagramu 8-5 a 8-1 [113] obdobně jako pro případ přepážky v kolektoru. Hodnota místní ztráty stanovená takto na základě literatury byla až 8krát větší než hodnota stanovená bilančním přístupem.

Je nutné zmínit, že k výpočtu výsledné rychlosti ve větvích byl využit první přístup stanovení místní ztráty přepážky ve větvi, protože výsledná relativní chyba průtoků (v kolektoru a součet průtoků větvemi) byla výrazně nižší než pro výpočet s místní ztrátou stanovenou dle literatury.

Výpočet rychlosti proudění ve větvích vycházel z naměřené tlakové ztráty a byl proveden obdobně za pomoci iterace třecího součinitele ve větvích vycházející ze vztahů (26) či (27). Podrobný výpočet rychlosti proudění ve větvích je uveden ve skriptu VBA v excelovém dokumentu pro daný experiment v příloze diplomové práce. Po stanovení rychlostí proudění ve větvích a v kolektoru byl výsledný průtok Q_v pro jednotlivé větve a kolektor stanoven dle rovnice kontinuity.

Stanovení rychlosti proudění a průtoku ve větvích pro experiment bez přepážek

V počáteční fázi výpočtu byla pro výpočet rychlosti proudění ve větvích bez přepážky využita Darcyho-Weisbachova rovnice s postupným iterováním třecího součinitele ve větvích dle (26) či (27). Metodika výpočtu byla totožná se stanovením rychlosti proudění se systémem s přepážkami ve větvích až na absenci ztrátového členu přepážky.

Bylo zjištěno, že jak experiment adiabatický bez přepážek, tak experiment se změnou teploty bez přepážek se pohybuje na hranici měřitelnosti (viz experiment A-11.08.2023 a experiment E1-11.08.2023). Při nízkých rychlostech proudění byla tlaková ztráta naměřená na manometru velmi nízká. Zároveň se jednalo o střední hodnotu tlakové ztráty, okolo které tlaková ztráta oscilovala, přičemž zvláště pro vyšší rychlosti proudění docházelo k relativně velkým výkyvům průtoků ve větvích. Tento přístup zaznamenal až 60% relativní chybu v rozdílech průtoků, kdy výsledný průtok v kolektoru byl značně vyšší než součet průtoků ve větvích. Na základě srovnání s výpočtem nejistoty objemového průtoku pro standardní nejistotu měření nekalibrovaného anemometru vycházela odchylka průtoků $\pm 60\%$, což odpovídá vypočtenému rozdílu hodnot.

Z tohoto důvodu byly výsledné průtoky ve větvích stanoveny jako korigované hodnoty průtoků pomocí celkového průtoku (zjištěného pro DN150) a podílu tlakových ztrát na větví dle vztahu (29).

$$Q_{v,i}^* = \frac{dP_i \cdot Q_{tot}}{\sum_{i=1}^n dP_i} \quad (29)$$

4.3.2 Průměrování dat z jednotlivých experimentů

Po výpočtu průtoků ve větvích na základě měření pro jednotlivé experimenty následovalo shrnutí dat dle druhu experimentu. Cílem bylo zredukovat množství dat o průtocích v jednotlivých částech solárního kolektoru pro následnou aplikaci analytických modelů. Nejdříve byla data rozdělena do jednotlivých excelových dokumentů dle typu experimentu na:

- adiabatický experiment s přepážkami;
- adiabatický experiment bez přepážek;
- experiment se změnou teplot s přepážkami;
- experiment se změnou teplot bez přepážek.

Průtoky pro adiabatické experimenty bez přepážek a s přepážkami byly členěny na základě odlišných stupňů ventilátoru.

Průtoky pro experimenty se změnou teplot bez přepážek a s přepážkami byly rozčleněny dle stupně výkonu ventilátoru a v druhém kroku členěny také dle přítomnosti krytu nad kolektorem.

Po rozdělení dat byly hodnoty průtoků ve větvích, kolektoru a na prodlouženém výstupu z kolektoru zprůměrovány k celkové reprezentaci všech experimentů.

4.3.3 Modely pro analýzu funkce kolektoru

Pro analýzu toků proudících stoupacími větvemi do kolektoru byly vybrány modely dle prací Bajury [4] a Bajury a Jonese [5]. Bylo ověřeno, že oba modely spolehlivě fungují za určitých podmínek pro modelování distribuce toku z distributoru do trubkových svazků dle prací [115] [98] [116].

Oba modely lze formulovat na základě diferenciální rovnice (30), kterou lze popsat chování média proudícího ze stoupacích trubek do kolektoru. Výstupem této rovnice je funkce, která vyjadřuje chování bezrozměrného průtoku v hlavním kanále $Q_N(x)$, což vyjadřuje poměr mezi aktuálním průtokem v hlavní komoře $Q(x)$ vůči výstupnímu průtoku z kolektoru Q_{out} .

První derivace normalizovaného průtoku pak vyjadřuje množství přitékající tekutiny jako poměr objemového průtoku ve větvi a průměrného průtoku ve větvi v závislosti na místě v kolektoru.

Proměnná x vyjadřuje bezrozměrnou vzdálenost napříč hlavním kanálem od uzavřeného konce. Předpokladem je, že model pracuje s konstantní vzdáleností roztečí stoupacích trubek p . Celkovou délku kolektoru lze vyjádřit jako L_c , kdy $L_c = p \cdot n$, kde n vyjadřuje celkový počet stoupacích trubek a p rozteč. Tuto bezrozměrnou vzdálenost lze vyjádřit na základě rovnice (31), kdy L vyjadřuje vzdálenost od uzavřeného konce kolektoru.

$$\frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + \Phi_1 Q_N(x)^2 + M_1 Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) = 0 \quad (30)$$

$$x = \frac{L}{L_c} \quad (31)$$

Koeficient Φ_1 popisuje vliv tření a koeficient M_1 popisuje vliv hybnosti na tok v distribučním systému z trubkového svazku do hlavního kanálu. Tyto koeficienty mají odlišné tvary pro jednotlivě zmíněné predikční modely. V Tab. 30 jsou zmíněny formulace jednotlivých koeficientů pro případ kombinovaného toku. Člen A_r vyjadřuje poměr průtočných ploch mezi celkovou plochou stoupacích trubek a hlavním kanálem, H součinitel hydraulického odporu,

f_c třecí součinitel v kolektoru, D_c průměr kolektoru, θ_c koeficient korekce hybnosti v kolektoru a γ_c změnu statického tlaku v kolektoru.

Tab. 30-Koeficienty hybnosti a tření z rovnice (30) pro případ kombinace toku

Koeficient	Bajura [4]	Bajura a Jones [5]
Φ_1	$\frac{1}{2A_r H} \frac{f_c L_c}{D_c}$	$\frac{A_r^2}{H} \frac{f_c L_c}{2D_c}$
M_1	$\frac{2 - \gamma_c}{H}$	$-\frac{A_r^2}{H} \theta_c$

Dosažením těchto koeficientů do rovnice (30) mají modely tvar:

- Model dle Bajury [4]:

$$\frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + \frac{1}{2A_r H} \frac{f_c L_c}{D_c} Q_N(x)^2 + \frac{2 - \gamma_c}{H} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) = 0 \quad (32)$$

- Model dle Bajury a Jonese [5]:

$$\frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + \frac{A_r^2}{H} \frac{f_c L_c}{2D_c} Q_N(x)^2 - \frac{A_r^2}{H} \theta_c Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) = 0 \quad (33)$$

Okrajové podmínky rovnice (32) a (33) vyjadřují nulovou hodnotu na počátku kolektoru (34) (uzavřené části kolektoru) a maximální průtok na konci otevřené části kolektoru (35). [115] [116]

$$Q_N(0) = 0 \quad (34)$$

$$Q_N(1) = 1 \quad (35)$$

4.3.4 Metodika výpočtu distribuce tekutiny v prostředí Maple

Výpočty byly rozděleny na základě druhu experimentu na adiabatické a se změnou teploty, přičemž pro experiment s přepážkami bylo nutné odlišit stanovení místní ztráty přepážky dle literatury či bilančního přístupu. Dalším důležitým aspektem výpočtu bylo nastavení koeficientu korekce hybnosti v kolektoru θ_c , kdy v základním nastavení modelu byl nastaven dle doporučení literatury $\theta_c = 2,6$ a v modifikovaném nastavení bylo cílem variovat tento koeficient v rozmezí $\theta_c = 2,6 \pm 0,05$.

Dělení dle přítomnosti přepážek a nastavení θ_c bylo následující:

- s přepážkami stanovenými bilančním způsobem a základním nastavením θ_c ;
- s přepážkami stanovenými bilančním způsobem a modifikací θ_c ;
- s přepážkami stanovenými dle literatury a základním nastavením θ_c ;
- s přepážkami stanovenými dle literatury a modifikací θ_c ;
- bez přepážek a základním nastavením θ_c ;
- bez přepážek a modifikací θ_c .

Dělení dle typu experimentu nemělo vliv na postup nastavení analytického modelu. Hlavní obměna v nastavení modelu spočívala v přítomnosti či nepřítomnosti přepážek ve větvích, což se promítlo do koeficientu H. K základnímu popisu výpočtu bude podrobně rozebrán postup

výpočtu pro adiabatický experiment s přepážkami, jejichž místní ztráty byly stanoveny bilančním přístupem, s výkonovým stupněm ventilátoru I, se základním nastavením θ_C a jeho modifikací.

Po zadání geometrie solárního kolektoru, hodnot průtoku z naměřených veličin a již známých součinitelů pro místní ztráty bylo nutné dodatečně také stanovit součinitele místních ztrát pro nátok do větve ζ_n a míšení proudů v kolektoru ζ_s . Místní ztráty pro nátok do větve byly stanoveny na základě diagramu 3-2 [113] interpolací hodnot tabelovaných dat přiložených k tomuto diagramu. Místní ztráty pro míšení proudů v kolektoru byly stanoveny na základě diagramu 7-4 [113] interpolací hodnot z tabulky přiložené v diagramu. Oba parametry jsou uvažovány konstantní pro jednotlivé výkonnostní stupně ventilátoru.

Po stanovení vstupních parametrů bylo možné přejít k výpočtu na základě analytických modelů. Nejdříve byl proveden výpočet dle Bajury [4]. Dle vztahů uvedených v Tab. 30 byly stanoveny součinitele Φ_1 a M_1 , přičemž koeficient $\gamma_C = -0,4$ byl zvolen na základě parametrů grafu č.7 zdroje [4]. V rovnici (36) lze vidět dosazené parametry do rovnice (32) pro případ adiabatického experimentu s přepážkami stanovenými bilančním způsobem za výkonového stupně I. Následně mohlo být provedeno řešení diferenciální rovnice.

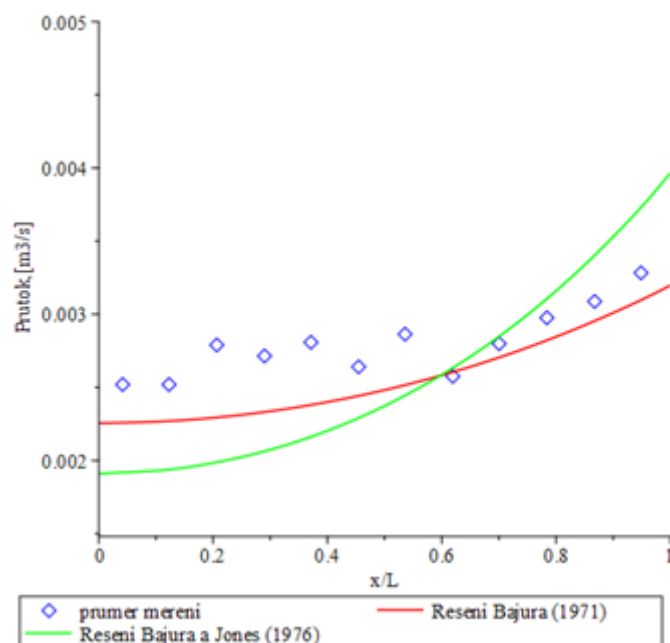
$$\frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + 0,2018 Q_N(x)^2 - 0,7910 Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) = 0 \quad (36)$$

Výsledný normalizovaný průtok větvemi lze převést na reálný průtok vynásobením průměrnou hodnotou průtoku větvemi, která byla získána z měření.

Pro výpočet dle Bajury a Jonese [5] byly vstupní parametry geometrie a tokové charakteristiky totožné. Model dle Bajury a Jonese bere v potaz korekční faktor zahrnující změnu hybnosti při odbočení média, který byl v základní verzi volen jako $\theta_C = 2,6$. Následně bylo nutné vypočítat koeficienty Φ_1 a M_1 dle tvarů pro model Bajury a Jonese v Tab. 30. Posléze bylo možné dosadit hodnoty koeficientů do rovnice (33). Dosazené hodnoty koeficientů jsou uvedeny v rovnici (37). Hlavní výstup z řešení diferenciální rovnice je opět normalizovaný průtok v kolektoru v závislosti na místě v kolektoru.

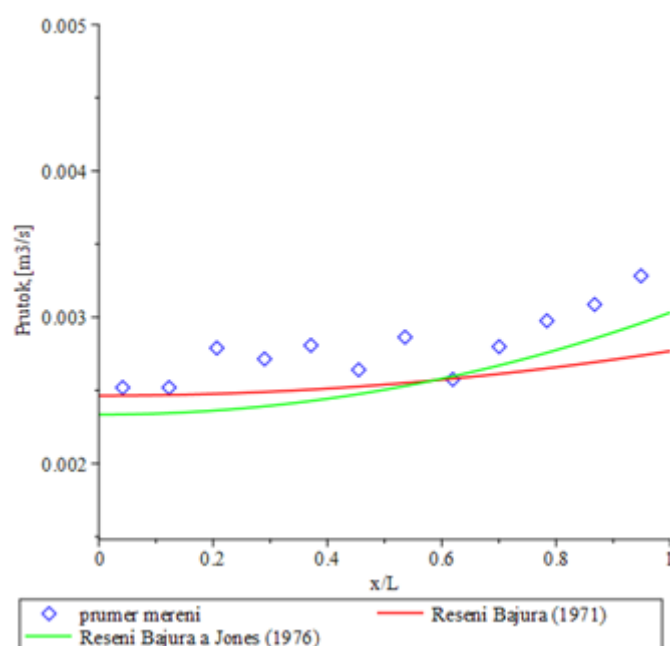
$$\frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + 0,6495 Q_N(x)^2 - 1,8677 Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) = 0 \quad (37)$$

Obr. 69 porovnává průtoky stanovené na základě měření s průtoky vypočtenými na základě modelů dle Bajury a Bajury a Jonese.



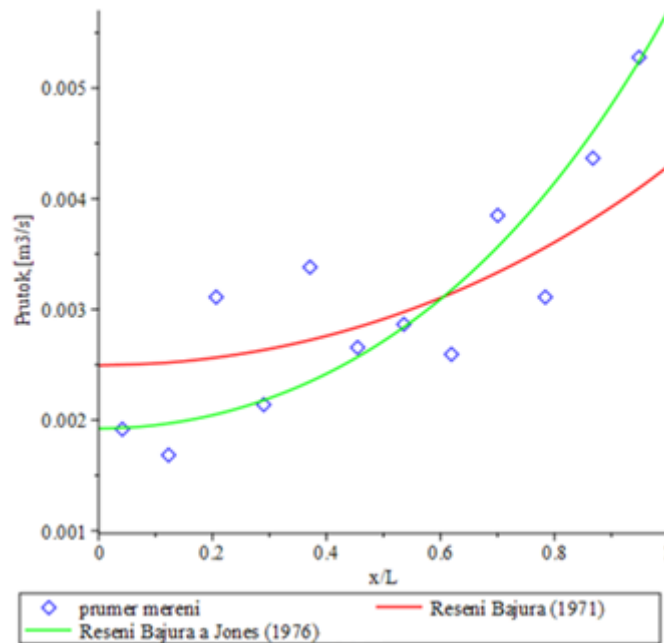
Obr. 69-Porovnání průtoků v přítocích kolektoru z měření vůči průtokům stanoveným z modelů Bajury a Bajury a Jonese se stanovením místních ztrát přepážek bilančně

Pro případ totožného adiabatického experimentu s přepážkami, jejichž místní ztráta se stanovila dle literatury, byla jediná modifikace vstupních hodnot v místní ztrátě přepážky. Tato změna měla výrazný vliv na výslednou hodnotu ztrátového součinitele H . Ztrátový součinitel H byl v důsledku značně vyšší, což mělo výrazný vliv na výsledky predikce distribuce toku dle obou modelů. Z Obr. 70 lze vidět, že navýšením ztrátového součinitele H dojde k výraznému zrovnoměrnění průtoku napříč kolektorem, kdy rozdíl mezi jednotlivými částmi kolektoru není tak výrazný oproti případu s nižší hodnotou ztrátového součinitele.



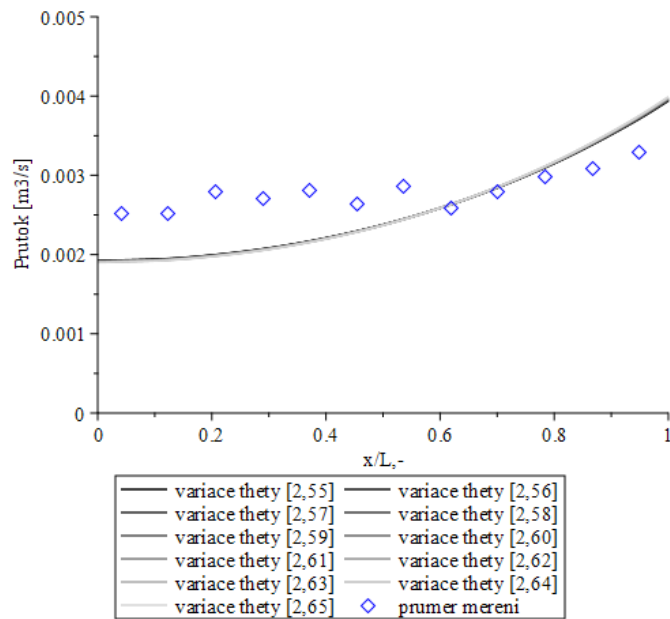
Obr. 70-Porovnání průtoků v jednotlivých přítocích kolektoru z měření vůči průtokům stanoveným z modelů Bajury a Bajury a Jonese se stanovením místních ztrát přepážek dle literatury

Pro experimenty bez přepážek byl hlavní rozdíl nastavení při absenci místní ztráty přepážek, a tedy výrazně nižší hodnotě ztrátového součinitele H , který vycházel pouze z místní ztráty nátok, smíšení a hladkého potrubí. Zbylé nastavení modelu bylo totožné s experimentem s přepážkami. Porovnáním Obr. 71, který vystihuje predikci distribuce toku systému bez přepážek, s Obr. 69 a Obr. 70 lze sledovat, že pro nižší hodnoty součinitele H dochází k výraznému rozptylu hodnot průtoku napříč jednotlivými větvemi, resp. místě v kolektoru pro oba modely predikce distribuce toku.



Obr. 71-Porovnání průtoků v jednotlivých přítocích kolektoru z měření vůči průtokům stanoveným z modelů Bajury a Bajury a Jonese pro systém bez přepážek

Posledním krokem výpočtu bylo modifikovat koeficient korekce hybnosti v kolektoru dle doporučení literatury v rozmezí $\theta_c = 2,6 \pm 0,05$. Cílem bylo najít optimální nastavení modelu dle Bajury a Jonese pro danou konfiguraci experimentu, který by co nejpřesněji odpovídal naměřeným datům. Kromě nalezení optimální hodnoty θ_c pro danou konfiguraci bylo důležité zjištění, že změna koeficientu θ_c v rozmezí dle doporučení literaturou minimálně ovlivňuje změnu predikce distribuce toku dle modelu. (viz Obr. 72).



Obr. 72-Porovnání řešení ODR distribuce toku dle Bajury a Jonese pro odlišené parametry θ_c s průtoky dle naměřených dat

4.4 Zhodnocení výsledků

Na základě souhrnu dat představeného v kapitole 4.3.2 byly pro jednotlivé varianty vytvořeny analytické modely Bajury [4] a Bajury a Jonese [5]. Pro experimenty s přepážkou byly současně vytvořeny modely uvažující odlišný výpočet místní ztráty přepážky dle literatury nebo bilančním přístupem. Celkem bylo vytvořeno šest odlišných nastavení modelů, přičemž adiabatické experimenty byly rozděleny dle nastavení ventilátoru a experimenty se změnou teplot byly rozděleny dle nastavení ventilátoru a přítomnosti krytu nad systémem. Výstupem analytických modelů byly normalizované průtoky v kolektoru. Za využití průměrného průtoku větvemi byla získána predikce reálného průtoku v jednotlivých větvích. Kromě toho byl modifikován součinitel θ_c pro nalezení optimální shody s průtoky na základě naměřených dat.

Cílem zhodnocení bylo posoudit podobnost vypočtených dat s naměřenými a zhodnotit pro jednotlivé druhy experimentu, zda model dle Bajury či Bajury a Jonese lépe predikuje nerovnoměrnost toku v jednotlivých větvích-kolektoru.

4.4.1 Hodnocení nerovnoměrnosti toku a predikčních schopností distribučních modelů

K posouzení distribuce látky v systémech se využívají kritéria, která hodnotí nerovnoměrnost toku na základě hmotnostních či objemových průtoků. Vyhodnocení nerovnoměrnosti rozložení průtoku není metodicky standardizováno, a proto výzkumníci využívají různé přístupy. Pro rychlé zhodnocení nerovnoměrnosti toku jsou vhodná jednohodnotová kritéria díky přehlednosti. Jedním z těchto kritérií rozložení průtoku je variační koeficient (relative standard deviation, RSD). Rovnice (38) vyjadřuje kritérium RSD, kde Q_v je průtok ve větvi, $Q_{v,id}$ je zprůměrovaný průtok ve větvi a n je počet větví systému. [117]

$$RSD = \frac{100}{Q_{v,id}} \cdot \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (Q_{v,i} - Q_{v,id})^2 \right]^{0,5} \quad (38)$$

Kromě nerovnoměrnosti toku byla vyhodnocena také podobnost analytických modelů a měřených hodnot na základě průměru součtu absolutních hodnot relativních odchylek, v práci označeno jako RE (Relative Error). Rovnice (39) vyjadřuje výpočet součtu absolutní relativní chyby průtoku, kde $Q_{v,exp}$ je průtok získaný z výpočtu na základě naměřených dat [117]. Pokud se hodnota RE blíží k přijatelné hodnotě rozdílu, lze usoudit, že model je vhodný pro predikci toku dané konfigurace.

$$RE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 100 \cdot \left| \frac{Q_{v,i} - Q_{v,exp,i}}{Q_{v,exp,i}} \right| \quad (39)$$

4.4.2 Výsledky adiabatického experimentu s přepážkami

Statistické porovnání distribuce průtoků v jednotlivých větvích adiabatického experimentu s přepážkami pro jednotlivé stupně proudění je uvedeno v následujících tabulkách (viz Tab. 31-Tab. 34). V těchto tabulkách jsou porovnávány průtoky stanovené analytickými modely s průtoky stanovenými na základě naměřených dat. Současně jsou v každé tabulce uvedeny výsledky pro optimální nastavení koeficientu θ_c . Pro tento typ experimentu jsou uvedeny výsledky modelů duplicitně kvůli odlišnému přístupu výpočtu místní ztráty přepážek ve větvích, který měl značný vliv na výsledky.

Pro adiabatický experiment se stupněm proudění I bylo získáno lepší přiblížení průtokům zjištěným měřením při využití místní ztráty přepážek dle literatury. Model Bajury dosáhl nejlepších výsledků přiblížení k datům měření (RE=8,06 %). Hůře dopadl model Bajury a Jonese (RE=8,57 %). Optimální nastavení modelu Bajury a Jonese ($\theta_c=2,55$) nedosáhlo výrazného zlepšení výsledků (RE=8,55 %).

Z naměřených dat byla stanovena nerovnoměrnost průtoků (RSD=12,49 %). Nerovnoměrnost toku dle kritéria RSD nejlépe predikoval model Bajury za stanovení místní ztráty přepážek bilančním způsobem (RSD=10,56 %). Méně přesně nerovnoměrnost toku predikoval model dle Bajury a Jonese s místními ztrátami přepážek stanovenými literaturou (RSD=7,86 %).

Tab. 31-Adiabatický experiment s přepážkami, stupeň ventilátoru I, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	2,51	2,25	1,91	1,92	2,46	2,33	2,33
2	2,52	2,26	1,93	1,94	2,46	2,34	2,34
3	2,78	2,29	1,98	1,99	2,47	2,36	2,36
4	2,71	2,33	2,06	2,06	2,48	2,39	2,39
5	2,80	2,37	2,16	2,16	2,50	2,42	2,43
6	2,64	2,44	2,28	2,29	2,52	2,47	2,47
7	2,86	2,51	2,44	2,44	2,55	2,53	2,53
8	2,57	2,60	2,63	2,63	2,57	2,59	2,59
9	2,80	2,70	2,85	2,84	2,61	2,67	2,66
10	2,97	2,82	3,10	3,09	2,65	2,75	2,75

11	3,08	2,95	3,39	3,38	2,69	2,85	2,84
12	3,28	3,09	3,73	3,71	2,73	2,95	2,95
RE[%]	-	8,88	15,20	14,90	8,06	8,57	8,55
RSD[%]	12,49	10,56	22,73	22,34	3,45	7,86	7,72

Pro adiabatický experiment se stupněm proudění II při výpočtu místní ztráty přepážek dle literatury bylo také získáno lepší přiblížení průtokům měření. Model Bajury dosáhl opět nejlepších výsledků se zlepšením oproti předešlé konfiguraci (RE=3,48 %). O něco hůře dopadl model Bajury a Jonese (RE=6,41 %). Optimální nastavení modelu Bajury a Jonese ($\theta_c=2,55$) dosáhlo zlepšení výsledků (dle RE pouze o 0,02 %).

Z měření byla stanovena nerovnoměrnost průtoků RSD=10,53 %, kterou poměrně přesně vystihl model Bajury s místními ztrátami přepážek stanovenými bilančně, když vykazoval nerovnoměrnost toku RSD=10,91 %. Model Bajury a Jonese docílil lepšího přiblížení k naměřeným hodnotám v případě stanovení místních ztrát přepážek dle literatury (RSD=7,95 %). V případě stanovení hydraulického odporu větvení bilančně nadhodnocoval tento model úroveň nerovnoměrnosti toku více než dvojnásobně.

Tab. 32-Adiabatický experiment s přepážkami, stupeň ventilátoru II, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	3,42	3,13	2,64	2,66	3,43	3,25	3,25
2	3,52	3,15	2,67	2,69	3,44	3,26	3,26
3	3,62	3,18	2,74	2,76	3,45	3,29	3,29
4	3,57	3,23	2,85	2,86	3,46	3,33	3,33
5	3,73	3,30	2,99	3,00	3,49	3,38	3,38
6	3,68	3,39	3,17	3,18	3,52	3,44	3,44
7	3,89	3,50	3,40	3,40	3,55	3,52	3,52
8	3,65	3,63	3,67	3,66	3,59	3,61	3,61
9	3,91	3,77	3,98	3,98	3,64	3,72	3,72
10	4,02	3,94	4,35	4,34	3,69	3,84	3,84
11	4,26	4,13	4,77	4,75	3,75	3,98	3,97
12	4,44	4,34	5,25	5,22	3,81	4,13	4,12
RE[%]	-	6,71	14,81	14,51	3,48	6,41	6,39
RSD[%]	10,53	10,91	23,45	23,06	6,02	7,95	7,80

Z výsledků pro adiabatický experiment se stupněm proudění III vyplývá mírné zpřesnění většiny predikcí (maximálně do 2 %) oproti výkonovému stupni II. Jediné zhoršení zaznamenal model Bajury s místní ztrátou přepážek dle literatury (zhruba o 1,2 %). Lépe dopadl model Bajury a Jonese s místní ztrátou přepážek dle literatury s RE=4,52 %, resp. optimalizovanou hodnotou pro $\theta_c=2,55$ s RE=4,50 %.

Nerovnoměrnost toku pro naměřená data byla RSD=10 %. Nejpřesněji predikoval nerovnoměrnost toku model dle Bajury s bilančně stanovenými místními ztrátami přepážek (RSD=10,85 %), který dosahoval i poměrně dobré shody s naměřenými hodnotami průtoků z hlediska RE. Co se týče RE, model dle Bajury a Jonese s místními ztrátami přepážek dle literatury dosahoval nejlepší shody s naměřenými daty, avšak podhodnotil nerovnoměrnost toku téměř o 2,5 procentního bodu (RSD=7,82 %).

Tab. 33-Adiabatický experiment s přepážkami, stupeň ventilátoru III, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	6,30	5,84	4,94	4,96	6,40	6,07	6,08
2	6,32	5,88	4,99	5,01	6,41	6,09	6,10
3	6,42	5,94	5,13	5,14	6,44	6,14	6,15
4	6,43	6,04	5,32	5,34	6,47	6,21	6,22
5	6,81	6,17	5,59	5,60	6,51	6,31	6,31
6	6,76	6,33	5,93	5,93	6,56	6,43	6,43
7	6,92	6,53	6,34	6,35	6,63	6,57	6,57
8	6,91	6,77	6,84	6,84	6,70	6,74	6,74
9	7,16	7,04	7,42	7,42	6,79	6,94	6,93
10	7,40	7,35	8,10	8,09	6,88	7,16	7,15
11	7,94	7,70	8,89	8,86	6,99	7,41	7,40
12	8,22	8,09	9,78	9,74	7,11	7,68	7,67
RE[%]	-	4,86	13,62	13,41	4,65	4,52	4,50
RSD[%]	10,00	10,85	23,32	22,93	3,42	7,82	7,68

Adiabatický experiment se stupněm proudění IV se pro model Bajury vymykal trendu oproti ostatním měřením, kdy lepších výsledků dosáhl s bilančně stanovenou místní ztrátou přepážek (RE=3,26 %). Model Bajury a Jonese dosáhl přesnějšího přiblížení v základní konfiguraci (RE=2,04 %), resp. optimalizované ($\theta_c=2,55$) s RE=2,03 %. Tato hodnota predikce byla současně nejpřesnější z celé sady adiabatických experimentů s přepážkami.

Nerovnoměrnost toku naměřených dat (RSD=9,19 %) bylo vhodné predikovat modelem dle Bajury a Jonese s místními ztrátami přepážky dle literatury (RSD=8 %). Model Bajury s bilančně stanovenými místními ztrátami přepážky poskytoval v tomto případě horší predikci RSD (RSD=11,67 %).

Tab. 34-Adiabatický experiment s přepážkami, stupeň ventilátoru IV, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	8,62	8,23	6,87	7,05	9,10	8,61	8,62
2	8,98	8,27	6,94	7,13	9,11	8,65	8,66
3	9,01	8,37	7,14	7,31	9,14	8,72	8,72
4	8,86	8,52	7,44	7,59	9,19	8,82	8,83
5	8,99	8,72	7,84	7,96	9,25	8,96	8,96
6	9,33	8,97	8,35	8,44	9,33	9,13	9,14
7	9,54	9,27	8,98	9,02	9,42	9,34	9,34
8	9,75	9,63	9,73	9,72	9,53	9,59	9,59
9	10,06	10,05	10,62	10,54	9,65	9,87	9,87
10	10,26	10,52	11,65	11,50	9,80	10,20	10,19

11	11,02	11,06	12,85	12,60	9,95	10,56	10,55
12	11,45	11,65	14,22	13,85	10,12	10,96	10,94
RE[%]	-	3,26	14,09	13,75	4,03	2,04	2,03
RSD[%]	9,19	11,67	24,92	24,51	3,50	8,00	7,91

4.4.3 Výsledky adiabatického experimentu bez přepážek

V tabulkách (viz Tab. 35-Tab. 38) jsou obdobným způsobem vyobrazeny výsledky adiabatického experimentu bez přepážek. Pro tento výpočet jsou výsledky modelů porovnávány na jedné úrovni díky chybějícím dodatečným hydraulickým odporům. Hlavním cílem bylo stanovit charakter naměřených dat (z pohledu nepřítomnosti přepážek), jak se oba modely chovají vůči naměřeným datům a posoudit, zda výrazně nižší hodnota ztrátového součinitele H (z důvodu nepřítomnosti přepážek) ovlivní predikční schopnosti testovaných modelů.

Pro adiabatický experiment bez přepážek se stupněm proudění I bylo získáno lepší přiblížení k naměřeným datům dle modelu Bajury a Jonese ($RE=12,83$ %). Optimální nastavení modelu Bajury a Jonese ($\theta_c=2,62$) nedosáhlo výrazného zlepšení výsledků ($RE=12,80$ %). Model dle Bajury predikoval distribuci toku výrazně hůře ($RE=19,59$ %).

Adiabatický experiment bez přepážek vykazoval značně vysoké hodnoty nerovnoměrnosti toku ($RSD=32,22$ %). Model dle Bajury a Jonese lépe vystihoval nerovnoměrnost proudění ve větvích ($RSD=34,37$ %). Model dle Bajury příliš podcenil nerovnoměrnost toku, když predikoval pouze poloviční úroveň nerovnoměrnosti ($RSD=16,73$ %).

Tab. 35-Adiabatický experiment bez přepážek, stupeň ventilátoru I

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,62$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	1,92	2,49	1,92	1,92
2	1,67	2,51	1,96	1,96
3	3,11	2,56	2,05	2,04
4	2,13	2,63	2,17	2,17
5	3,38	2,72	2,34	2,34
6	2,65	2,83	2,56	2,56
7	2,86	2,97	2,84	2,83
8	2,59	3,14	3,17	3,17
9	3,84	3,33	3,56	3,57
10	3,11	3,55	4,04	4,04
11	4,36	3,81	4,59	4,60
12	5,27	4,09	5,24	5,25
RE[%]	-	19,59	12,83	12,80
RSD[%]	32,22	16,73	34,37	34,58

Výsledky adiabatického experimentu bez přepážek se stupněm proudění II docílily takřka stejného přiblížení jako pro výkonový stupeň I. Lepšího přiblížení k naměřeným datům bylo docíleno na základě modelu dle Bajury a Jonese ($RE=12,70$ %). Nejlepším výsledkem bylo $RE=12,67$ pro optimalizovaný model Bajury a Jonese ($\theta_c=2,64$).

Z naměřených dat byla stanovena nerovnoměrnost toku (RSD=35,61 %). Predikce nerovnoměrnosti toku zachovala podobný trend jako v předešlém experimentu, kdy výsledná predikce modelu Bajury a Jonese (RSD=35,93 %) dopadla výrazně lépe než u modelu Bajury (RSD=17,60 %). Přestože se tedy u žádného z modelů nepodařilo vystihnout hodnoty průtoků s odchýlením RE pod 10 %, u modelu Bajury a Jonese lze predikci úrovně nerovnoměrnosti toku označit za velmi dobrou.

Tab. 36-Adiabatický experiment bez přepážek, stupeň ventilátoru II

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,64$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	2,58	3,27	2,49	2,47
2	2,15	3,30	2,54	2,53
3	2,58	3,36	2,65	2,64
4	2,80	3,45	2,83	2,81
5	4,53	3,58	3,06	3,05
6	3,66	3,74	3,36	3,35
7	4,53	3,93	3,74	3,73
8	3,88	4,16	4,20	4,20
9	5,17	4,43	4,75	4,75
10	4,10	4,74	5,40	5,42
11	5,38	5,10	6,18	6,20
12	7,54	5,50	7,08	7,12
RE[%]	-	19,91	12,70	12,67
RSD[%]	35,61	17,60	35,93	36,36

Relativně dobrého přiblížení k naměřeným datům adiabatického experimentu bez přepážek se stupněm proudění III bylo docíleno dle Bajury (RE=10,60 %, RSD=19,20 %). Ten současně zaznamenal značného zpřesnění přes 9 % oproti předchozímu nastavení experimentu. Model Bajury a Jonese neposkytl tak kvalitní výsledky (RE=12,47 %, RSD=38,75 %). Optimálním nastavením modelu Bajury a Jonese ($\theta_c=2,55$) lze sledovat prozatím nejvýraznější přiblížení k naměřeným datům až o 0,3 % (RE=12,16 %). Z hlediska predikce RSD ani jeden z modelů nedosáhl dobré shody s naměřenými daty s rozdíly zhruba o 8-11 procentních bodů.

Tab. 37-Adiabatický experiment bez přepážek, stupeň ventilátoru III

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	4,04	5,72	4,27	4,31
2	5,56	5,77	4,37	4,41
3	5,40	5,89	4,58	4,62
4	5,05	6,07	4,91	4,94
5	7,23	6,32	5,35	5,38
6	7,39	6,63	5,92	5,95
7	7,07	7,00	6,64	6,65
8	7,23	7,45	7,52	7,52
9	8,76	7,98	8,58	8,57

10	8,61	8,58	9,85	9,81
11	10,28	9,28	11,36	11,30
12	10,79	10,06	13,14	13,05
RE[%]	-	10,60	12,47	12,16
RSD[%]	27,23	19,20	38,75	38,18

Pro adiabatický experiment bez přepážek se stupněm proudění IV zaznamenaly oba modely zhoršení predikce naměřených dat. Lepších výsledků predikce toku i nerovnoměrností proudění dosáhl model dle Bajury (RE=12,09, RSD=20,07 %). Model dle Bajury a Jonese dosáhl horších výsledků (RE=15,10 %, RSD=40,19 %). Optimálním nastavením modelu Bajury a Jonese ($\theta_c=2,55$) bylo docíleno lepších výsledků (RE=14,65 %), avšak nepředčily výsledky modelu Bajury. Ani v tomto případě se nepodařilo dosáhnout rozdílu v RSD méně než o 8,9 procentního bodu ve srovnání s naměřenou úrovní nerovnoměrnosti.

Tab. 38-Adiabatický experiment bez přepážek, stupeň ventilátoru IV

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	6,06	7,59	5,59	5,65
2	7,98	7,66	5,73	5,79
3	7,99	7,83	6,03	6,08
4	6,65	8,08	6,47	6,52
5	7,38	8,42	7,08	7,12
6	8,86	8,85	7,88	7,91
7	11,23	9,38	8,87	8,89
8	9,31	10,01	10,09	10,09
9	11,23	10,75	11,57	11,55
10	14,63	11,60	13,34	13,29
11	10,64	12,58	15,45	15,37
12	15,38	13,69	17,95	17,83
RE[%]	-	12,09	15,10	14,65
RSD[%]	29,02	20,07	40,19	39,60

4.4.4 Výsledky experimentu se změnou teplot s přepážkami

V tabulkách (viz Tab. 39-Tab. 42) jsou vyobrazeny výsledky experimentu se změnou teplot s přepážkami. Výsledky byly stanoveny pro obě hlavní fáze experimentu bez krytu a s krytem. Výpočet predikce toku musel být proveden duplicitně z důvodu odlišného stanovení hydraulického odporu dle literatury a bilančního způsobu.

Pro experiment se změnou teplot za výkonového stupně ventilátoru I bez přítomnosti krytu s přepážkami vykazoval lepší přiblížení k naměřeným datům model dle Bajury a Jonese s místními ztrátami přepážek stanovenými literaturou (RE=3,06 %). Optimalizací ($\theta_c=2,55$) bylo docíleno maximálního přiblížení modelem Bajury a Jonese (RE=3,03 %). Výrazně blízké přiblížení vykazoval i model Bajury s místními ztrátami přepážek dle bilančního výpočtu (RE=3,16 %). Oproti adiabatickému experimentu s přepážkami lze sledovat značné přiblížení až o 5 % pro oba modely.

Z naměřených dat bylo možné stanovit nerovnoměrnost toku pro danou konfiguraci experimentu (RSD=9,22 %). Nerovnoměrnost toku je nejlépe predikována modelem Bajury

s bilančně stanovenými místními ztrátami přepážek (RSD=9,81 %). Z naměřených teplot systému byla stanovena nerovnoměrnost teplot v systému (RSD=3,68 %).

Tab. 39-Experiment se změnou teplot, stupeň ventilátoru I, bez krytu, s přepážkami stanovenými bilančně/literaturou

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	2,76	2,78	2,40	2,41	3,00	2,84	2,84
2	2,98	2,80	2,42	2,44	3,01	2,86	2,85
3	2,97	2,83	2,48	2,50	3,02	2,88	2,88
4	2,89	2,87	2,57	2,58	3,03	2,92	2,91
5	2,96	2,93	2,69	2,70	3,05	2,96	2,96
6	2,93	3,00	2,84	2,84	3,08	3,02	3,02
7	2,93	3,08	3,02	3,02	3,11	3,09	3,09
8	3,03	3,18	3,23	3,23	3,15	3,17	3,17
9	3,17	3,30	3,48	3,47	3,19	3,27	3,27
10	3,27	3,43	3,77	3,76	3,23	3,37	3,38
11	3,53	3,57	4,10	4,08	3,29	3,49	3,50
12	3,81	3,74	4,47	4,45	3,34	3,62	3,63
RE[%]	-	3,16	11,62	11,35	4,64	3,06	3,03
RSD[%]	9,22	9,81	21,31	20,95	3,52	8,04	7,89

Následující Tab. 40 shrnuje výsledky pro druhou fázi hlavní části experimentu s krytem. Přidáním krytu nebyly pozorovány značné změny (do desetin %) pro vztah mezi naměřenými daty a predikovanými hodnotami. Obdobně jako pro fázi bez krytu lépe predikoval model Bajury a Jonese s místními ztrátami přepážek dle literatury (RE=2,69 %), přičemž optimalizací ($\theta_c=2,55$) nebylo docíleno značné změny predikce (RE=2,65 %). Model dle Bajury s bilančně stanovenými místními ztrátami přepážek se choval o něco hůře (RE=3,38 %), ale výsledky jsou velice srovnatelné.

Po přidání krytu došlo k zrovnoměnění toku (RSD=8,13 %). Model Bajury a Jonese s místními ztrátami dle literatury velice přesně predikoval tuto nerovnoměrnost (RSD=8,04 %). O něco horší predikci poskytl model Bajury s bilančně stanovenými místními ztrátami přepážek (RSD=9,81 %). Po přidání krytu byl zjištěn nárůst nerovnoměrnosti teplot v systému (RSD=9,33 %). Při porovnání s fází bez krytu lze sledovat pro jednotlivé modely stejné hodnoty variačního koeficientu. To je zapříčiněno zjednodušením, které vycházelo z předpokladu, že pro hlavní fázi s krytem a bez krytu rozdíly naměřených rychlostí v DN150 nejsou větší než 5 %, a tedy i průtoky se velmi málo měnily pro fázi s krytem a bez krytu. Kvůli tomu nebyl očekáván výrazný rozdíl v hodnotách místních ztrát přepážek a třecího součinitele ve větvích, které predikci obou modelů (natočení křivek) ovlivňují nejvýrazněji. Křivky predikce toku pro fázi s krytem a bez krytu byly posunuty pouze v ose y (ose průtoku) nepatrným způsobem.

Tab. 40-Experiment se změnou teplot, stupeň ventilátoru I, s krytem, s přepážkami stanovenými bilančně/literaturou

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	2,73	2,81	2,42	2,43	3,03	2,87	2,87
2	2,97	2,82	2,44	2,46	3,03	2,88	2,88
3	2,93	2,85	2,51	2,52	3,04	2,90	2,91
4	2,94	2,89	2,59	2,60	3,06	2,94	2,94
5	3,08	2,95	2,71	2,72	3,08	2,99	2,99
6	3,00	3,02	2,86	2,86	3,11	3,05	3,05
7	3,02	3,11	3,04	3,04	3,14	3,12	3,12
8	3,08	3,21	3,26	3,25	3,17	3,20	3,20
9	3,16	3,32	3,51	3,50	3,21	3,29	3,29
10	3,23	3,45	3,80	3,79	3,26	3,40	3,40
11	3,50	3,60	4,13	4,12	3,31	3,52	3,51
12	3,71	3,77	4,51	4,49	3,37	3,65	3,64
RE[%]	-	3,38	12,25	11,96	4,00	2,69	2,65
RSD[%]	8,13	9,81	21,31	20,95	3,52	8,04	7,90

Výsledky experimentu se změnou teplot s přepážkami bez krytu a výkonovém stupni III jsou shrnuty v následující Tab. 41. Oproti výkonovému stupni I lze sledovat zhoršení predikce pro většinu konfigurací modelů, kdy rozdíl pro model Bajury a Jonese s bilančně stanovenou místní ztrátou přepážek je skoro dvojnásobný. Přesto model Bajury a Jonese s místní ztrátou přepážek dle literatury poskytl poměrně přesné výsledky s RE=3,11 %, s optimalizací ($\theta_c=2,55$) se predikce dále zlepšila (RE=3,09). Model Bajury s místními ztrátami přepážek dle literatury jako jediný zlepšil predikci toku oproti výkonovému stupni I (RE=4,55 %).

Po změně výkonového stupně byl sledován mírný nárůst nerovnoměrnosti toku (RSD=10,05 %). Nepřesnost predikce nerovnoměrnosti toku rovněž stoupla pro většinu modelů. Danou nerovnoměrnost nejlépe vystihoval modely Bajury a Jonese s místní ztrátou přepážek dle literatury (RSD=8,95 %), který jako jediný zaznamenal přiblížení. Z naměřených teplot byla stanovena nerovnoměrnost teplot v systému (RSD=3,69 %) a byla takřka totožná s experimentem za výkonového stupně I.

Tab. 41-Experiment se změnou teplot, stupeň výkonu III, bez krytu, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	6,49	5,93	4,66	4,69	6,87	6,47	6,48
2	6,83	5,98	4,75	4,79	6,89	6,50	6,51
3	7,11	6,08	4,95	4,98	6,91	6,56	6,57
4	6,88	6,24	5,24	5,27	6,95	6,65	6,66
5	6,86	6,44	5,63	5,66	7,01	6,77	6,78
6	6,86	6,70	6,13	6,15	7,07	6,92	6,92
7	6,75	7,01	6,75	6,76	7,15	7,10	7,10
8	7,08	7,38	7,50	7,50	7,24	7,31	7,30
9	7,49	7,81	8,39	8,38	7,35	7,55	7,54
10	7,92	8,30	9,45	9,42	7,47	7,82	7,81
11	8,51	8,86	10,68	10,63	7,60	8,13	8,11
12	8,86	9,49	12,12	12,04	7,75	8,47	8,44
RE[%]	-	6,83	20,09	19,70	4,55	3,11	3,09
RSD[%]	10,05	15,93	33,10	32,58	3,93	8,95	8,79

Následující Tab. 42 vystihuje výsledky pro stejný experiment po přidání krytu. Zajímavé je porovnání s předešlou fází, kdy přidáním krytu došlo ke zhoršení predikce modelů s bilančně stanovenými místními ztrátami přepážek, ale pro modely s vyšší hodnotou hydraulického odporu došlo naopak ke zpřesnění predikce. Oba modely dosáhly lepších výsledků při stanovení místní ztráty přepážky literaturou. Nejlepších výsledků docílil model dle Bajury a Jonese (RE=1,91 %), kdy optimalizací ($\theta_c=2,55$) je hodnota RE takřka totožná. Z toho vyplývá, že optimalizace má větší efekt (až 0,5 %), pokud základní nastavení dosahuje vysoké odchylky od naměřených dat, ale s vyšší přesností predikce je tento efekt zanedbatelný. Přiblížení k naměřeným průtokům dopadlo méně uspokojivě pro model Bajury (RE=3,44 %).

Z naměřených dat byla stanovena nerovnoměrnost průtoků (RSD=8,64 %), která stejně jako pro výkonový stupeň I po přidání krytu klesla. Poměrně přesně predikoval nerovnoměrnost model Bajury a Jonese s místní ztrátou přepážek dle literatury (RSD=8,95 %). Po přidání krytu byl sledován trend nárůstu nerovnoměrnosti teplot v systému (RSD=5,85 %).

Tab. 42-Experiment se změnou teplot, stupeň výkonu III, s krytem, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,63$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	6,46	6,14	4,82	4,86	7,11	6,70	6,48
2	6,70	6,19	4,92	4,96	7,13	6,73	6,51
3	7,01	6,30	5,12	5,16	7,16	6,80	6,57
4	7,01	6,46	5,42	5,46	7,20	6,89	6,66
5	7,24	6,67	5,83	5,86	7,25	7,01	6,78
6	7,35	6,94	6,35	6,37	7,32	7,16	6,92
7	7,28	7,26	6,99	7,00	7,40	7,35	7,10
8	7,47	7,64	7,77	7,76	7,50	7,57	7,30
9	7,66	8,09	8,69	8,68	7,61	7,82	7,54
10	7,82	8,60	9,78	9,75	7,73	8,10	7,81
11	8,45	9,18	11,06	11,01	7,87	8,42	8,11
12	8,78	9,83	12,55	12,46	8,02	8,77	8,44
RE[%]	-	6,86	21,19	20,77	3,44	1,91	1,91
RSD[%]	8,64	15,93	33,10	32,58	3,93	8,95	9,05

4.4.5 Výsledky experimentu se změnou teplot bez přepážek

Výsledky pro experiment se změnou teplot bez přepážek jsou shrnuty v tabulkách (viz

Tab. 43-Tab. 44). Z porovnání jednotlivých variant by mělo vyplývat, který model nejlépe predikuje situaci za změny teplot bez přepážek. Nebylo možné zhodnotit, který model lépe predikuje za odlišných výkonových stupňů, protože tento experiment probíhal pouze za výkonového stupně I.

Pro experiment se změnou teplot bez přepážek, bez krytu za výkonového stupně I nastala situace, kdy nastavení modelu Bajury vykazovalo lepšího přiblížení (RE=12,45 %) než základní nastavení modelu Bajury a Jonese (RE=12,54 %), ale optimalizace ($\theta_c=2,55$) ukázala, že přece jen model Bajury a Jonese předčil model Bajury o 0,03 %. I přes podobné výsledky oba modely projevíly značnou nepřesnost predikce.

Z naměřených dat vyplývá, že bez přepážek bylo rozdělení toku značně nerovnoměrné (RSD=33,30 %) a srovnatelné s adiabatickým experimentem bez přepážek (s RSD=32,22 %). Nerovnoměrnost toku lépe predikoval optimalizovaný model Bajury a Jonese (RSD=35,37 %). Model Bajury podhodnotil nerovnoměrnost toku téměř dvojnásobně (RSD=17,49 %). Teploty systému vykazovaly poměrně nízkou nerovnoměrnost teplotního pole (RSD=4,16 %)

Tab. 43-Experiment se změnou teplot bez přepážek, stupeň ventilátoru I, bez krytu

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	1,99	2,60	2,00	2,04
2	2,63	2,63	2,04	2,09
3	3,05	2,68	2,14	2,18
4	2,52	2,75	2,28	2,31
5	2,64	2,85	2,46	2,49
6	2,52	2,98	2,71	2,73
7	2,82	3,13	3,00	3,02
8	2,82	3,31	3,37	3,37
9	3,41	3,53	3,80	3,78
10	3,70	3,77	4,32	4,28
11	4,40	4,05	4,92	4,86
12	6,17	4,36	5,64	5,54
RE[%]	-	12,45	12,54	12,42
RSD[%]	33,30	17,49	35,93	35,37

Výsledky experimentu po přidání krytu lze vidět v následující Tab. 44. Model dle Bajury projevil zlepšení predikce (RE=11,22 %), ale oproti tomu model Bajury a Jonese se výrazně pohoršil s predikcí až o 4 procentní body (RE=16,69 %). Optimalizací ($\theta_c=2,55$) bylo docíleno přiblížení (RE=16,39 %), avšak jednalo se stále o poměrně nepřesné predikce.

Po přidání krytu se nerovnoměrnost průtoku snížila nejvýrazněji ze všech experimentů se změnou teplot (RSD=26,55 %). Model dle Bajury i Bajury a Jonese predikují nerovnoměrnost toku až s 9% rozdílem, kdy model Bajury nerovnoměrnost podhodnotil a model Bajury a Jonese přecenil. Po přidání krytu došlo k poměrně výraznému navýšení nerovnoměrnosti teplot v systému (RSD=8,60 %).

Tab. 44-Experiment se změnou teplot bez přepážek, stupeň ventilátoru I, s krytem

	Měření	B-1971	B&J-1976 $\theta_c = 2,6$	B&J-1976 $\theta_c = 2,55$
Větev	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]	[dm ³ /s]
1	1,77	2,59	1,99	2,03
2	2,45	2,62	2,04	2,08
3	2,94	2,67	2,13	2,17
4	2,76	2,74	2,27	2,30
5	3,31	2,84	2,46	2,49
6	3,06	2,97	2,70	2,72
7	3,18	3,12	3,00	3,01
8	3,07	3,30	3,36	3,36
9	3,31	3,51	3,79	3,77
10	3,31	3,76	4,30	4,27
11	3,86	4,03	4,91	4,85
12	5,52	4,34	5,62	5,52
RE[%]	-	11,22	16,69	16,39
RSD[%]	26,55	17,49	35,92	35,37

4.4.6 Souhrn a diskuze výsledků

Z charakteru naměřených dat vyplývá, že přítomnost přepážek ve větvích významně ovlivnila nerovnoměrnost proudění ve větvích. Přepážky ve větvích zrovnoměrnily průtok jednotlivými větvemi, což potvrdilo předpoklad studií [94] [95]. Změna teplot neměla výrazný vliv na distribuci média v jednotlivých větvích. Pro experimenty se změnou teplot po mírném nárůstu teplot (přidáním krytu) došlo ke zrovnoměrnění průtoků ve větvích (do 2-7 %), ale změna teplot nemusí být jediný faktor, který tento jev zapříčinil. Z naměřených dat lze obtížně posoudit, zda změna výkonového stupně měla vliv na zvýšení nerovnoměrnosti distribuce média. Z důvodu hodnot Re ve větvích (4 000-17 000), což je oblast turbulentního proudění, by měl být vliv rychlosti proudění na nerovnoměrnost průtoků minimální [99].

Z uvedených výsledků vyplývá, že modely i naměřená data potvrzují tvrzení studie [93] o nárůstu průtoku v jednotlivých větvích, kdy v první větvi od uzavřeného konce kolektoru je průtok nejmenší s postupným nárůstem průtoku pro každou následující větev. Zároveň bylo zjištěno, že přístup stanovení místní ztráty přepážky má výrazný dopad na oba modely (zvláště u modelu Bajury a Jonese je vliv značný). Optimalizací modelu Bajury a Jonese nebylo docíleno významného zlepšení predikce. Pro vyšší nepřesnost predikce průtoku základní konfigurace byl vliv optimalizace do desetin %, ale s výrazným přiblížením k naměřeným průtokům byl vliv zanedbatelný.

Adiabatický experiment s přepážkami

Ze souhrnného zhodnocení pro adiabatický experiment s přepážkami vyplývá, že s nárůstem rychlosti proudění dosahují oba modely lepšího přiblížení k naměřeným datům. Model Bajury a Jonese je nevhodný pro predikci toku uvažované konfigurace s nízkou hodnotou ztrátového součinitele H ($RE=13,62-15,20$ %), přičemž optimalizací nebylo docíleno značného zlepšení ($RE=13,41-14,90$ %). Model Bajury poskytoval za nízké hodnoty hydraulického odporu o něco lepší výsledky (až $RE=3,26-8,88$ %). Pro nízké výkonové stupně (I a II) vykazoval model Bajury velice dobrou shodu s experimentálními daty při simulacích vyššího hydraulického odporu větvení, pakliže byly místní ztráty přepážek stanovené dle literatury ($RE=3,48-8,06$ %). Pro výkonové stupně (III a IV) při vyšší hodnotě ztrátového součinitele H bylo docíleno nejpresnějších výsledků s naměřenými daty pro model Bajury a Jonese (až $RE=2,03$ %). Pro model Bajury a Jonese je optimální koeficient změny hybnosti $\theta_C=2,55$, ale změna přiblížení k naměřeným datům nebyla značná (v rádech desetin či setin %).

Nerovnoměrnost toku naměřených dat byla v rozmezí $RSD=9,19-12,49$ %. To velice přesně predikoval model Bajury s bilančně stanovenou místní ztrátou přepážek ($RSD=10,56-11,67$ %). Naopak model Bajury a Jonese s nízkou hodnotou hydraulického odporu se jevil velice nepřesně ($RSD=22,73-24,92$ %), kdy ani optimalizace nepřinesla značné přiblížení ($RSD=22,34-24,51$ %). Modely nastavené na místní ztrátu přepážek dle literatury podcenily nerovnoměrnost toku, kdy rozdíl pro model Bajury byl výrazný s nerovnoměrností toku $RSD=3,45-6,02$. Model Bajury a Jonese predikoval o něco přesněji s $RSD=7,56-8,00$ %. Optimalizace zesílila efekt podcenění predikce nerovnoměrnosti toku v rádech desetin %.

Adiabatický experiment bez přepážek

Pro naměřená data adiabatického experimentu bez přepážek byl rozsah $RSD=27,23-35,61$ %, což je značně vyšší než hodnota adiabatického experimentu s přepážkami $RSD=9,19-12,49$ %. Bylo zjištěno, že pro nižší stupeň ventilátoru (I a II) lépe predikoval průtoky i nerovnoměrnost toku základní i optimalizovaný model Bajury a Jonese s $RE=12,67-12,83$ %. Oproti tomu model dle Bajury predikoval výsledné průtoky lépe pro vyšší stupeň ventilátoru (III a IV) s podobností $RE=10,60-12,09$ %. Rozdíl průtoků dle modelů s naměřenými daty však neklesl

pod 10 % pro všechny varianty experimentu. Pro tento typ experimentu nelze ani stanovit univerzální optimální hodnotu θ_C , neboť se pro jednotlivé výkonové stupně měnila.

Po odebrání přepážek (snížení H) se predikce nerovnoměrnosti toku obou modelů výrazně zhoršila. Model Bajury velice nepřesně podcenil nerovnoměrnost toku v systému s RSD=16,73-20,07 %, tedy predikoval o zhruba 10 procentních bodů rovnoměrnější rozdělení toku. Model Bajury a Jonese pro nižší výkonový stupeň (I a II) predikoval nerovnoměrnost toku velice dobře (RSD=34,37-35,93 %), ale pro vyšší výkonové stupně (III a IV) až o 10 % přecenal nerovnoměrnost toku (RSD=38,75-40,19 %). Z výsledků predikce nerovnoměrnosti toku a podobnosti průtoků s naměřenými daty nelze s jistotou doporučit ani jeden z modelů.

Experiment se změnou teplot s přepážkami

Při porovnání s adiabatickým experimentem s přepážkami dopadl model Bajury s bilančním přístupem stanovení místní ztráty přepážky výrazně lépe (RE=3,16-6,86 %). Základní i optimalizovaný Bajury a Jonese s nízkou hodnotou hydraulického odporu nevhodně predikoval jednotlivé průtoky ve větvích (RE=11,35-21,19 %). Velice přesně predikoval průtoky základní model Bajury a Jonese s místními ztrátami přepážek dle literatury (RE=1,91-3,11 %). Optimalizací nebylo docíleno značného zlepšení predikce (RE=1,91-3,09 %), ale jednalo se o nejpřesnější výsledek ze všech variant experimentů. Model Bajury s místními ztrátami přepážek stanovenými dle literatury dosáhl podobných výsledků predikce průtoků jako pro bilančně stanovené místní ztráty (do rozdílu 3 %). Pro vyšší rychlostní stupeň (III) lze sledovat zlepšení predikční schopnosti modelů s vyšší hodnotou hydraulického odporu, ale pro modely s nižší hodnotou hydraulického odporu byly výsledky uspokojivější pro nižší výkonový stupeň (I). Pro většinu experimentů byla optimální hodnota koeficientu změny hybnosti $\theta_C=2,55$.

Nerovnoměrnost toku naměřených dat (RSD=8,64-10,05 %) nepřesně predikoval model Bajury a Jonese s bilančně stanovenou místní ztrátou přepážek (RSD=20,77-33,10 %). Vhodnou predikci poskytl model Bajury s bilančně stanovenou místní ztrátou přepážek (RSD=9,81-15,93 %), který se shodoval s nerovnoměrností toku naměřených dat pro výkonový stupeň I, ale pro výkonový stupeň III si pohoršil o 5 procentních bodů. Nejlepší predikci poskytl model Bajury a Jonese s vyšší hodnotou hydraulického odporu (RSD=7,89-9,05 %). Model Bajury s místní ztrátou přepážek dle literatury podcenil nerovnoměrnost toku s RSD=3,52-3,93 %.

Experiment se změnou teplot bez přepážek

Pro experiment se změnou teplot bez přepážek oba modely vykazují výraznou nepřesnost predikce toku vůči naměřeným datům s chybou relativních odchylek nad 10 %. I přes významný rozdíl model dle Bajury vykazuje o něco lepší výsledky (RE=11,22-12,45 %) oproti základní konfiguraci modelu Bajury a Jonese (RE=12,54-16,69 %). Ani optimalizace modelu Bajury a Jonese nepředčila výsledky modelu dle Bajury (RE=12,42-16,39 %). Pro všechny experimenty byla stanovena optimální hodnota koeficientu změny hybnosti $\theta_C=2,55$.

Pro fázi bez krytu s RSD=33,30 % predikoval základní model Bajury a Jonese poměrně přesně vysokou nerovnoměrnost (RSD=35,93 %), ale po přidání krytu a zrovnoměnění toku v systému (RSD=26,55 %) model Bajury a Jonese přecenal nerovnoměrnost skoro o 10 % bodů. Optimalizací bylo docíleno jistého zlepšení (RSD=35,37 %), ale stále se nejednalo o uspokojivý výsledek. Model Bajury nelze doporučit pro predikci, protože výrazně podcenil nerovnoměrnost toku v systému (RSD=17,49 %).

Shrnutí

Pro oba druhy experimentů bez přepážek bylo zjištěno, že model Bajury s relativní odchylkou $RE=10,60-19,91\%$ je srovnatelný s odchylkou základní konfigurace modelu Bajury a Jonese s $RE=12,47-16,69\%$, popřípadě optimalizovanou konfigurací s $RE=12,16-16,39\%$. Nerovnoměrnost toku pro nízké výkonové stupně (I a II) poměrně přesně (většinou do rozdílu 3%) predikoval model Bajury a Jonese, ale pro vysoké výkonové stupně (III a IV) byla odchylka výrazná nad 10% . Model Bajury nelze doporučit pro predikci nerovnoměrnosti toku, protože ve všech případech výsledky vykazovaly přecenění rovnoměrnosti s rozdílem $8-17\%$ od naměřených dat. Z výsledků vyplývá, že modely nejsou vhodné pro predikci distribuce toku experimentů bez přepážek.

Souhrnně pro druhy experimentů s přepážkami model Bajury dosahuje výrazně lepších výsledků, než model Bajury a Jonese pro nastavení, kdy ztrátový součinitel H dosahuje nízkých hodnot (pro bilančně stanovené místní ztráty přepážek) $RE=3,16-8,88\%$. Základní konfigurace modelu Bajury a Jonese se jeví velice nepřesně pro predikci toku v systémech s nízkou hodnotou H ($RE=11,62-21,19\%$). Výrazného zlepšení nebylo docíleno optimalizací koeficientu θ_c , kdy odchylka byla v rámci desetin $\%$. Nerovnoměrnost toku velice přesně do rozdílu 8% s naměřenými daty predikoval model Bajury. Model Bajury a Jonese většinou přecenil nerovnoměrnost toku v systému až o $10-25\%$. Na základě výsledků model Bajury velice dobře predikuje distribuci toku s nízkou hodnotou hydraulického odporu, která odpovídala experimentu. Odchylka výsledků analytických modelů od naměřených dat do 10% je uspokojivý výsledek pro distribuční systémy, a proto model Bajury lze doporučit k predikci pro daný experiment.

Model Bajury a Jonese v základní konfiguraci lépe predikuje výsledky při vyšší hodnotě H (pro místní ztrátu přepážek dle literatury), přičemž docílil poměrně dobré shody s experimentem při $RE=1,91-8,57\%$. Jelikož se jednalo o poměrně přesné výsledky, optimalizace docílila zlepšení už jen v rádech setin $\%$. Model Bajury dosáhl také velice dobrého přiblížení s $RE=3,44-8,06\%$, ale nebyl tak přesný jako předešlý model. Velice dobrou predikci nerovnoměrnosti toku poskytl model Bajury a Jonese s rozdílem do 4% . Oproti tomu model Bajury hůře predikoval nerovnoměrnosti s rozdílem až 8% od naměřených dat.

Nárůst teplot v systému zapříčinil ve většině situací zrovnoměnění průtoku, kdy tento jev byl posílen přidáním krytu, ale nemusí se jednat o jediný faktor ovlivňující sledovaný trend. Přidání krytu v obou experimentech způsobilo nárůst nerovnoměrnosti teplot v systému.

Z výsledků vyplývá, že oba modely mají výrazně odlišnou přesnost pro různé postupy stanovení hydraulického odporu větvení. Při nastavení modelů na nízkou hodnotu hydraulického odporu (stanovenou bilančně) byla shoda s naměřenými daty výrazně nižší (pro model Bajury a Jonese rozdíl až 21%), než shoda, kterou vykazovaly modely při vyšší hodnotě hydraulického odporu (stanovenou pomocí koeficientů a tabelovaných dat v literatuře), kdy bylo docíleno přiblížení okolo $2-8\%$. Tím nelze zcela potvrdit dobrou schopnost predikce modelů, protože v ideálním případě by nastavení modelů mělo odpovídat experimentálně zjištěným hodnotám, jsou-li k dispozici.

V případě koeficientů pro stanovení hydraulického odporu ve větvích vychází autoři [113] z měření v jednoduchém potrubí, v němž je umístěn zkoumaný prvek. V případě distribučních systému skládajících se z několika větví se mohou jednotlivé proudy vzájemně ovlivňovat. V budoucí práci bude nutné zanalyzovat získaná data z distribučních systémů a stanovit, jaký vliv má vzájemné ovlivnění jednotlivých proudů na celkový tok a jeho rozložení v svazku trubek.

Nejistotu do výsledných predikcí vnáší i samotné měření, které je náročné jak z hlediska stabilizace toku (což u distribučních systémů nelze ovlivnit), tak i finančně. Díky tomu jsou silně limitovány možnosti měření. Jak bylo nastíněno výše, problematická je především měřitelnost pulzujících tlakových ztrát v systémech bez dodatečného hydraulického odporu, v kterých jsou navíc dosahovány pouze velmi nízké hodnoty tlakových ztrát.

5 Závěr

Provoz fotovoltaických panelů v oblastech s různou tepelnou zátěží vyžaduje hledat optimální způsob chlazení, který zvyšuje výkonnost fotovoltaických panelů a zároveň prodlužuje jejich životnost.

První rešeršní část diplomové práce se zabývala problematikou teplotních vlivů na fotovoltaické panely a řešením těchto negativních vlivů za pomoci podpůrných systémů chlazení. Byl představen negativní dopad náročných podnebných podmínek na výkon a účinnost fotovoltaických panelů.

V návaznosti na úvodní část práce byly formou rešerše podrobně popsány aktivní a pasivní podpůrné systémy chlazení fotovoltaických panelů. U každé metody chlazení byla představena obvyklá konstrukce systému, rozvaha nad vhodnou volbou uspořádání a výsledný efekt chlazení. Hlavním hodnoceným parametrem pro danou metodu chlazení byl vliv chlazení na změnu výkonu a teploty fotovoltaického panelu.

Bylo zjištěno, že aktivní metody chlazení jsou velice efektivní, kdy výkon fotovoltaického panelu může vzrůst až o 44 %, ale za cenu vysokých investičních a provozních nákladů. Právě vysoké investiční a provozní náklady jsou bariérou pro širší využití v praxi. Aktivní metody chlazení je nutné optimalizovat, aby dosáhly konkurenceschopnosti (jednou z možných cest je přerušovaný tok pracovního média).

Pasivní metody chlazení poskytují výrazně nižší chladicí efekt, přičemž nárůst výkonu fotovoltaického panelu činí dle dostupných informací 10-15 %. Ačkoliv pasivní metody chlazení nejsou tak výkonné, jejich výhodou je značný pokles provozních nákladů v porovnání s aktivními metodami. Díky přijatelnému poměru mezi nárůstem výkonu, investičními a provozními náklady se chlazení přirozenou konvekcí ve spojení s intenzifikačními prvky jeví jako konkurenceschopná metoda.

V druhé rešeršní části práce byly představeny solární termální kolektory. Ve spojení s fotovoltaickým panelem mohou tvořit hybridní fotovoltaicko-tepelný kolektor a zefektivnit tak způsob chlazení za pomoci utilizace jinak mařeného tepla.

Praktická část práce se zabývala ověřením funkčnosti analytických modelů Bajury [4] a Bajury a Jonese [5] pro predikci toku vzduchu v solárním kolektoru typu-K. Pro adiabatické experimenty a experimenty se změnou teplot byla zpracována experimentální data měření. U obou typů experimentů byl testován vliv hydraulického odporu větvení za pomoci přepážek. Výsledná hodnota hydraulického odporu vycházela z bilančního výpočtu, respektive z tabelovaných dat dle [113]. Naměřená experimentální data byla porovnána s výsledky predikce analytických modelů. Na základě relativní odchylky (RE) a variačního koeficientu (RSD) byla zhodnocena funkčnost analytických modelů pro danou konfiguraci. Výsledky potvrdily předpoklad vlivu přepážek na nerovnoměrnost toku v systému. Bylo zjištěno, že predikci modelů výrazně ovlivňuje míra hydraulického odporu větvení v závislosti na typu experimentu a postupu stanovení její hodnoty. Pro experimenty se změnou teplot nebyl pozorován výrazný vliv teploty na charakter naměřených dat.

Pro adiabatický experiment i experiment se změnou teplot bez přepážek bylo zjištěno, že ani jeden z analytických modelů nepredikuje uspokojivě nerovnoměrnost toku v systému a průtoky v dílčích větvích. Model Bajury i Bajury a Jonese predikoval odchylku průtoků od naměřených dat větší než 10 % ve všech případech. Model Bajury a Jonese poměrně přesně (do odchylky 3 %) predikoval nerovnoměrnost toku pro nízké výkonové stupně (I a II), ale pro vysoké stupně (III a IV) model Bajury i Bajury a Jonese prokázal značnou nepřesnost v predikci nerovnoměrnosti toku s rozdílem 8-17 % od naměřených dat.

Schopnost predikce analytických modelů pro adiabatický experiment a experiment se změnou teplot s přepážkami závisela na přístupu ke stanovení hydraulického odporu. Pro nízké hodnoty hydraulického odporu (bilančně stanovené místní ztráty přepážek) byla predikce modelu Bajury a Jonese výrazně nepřesná, jelikož přiblížení k naměřeným průtokům predikoval s odchylkou $RE=11,62-21,19\%$ a nerovnoměrnost toku v systému ve většinu případů přecenil o 10-25 %. Oproti tomu model Bajury prokázal velice přesné výsledky, kdy přiblížení k naměřeným datům predikoval velice dobře ($RE=3,16-8,88\%$) a rozdíl v nerovnoměrnosti toku s naměřenými daty byl do 8 %. Model Bajury lze doporučit k predikci distribuce pracovního média v solárním kolektoru typu-K s nízkým hydraulickým odporem větvení.

Pro vyšší hodnoty hydraulického odporu (místní ztráty přepážek stanovené dle literatury) poskytl model Bajury a Jonese nejpřesnější predikci průtoků naměřených dat s přiblížením až 1,91 % a nerovnoměrnost průtoků předpokládal také velice přesně s rozdílem do 4 %. Model Bajury predikoval výsledky také velice přesně s $RE=3,44-8,06\%$ a rozdílem nerovnoměrnosti průtoků do 8 %. Ačkoliv se jedná o velice uspokojivé výsledky nelze potvrdit funkčnost modelů Bajury a Bajury a Jonese k predikci distribuce toku v solárním kolektoru typu-K s vysokým odporem větvení, protože v ideálním případě by nastavení modelů mělo odpovídat experimentálně zjištěným hodnotám, jsou-li k dispozici.

Seznam použitých zdrojů

- [1] *The European Green Deal*. online. In: <https://eur-lex.europa.eu/>. 2019. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/ALL/?uri=COM:2019:640:FIN>. [cit. 2024-05-11].
- [2] KUMAR, Sanjeev a SINGH, Pawan Kumar. A novel approach to manage temperature non-uniformity in minichannel heat sink by using intentional flow maldistribution. online. *Applied Thermal Engineering*. 2019, roč. 163. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114403>. [cit. 2024-05-11].
- [3] GARCÍA-GUENDULAIN, Juan M.; RIESCO-ÁVILA, José M. a PICÓN-NÚÑEZ, Martín. Reducing thermal imbalances and flow nonuniformity in solar collectors through the selection of free flow area ratio. online. *Energy*. 2020, roč. 194. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.116897>. [cit. 2024-02-29].
- [4] BAJURA, R. A. A Model for Flow Distribution in Manifolds. online. *Journal of Engineering for Power*. 1971, roč. 93, č. 1, s. 7-12. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.3445410>. [cit. 2024-03-11].
- [5] BAJURA, R. A. a JONES, E. H. Flow Distribution Manifolds. online. *Journal of Fluids Engineering*. 1976, roč. 98, č. 4, s. 654-665. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.3448442>. [cit. 2024-03-11].
- [6] TAKYI, Gabriel a NYARKO, Frank Kwabena. Investigation of the Effect of Temperature Coefficients on Mono-Crystalline Silicon PV Module Installed in Kumasi, Ghana. online. *Journal of Power and Energy Engineering*. 2020, roč. 8, s. 20-34. Dostupné z: <https://doi.org/10.4236/jpee.2020.89003>. [cit. 2023-10-27].
- [7] HAROON, Junaidi. *Effective Methods for cooling PV panels*. online. In: Synergy files. 2020. Dostupné z: http://synergyfiles.com/2017/01/effective_methods_for_cooling_pv-panels/. [cit. 2023-10-24].
- [8] *Working Principle of Solar Cell or Photovoltaic Cell*. online. In: Electrical 4 U. 2020. Dostupné z: https://www.electrical4u.com/working-principle-of-photovoltaic-cell-or-solar-cell/?utm_content=cmp-true. [cit. 2023-10-24].
- [9] *Theory of Solar Cells*. online. In: G2V. 2024. Dostupné z: <https://g2voptics.com/photovoltaics-solar-cells/theory-of-solar-cells/>. [cit. 2024-02-08].
- [10] *What is a PV Module IV Curve?*. online. In: Atonometrics. 2011. Dostupné z: <https://www.atonometrics.com/applications/what-is-a-pv-module-iv-curve/>. [cit. 2024-02-08].
- [11] *Solar Cell I-V Characteristic and the Solar Cell I-V Curve*. online. In: Alternative energy tutorials. 2023. Dostupné z: <https://www.alternative-energy-tutorials.com/photovoltaics/solar-cell-i-v-characteristic.html>. [cit. 2023-10-27].
- [12] GOSWAMI, D. Yogi. *Principles of Solar Engineering - Third edition*. 3rd ed. CRC Press, 2014. ISBN 978-1-4665-6379-7.

- [13] DIANTORO, Markus; SUPRAYOGI, Thathit; HIDAYAT, Arif; TAUFIQ, Ahmad; FUAD, Abdulloh et al. Shockley's Equation Fit Analyses for Solar Cell Parameters from I-V Curves. online. *International Journal of Photoenergy*. 2018. Dostupné z: <https://doi.org/10.1155/2018/9214820>. [cit. 2024-05-19].
- [14] MAYIMELE, Meehleketso A.; DIALE, Mmantsae; MTANGI, Wilbert a AURET, Francois D. Temperature-dependent current–voltage characteristics of Pd/ZnO Schottky barrier diodes and the determination of the Richardson constant. online. *Materials Science in Semiconductor Processing*. 2015, roč. 34, s. 359-364. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.mssp.2015.02.018>. [cit. 2024-05-21].
- [15] SINGH, Priyanka a RAVINDRA, N.M. Temperature dependence of solar cell performance—an analysis. online. *Solar Energy Materials and Solar Cells*. 2012, roč. 101, s. 36-45. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2012.02.019>. [cit. 2024-02-08].
- [16] DHASS, A.D.; PRAKASH, Y. a RAMYA, K.C. Effect of temperature on internal parameters of solar cell. online. *Materials Today: Proceedings*. 2020, roč. 33, s. 732-735. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.06.079>. [cit. 2024-02-08].
- [17] RAHMAN, Tuhibur; AL MANSUR, Ahmed; LIPU, Molla ; RAHMAN, Siddikur; ASHIQUE, Ratil et al. Investigation of Degradation of Solar Photovoltaics: A Review of Aging Factors, Impacts, and Future Directions toward Sustainable Energy Management. online. *Energies* 2023. 2023, roč. 16, č. 9. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/en16093706>. [cit. 2023-10-28].
- [18] VÁSQUEZ, Julián Ascencio; KAAYA, Ismail; BRECL, Kristijan; WEISS, Karl a TOPIČ, Marko. Global Climate Data Processing and Mapping of Degradation Mechanisms and Degradation Rates of PV Modules. online. *Energies*. 2019, roč. 12, č. 24. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/en12244749>. [cit. 2023-10-28].
- [19] FAIMAN, David. Assessing the Outdoor Operating Temperature of Photovoltaic Modules. online. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*. 2008, roč. 16, č. 4, s. 307-315. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/pip.813>. [cit. 2024-02-08].
- [20] SHARAF, Mohamed; YOUSEF, Mohamed S. a HUZAYYIN, Ahmed. Review of cooling techniques used to enhance the efficiency of photovoltaic power systems. online. *Environmental Science and Pollution Research*. 2022, roč. 29, s. 26131–26159. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s11356-022-18719-9>. [cit. 2023-10-29].
- [21] BEVILACQUA, Piero; BRUNO, Roberto a ARCURI, Natale. Comparing the performances of different cooling strategies to increase photovoltaic electric performance in different meteorological conditions. online. *Energy*. 2020, roč. 195. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.116950>. [cit. 2023-11-04].
- [22] MAZÓN-HERNÁNDEZ, R.; GARCÍA-CASCALES, J. R.; VERA-GARCÍA, F.; KÁISER, A. a ZAMORA, B. Improving the Electrical Parameters of a Photovoltaic Panel by Means of an Induced or Forced Air Stream. online. *International Journal of Photoenergy*. 2013, roč. 2013. Dostupné z: <https://doi.org/10.1155/2013/830968>. [cit. 2023-11-28].
- [23] AMELIA, A.R.; IRWAN, Y.M.; IRWANTO, M.; LEOW, W.; GOMESH, N. et al. Cooling on Photovoltaic Panel Using Forced Air Convection Induced by DC Fan.

- online. *International Journal of Electrical and Computer Engineering*. 2016, roč. 6, č. 2, s. 526-534. Dostupné z: <https://doi.org/10.11591/ijece.v6i2.pp526-534>. [cit. 2023-11-28].
- [24] SHAHSAVAR, A.; SALMANZADEH, M.; AMERI, M. a TALEBIZADEH, P. Energy saving in buildings by using the exhaust and ventilation air for cooling of photovoltaic panels. online. *Energy and Buildings*. 2011, roč. 43, č. 9, s. 2219-2226. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.05.003>. [cit. 2024-02-09].
- [25] RAHIMI, Masoud; VALEH-E-SHEYDA, Peyvand; PASAMOGHADAM, Mohammad; MASAHI, Mohammad a ALSAIRAFI, Ammar. Design of a self-adjusted jet impingement system for cooling of photovoltaic cells. online. *Energy Conversion and Management*. 2014, roč. 83, s. 48-57. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.053>. [cit. 2023-12-02].
- [26] NIŽETIĆ, S.; GIAMA, E. a PAPAPOULOS, A.M. Comprehensive analysis and general economic-environmental evaluation of cooling techniques for photovoltaic panels, Part II: Active cooling techniques. online. *Energy Conversion and Management*. 2018, roč. 155, s. 301-323. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.10.071>. [cit. 2023-12-02].
- [27] HUSSIEN, Ahmed; ELTAYESH, Abdelgalil a EL-BATSH, Hesham. Experimental and numerical investigation for PV cooling by forced convection. online. *Alexandria Engineering Journal*. 2023, roč. 64, s. 427-440. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.09.006>. [cit. 2023-10-29].
- [28] NIŽETIĆ, S.; ČOKO, D.; YADAV, A. a GRUBIŠIĆ-ČABO, F. Water spray cooling technique applied on a photovoltaic panel: The performance response. online. *Energy Conversion and Management*. 2016, roč. 108, s. 287-296. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.10.079>. [cit. 2023-12-02].
- [29] MOHARRAM, K.A.; ABD-ELHADY, M.S.; KANDIL, H.A. a EL-SHERIF, H. Enhancing the performance of photovoltaic panels by water cooling. online. *Ain Shams Engineering Journal*. 2013, roč. 4, č. 4, s. 869-877. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.asej.2013.03.005>. [cit. 2023-12-02].
- [30] SHAHVERDIAN, Mohammad Hassan; SOHANI, Ali; SAYYAADI, Hoseyn; SAMIEZADEH, Saman; DORANEHGARD, Mohammad et al. A dynamic multi-objective optimization procedure for water cooling of a photovoltaic module. online. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2021, roč. 45. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101111>. [cit. 2023-12-02].
- [31] BAI, Attila; POPP, József; BALOGH, Péter; GABNAI, Zoltán; PÁLYI, Béla et al. Technical and economic effects of cooling of monocrystalline photovoltaic modules under Hungarian conditions. online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016, roč. 60, s. 1086-1099. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.02.003>. [cit. 2023-12-02].
- [32] NATEQI, Mojtaba; ZARGARABADI, Mehran a RAFEE, Roohollah. Xperimental investigations of spray flow rate and angle in enhancing the performance of PV panels by steady and pulsating water spray system. online. *SN Appl. Sci*. 2021, roč. 3, č. 130. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s42452-021-04169-4>. [cit. 2023-10-31].

- [33] HADIPOUR, Amirhosein; ZARGARABADI, Mehran a RASHIDI , Saman. An efficient pulsed- spray water cooling system for photovoltaic panels: Experimental study and cost analysis. online. *Renewable Energy*. roč. 164, s. 867-875. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.09.021>. [cit. 2023-10-31].
- [34] KHAN, Ibrahim; SAEED, Khalid a KHAN, Idrees. Nanoparticles: Properties, applications and toxicities. online. *Arabian Journal of Chemistry*. 2019, roč. 12, č. 7, s. 908-931. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.arabjc.2017.05.011>. [cit. 2024-02-11].
- [35] APMANN, Kevin; FULMER, Ryan; SOTO, Alberto a VAF AEI, Saeid. Thermal Conductivity and Viscosity: Review and Optimization of Effects of Nanoparticles. online. *Materials* 2021. 2021, roč. 14, č. 5. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/ma14051291>. [cit. 2023-11-01].
- [36] TENG, Tun-Ping; HUNG, Yi-Hsuan; TENG, Tun-Chien; MO, Huai-En a HSU, How-Gao. The effect of alumina/water nanofluid particle size on thermal conductivity. online. *Applied Thermal Engineering*. 2010, roč. 30, č. 14-15, s. 2213-2218. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.05.036>. [cit. 2023-11-01].
- [37] MURTADHA, Talib K. Effect of using Al₂O₃ / TiO₂ hybrid nanofluids on improving the photovoltaic performance. online. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2023, roč. 47. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103112>. [cit. 2023-11-21].
- [38] SUJITH, Surendran V.; KIM, Hansoo a LEE, Joonho. A Review on Thermophysical Property Assessment of Metal Oxide-Based Nanofluids: Industrial Perspectives. online. *Metals*. 2022, roč. 12, č. 1. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/met12010165>. [cit. 2023-11-03].
- [39] GULZAR, Ovais; QAYOUM, Adnan a GUPTA, Rajat. Experimental study on thermal conductivity of mono and hybrid Al₂O₃-TiO₂ nanofluids for concentrating solar collectors. online. *International Journal of Energy Research*. 2021, roč. 45, č. 3, s. 4370-4384. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/er.6105>. [cit. 2023-11-03].
- [40] KUMAR, Vikas; TIWARI, Arun Kumar a GHOSH, Subrata Kumar. Effect of variable spacing on performance of plate heat exchanger using nanofluids. online. *Energy*. 2016, roč. 114, s. 1107-1119. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.08.091>. [cit. 2023-11-03].
- [41] KUMAR, Rajan; DESHMUKH, Vipul a BHARJ, Rabinder. Performance enhancement of photovoltaic modules by nanofluid cooling: A comprehensive review. online. *International Journal of Energy Research*. 2020, roč. 44, č. 8, s. 6149-6169. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/er.5285>. [cit. 2023-11-01].
- [42] ALI, A. R. I. a SALAM, B. A review on nanofluid: preparation, stability, thermophysical properties, heat transfer characteristics and application. online. *Discover Applied Sciences*. 2020, roč. 2, č. 1636. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s42452-020-03427-1>. [cit. 2024-02-11].
- [43] KARAMI, Nooshin a RAHIMI, Masoud. Heat transfer enhancement in a PV cell using Boehmite nanofluid. online. *Energy Conversion and Management*. 2014, roč. 86, s. 275-285. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.037>. [cit. 2023-12-05].

- [44] ABDELHAFEZ, Eman; HAMDAN, Mohammad a AL-MAGHALSEH, Maher. Enhancing photovoltaic panel efficiency using a combination of Zinc Oxide and Titanium Oxide water-based nanofluids. online. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2023, roč. 49. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103382>. [cit. 2023-12-03].
- [45] S.Y. EBAID, Munzer; AL-BUSOUL, Mamdoh a M. GHRAIR, Ayoup. Experimental investigation of cooling photovoltaic (PV) panels using (TiO₂) nanofluid in water - polyethylene glycol mixture and (Al₂O₃) nanofluid in water- cetyltrimethylammonium bromide mixture. online. *Energy Conversion and Management*. 2018, roč. 2018, č. 155, s. 324-343. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.10.074>. [cit. 2023-12-05].
- [46] SCAVO, Fausto Bontempo; TINA, Guisepppe; GAGLIANO, Antonio a NIŽETIĆ, Sandro. An assessment study of evaporation rate models on a water basin with floating photovoltaic plants. online. *International Journal of Energy Research*. 2021, roč. 45, č. 1, s. 167-188. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/er.5170>. [cit. 2023-11-07].
- [47] ABU-HAMDEH, Nidal H. Thermal Properties of Soils as affected by Density and Water Content. online. *Biosystems Engineering*. 2003, roč. 86, č. 1, s. 97-102. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/S1537-5110\(03\)00112-0](https://doi.org/10.1016/S1537-5110(03)00112-0). [cit. 2024-03-01].
- [48] CHOWDHURY, Gofran; HAGGAG, Mohammed a POORTMANS, Jef. How cool is floating PV? A state-of-the-art review of floating PV's potential gain and computational fluid dynamics modeling to find its root cause. online. *EPJ Photovolt*. 2023, roč. 14, č. 24. Dostupné z: <https://doi.org/10.1051/epjpv/2023015>. [cit. 2023-11-07].
- [49] ROSA-CLOT, M.; TINA, G.; ROSA-CLOT, P. a SCANDURA, P. Submerged photovoltaic solar panel: SP2. online. *Renewable Energy*. 2010, roč. 35, č. 8, s. 1862-1865. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.10.023>. [cit. 2023-11-10].
- [50] NISAR, Hamza; JANJUA, Abdul Kashif; HAFEEZ, Hamza; SHAKIR, Sehar; SHAHZAD, Nadia et al. Thermal and electrical performance of solar floating PV system compared to on-ground PV system-an experimental investigation. online. *Solar Energy*. 2022, roč. 241, s. 231-247. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2022.05.062>. [cit. 2023-12-29].
- [51] KUMAR, Nallapaneni Manoj; SUBRAMANIAM, Umashankar; MOBI MATHEW, Mobi; AJITHA, A a ALMAKHLES, Dhafer. Exergy analysis of thin-film solar PV module in ground-mount, floating and submerged installation methods. online. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2020, roč. 21. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100686>. [cit. 2023-11-10].
- [52] GOSWAMI, Anik a SADHU, Pradip Kumar. Degradation analysis and the impacts on feasibility study of floating solar photovoltaic systems. online. *Sustainable Energy, Grids and Networks*. 2021, roč. 26. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.segan.2020.100425>. [cit. 2023-12-29].
- [53] ELMINSHAWY, Nabil A.S. E; OSAMA, Amr; DAMHOGI, D.G. El; OTERKUS, Erkan a MOHAMED, A.M.I. Simulation and experimental performance analysis of partially floating PV system in windy conditions. online. *Solar Energy*. 2021, roč. 230,

- s. 1106-1121. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.11.020>. [cit. 2023-12-29].
- [54] HAMMOUMI, Aboubakr El; CHALH, Abdelilah; ALLOUHI, Amine; MOTAHHIR, Saad; GHIZAL, Abdelaziz et al. Design and construction of a test bench to investigate the potential of floating PV systems. online. *Journal of Cleaner Production*. 2021, roč. 278. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123917>. [cit. 2023-11-07].
- [55] NIŽETIĆ, S.; PAPADOPOULOS, A.M. a GIAMA, E. Comprehensive analysis and general economic-environmental evaluation of cooling techniques for photovoltaic panels, Part I: Passive cooling techniques. online. *Energy Conversion and Management*. 2017, roč. 149, s. 334-354. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.07.022>. [cit. 2023-12-25].
- [56] KAZEM, Hussein A.; AL-WAELI, AliH.A.; CHAICHAN, Miqdam T.; SOPIAN, K.; AHMED, Al-Amiery et al. Enhancement of photovoltaic module performance using passive cooling (Fins): A comprehensive review. online. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2023, roč. 49. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103316>. [cit. 2024-03-03].
- [57] ČABO, Filip Grubišić; NIŽETIĆ, Sandro; KRAGIĆ, Ivo a ČOKO, Duje. Further progress in the research of fin-based passive cooling technique for the free-standing silicon photovoltaic panels. online. *International Energy Journal of Energy Research*. 2019, roč. 43, č. 8, s. 3475-3495. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/er.4489>. [cit. 2023-11-19].
- [58] ČABO, Filip Grubišić; NIŽETIĆ, Sandro; GIAMA, Effrosyni a PAPADOPOULOS, Agis. Techno-economic and environmental evaluation of passive cooled photovoltaic systems in Mediterranean climate conditions. online. *Applied Thermal Engineering*. 2020, roč. 169. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114947>. [cit. 2023-11-19].
- [59] BAYRAK, Fatih; OZTOP, Hakan a SELIMEFENDIGIL, Fatih. Effects of different fin parameters on temperature and efficiency for cooling of photovoltaic panels under natural convection. online. *Solar Energy*. 2019, roč. 188, s. 484-494. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.06.036>. [cit. 2023-11-21].
- [60] GOMAA, Mohamed R.; HAMMAD, Waleed; DHAIFALLAH, Mujahed Al a REZK, Hegazy. Performance enhancement of grid-tied PV system through proposed design cooling techniques: An experimental study and comparative analysis. online. *Solar Energy*. 2020, roč. 211, s. 1110-1127. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.10.062>. [cit. 2024-01-21].
- [61] FIROOZZADEH, Mohammad; SHIRAVI, Amir Hossein a CHANDEL, Shyam Singh. An experimental analysis of enhancing efficiency of photovoltaic modules using straight and zigzag fins. online. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2022, roč. 147, č. 1, s. 8827-8839. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s10973-021-11178-3>. [cit. 2024-01-21].
- [62] ZHAO, Jiaxin; MA, Tao; LI, Zhenpeng a SONG, Aotian. Year-round performance analysis of a photovoltaic panel coupled with phase change material. online. *Applied Energy*. 2019, roč. 245, s. 51-64. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.004>. [cit. 2023-11-11].

- [63] VAKHSHOURI, Amir Reza. *Paraffin as Phase Change Material*. online. In: IntechOpen. 2019. Dostupné z: <https://www.intechopen.com/chapters/70480>. [cit. 2023-11-11].
- [64] MAGHRABIE, Hussein M.; MOHAMED, A. S. A.; MOSTAFA, Amany a ABDELHADY, Ahmed. Performance augmentation of PV panels using phase change material cooling technique: A review. online. *SVU-International Journal of Engineering Sciences and Applications*. 2021, roč. 2, č. 2, s. 1-13. Dostupné z: <https://doi.org/10.21608/SVUIJESA.2021.87202.1013>. [cit. 2023-11-11].
- [65] HUANG, M.J.; EAMES, P.C.; NORTON, B. a HEWITT, N.J. Natural convection in an internally finned phase change material heat sink for the thermal management of photovoltaics. online. *Solar Energy Materials & Solar Cells*. 2011, roč. 95, č. 7, s. 1598-1603. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2011.01.008>. [cit. 2023-11-11].
- [66] VELMURUGAN, Karthikeyan; KUMARASAMY, Sunilkumar; WONGWUTTANASATIAN, Tanakorn a SEIHTANABUTARA, Varinrumpai. Review of PCM types and suggestions for an applicable cascaded PCM for passive PV module cooling under tropical climate conditions. online. *Journal of Cleaner Production*. 2021, roč. 293. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.126065>. [cit. 2023-12-25].
- [67] MA, Tao; LI, Zhenpeng a ZHAO, Jiabin. Photovoltaic panel integrated with phase change materials (PV-PCM): technology overview and materials selection. online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019, roč. 116. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109406>. [cit. 2023-12-08].
- [68] *Products*. online. In: Rubitherm. 2023. Dostupné z: <https://www.rubitherm.eu/en/productCategories.html>. [cit. 2023-12-08].
- [69] NIŽETIĆ, Sandro; ARİCİ, Müslüm; BILGIN, Feyza a ČABO, Filip Grubišić. Investigation of pork fat as potential novel phase change material for passive cooling applications in photovoltaics. online. *Journal of Cleaner Production*. 2018, roč. 2018, č. 170, s. 1006-1016. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.09.164>. [cit. 2023-12-08].
- [70] HASAN, A.; MCCORMACK, S.J.; HUANG, M.J. a NORTON, B. Norton. Evaluation of phase change materials for thermal regulation enhancement of building integrated photovoltaics. online. *Solar Energy*. 2010, roč. 84, č. 9, s. 1601-1612. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.06.010>. [cit. 2023-12-23].
- [71] HASAN, A.; SARWAR, J.; ALNOMAN, H. a ABDELBAQI, S. Yearly energy performance of a photovoltaic-phase change material (PV-PCM) system in hot climate. online. *Solar Energy*. 2017, roč. 146, s. 417-429. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.01.070>. [cit. 2023-12-19].
- [72] NIŽETIĆ, Sandro; JURČEVIĆ, Mišo; ČOKO, Duje a ARİCİ, Müslüm. A novel and effective passive cooling strategy for photovoltaic panel. online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2021, roč. 145. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111164>. [cit. 2023-12-25].
- [73] TANG, Xiao; QUAN, Zhenhua a ZHAO, Yaohua. Experimental Investigation of Solar Panel Cooling by a Novel Micro Heat Pipe Array. online. *Energy and Power*

- Engineering*. 2010, roč. 2, č. 3, s. 171-174. Dostupné z: <https://doi.org/10.4236/epe.2010.23025>. [cit. 2023-11-21].
- [74] KHAIRNASOV, S. M. a NAUMOVA, A. M. Heat pipes application to solar energy systems. online. *Applied Solar Energy*. 2016, roč. 52, č. 1, s. 47-60. Dostupné z: <https://doi.org/10.3103/S0003701X16010060>. [cit. 2024-01-23].
- [75] ALIZADEH, Hossein; GHASEMPOUR, Roghayeh; SHAFII, Mohammad Behshad; AHMADI, Mohammad Hossein; YAN, Wei-Mon et al. Numerical simulation of PV cooling by using single turn pulsating heat pipe. online. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018, roč. 127, s. 203-208. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.108>. [cit. 2024-01-23].
- [76] KOUNDINYA, Sandeep; N., Vigneshkumar a KRISHNAN, A. S. Experimental Study and Comparison with the Computational Study on Cooling of PV Solar Panel Using Finned Heat Pipe Technology. online. *Materials Today: Proceedings*. 2017, roč. 4, č. 2, s. 2693-2700. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.145>. [cit. 2024-01-23].
- [77] HABEEB, Laith Jaafer; MUTASHER, Dheya Ghanim a ALI, Faez Abid Muslim Abd. Cooling Photovoltaic Thermal Solar Panel by Using Heat Pipe at Baghdad Climate. online. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*. 2017, roč. 17, č. 6. Dostupné z: https://www.researchgate.net/profile/Faez-Abd-Ali/publication/349442343_Cooling_Photovoltaic_Thermal_Solar_Panel_by_Using_Heat_Pipe_at_Baghdad_Climate/links/602ffbdd299bf1cc26d8f94b/Cooling-Photovoltaic-Thermal-Solar-Panel-by-Using-Heat-Pipe-at-Baghdad-Climate.pdf. [cit. 2024-01-23].
- [78] ALIZADEH, Hossein; NAZARI, Mohammad Alhuyi; GHASEMPOUR, Roghayeh; SHAFII, Mohammad Behshad a AKBARZADEH, Aliakbar. Numerical analysis of photovoltaic solar panel cooling by a flat plate closed-loop pulsating heat pipe. online. *Solar Energy*. 2020, roč. 206, s. 455-463. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.05.058>. [cit. 2024-01-24].
- [79] *Technology readiness levels (TRL)*. online. In: European Commission. 2014. Dostupné z: https://ec.europa.eu/research/participants/data/ref/h2020/wp/2014_2015/annexes/h2020-wp1415-annex-g-trl_en.pdf. [cit. 2024-05-11].
- [80] *Why TRL 5-7 is the Sweet Spot for Climate Tech Investors*. online. In: Climate insiders. 2024. Dostupné z: <https://climateinsiders.substack.com/p/why-trl-5-7-is-the-sweet-spot-for>. [cit. 2024-05-11].
- [81] MATUŠKA, Tomáš. *Typy solárních kolektorů*. online. In: Tzbinfo. 2001. Dostupné z: <https://oze.tzb-info.cz/solarni-kolektory/154-typy-solarnich-kolektoru>. [cit. 2024-05-10].
- [82] KALOGIROU, S.A. *Solar Energy Engineering – Processes and Systems (2nd Edition)*. 2nd ed. Saint Louis: Elsevier, 2014. ISBN 9780123972705.
- [83] *Solar Flat Plate Collectors for Solar Hot Water*. online. In: Alternative Energy Tutorials. 2010. Dostupné z: <https://www.alternative-energy-tutorials.com/solar-hot-water/flat-plate-collector.html>. [cit. 2024-05-06].

- [84] KHANLARI, Ataollah; ÖZGE GÜLER, Hande; DOĞUŞ TUNCER, Azim; ŞIRIN, Ceylin; CAN BILGE, Yaşar et al. Experimental and numerical study of the effect of integrating plus-shaped perforated baffles to solar air collector in drying application. online. *Renewable Energy*. 2020, roč. 145, s. 1677-1692. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.07.076>. [cit. 2024-02-22].
- [85] BHAGORIA, J.L.; SAINI, J.S a SOLANKI, S.C. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate. online. *Renewable Energy*. 2002, roč. 25, č. 3, s. 341-369. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(01\)00057-X](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00057-X). [cit. 2024-02-23].
- [86] DEO, Narinderpal Singh; CHANDER, Subhash a SAINI, J.S. Performance analysis of solar air heater duct roughened with multigap V-down ribs combined with staggered ribs. online. *Renewable Energy*. 2016, roč. 91, s. 484-500. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.01.067>. [cit. 2024-02-24].
- [87] HOBBI, Alireza a SIDDIQUI, Kamran. Experimental study on the effect of heat transfer enhancement devices in flat-plate solar collectors. online. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009, roč. 52, č. 19-20, s. 4650-4658. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.018>. [cit. 2024-02-24].
- [88] SANDHU, Gurveer; SIDDIQUI, Kamran a GARCIA, Alberto. Experimental study on the combined effects of inclination angle and insert devices on the performance of a flat-plate solar collector. online. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014, roč. 71, s. 251-263. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.12.004>. [cit. 2024-02-25].
- [89] SUMAN, Siddharth; KHAN, Mohd. Kaleem a PATHAK, Manabendra. Performance enhancement of solar collectors—A review. online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015, roč. 49, s. 192-210. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.087>. [cit. 2024-02-23].
- [90] *Spreje*. online. In: Colorshop. 2024. Dostupné z: <https://www.colorshop.cz/cs/spreje/motip-akrylova-rychleschnouci-barva-ral-9005-cerna-leskla-ve-spreji-400-ml/>. [cit. 2024-05-09].
- [91] MAR, Henry Y.B.; PETERSON, R.E. a ZIMMER, Paul B. Low cost coatings for flat plate solar collectors. online. *Thin Solid Films*. 1976, roč. 39, s. 95-103. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0040-6090\(76\)90627-1](https://doi.org/10.1016/0040-6090(76)90627-1). [cit. 2024-02-23].
- [92] EL-SEBAILI, A.A. a AL-SNANI, H. Effect of selective coating on thermal performance of flat plate solar air heaters. online. *Energy*. 2010, roč. 35, č. 4, s. 1820-1828. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.12.037>. [cit. 2024-02-23].
- [93] KIM, Sooyoun; CHOI, Eunsoo a CHO, Young I. The effect of header shapes on the flow distribution in a manifold for electronic packaging applications. online. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 1995, roč. 22, č. 3, s. 329-341. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0735-1933\(95\)00024-S](https://doi.org/10.1016/0735-1933(95)00024-S). [cit. 2024-02-25].
- [94] SAID, S.A.M.; BEN-MANSOUR, Rached; HABIB, M.A. a SIDDIQUI, M.U. Reducing the flow mal-distribution in a heat exchanger. online. *Computers & Fluids*.

- 2015, roč. 107, s. 1-10. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2014.09.012>. [cit. 2024-02-29].
- [95] MINOCHA, Nitin a JOSHI, Jyeshtharaj B. 3D CFD simulation of turbulent flow distribution and pressure drop in a dividing manifold system using openfoam. online. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020, roč. 151. Dostupné z: <https://doi.org/doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119420>. [cit. 2024-05-05].
- [96] TANG, Wei; SUN, Licheng; LIU, Hongtao; XIE, Guo; MO, Zhengyu et al. Improvement of flow distribution and heat transfer performance of a self-similarity heat sink with a modification to its structure. online. *Applied Thermal Engineering*. 2017, roč. 121, s. 163-171. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.051>. [cit. 2024-02-29].
- [97] WANG, Junye. Pressure drop and flow distribution in parallel-channel configurations of fuel cells: U-type arrangement. online. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2008, roč. 33, č. 21, s. 6339-6350. Dostupné z: <https://doi.org/doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.08.020>. [cit. 2024-05-10].
- [98] POLCSÁK, Jakub. *Predikce a experimentální ověření funkce distribučního systému typu Z*. Diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství, 2021.
- [99] WANG, Junye. Theory of flow distribution in manifolds. online. *Chemical Engineering Journal*. 2011, roč. 168, č. 3, s. 1331-1345. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.cej.2011.02.050>. [cit. 2024-05-10].
- [100] BANDARU, Sree Harsha; BECERRA, Victor; KHANNA, Sourav; RADULOVIC, Jovana; HUTCHINSON, David et al. A Review of Photovoltaic Thermal (PVT) Technology for Residential Applications: Performance Indicators, Progress, and Opportunities. online. *Energies*. 2021, roč. 14, č. 13. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/en14133853>. [cit. 2024-03-10].
- [101] YUAN, Weiqi; JI, Jie; LI, Zhaomeng; ZHOU, Fan; REN, Xiao et al. Comparison study of the performance of two kinds of photovoltaic/thermal(PV/T) systems and a PV module at high ambient temperature. online. *Energy*. 2018, roč. 148, s. 1153-1161. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.01.121>. [cit. 2024-03-10].
- [102] BARBU, Madalina; DARIE, George a SIROUX, Monica. Analysis of a Residential Photovoltaic-Thermal (PVT) System in Two Similar Climate Conditions. online. *Energies*. 2019, roč. 12, č. 19. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/en12193595>. [cit. 2024-05-15].
- [103] HERRANDO, María; WANG, Kai; HUANG, Gan; OTANICAR, Todd; MOUSA, Osama Bany et al. A review of solar hybrid photovoltaic-thermal (PV-T) collectors and systems. online. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2023, roč. 97. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2023.101072>. [cit. 2024-05-04].
- [104] FIALOVÁ, Dominika Babička. *Optimization of fluid flow in heat exchangers and solar thermal collectors*. Výzkumný projekt. Institute of Process Engineering Faculty Of Mechanical Engineering Brno University of Technology: Brno University of Technology, 2023.

- [105] *SOLIDWORKS*. software. In: SolidWorks Corporation. 2019. Dostupné z: <https://www.solidworks.com/product/all-products>. [cit. 2024-05-07].
- [106] *Otevřená výzkumná data*. online. In: VUT. 2024. Dostupné z: <https://www.vut.cz/vav/openscience/vyzkumna-data/open-fair>. [cit. 2024-05-07].
- [107] *Microsoft Excel*. online. In: Microsoft. 2011. Dostupné z: <https://www.microsoft.com/cs-cz/microsoft-365/excel>. [cit. 2024-05-07].
- [108] *Maple*. software. In: Maplesoft. 2023. Dostupné z: <https://www.maplesoft.com/products/maple/>. [cit. 2024-05-07].
- [109] SCHWARZER, Jan. *Teorie vlhkého vzduchu a úprava vlhkosti vzduchu při větrání (I)*. online. In: Tzbinfo. 2006. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu-i>. [cit. 2024-04-26].
- [110] BABINEC, F. *Aplikovaná fyzikální chemie*. 1. VUTIUM nakladatelství VUT Brno, 1991. ISBN 80 214 03675.
- [111] ČAS. *Stacionární zdroje emisí - Stanovení vodní páry v potrubí - Standardní referenční metoda*. 2017.
- [112] *Air Properties Calculator*. online. In: Curiosity fluids. -. Dostupné z: <https://curiosityfluids.com/2019/02/15/air-properties-calculator/>. [cit. 2024-04-26].
- [113] IDELCHIK, I.E. *Handbook of hydraulic resistance*. online. 2nd edition. Hemisphere publishing corporation, 1975. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.3264907>. [cit. 2024-04-26].
- [114] *Churchill correlation (friction factor)*. online. In: Powder Process. b. r. Dostupné z: https://powderprocess.net/Tools_html/Piping/Churchill.html. [cit. 2024-04-28].
- [115] SÝS, Tomáš. *KOMPLEXNÍ ANALÝZA FUNKCE DISTRIBUČNÍHO SYSTÉMU TYPU U*. Diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství, 2021.
- [116] BABIČKA FIALOVÁ, Dominika. *Výpočtové modelování distribuce pracovních látek v procesních zařízeních*. Dizertační práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství, 2022.
- [117] BABIČKA FIALOVÁ, Dominika a JEGLA, Zdeněk. Experimentally Verified Flow Distribution Model for a Composite Modelling System. online. *Energies*. 2021, roč. 14, č. 6. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/en14061778>. [cit. 2024-04-28].

Seznam použitých symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
A	plocha	[m ²]
A	plocha průřezu diody	[m ²]
a	faktor ideality	[-]
AC	suma nákladů v průběhu životního cyklu	[€]
A _r	poměr průtočných ploch mezi svazkem stoupacích trubek a hlavním kanálem	[-]
C	přepočtní koeficient poměru plochy PV a PV/T	[-]
C _p	měrná tepelná kapacita	[J/(kg·K)]
C _{p,w}	měrná tepelná kapacita vody	[J/(kg·K), J/(m ³ ·K)]
C _{p,zem}	měrná tepelná kapacita zeminy	[J/(m ³ ·K)]
D _c	průměr kolektoru	[m]
D _h	charakteristický rozměr	[m]
d _{or}	průměr děr přepážky	[m]
dP	tlaková ztráta	[Pa]
dP _{max}	maximální naměřená hodnota tlakových ztrát ve větvích	[Pa]
dP _{min}	minimální naměřená hodnota tlakových ztrát ve větvích	[Pa]
D _s	průměr sběrných větví	[m]
D _t	průměr tepelné trubice	[m]
D _v	průměr stoupacích větví	[m]
e	výška žeber	[m]
E	dífuze záření	[W/m ²]
E _g	vazebná energie	[eV]
EO	suma výroby elektrické energie během životního cyklu	[kWh]
f	třecí součinitel	[-]
F ₀	průtočná plocha otvoru přepážky	[m ²]
F ₁	průtočná plocha otvoru kolektoru	[m ²]
f _c	třecí součinitel v kolektoru	[-]
FF	činitel plnění	[-]
GHI	globální horizontální intenzita záření	[W/m ²]
h	součinitel přestupu tepla	[W/(m ² ·K)]
H	součinitel hydraulického odporu	[-]
I	elektrický proud	[A]
I _{avg}	průměrná intenzita záření	[W/m ²]
I _D	elektrický proud na diodě	[A]
I _{imp}	maximální elektrický proud pro maximální výkon	[A]
I _o	saturační proud	[A]
I _{ph}	fotoproud	[A]
I _{rr}	intenzita záření	[W/m ²]
I _{sc}	proud nakrátko	[A]
I _{sh}	boční proud	[A]
k	Boltzmannova konstanta	[eV/K]
K	Richardsonova konstanta	[A/(m ² ·K ²)]
k _{Ross}	Rossův koeficient	[(°C·m ²)/W]
L	vzdálenost PV od trysky	[m]
L _c	délka kolektoru kolektoru	[m]

LCOE	Levelized cost of electricity	[€/kWh]
L_t	délka tepelné trubice	[m]
L_v	délka stoupacích větví	[m]
M_1	koeficient hybnosti pro kolektor	[-]
m_w	hmotnostní tok vody	[kg/s]
n	počet stoupacích trubek	[-]
n_{or}	počet děr přepážky	[-]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
p	rozteč	[m]
P	výkon	[W]
P_{Ain}	parciální tlaky sytých par na vstupu do systému	[Pa]
P_{Aout}	parciální tlaky sytých par na výstupu ze systému	[Pa]
P_{bar}	barometrický tlak	[Pa]
P_{max}	maximální výkon fotovoltaického panelu	[W]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
P_v	parciální tlak vodní páry	[Pa]
P_{vzd}	parciální tlak suchého vzduchu	[Pa]
q	elektrický náboj	[C]
Q	aktuální průtok v hlavním kanále	[m ³]
Q_v^*	korigovaný průtok v dílčí větvi	[m ³]
Q_{kon}	tepelný tok konvekcí	[W]
Q_n	normalizovaný průtok v hlavním kanále	[-]
Q_{out}	výstupní průtok z kolektoru	[m ³]
Q_{tot}	celkový průtok	[m ³]
Q_v	průtok ve větvi	[m ³]
$Q_{v,exp}$	průtok ve větvi na základě naměřených dat	[m ³]
$Q_{v,id}$	zprůměrovaný průtok ve větvi	[m ³]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
RE	součet absolutních hodnot relativních odchylek	[%]
R_s	sériový odpor	[Ω]
RSD	kritérium nerovnoměrnosti toku (Relative Standard Deviation)	[%]
R_{sh}	boční odpor	[Ω]
R_v	plynová konstanta vodní páry	[J/(K·mol)]
RV	relativní vlhkost	[%]
RV_{in}	relativní vlhkost na vstupu do systému	[%]
RV_{max}	maximální relativní vlhkost	[%]
RV_{min}	minimální relativní vlhkost	[%]
RV_{out}	relativní vlhkost na výstupu ze systému	[%]
R_{vzd}	Plynová konstanta suchého vzduchu	[J/(K·mol)]
S	ozářená plocha	[m ²]
T	teplota	[K, °C]
$T_{01-12avg}$	průměrná teplota ve větvi	[°C]
T_{amb}	teplota okolního prostředí	[°C]
T_{in}	teplota vstupu	[°C]
T_{max}	maximální naměřená teplota ve větvích	[°C]
T_{min}	minimální naměřená teplota ve větvích	[°C]
T_{mod}	teplota fotovoltaického panelu	[°C]
T_{out}	teplota výstupu	[°C]
$T_{tání}$	teplota tání materiálu	[K]

U_0	koeficient vlivu intenzity záření na teplotu PV	$[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$
U_1	koeficient vlivu chlazení vzduchem na teplotu PV	$[(\text{W} \cdot \text{s})/(\text{m}^3 \cdot \text{K})]$
v	rychlost proudění	$[\text{m}/\text{s}]$
V	elektrické napětí	$[\text{V}]$
$v_{\text{I-IV}}$	rychlost proudění v potrubí DN150 v závislosti na stupni ventilátoru	$[\text{m}/\text{s}]$
v_{max}	maximální naměřená rychlost proudění v potrubí DN150	$[\text{m}/\text{s}]$
v_{min}	minimální naměřená rychlost proudění v potrubí DN150	$[\text{m}/\text{s}]$
V_{mp}	maximální napětí pro maximální výkon	$[\text{V}]$
V_{OC}	napětí naprázdno	$[\text{V}]$
v_w	rychlost vzduchu	$[\text{m}/\text{s}]$
x	bezrozměrná vzdálenost napříč hlavním kanálem	$[-]$
x_{in}	měrná vlhkost vzduchu na vstupu	$[\text{g}/\text{kgA}]$
x_{out}	měrná vlhkost vzduchu na výstupu	$[\text{g}/\text{kgA}]$
α	materiálová konstanta polovodiče	$[\text{eV}/\text{K}]$
α	absorpce	$[-]$
β	materiálová konstanta polovodiče	$[\text{K}]$
γ_c	koeficient korekce statického tlaku v kolektoru	$[-]$
δ	sklon žeber vůči ose absorberu	$[\text{°}]$
ΔP	změna výkonu fotovoltaického panelu	$[\text{W}]$
ΔT	rozdíl teploty povrchu zařízení a teploty média okolního prostředí	$[\text{K}]$
ε	emisivita	$[-]$
ε	absolutní drsnost povrchu	$[\text{m}]$
ε_0	poréznost	$[-]$
ζ	místní ztráta	$[-]$
ζ_n	místní ztráty pro nátok do větve	$[-]$
$\zeta_{\text{P,v}}$	místní ztráty přepážky ve větvi	$[-]$
ζ_{Pkol}	místní ztráta přepážky kolektoru	$[-]$
ζ_{qu}	koeficient stavu vstupních podmínek proudění na otvoru přepážky	$[-]$
ζ_s	místní ztráty pro mísení proudu v kolektoru	$[-]$
ζ_φ	koeficient tvaru otvoru přepážky	$[-]$
η	dynamická viskozita	$[\text{Pa} \cdot \text{s}]$
η_{el}	elektrická účinnost	$[-]$
η_{power}	přepočební koeficient mezi tepelnou a elektrickou energií	$[-]$
η_{th}	tepelná účinnost	$[-]$
θ_c	koeficient korekce hybnosti v kolektoru	$[-]$
λ	tepelná vodivost	$[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$
ρ	hustota	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
φ	sklon žeber vůči ploše absorberu	$[\text{°}]$
Φ_1	koeficient tření pro kolektor	$[-]$

Seznam použitých zkratk

Zkratka

A

AUAS

E

EVA

M

O

PA

PCM

PV

PV/T

SC

TČ

TRL

VA

Význam

anorganický materiál s fázovou změnou

University of Applied Sciences Augsburg

eutektický materiál s fázovou změnou

ethylvinilacetát

manometr

organický materiál s fázovou změnou

polyamid

materiál s fázovou změnou

fotovoltaický panel

hybridní systém fotovoltaického panelu

a solárního kolektoru

solární termální kolektor

termočlánek

úroveň technologické připravenosti

voltampérová

Seznam obrázků

Obr. 1-Princip fotovoltaického článku [9]	13
Obr. 2-Voltampérová křivka fotovoltaického článku [5]	14
Obr. 3-Příklad závislosti saturačního proudu na teplotě [16].....	16
Obr. 4-Závislost napětí na teplotě fotovoltaického panelu [6].....	17
Obr. 5-Závislost elektrického proudu na teplotě fotovoltaického panelu [6].....	17
Obr. 6-a) Teplota PV z Rossova modelu pro PV, b) Teplota PV z Fairmanova modelu pro PV, c) rozdíl teplot PV mezi modely [18]	18
Obr. 7-Globální hodnoty hydrolyzní degradace [18]	19
Obr. 8-Globální hodnoty solární degradace [18]	19
Obr. 9-Globální hodnoty termicko-mechanické degradace [18].....	19
Obr. 10-Metody chlazení PV	20
Obr. 11-Experimentální konfigurace (c) chlazení ventilátory [27].....	24
Obr. 12-Distribuce teplot na PV pro variantu (a), (b) a (c) [27]	25
Obr. 13-Schéma chladícího zařízení přední části PV [33]	29
Obr. 14-Systém aktivního chlazení vodou s recirkulací [29].....	30
Obr. 15-Závislost tepelné vodivosti na typu materiálu a teplotě [35]	32
Obr. 16-Systém pro chlazení zadní strany PV nanotekutinou [37].....	32
Obr. 17-Porovnání relativních viskozit různých nanotekutin [36].....	33
Obr. 18-Konfigurace systémů PV chlazených přirozeně vodou a vzduchem [46]	37
Obr. 19-Závislost intenzity záření na vlnové délce a hloubce vody [49].....	38
Obr. 20-Závislost relativní účinnosti na hloubce a typu PV [49].....	38
Obr. 21-Varianty žebrování I-IV v experimentu [57]	42
Obr. 22-Ochlazení fotovoltaického článku v závislosti na souřadnici x pro jednotlivé druhy žeber [57].....	43
Obr. 23-Konfigurace žeber v experimentu [57]	43
Obr. 24-Konstrukce chlazení PV s materiálem s fázovou změnou [62]	47
Obr. 25-Teplota předního plátu v závislosti na čase [65]	48
Obr. 26-Průběh teplot PV a procentuálního podílu roztátého materiálu v lednu [62]	49
Obr. 27-Pyramida nutných vlastností materiálu s fázovou změnou [67]	50
Obr. 28-a) chlazení PV tepelnou trubicí chlazenou vzduchem, b) chlazení PV tepelnou trubicí chlazenou vodou [73]	54
Obr. 29-Porovnání efektu chlazení PV pro variantu s jednochodou tepelnou trubicí a měděnými žebry [75]	55
Obr. 30-Rozložení teploty PV pro chlazení jednochodou pulzující tepelnou trubicí [75].....	55
Obr. 31- Úroveň technologické připravenosti [80]	58
Obr. 32-Rozdělení solárních kolektorů [81]	60
Obr. 33-Konstrukce deskového solárního kolektoru [83].....	61
Obr. 34-Příklady provedení absorpční části kapalinového deskového solárního kolektoru [82]	62
Obr. 35-Příklady provedení absorpční části vzduchového deskového solárního kolektoru [82]	63
Obr. 36-Konstrukce trubkových vakuových solárních kolektorů [82]	64
Obr. 37-Experimentální konfigurace solárního kolektoru s rozdělnými komorami a přepážkami v obou chodech [84]	65
Obr. 38-Hodnoty Nu pro $e/Dh=0,033$ a $\varphi=10\%$ pro jednotlivé konfigurace p/e [85]	65
Obr. 39-Hodnoty Nu pro $e/Dh=0,033$ a $p/e=7,57$ pro jednotlivé konfigurace φ [85].....	66
Obr. 40-Konfigurace žeber v kanálu solárního kolektoru [86]	67
Obr. 41-Hodnota Nu pro $e/Dh=0,044$, $\alpha=60^\circ$ za odlišných hodnot p/e [86].....	67

Obr. 42-a) referenční varianta, b) kroucený pásek, c) kroucený drát, d) kuželové trysky ve stoupací trubce solárního kolektoru [87]	68
Obr. 43-varianta intenzifikačního prvku c) kartáč [88].....	69
Obr. 44-Závilost Nu na druhu intenzifikačního prvku a hodnotě Re [88]	69
Obr. 45-Teploty absorberu pro odlišný druh povlaku [92]	71
Obr. 46-Teplotní rozložení napříč povrchem absorberu s distribučním systémem typu Z [96]	72
Obr. 47-Tvar kolektorových komor [93].....	73
Obr. 48-Závilost rozložení proudu na jednotlivých kanálech [93]	73
Obr. 49-Tlaková změna v distribuční větvi [93]	74
Obr. 50-Tlakové ztráty v kolektoru pro trojúhelníkový průřez [93]	74
Obr. 51-Tlakové ztráty v kolektoru pro obdélníkový průřez [93].....	74
Obr. 52-Konstrukce PV/T s využitím kapalného média [100].....	75
Obr. 53-Experimentálně dosažené účinnosti pro kapalný a vzduchový PV/T	77
Obr. 54-Konstrukční uspořádání kapalného PV/T [103]	77
Obr. 55- Solární kolektor typu U/Z využitý v experimentu [104]	79
Obr. 56-Model solárního kolektoru typu K z experimentu v programu SOLIDWORKS [105]	80
Obr. 57-Simulátor záření [104]	80
Obr. 58-Rozmístění měřidel v systému.....	82
Obr. 59-Konfigurace měření fyzikálních veličin na stoupací trubce	82
Obr. 60-Umístění přepážek v kolektoru a stoupacích trubkách [104]	83
Obr. 61-Průběh teplot pro adiabatický experiment bez přepážek 11.08.2023-část A.....	85
Obr. 62-Průběh tlakových ztrát ve větvích pro adiabatický experiment bez clonek-11.08.2023-část A	86
Obr. 63-Průběh teplot pro adiabatický experiment s přepážkami 25.07.2023-část B.....	87
Obr. 64-Průběh tlakových ztrát ve větvích pro adiabatický experiment s přepážkami-25.07.2023-část B	88
Obr. 65-Průběh teplot pro experiment 09.08.2023-E1	89
Obr. 66-Průběh tlakových ztrát ve větvích pro experiment se změnou teplot s přepážkami-09.08.2023-E1	91
Obr. 67-Průběh teplot pro experiment 11.08.2023-E1	92
Obr. 68-Průběh tlakových ztrát ve větvích pro experiment se změnou teplot bez přepážek-11.08.2023-E1	93
Obr. 69-Porovnání průtoků v přítocích kolektoru z měření vůči průtokům stanoveným z modelů Bajury a Bajury a Jonese se stanovením místních ztrát přepážek bilančně	101
Obr. 70-Porovnání průtoků v jednotlivých přítocích kolektoru z měření vůči průtokům stanoveným z modelů Bajury a Bajury a Jonese se stanovením místních ztrát přepážek dle literatury.....	101
Obr. 71-Porovnání průtoků v jednotlivých přítocích kolektoru z měření vůči průtokům stanoveným z modelů Bajury a Bajury a Jonese pro systém bez přepážek.....	102
Obr. 72-Porovnání řešení ODR distribuce toku dle Bajury a Jonese pro odlišené parametry θ_c s průtoky dle naměřených dat.....	103

Seznam tabulek

Tab. 1-Vazebná energie E_g (0) a materiálové vlastnosti α a β pro druhy materiálů polovodičů [15]	16
Tab. 2-Měsíční výroba elektrické energie pro jednotlivé PV na základě dat z [21]	21
Tab. 3-Reference k aktivnímu chlazení vzduchem	23
Tab. 4-Shrnutí výhod a nevýhod aktivního chlazení vzduchem	26
Tab. 5-Reference k aktivnímu chlazení vodou.....	27
Tab. 6-Shrnutí výhod a nevýhod aktivního chlazení vodou.....	31
Tab. 7-Cena (\$/100 g) pro různé druhy nanočástic-převzato a upraveno na základě [38].....	34
Tab. 8-Reference k aktivnímu chlazení nanotekutinou.....	34
Tab. 9-Shrnutí výhod a nevýhod aktivního chlazení nanotekutinou.....	35
Tab. 10-Reference k pasivnímu chlazení vodou a vzduchem	39
Tab. 11-Shrnutí výhod a nevýhod pasivního chlazení PV vodou a vzduchem.....	41
Tab. 12-Konfigurace žebrování experimentu, obrázky a data převzata na základě [59]	44
Tab. 13-Reference k pasivnímu chlazení vodou a vzduchem s intenzifikačními prvky.....	45
Tab. 14-Výhody a nevýhody pasivního chlazení vodou a vzduchem s intenzifikačními prvky	46
Tab. 15-Přehled materiálových vlastností používaných PCM pro chlazení PV [67] [69] [68], O-organický, A-anorganický, E-eutektický	50
Tab. 16-Reference k pasivnímu chlazení materiálem s fázovou změnou	51
Tab. 17-Výhody a nevýhody pasivního chlazení materiálem s fázovou změnou	52
Tab. 18-Druhy tepelných trubíc využívaných v solárních systémech [74].....	53
Tab. 19-Reference k chlazení tepelnou trubicí.....	56
Tab. 20-Shrnutí výhod a nevýhod pasivního chlazení tepelnou trubicí.....	57
Tab. 21-Krajní hodnoty změny teploty a výkonu pro způsoby aktivního a pasivního chlazení PV	59
Tab. 22-Hodnota absorpce a emisivity vybraných povlaků	70
Tab. 23-Klíčová zařízení a jejich popis, převzato z [104]	80
Tab. 24-Přehled zařízení k měření fyzikálních veličin a jejich popis, převzato z [104].....	81
Tab. 25-Průběh tlakových ztrát [Pa] v jednotlivých větvích pro experiment adiabatický bez přepážek 11.08.2023-část A	85
Tab. 26-Průběh tlakových ztrát [Pa] v jednotlivých větvích pro experiment adiabatický s přepážkami 25.07.2023-část B.....	87
Tab. 27-Průběh tlakových ztrát [Pa] v jednotlivých větvích pro experiment se změnou teplot a s přepážkami 09.08.2023-E1	90
Tab. 28- Průběh tlakových ztrát [Pa] v jednotlivých větvích pro experiment se změnou teplot bez přepážek 11.08.2023-E1	92
Tab. 29-Krajní hodnoty naměřených veličin provedených experimentů.....	93
Tab. 30-Koeficienty hybnosti a tření z rovnice (30) pro případ kombinace toku	99
Tab. 31-Adiabatický experiment s přepážkami, stupeň ventilátoru I, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou.....	104
Tab. 32-Adiabatický experiment s přepážkami, stupeň ventilátoru II, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou.....	105
Tab. 33-Adiabatický experiment s přepážkami, stupeň ventilátoru III, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou.....	106
Tab. 34-Adiabatický experiment s přepážkami, stupeň ventilátoru IV, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou.....	106
Tab. 35-Adiabatický experiment bez přepážek, stupeň ventilátoru I.....	107
Tab. 36-Adiabatický experiment bez přepážek, stupeň ventilátoru II	108
Tab. 37-Adiabatický experiment bez přepážek, stupeň ventilátoru III	108

Tab. 38-Adiabatický experiment bez přepážek, stupeň ventilátoru IV	109
Tab. 39-Experiment se změnou teplot, stupeň ventilátoru I, bez krytu, s přepážkami stanovenými bilančně/literaturou	110
Tab. 40-Experiment se změnou teplot, stupeň ventilátoru I, s krytem, s přepážkami stanovenými bilančně/literaturou	111
Tab. 41-Experiment se změnou teplot, stupeň výkonu III, bez krytu, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou.....	112
Tab. 42-Experiment se změnou teplot, stupeň výkonu III, s krytem, místní ztráty přepážek stanoveny bilančně/literaturou.....	113
Tab. 43-Experiment se změnou teplot bez přepážek, stupeň ventilátoru I, bez krytu.....	114
Tab. 44-Experiment se změnou teplot bez přepážek, stupeň ventilátoru I, s krytem.....	114

Seznam příloh

Příloha 1.....	Metadatové_soubory
Příloha 2.....	Sestava_model.PDF
Příloha 3.....	Analytic-2023-07-25-A.xlsm
Příloha 4.....	Maple_adiabatsprep.mw