



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

PŘENOS TEPLA PŘI KONDENZACI VODNÍ PÁRY NA VÁLCOVÉ STĚNĚ

CONDENSATION HEAT TRANSFER OF WATER STEAM ON CYLINDRICAL WALL

DISERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Lucie Horká

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. JIŘÍ HIRŠ, CSc.

BRNO 2021

ABSTRAKT

Disertační práce je zaměřena na přenos tepla při kondenzaci vodní páry na válcové stěně. Tento fyzikální jev kondenzace vodní páry je vědecky zkoumán a publikován v předních vědeckých časopisech již více než 100 let. Hlavním cílem disertační práce je výzkum kondenzace vodní páry omezený pouze na válcovou stěnu. Výsledkem disertační práce je teoreticko-experimentální stanovení součinitele přestupu tepla při kondenzaci vodní páry na válcové stěně, což je v technické praxi základní parametr pro návrh všech tepelných zařízení využívající kondenzační teplo vodní páry.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kondenzace, součinitel přestupu tepla, válcová stěna, trubkový výměník tepla, vícefázové proudění, počítačová dynamika tekutin, experimentální měření, metoda tepelných odporů, metoda „Wilson plot method“.

ABSTRACT

The doctoral thesis is aimed at condensation heat transfer of water steam on a cylindrical wall. This physical phenomenon of water steam condensation is examined and published in leading scientific journals for more than 100 years. The main aim of the doctoral thesis is study of the water steam condensation on a cylindrical wall. The result of the doctoral thesis is the theoretical and experimental determination of the heat transfer coefficient during the water steam condensation on the cylindrical wall. This coefficient is a basic parameter of design of all the thermal devices, which use the condensation heat of water steam in technical practice.

KEYWORDS

Condensation, heat transfer coefficient, cylindrical wall, shell and tubes heat exchanger, multiphase flow, computational fluid dynamics, experimental measurement, thermal resistance method, Wilson plot method.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Ing. Lucie Horká *Přenos tepla při kondenzaci na válcové stěně*. Brno, 2021. 85 s., 38 s. příl. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce prof. Ing. Jiří Hirš, CSc.

PROHLÁŠENÍ O SHODĚ LISTINNÉ A ELEKTRONICKÉ FORMY ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

Prohlašuji, že elektronická forma odevzdané disertační práce s názvem Přenos tepla při kondenzaci na válcové stěně je shodná s odevzdanou listinnou formou.

V Brně dne 1. 10. 2021

Ing. Lucie Horká
autor práce

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem disertační práci s názvem Přenos tepla při kondenzaci na válcové stěně zpracovala samostatně a že jsem uvedla všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 1. 10. 2021

Ing. Lucie Horká
autor práce

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu disertační práce panu prof. Ing. Jiřímu Hiršovi, CSc. za cenné rady a připomínky při zpracování disertační práce.

Dále děkuji společnosti E S L, a.s. a Spirax Sarco, spol. s r.o., které poskytly experimentální měřící linku včetně trubkového výměníku, společnosti Teplárny Brno, a.s., které umožnily provedení experimentálního měření a Dr. Ing. Milana Kubína a Ing. Josefa Pláška, Ph.D., kteří pomohli naměřit experimentální data.

OBSAH

1	Úvod	7
2	Současný stav poznání	8
2.1	Metody zkoumání vícefázového proudění.....	8
2.1.1	Experimentální metody	8
2.1.2	Analytické metody.....	10
2.1.3	Numerické metody	21
2.2	Trubičky malého průměru	26
2.2.1	Klasifikace trubiček malého průměru.....	26
2.2.2	Součinitel přestupu tepla při kondenzaci.....	27
2.3	Využití fázové skupenské změny v praktických aplikacích.....	29
3	Cíle disertační práce	30
4	Metody řešení	31
4.1	Experimentální měření.....	31
4.1.1	Popis zařízení	31
4.1.2	Měřené veličiny a měřící body	37
4.2	Vyhodnocení dat experimentálního měření	42
4.3	Metody pro stanovení součinitele přestupu tepla.....	52
4.4	Stanovení součinitele přestupu tepla z experimentálně naměřených dat	56
4.5	Statistické zpracování stanovených součinitelů přestupu tepla	63
4.6	Srovnání stanovených součinitelů přestupu tepla s dalšími metodami.....	75
4.7	Vyhodnocení možností simulace přenosu tepla ve výměníku metodou CFD.....	79
5	Přínosy disertační práce	81
6	Závěr	82
7	Literatura.....	83

1 ÚVOD

Přenos tepla při kondenzaci páry je stále otevřenou problematikou, zejména stanovení součinitele přestupu tepla na straně proudící a kondenzující páry. Studie tohoto fyzikálního jevu má přispět ke zefektivnění zařízení, která slouží k předávání tepla. Získané poznatky vedoucí ke stanovení součinitele přestupu tepla, bude možné použít i pro jiné tekutiny než vodní páru, např. chladiva. Fyzikální mechanismy při přenosu tepla zůstávají stejné, mění se pouze vlastnosti tekutin. Během fázové změny z plynné na kapalnou fázi (kondenzace) a z kapalnou na plynnou fázi (vypařování) dochází k uvolňování latentního – skupenského tepla. Skupenské teplo je mnohonásobně vyšší než teplo citelné a jeho využití vede ke snížení průtoku pracovních látek (vodní pára, chladiva atd.).

Výměníky tepla slouží k přenosu tepla mezi tlakově oddělenými okruhy v soustavě a jsou běžnou součástí technologických systémů. Pára nejčastěji proudí ve výměníku trubičkami malých rozměrů. Uvnitř trubiček dochází k její postupné kondenzaci a vzniká tak směs kapalnou a plynnou fázi – vícefázové proudění. Mechanismus přenosu tepla při kondenzaci páry i mechanismus sdílení tepla na rozhraní tekutiny (kondenzující páry) a pevné látky (stěny trubičky výměníku), který je charakterizovaný součinitelem přestupu tepla, jsou složité procesy. Celkový součinitel přestupu tepla při kondenzaci se pak skládá z různých složek, jako je např. přenos tepla tenkým kapalným filmem, přenos tepla nucenou konvekcí, přenos tepla nukleátovým varem atd.

V bytové výstavbě je využití páry na ústupu z důvodu snížení spotřeb tepla, avšak v různých průmyslových odvětvích je pára stále nenahraditelná. Využívá se např. v energetickém průmyslu (turbíny – výroba elektrické energie), ve strojírenství (sušení lakovaných dílců), v potravinářském průmyslu (k dezinfekce lahví a potrubí – výroby limonád, pivovary), v prádelnách, ve zdravotnictví a farmacii (centrální sterilizace, vlhčení vzduchotechniky), atd.

2 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

Přenos tepla při vícefázovém proudění je fyzikální děj, který je kombinací jevů hydrodynamiky a termiky. Tato problematika je stále otevřená, protože ne všechny fyzikální jevy jsou vyřešeny a popsány. Například Navier-Stokesovy rovnice, které popisují proudění Newtonovské kapaliny. Studium jevů provázející přenos tepla při vícefázovém proudění i samotným vícefázovým prouděním se zabývají, matematici a vědci po celém světě už od 18. století [1] [2]. Nespočet odborných publikací, vědeckých článků [3] [4] [5] a knih [1] [6] [7] a [8] bylo a stále je na toto téma publikováno. Největší zájem o nové výsledky mají v oblasti vývoje jaderných [9] [10] a raketových zařízení [11] [12].

2.1 Metody zkoumání vícefázového proudění

Cílem studia vícefázového proudění je modelovat a předvídat jeho podrobné chování včetně jevů, které jej doprovází. Existují tři základní metody, jak tuto problematiku zkoumat.

Experimentální metody

Experimentální metody jsou realizovány prostřednictvím laboratorních modelů nebo reálných zařízení. Výsledky jsou vizuální záznamy vysokorychlostním zařízením (fotografie, popř. video záznamy) nebo soubory experimentálních dat měření.

Analytické metody

Jedná se o teoretické metody označované jako „přesné“. Jsou vhodné pouze k řešení jednoduchých fyzikálních úloh, jako je např. laminární proudění. Řešení těchto metod je založeno na principu matematické analýzy a výsledky jsou považovány za „silnější“. Řešit je s nimi možné jen částečné diferenciální rovnice s počátečními a okrajovými podmínkami.

Numerické metody

Tyto metody spadají také mezi teoretické a jsou vhodné k řešení komplexních reálných úloh. Jedná se o iterační metody, označované jako „přibližné“, protože dílčí derivace jsou nahrazovány algebraickými funkcemi. Při řešení úloh numerickými metodami je vždy nezbytné provést analýzu chyb.

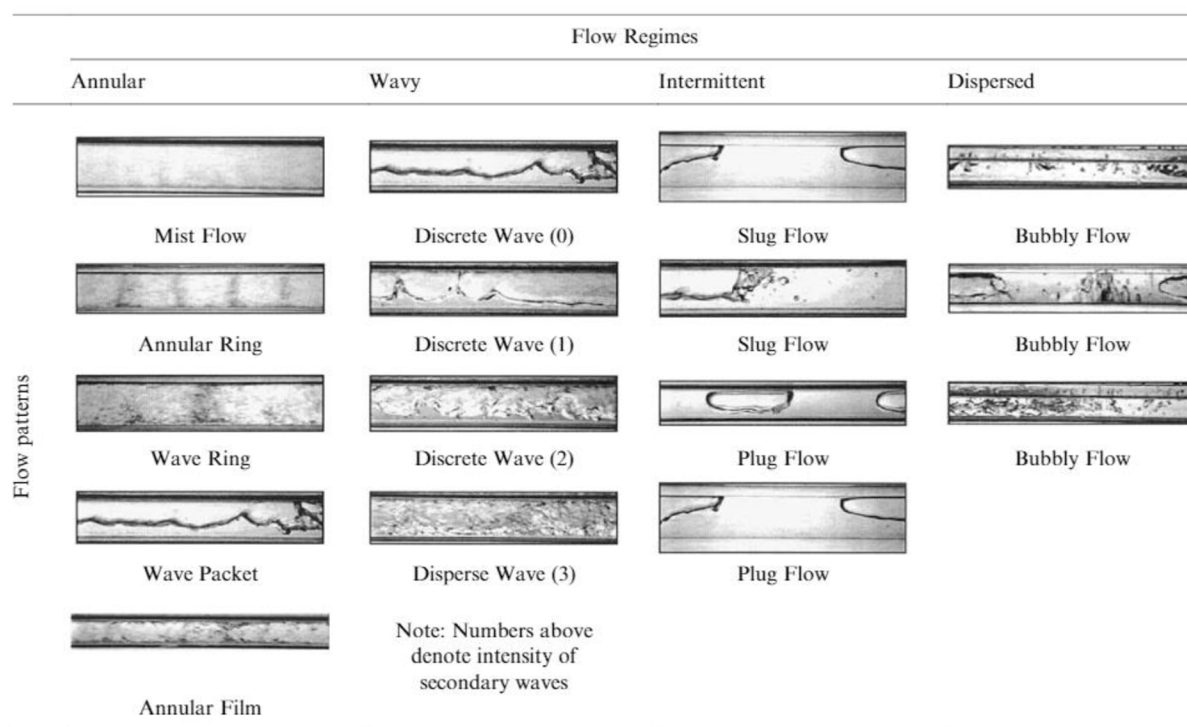
Metody řešení jsou při studiu vícefázového proudění kombinovány. Výsledky experimentálního měření jsou využívány k validaci numerických modelů. Některé aplikace umožňují použití laboratorního modelu ve skutečné velikosti. Ale v mnoha případech musí být měřítko modelu upraveno. Pak je nezbytné využít analytickou nebo numerickou metodu k dosažení výsledků.

2.1.1 Experimentální metody

Experimentální měření a vizuální studie vícefázového proudění jsou důležitým základem pro vývoj vícefázových modelů proudění tekutin a sestavení analytických metod řešení.

Vícefázové proudění v trubičkách malého průměru je při experimentálních pozorováních realizováno buď při téměř adiabatických okrajových podmínkách. Proudící tekutina je pak tvořena směsí kapaliny a plynu, nejčastěji konkrétně směsí vody a vzduchu, vody a dusíku nebo oleje a vzduchu. Adiabatické studie jsou nejčastěji zkoumanými a publikovanými studiemi. Přehled těchto studií pro různé směsi tekutin je shrnut např. v článku E.A. Chinnova a kol. „Regimes of two-phase flow in micro-and minichannels“ [13] a knize S. Kandlikara „Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels“ [14]. Nebo za podmínek, kdy dochází k přenosu tepla a tím k fázové změně proudící tekutiny, nejčastěji používanou tekutinou jsou chladiva. Studii, které se zabývají režimy vícefázového

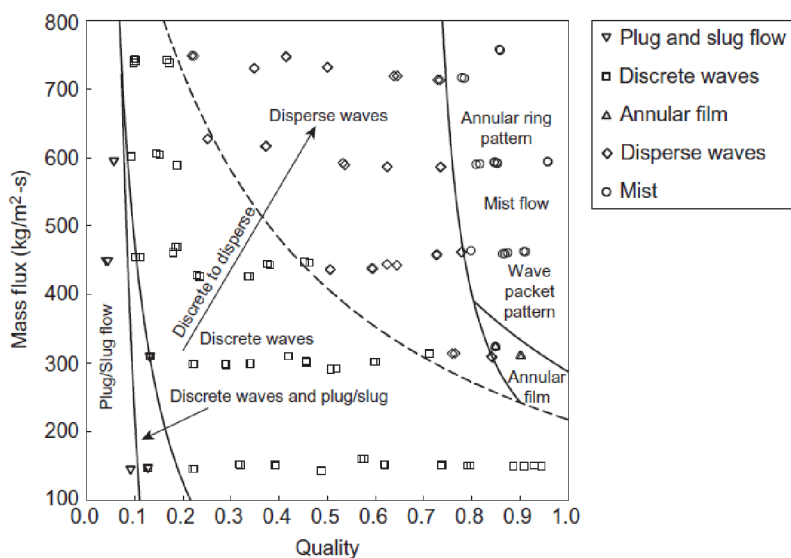
proudění při kondenzaci, je publikováno podstatně méně ve srovnání s adiabatickými studii. Prvními studii, které se podrobně a komplexně zabývají problematikou režimů proudění při kondenzaci jsou studie Colemana and Garimella [15] a [16]. Režimy proudění při kondenzaci zkoumali u kruhových, čtvercových a obdélníkových trubiček různého hydraulického průměru $1 < D_H < 4,9$ mm. Proudící tekutinou bylo chladivo R-134a, jehož hmotnostní průtok se pohyboval v rozmezí $150 < G < 750$ kg·m⁻²·s⁻¹, suchost par se pohybovala v rozmezí $0 < x < 1$. Na základě výsledků snímání vysokorychlostní kamerou popsali čtyři základní režimy proudění při kondenzaci v trubičkách malého průměru (v mikro a minitrubičkách) prstencové proudění „annular flow“, zvlněné proudění „wavy flow“, nesouvislé proudění „intermittent flow“ a rozptýlené proudění „dispersed flow“, výsledné zatřídění režimů proudění viz Obr. 1.



Obr. 1: Režimy proudění při kondenzaci („Condensation flow regimes“) a vzory proudění „flow patterns“ pro hydraulický průměr trubiček $1 < D_H < 4,9$ mm [15]

Záznamy proudění byly dále zpracovány do diagramu režimů proudění při kondenzaci, na ose x je vynášena suchost par na ose y hmotnostní průtok, každému vynesnému bodu je přiřazen symbol podle pozorovaného režimu proudění. Na základě vynesných dat jsou vytvořeny hranice režimů proudění, příkladem je diagram režimu proudění pro kruhové trubičky průměru 4,91 mm Obr. 2.

V roce 2010 rozšířili Keinath a Garimella [17] předchozí studie pomocí pokročilého vysokorychlostního snímání. Experimenty provedli s chladivem R-404A pro trubičky kruhového tvaru o průměru $0,5 < D < 3,0$ mm při hmotnostních průtocích 200 až 800 kg·m⁻²·s⁻¹. Získané výsledky byly obdobné jako výsledky z předchozích studií. Kromě kvalitativního stanovení jednotlivých režimů proudění a vzorů proudění získali také kvantitativní parametry proudění včetně rozměrů a rychlosti proudících bublin nebo frekvence proudění kapes plynné fáze.



Obr. 2: Diagram režimu proudění pro kruhové trubičky průměru 4,91 mm [15]

2.1.2 Analytické metody

2.1.2.1 Historický vývoj

Historický vývoj využití, zkoumání a popsání vícefázového proudění je třeba rozdělit na dvě části, které se nejprve vyvíjely samostatně. Jednou oblastí je termika a druhou hydrodynamika. Postupným vývojem došlo k propojení poznatků z obou oblastí.

Vývoj, využití a popsání kondenzace.

Jedním z prvních, kteří využili vodní páru a její fázovou změnu byli anglický vynálezce T. Newcomen a jeho společník T. Savery, kteří v roce 1712 sestrojili první parní stroj pro čerpání vody z dolů. Na jejich práci pak navázal skotský vynálezce J. Watt, který jejich vynález vylepšil. Sestrojil oddělený kondenzátor páry a v roce 1785 sestrojil parní stroj jako zdroj energie. V roce 1824 francouzský fyzik N. L. S. Carnot ve svém díle „Úvahy o hybné síle ohně“ popsal cyklus parního stroje, který se skládá ze dvou izotermických a dvou adiabatických procesů a jeho účinnost. Díky této knize je považován za zakladatele termodynamiky.

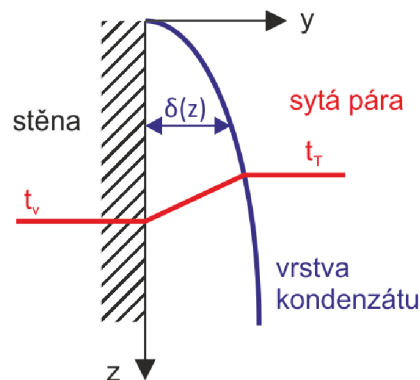
Zkoumání a popsání proudění tekutin.

V roce 1738 ve svém stěžejním díle „Hydrodynamica“ shrnul D. Bernoulli všechny své poznatky z experimentálního i teoretického studia kapalin. Formuloval zde také rovnici vyjadřující zákon zachování energie proudící kapaliny, dnes nazývanou jako Bernoulliho rovnice. Díky této knize je považován za zakladatele hydrodynamiky. V roce 1822 sestavil francouzský inženýr C. M. L. H. Navier soustavu parciálních diferenciálních rovnic jako model popisující viskózní nestlačitelné tekutiny. Navierovi odvozené rovnice byly fyziky označeny za naprosto nerealistické. Později, v roce 1845, G. H. Stokes odvodil mnohem rigoróznějším způsobem model pro lineálně viskózní tekutiny a dospěl k týmž rovnicím jako o 23 let dříve Navier. Navier-Stokesovy rovnice jsou řešitelné jen pro jednoduché případy laminárního proudění. V současné době je možné řešit i složitější případy laminárního proudění, ale jen numerickými metodami, například metodou konečných objemů. Nadace Clayova matematického institutu v Massachusetts zařadila Navier-Stokesovy rovnice k „sedmi otevřeným problémům“ a vypsalá odměnu 1 000 000 dolarů za jejich vyřešení [18].

Teorie popisující přenos tepla při kondenzaci

Nusseltova teorie přenosu tepla při kondenzaci

Německý fyzik W. Nusselt zredukoval reálný proces přenosu tepla při kondenzaci a vytvořil tak zjednodušený model. Odpor bránící sdílení tepla mezi chladnější stěnou a sytou párou soustředil do laminární vrstvy kondenzátu stékajícího po stěně. Svou teorii zveřejnil v publikaci „Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes“ [19] v roce 1916. Sytá pára začne kondenzovat, pokud je ochlazená na nižší teplotu, než je její kondenzační teplota při daném tlaku. Při tomto procesu odevzdává pára své skupenské teplo kondenzace například chladnější stěně. Na chladnější stěně se postupně vytváří tenká vrstva kondenzátu, která vlivem gravitace stéká směrem dolů. Ke kondenzaci dochází i přes vzniklou laminární vrstvu a tloušťka vrstvy kondenzátu postupně narůstá. Teplo je přes tuto laminární vrstvu odváděno pouze kondukcí, viz Obr. 3.



Obr. 3: Laminární vrstva kondenzátu

Lokální tepelný tok na pozici z , lze vyjádřit a zapsat rovnicí (1).

$$q_z = \frac{\lambda_c}{\delta(z)} (t_v - t_T) \quad (1)$$

kde je	q_z	lokální tepelný tok na pozici z [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$]
	λ_c	tepelná vodivost kondenzátu [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
	$\delta(z)$	tloušťka vrstvy kondenzátu [m]
	t_v	teplota syté páry [$^{\circ}\text{C}$]
	t_T	teplota stěny teplota [$^{\circ}\text{C}$]

Výpočet je zredukován na výpočet tloušťky vrstvy kondenzátu. Výsledná rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla při kondenzaci je stanovena z experimentálního měření množství vzniklého kondenzátu:

$$\alpha_v = 0,9428 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_c \cdot l_{23} \cdot \lambda_c^3}{\nu_c \cdot (t_v - t_T) \cdot L} \right] \quad (2)$$

kde je	α_v	součinitel přestupu tepla při kondenzaci [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
	g	tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
	ρ_c	měrná hmotnost kondenzátu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
	l_{23}	skupenské teplo fázové změny [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]

λ_c	tepelná vodivost kondenzátu [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
ν_c	kinematická viskozita kondenzátu [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$]
t_v	teplota syté páry [$^{\circ}\text{C}$]
t_T	teplota stěny teplota [$^{\circ}\text{C}$]
L	celková délka stěny [m]

Whithamova teorie přenosu tepla při kondenzaci

Výsledný součinitel přestupu tepla je průměrný pro stěnu o délce L . Nusseltova rovnice je validována pouze pro stacionární páru. Proudící pára v trubici způsobí zvlnění povrchu kondenzátu. Vzniklé vlny způsobí zvýšení přenosu tepla při kondenzaci až o 20,6 %. Tuto teorii opublikoval v roce 1974 americký aplikovaný matematik G. B. Whitham ve svém díle „Linear and Nonlinear Waves“ [20]. Rovnici pro výpočet přestupu tepla při kondenzaci a proudící páry upravil na tvar, viz (3).

$$\alpha_v = 1,137 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_c \cdot l_{23} \cdot \lambda_c^3}{\nu_c \cdot (t_v - t_T) \cdot L} \right] \quad (3)$$

kde je	α_v	součinitel přestupu tepla při kondenzaci [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
	g	tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
	ρ_c	měrná hmotnost kondenzátu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
	l_{23}	skupenské teplo fázové změny [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]
	λ_c	tepelná vodivost kondenzátu [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
	ν_c	kinematická viskozita kondenzátu [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$]
	t_v	teplota syté páry [$^{\circ}\text{C}$]
	t_T	teplota stěny teplota [$^{\circ}\text{C}$]
	L	celková délka trubice [m]

Hoblerova teorie přenosu tepla při kondenzaci

Ještě před opublikováním díla G. B. Whithama byla v roce 1961 polským inženýrem T. Hoblerem uveřejněna teoreticky stanovená rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla zahrnující vliv vln [21]. Rovnice je validována pro různé tekutiny, jejichž tlak je mezi 0,07 a 17 MPa a měrný tepelný tok stěnou výměníku je v rozmezí 1 až 1000 $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$.

$$\alpha_v = 0,00252 \cdot \left(\frac{\rho_v \cdot l_{23} \cdot \rho_c}{\rho_c - \rho_v \cdot \sigma_c} \right)^{0,33} \cdot \frac{\lambda_c^{0,8} \cdot q_v^{0,7}}{\mu_c^{0,5} \cdot c_c^{0,167} \cdot T_v^{0,37}} \cdot p_v^{\frac{10}{T_v - 273,15}} \quad (4)$$

kde je	α_v	součinitel přestupu tepla při kondenzaci [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
	ρ_v	měrná hmotnost páry [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
	ρ_c	měrná hmotnost kondenzátu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
	l_{23}	skupenské teplo fázové změny [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]
	σ_c	povrchové napětí [$\text{N}\cdot\text{m}^{-3}$]
	q_v	měrný tepelný tok na pozici z [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$]
	μ_c	dynamická viskozita kondenzátu [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]
	c_c	měrná tepelná kapacita kondenzátu [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
	T_v	termodynamická teplota páry [K]
	p_v	statický tlak páry [Pa]

Kutateladzeova teorie přenosu tepla při kondenzaci

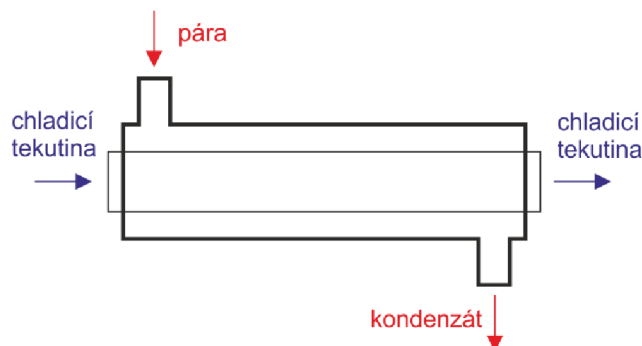
Další rovnicí sloužící k predikci součinitele přestupu tepla byla rovnice (5) stanovená na základě experimentálně měřených dat sovětským fyzikem S. Kutateladzem v roce 1970 [22]. Rovnice má tvar základní exponenciální funkce $\alpha = C \cdot q^n$ a je podobná vztahu, který je součástí metody „Wilson plot method“. Základem rovnice je měrný tepelný tok a konstanta C, která zohledňuje vlastnosti přestupní plochy a vlastnosti proudící tekutiny. Exponent měrného tepelného toku zohledňuje okrajové podmínky a pro konstantní teplotu varu bez vlivu přenosu tepla radiací nabývá hodnoty 0,75.

$$\alpha_v = 1,537 \cdot q_v^{0,75} \quad (5)$$

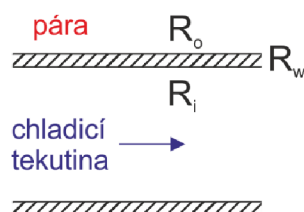
kde je α_v součinitel přestupu tepla při kondenzaci [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 q_v měrný tepelný tok na pozici z [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

2.1.2.2 Současné metody**„Original Wilson plot method“ - Originální Wilsonova metoda**

„Wilson plot method“ byla sestavena E.E. Wilsonem a uveřejněna v článku „A basis of rational design of heat transfer apparatus“ v roce 1915 [23]. Tato metoda slouží ke stanovení součinitele přestupu tepla mezi proudící tekutinou a pevnou stěnou v důsledku rozdílných teplot tekutiny a stěny. Součinitel přestupu tepla je stanoven na základě geometrických a materiálových vlastností výměníku, experimentálního měření a následným sestavením odpovídajících rovnic, které korelují s naměřenými daty. Metoda byla sestavena pro případ, kdy pára kondenzuje vně a studená kapalina proudí uvnitř vnitřní trubice výměníku, viz Obr. 4.

**Obr. 4:** Schéma napojení výměníku

Metoda je založena na rozdělení celkového tepelného odporu na konvektivní tepelný odpor (od proudící tekutiny) a na zbývající tepelné odpory, které jsou součástí přenosu tepla. Celkový tepelný odpor při kondenzačním procesu v trubkovém výměníku může být vyjádřen jako suma tří tepelných odporů (6), graficky jsou jednotlivé odpory znázorněny na Obr. 5.

**Obr. 5:** Tepelné odpory při přenosu tepla ve výměníku

$$R_{ov} = R_i + R_w + R_o \quad (6)$$

kde je	R_{ov}	celkový tepelný odpor [$K \cdot W^{-1}$]
	R_i	odpor na vnitřní straně při přestupu tepla [$K \cdot W^{-1}$]
	R_w	tepelný odpor stěny vnitřní trubky výměníku [$K \cdot W^{-1}$]
	R_o	odpor na vnější straně při přestupu tepla [$K \cdot W^{-1}$]

Celkový tepelný odpor (6) je možné rozepsat a vyjádřit jako (7).

$$R_{ov} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_w \cdot L_w} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (7)$$

kde je	h_i / h_o	součinitel přestupu tepla na vnitřní/vnější straně [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
	A_i / A_o	vnitřní/vnější plocha trubky [m^2]
	d_i / d_o	vnitřní/vnější průměr trubky výměníku [m]
	k_w	tepelná vodivost trubky výměníku [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
	L_w	délka trubky výměníku [m]

Wilson předpokládal, že pokud je změněn hmotnostní průtok chladicí kapaliny, změní se i celkový tepelný odpor. Tato změna je způsobena změnou součinitele přestupu tepla na vnitřní straně trubky, zatímco zbývající tepelné odpory zůstávají téměř nezměněny, a proto je možné je považovat za konstanty, viz rovnice (8).

$$R_w + R_o = C_1 \quad (8)$$

kde je	C_1	konstanta [-]
--------	-------	---------------

Wilson stanovil, že v případě plně vyvinutého turbulentního proudění kapaliny uvnitř kruhové trubky, je součinitel přestupu tepla úměrný mocnině redukované rychlosti proudění v_r . Tato rychlost zohledňuje vlastnosti proudící kapaliny a průměr trubky. Součinitel přestupu tepla je pak možné zapsat jako (9).

$$h_i = C_2 \cdot v_r^n \quad (9)$$

kde je	C_2	konstanta [-]
	v_r	redukovaná rychlost tekutiny [$m \cdot s^{-1}$]
	n	exponent rychlosti [-]

Tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně trubky je pak úměrný převrácené hodnotě mocniny redukované rychlosti proudící tekutiny. Kombinací rovnic (7),(8) a (9) je získán vztah (10) pro celkový tepelný odpor, který je lineární funkcí $1/v_r^n$.

$$R_{ov} = \frac{1}{C_2 \cdot A_i} \cdot \frac{1}{v_r^n} + C_1 \quad (10)$$

Tato rovnice pro celkový tepelný odpor má tvar obecné lineární rovnice $y = a \cdot x + b$. Parametr a , který určuje sklon přímky je roven $1/(C_2 \cdot A_1)$, absolutní člen b je roven konstantě C_1 a proměnná x je rovna $1/v_f^n$.

Celkový tepelný odpor a rychlost chladicí kapaliny lze získat z experimentálního měření vstupní a výstupní teploty chladicí kapaliny a teploty kondenzace páry při různých hmotnostních průtocích chladicí kapaliny při plně vyvinutém turbulentním proudění. Každému souboru experimentálních dat odpovídá příslušný hmotnostní průtok. Celkový tepelný odpor je poměr mezi středním logaritickým rozdílem teplot chladicí tekutin a odpovídajícím tepelným tokem, viz rovnice (11).

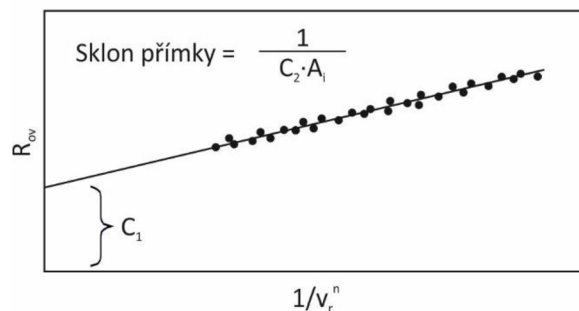
$$R_{ov} = \frac{LMDT}{m_1 \cdot C_{pl} \cdot (T_{l,out} - T_{l,in})} \quad (11)$$

kde je	$LMDT$	střední logaritický rozdíl teplot tekutin [K]
	m_1	hmotnostní průtok chladicí kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
	C_{pl}	tepelná kapacita chladicí kapaliny [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
	$T_{l,in}$	vstupní teplota chladicí kapaliny [K]
	$T_{l,out}$	výstupní teplota chladicí kapaliny [K]

Pokud je odhadnuta hodnota exponentu rychlosti v rovnici (9), pak je možné pomocí lineární regrese proložit experimentálně získanými daty rovnici lineární funkce. E. E. Wilson předpokládal hodnotu exponentu rychlosti 0,82. Neznámé konstanty C_1 a C_2 jsou vyčísleny z rovnice (10). Součinitelé přestupu tepla na vnitřní i vnější straně stěny trubice jsou vyjádřeny z rovnice (9) a (12).

$$h_o = \frac{1}{(C_1 - R_w) \cdot A_o} \quad (12)$$

Graficky je tato metoda zobrazena v grafu Obr. 6. Výsledkem je průměrná hodnota součinitele přestupu tepla na vnější straně trubice a součinitel přestupu tepla na vnitřní straně je stanoven jako funkce rychlosti proudící tekutiny. Tuto metodu je možné aplikovat na případy, kdy je jeden ze součinitelů přestupu tepla konstantní, viz [24].



Obr. 6: Grafické znázornění „Original Wilson plot“ [24].

Po uveřejnění „Wilson plot method“ začaly být v literatuře publikovány nové obecné regresní funkce k analýze nucené konvekce založené na Reynoldsově analogii. Ve svých člancích se tomuto tématu věnovali například Dittus-Boelter, Colbrun nebo Sieder-Tare. Při modifikacích „Wilson plot method“ je předpokládáno, že součinitel přestupu tepla je závislý na mocnině Reynoldsova a Prandtlova čísla na

místo mocniny rychlosti proudící tekutiny. Funkční závislost Nuseltova čísla je pak možné vyjádřit jako (13). Konstanta C a exponenty m a n jsou stanoveny pomocí dat experimentálního měření.

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (13)$$

kde je	C	konstanta [-]
	Re	Reynoldsovo číslo [-]
	Pr	Prandtlovo číslo [-]
	m, n	příslušné exponenty [-]

„Wilson plot method“ s Dittus-Boelter aproximací

Jedná se o nejznámější aproximaci „Wilson plot method“, založené na Reynoldsově analogii, viz [25]. Součinitel přestupu tepla pro turbulentní proudění uvnitř trubky je vyjádřen jako (14).

$$h_i = C \cdot Re^m \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\lambda_l}{d_i}\right) \quad (14)$$

kde je	λ_l	tepelná vodivost tekutiny [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
	d_i	vnitřní průmět trubky, ve které tekutina proudí [m]

Pokud jsou účinky změny průtoku tekutiny na její vlastnosti zanedbatelné, pak je součinitel přestupu tepla na vnitřní straně vnitřní trubky úměrný Re^m a odpovídající tepelný odpor úměrný $1/Re^m$ (15).

$$R_i = C_2 \cdot \frac{1}{Re^m} \quad (15)$$

kde je	C_2	konstanta [-]
--------	-------	---------------

Navíc pokud je rovnice (15) a (8) dosazena do rovnice (6), pak je získán celkový tepelný odpor, který je lineární funkcí $1/Re^m$, viz rovnice (16).

$$R_{ov} = C_1 + C_2 \cdot \frac{1}{Re^m} \quad (16)$$

kde je	C_1	konstanta [-]
--------	-------	---------------

Reynoldsovo číslo pro tekutinu s proměnným průtokem je vypočítáno pomocí vztahu (17) pro odpovídající hmotnostní průtok.

$$Re = \frac{\rho_1 \cdot v_1 \cdot d_i}{\mu_1} \quad (17)$$

kde je	ρ_1	měrná hmotnost tekutiny [$kg \cdot m^{-3}$]
	v_1	rychlost proudící tekutiny uvnitř trubky [$m \cdot s^{-1}$]
	d_i	vnitřní průmět trubky, ve které tekutina proudí [m]
	μ_1	dynamická viskozita tekutiny [$N \cdot s \cdot m^{-2}$]

Celkový tepelný odpor lze získat z experimentálního měření stejným způsobem, jako je uvedeno v Original Wilson plot method. Pokud je odhadnuta hodnota exponentu m , pak je možné pomocí lineární regrese proložit experimentálně získanými daty rovnicí lineární funkce, která je úměrná $1/Re^m$. Neznámé konstanty C_1 a C_2 jsou vyčísleny z rovnice (16). Pak součinitel přestupu tepla na vnitřní a vnější straně trubky a neznámá konstanta C v rovnicích (13) a (14) mohou být vyjádřeny z rovnic (18), (19) a (20).

$$h_o = \frac{1}{(C_1 - R_w) \cdot A_o} \quad (18)$$

kde je A_o vnější plocha trubky [m^2]

$$C = \frac{1}{C_2 \cdot \left(\frac{\lambda_1}{d_i}\right) \cdot Pr^{0,4} \cdot A_i} \quad (19)$$

kde je A_i vnitřní plocha trubky [m^2]

$$h_i = \frac{Re^m}{C_2 \cdot A_i} \quad (20)$$

Výše popsaná metoda je známá jako „Wilson plot method“ s Dittus-Boelter aproximací, viz [26]. Výsledkem této metody je střední hodnota součinitele přestupu tepla na vnější straně trubice a součinitel přestupu tepla na vnitřní straně je stanoven jako funkce Reynoldsova čísla. Exponenty Reynoldsova a Prandtlova čísla jsou vzaty jako hodnoty 0,8 a 0,4.

Modifikovaná „Wilson plot method“

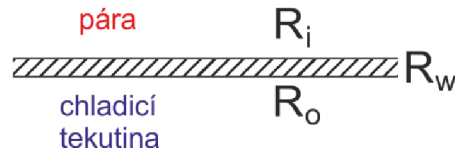
„Wilson plot method“ s Dittus-Boelter aproximací vyžaduje k řešení rovnic vedoucích ke stanovení součinitele přestupu tepla odhad exponentů Reynoldsova a Prandtlova čísla, viz [26]. Pomocí úpravy Wilson plot method s Dittus-Boelter aproximací je možné se vyhnout odhadu exponentu Reynoldsova čísla a stanovit ho výpočetní metodou. Tato obměněná metoda se nazývá Modifikovaná „Wilson plot method“. Modifikovaná „Wilson plot method“ vychází z výše popsané metody, ale zohledňuje ještě druhou lineární rovnici, která vznikla úpravou a zlogaritmováním rovnice (14). Vzniklá rovnice má pak tvar (21).

$$\ln\left(\frac{1}{R_{ov} - C_1}\right) = \ln\left(\frac{1}{C_2}\right) + m \cdot \ln(Re) \quad (21)$$

Hodnota exponentu m je získána postupnou iterací rovnice (21).

Metoda tepelných odporů – „Thermal resistance method“

Celkový tepelný odpor při přenosu tepla ve výměníku může být vyjádřen jako suma tří tepelných odporů – tepelného odporu stěny trubky výměníku a dvou tepelných odporů při přestupu tepla na vnitřní a vnější straně trubky výměníku, viz Obr. 7.



Obr. 7: Tepelné odpory při přenosu tepla ve výměníku

Celkový tepelný odpor je tedy možné zapsat rovnicí (22).

$$R_{ov} = R_i + R_w + R_o \quad (22)$$

kde je	R_{ov}	celkový tepelný odpor [$K \cdot W^{-1}$]
	R_i	odpor na vnitřní straně při přestupu tepla [$K \cdot W^{-1}$]
	R_w	tepelný odpor stěny vnitřní trubky výměníku [$K \cdot W^{-1}$]
	R_o	odpor na vnější straně při přestupu tepla [$K \cdot W^{-1}$]

Jednotlivé členy rovnice (22) je možné rozepsat

$$R_{ov} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_w \cdot L_w} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (23)$$

kde je	h_i / h_o	součinitel přestupu tepla na vnitřní/vnější straně [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
	A_i / A_o	vnitřní/vnější plocha trubky [m^2]
	d_i / d_o	vnitřní/vnější průměr trubky výměníku [m]
	k_w	tepelná vodivost trubky výměníku [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
	L_w	délka trubky výměníku [m]

Součinitel přestupu tepla na straně chladicí vody je pak možné vyjádřit ze vztahu pro výpočet Nusseltova čísla, které je poměrem konvektivního a konduktivního přenosu tepla na styku proudící kapaliny a pevné stěny.

$$h_o = \frac{Nu \cdot \lambda_o}{x} \quad (24)$$

kde je	Nu	Nusseltovo číslo [-]
	λ_o	tepelná vodivost proudící kapaliny [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
	x	charakteristický rozměr [m]

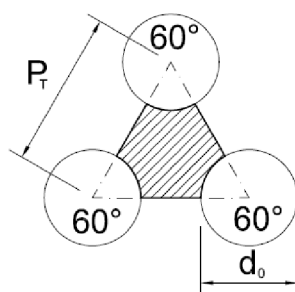
Hydraulický průměr

Hydraulický průměr je charakteristický rozměr obecného průtočného profilu nebo kanálku. Hydraulický průměr je definován jako podíl čtyřnásobku plochy průtočného průřezu a jeho omočeného obvodu, viz (25).

$$D_e = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (25)$$

kde je S průtočná plocha průřezu [m^2]
 O omočený obvod [m]

Výpočtu ekvivalentního hydraulického průměru pro část okolo svazku trubiček výměníku se ve své knize „Process heat transfer“ věnuje D.G. Kern, viz. [27]. Pro svazek trubiček výměníku uspořádaných do tvaru rovnostranného trojúhelníku, viz Obr. 8, hydraulický průměr je definován vztahem (26).



Obr. 8: Geometrie rozmístění trubiček výměníku

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{1}{2} P_T \cdot 0,86 P_T - \frac{1}{2} \pi d_0^2 / 4 \right)}{\frac{1}{2} \pi d_0} \quad (26)$$

kde je d_0 vnější průměr trubičky [mm]
 P_T osová vzdálenost trubiček [mm]

Nusseltovo číslo – moderní formulace

Během 50. a 60. let B.S. Petukhov a jeho spolupracovníci z moskevského Institutu vysokých teplot navázali na výzkum A. P. Colburna, F. W. Dittuse a L. M. K. Boeltra z 30. let v oblasti přenosu tepla při turbulentním proudění v potrubí. Velkou část práce, která kombinovala experimentálně naměřená data s teoretickými poznatky shrnul a opublikoval v roce 1970 [28]. Uvádí zde rovnici pro výpočet Nusseltova čísla pro plně vyvinuté turbulentní proudění v hydraulicky hladkém potrubí, viz (27).

$$Nu_D = \frac{(f/8) Re_D Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{f/8} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (27)$$

kde je f frikční faktor pro hydraulicky hladké potrubí [-]
 Re_D Reynoldsovo číslo [-]
 Pr Prandtlovo číslo [-]

Oblast platnosti rovnice (27):

$$\begin{aligned} 10^4 &\leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \\ 0,5 < Pr < 200 &\quad \text{Pro přesnost } \pm 6\% \\ 200 \leq Pr < 2000 &\quad \text{Pro přesnost } \pm 10\% \end{aligned}$$

Frikční faktor f je možné pro hydraulicky hladké potrubí vypočítat z Filonenkovi rovnice (28), viz [29].

$$f = \frac{1}{(1,82 \log_{10} Re_D - 1,64)^2} \quad (28)$$

V. Gnielinski [30] doplnil Petukhovův přístup pro výpočet Nusseltova čísla o rozsáhlou sadu experimentálních dat a navrhl modifikaci rovnice (27). Nově sestavená rovnice (29) má rozšířenou oblast platnosti co se týče Reynoldsova a Prandtlova čísla.

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (29)$$

kde je	f	frikční faktor pro hydraulicky hladké potrubí [-]
	Re_D	Reynoldsovo číslo [-]
	Pr	Prandtlovo číslo [-]

Oblast platnosti rovnice (29):

$$\begin{aligned} 2300 &\leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \\ 0,6 &\leq Pr \leq 10^5 \end{aligned}$$

2.1.3 Numerické metody

Modelování proudění tekutin umožňuje metoda „Computational Fluid Dynamics“ – Počítačová dynamika tekutin neboli zkráceně metoda „CFD“. Tato metoda predikuje proudění tekutin na základě matematického modelování (parciální diferenciální rovnice), numerických metod (diskretizace, metody řešení) a softwarových nástrojů (řešiče, nástroje pro pre- a post-processing). Z fyzikálního hlediska jsou jejím základem zákony zachování – zákon zachování hmotnosti, který je popsán rovnicí kontinuity a zákon zachování hybnosti a energie, které jsou popsány Navier-Stokesovými rovnicemi. Numerickými metodami sloužícími k implementaci metody CFD jsou například „Finite Difference Method“ – Metoda konečných diferencí, „Finite Element Method“ – Metoda konečných prvků a „Finite Volume Method“ – Metoda konečných objemů.

Diskretizace zkoumaného prostoru je realizována pomocí výpočetní sítě. Výpočetní sítě jsou rozděleny na Eulerovy a Lagrangeovy výpočetní sítě. Eulerova výpočetní síť je pevná a v průběhu simulace neměnná. Nejvýhodnějšími geometrickými tvary sítě jsou ve 2D čtyřúhelníky a ve 3D šestistěny, popř. pětistěny. Lagrangeova síť se pohybuje spolu s tekutinou, a přitom může docházet k její deformaci a k degradaci.

Software k modelování CFD jsou komerční nebo open-source. Mezi komerční software patří ANSYS Fluent, ANSYS CFX, Autodesk CFD, SOLIDWORKS Flow Simulation, FEMLAB – Multiphysics, atd. Do open-source software spadá například FEATFLOW, OpenFOAM, atd.

Software ANSYS Fluent

V přírodě i technologiích se vyskytují toky složené nejen z jedné fáze, ale také toky, které jsou směsí více fází. Z fyzikálního hlediska rozlišujeme skupenské fáze plynné, kapalné a pevné. Pojem fáze má v modelování vícefázového proudění širší význam. Fáze může být definována jako „odlišná třída“ materiálu, která odlišně reaguje na změny potenciálního pole a pole toků tekutiny, ve které se částice nachází. Jako různé fáze mohou být definovány částice ze stejného materiálu, ale mající různou velikost. Protože každý soubor částic podobných velikostí má obdobnou dynamickou odezvu na změnu pole toků.

Výpočetní metoda

Základem software ANSYS Fluent je numerická metoda konečných objemů („FVM“). Parciální diferenciální rovnice reprezentující zákony zachování přes diferenciální objemy, které jsou transformovány integrací na diskrétní algebraické rovnice přes konečné objemy.

Rozdělení vícefázového proudění

Typy vícefázového proudění jsou rozděleny podle skupenství toků do následujících kategorií, dle [31]. Jednotlivé typy vícefázového proudění jsou graficky znázorněny na obrázku Obr. 9.

- **Toky plyn – kapalina nebo kapalina-kapalina**
 - Tok bublin – tok malých samostatných plynných a kapalných bublin v souvislé kapalině
 - Tok kapek – tok malých samostatných kapiček kapaliny v souvislé plynné látce
 - Tok plynných kapes – tok velkých bublin v souvislé kapalině
 - Stratifikované proudění / Průtok s volnou hladinou – tok nemísitelných tekutin s jasně vymezeným rozhraním

- **Toky plyn – pevná látka**

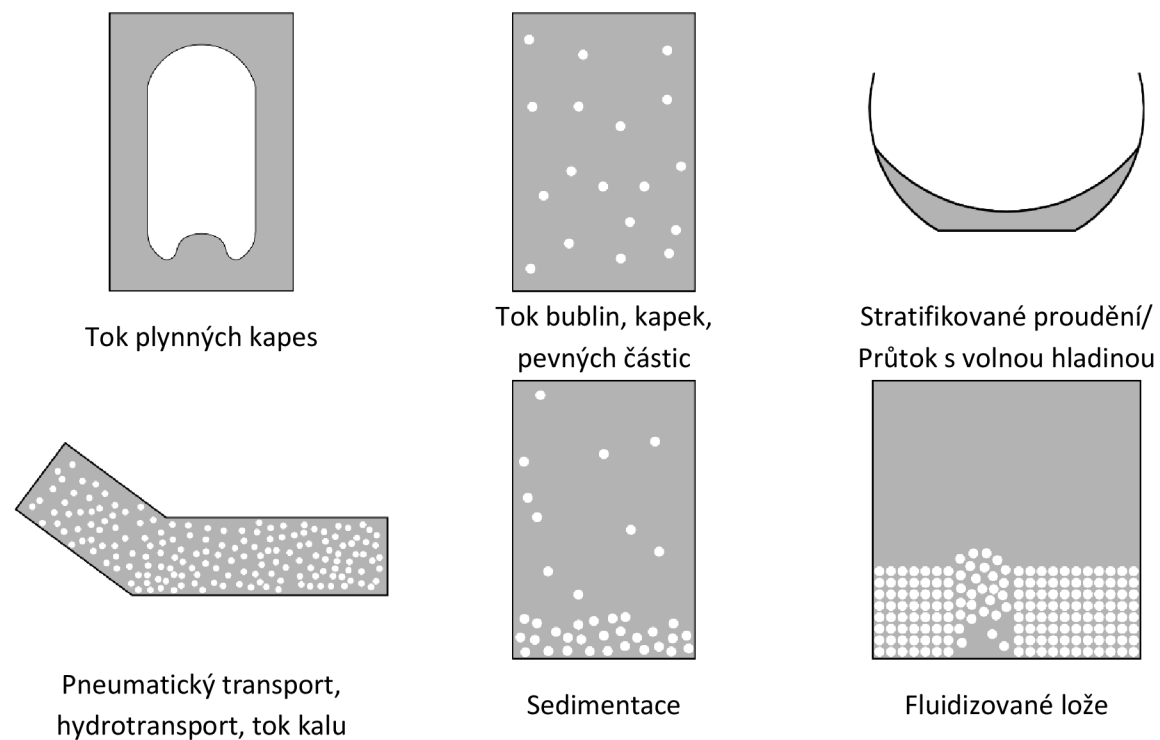
- Tok pevných částic – tok malých samostatných pevných částic v souvislé plyné látce
- Pneumatický transport – proudění je definováno množstvím a vlastnostmi pevné rozptýlené látky a Reynoldsovým číslem.
- Fluidizované lože – plynná látka stoupá přes lůžko suspendovaných částí, v závislosti na průtoku plyné látky vznikají bubliny, které stoupají přes lože směrem nahoru.

- **Toky kapalina – pevná látka**

- Tok kalu – transport pevných částic v kapalinách, Stokesovo číslo je při tomto druhu proudění nižší než 1, v opačném případě se jedná o fluidizovaný tok kapalina – pevná látka
- Hydrotransport – tok hustě rozptýlených částic v souvislé kapalině
- Sedimentace – zpočátku celý zkoumaný objem obsahuje rovnoměrně rozptýlenou směs částic. Později dochází ve spodní části ke zpomalení částic a vytvoření vrstvy kalu.

- **Tří fázové proudění**

- Kombinace výše zmíněných toků



Obr. 9: Typy vícefázového proudění – Fluent [31]

Numerické modely

V současné době existují dva přístupy k numerickému výpočtu vícefázového proudění, Euler – Lagrangeův přístup a Euler – Eulerův přístup, dle [32].

Euler – Lagrangeův přístup

Euler – Lagrangeův přístup je v software FLUENT základem Lagrangeovského „Discrete Phase Models“ – Model diskrétních fází. Tekutá fáze je řešena jako „kontinuum“, které je popsáno časově zprůměrovanými Navier – Stokesovými rovnicemi. Rozptýlená fáze je řešena sledováním jednotlivých částic, bublin nebo kapiček přes výpočtové pole toků. Rozptýlená fáze může měnit hybnost, hmotnost a energii s kapalnou fází.

„Discrete Phase Models“ – Model diskrétních fází

Tyto modely umožňují simulovat proudění druhé tzv. „diskrétní fáze“, která se skládá ze sférických částic (např. kapiček nebo bublinek) rozptýlených v první fázi „kontinuu“. Software FLUENT jsou vypočítávány jejich trajektorie, stejně jako přenos tepla a hmoty z a do nich.

Model umožňuje simulovat:

- Trajektorie diskrétní fáze pomocí Lagrangeovské formulace
- Predikci vlivu turbulence na dispergované částice
- Ohřev/chlazení diskrétní fáze
- Odpařování a var kapiček kapaliny
- Spalování částic (včetně těkavých látek a uhlí)
- Rozpad kapaliny a koalescenci (splývání disperzních částic)

Omezení použití modelu:

- Omezení objemového podílu diskrétní frakce:
Druhá „diskrétní“ fáze musí být pro použití tohoto modelu dostatečně zředěná. Objemový podíl diskrétní fáze musí být nižší než 10–12 %.
- Omezení modelování disperze pevných částic:
Lagrangeovský model není vhodný k simulaci proudění dispergovaných pevných částic v uzavřeném systému. Tento model neumožňuje efektivní modelování toků, ve kterých jsou částice suspendovány v kontinuu.

Nevhodné aplikace modelu:

- Modelování směsí kapalina – kapalina
- Modelování fluidizovaného lože
- Případy kdy objemový podíl druhé fáze není zanedbatelný

Příklady aplikace modelu:

- Pomocí tohoto modelu je možné simulovat sušení rozprašováním, disperzi aerosolu, přítomnost a pohyb bublin v kapalině, spalování kapalného paliva i uhlí

Euler – Eulerův přístup

Euler – Eulerův přístup nahlíží z matematického hlediska na fáze jako na interpenetrující kontinua. Základním principem je koncept fázové objemové frakce, které jsou považovány za spojité funkce v prostoru i čase a jejich součet je roven jedné. V software FLUENT jsou k dispozici tři různé Euler – Eulerovi vícefázové modely, dle [33]:

„Volume of Fluid model (VOF)“ – Model konstantního objemu tekutin

Model umožňuje modelovat 2 a více nemísitelných frakcí. Řešení je jeden soubor pohybových rovnic a je sledován objem jednotlivých frakcí v celé doméně.

Omezení použití modelu:

- Při výpočtu musí být použit oddělený řešič, při kombinaci více řešičů není výpočetní model „VOF“ k dispozici
- Všechny kontrolní objemy musí být zaplněny jednou nebo kombinacemi fází. Tento model neumožňuje simulovat prázdné buňky bez tekutiny
- Pouze jedna fáze může být stlačitelná
- Při použití „VOF“ modelu není možné modelovat periodicky proměnný tok proudění (specifikovaný poklesem hmotnostního průtoku nebo tlaku)
- Při použití „VOF“ modelu není možné modelovat míchání a vzájemné působení jednotlivých fází
- Spolu s modelem „VOF“ nelze použít model turbulence LES
- Model „VOF“ nelze použít pro tok nevazkých tekutin
- V kombinaci s modelem „VOF“ není možné použít model vedení tepla stěnou pláště

„Mixture Model“ – Model směsí

Jedná se o jednoduchý vícefázový model, který umožňuje modelování vícefázového toku, jehož fáze se pohybují různými rychlostmi. Vzájemná interakce mezi jednotlivými fázemi musí být silná. Model může být také použit k modelování homogenního vícefázového proudění s velmi silnými vazbami a k modelování fází pohybujících se stejnou rychlostí.

Omezení použití modelu:

- Při výpočtu musí být použit oddělený řešič, při kombinaci více řešičů není výpočetní model směsí k dispozici
- Pouze jedna fáze může být stlačitelná
- Při použití modelu směsí není možné modelovat periodicky proměnný tok proudění (specifikovaný poklesem hmotnostního průtoku nebo tlaku)
- Při použití modelu směsí není možné modelovat míchání a vzájemné působení jednotlivých fází
- Tání a tuhnutí nemůže být modelováno ve spojení s modelem směsí
- Model turbulence LES nelze použít spolu s modelem směsí
- Spolu s modelem směsí nelze použít model turbulence LES V kombinaci s modelem směsí není možné použít model vedení tepla stěnou pláště

„Eulerian Model“ – Euleriánský model

Euleriánský model umožňuje modelovat několik samostatných navzájem se ovlivňujících fází. Fáze mohou být kapalné, plynné i pevné látky téměř v jakékoliv kombinaci. Euleriánský přístup je použit pro každou fázi zvlášť, na rozdíl od Euler – Lagrangeova přístupu, který používá model diskrétních fází. Počet sekundárních fází vícefázového proudění je omezen pouze kapacitou výpočetní paměti a konvergencí výpočtu.

Omezení použití modelu:

- K modelování turbulence je možné použít pouze model k- ϵ
- Sledování částic (využívající Lagrangeovský model dispergované fáze) je možné pouze u primární fáze
- Při použití Euleriánského modelu není možné modelovat periodicky proměnný tok proudění (specifikovaný poklesem hmotnostního průtoku nebo tlaku)
- Euleriánský model nelze použít pro tok stlačitelných fází
- Euleriánský model nelze použít pro tok nevazkých tekutin
- Tání a tuhnutí nemůže být modelováno ve spojení s Euleriánským modelem
- Transport a vzájemné působení jednotlivých fází není možné modelovat při použití tohoto modelu
- Model neumožňuje modelovat vedení tepla
- Přenos hmoty mezi jednotlivými fázemi je možný pouze při modelování kavitace, vypařování a kondenzace

2.2 Trubičky malého průměru

2.2.1 Klasifikace trubiček malého průměru

Napříč literaturou a publikacemi jsou uváděny různé způsoby klasifikace trubiček malého průměru. Některá rozdělení jsou sestavena pouze na základě rozměrů trubiček, jako např. rozdělení podle Mehendaleho a kol. [34] viz Tab. 1. Klasifikačním parametrem je v tomto rozdělení hydraulický průměr trubičky D_h .

Tab. 1: Klasifikace trubiček malého průměru dle Mehendaleho a kol.

Kategorie trubiček	Rozsah kategorie
Mikro-trubičky	$D_h = 1 - 100 \mu\text{m}$
Meso-trubičky	$D_h = 100 \mu\text{m} - 1 \text{mm}$
Kompaktní trubičky	$D_h = 1 \text{mm} - 6\text{mm}$
Obecné trubičky	$D_h > 6\text{mm}$

Rozdělení podle Kandlikara [35] je sestaveno na základě Knudsenova čísla, které se používá k další klasifikaci typu proudění, viz Tab. 2. Tuto klasifikaci je možné použít jak pro proudění jedné fáze, tak pro vícefázové proudění. Největší odchylky v proudění při varu tekutiny byly pozorovány Steinkem and Kandlikarem [36] u trubiček o průměru okolo 200 μm . Klasifikačním parametrem je v tomto rozdělení hydraulický průměr trubičky D_h .

Tab. 2: Klasifikace trubiček malého průměru dle Kandlikara

Kategorie trubiček	Rozsah kategorie
Nano-trubičky	$0,1 \mu\text{m} \geq D_h$
Přechodné trubičky	$10 \mu\text{m} \geq D_h > 0,1 \mu\text{m}$
Přechodné nano-trubičky	$1 \mu\text{m} \geq D_h > 0,1 \mu\text{m}$
Přechodné mikro-trubičky	$10 \mu\text{m} \geq D_h > 1 \mu\text{m}$
Mikro-trubičky	$200 \mu\text{m} \geq D_h > 10 \mu\text{m}$
Mini-trubičky	$3 \text{mm} \geq D_h > 200 \mu\text{m}$
Obecné trubičky	$D_h > 3\text{mm}$

Dalším rozdělením je klasifikace vycházející z Bondova (Eötvösova) čísla, které vyjadřuje poměr mezi gravitačními silami a povrchovým napětím, sestavená Chinnovem a Kabovem. Kritériem pro zatřídění je poměr vnitřního průměru trubičky D a kapilární konstanty l_σ , viz [37]. Kapilární konstanta je definována vztahem (30).

Tab. 3: Klasifikace trubiček malého průměru dle Chinnova a Kabova

Kategorie trubiček	Rozsah kategorie
Kapilární trubičky	$D < 0,1 l_\sigma$
Kapilárně-gravitační trubičky	$0,1 l_\sigma < D < 0,5 l_\sigma$
Gravitačně-kapilární trubičky	$0,5 l_\sigma < D < 5 l_\sigma$
Trubičky velkého průměru	$D > 5 l_\sigma$

$$l_{\sigma} = \left[\frac{\sigma}{(\rho_l - \rho_g) \cdot g \cdot \cos \xi} \right]^{1/2} \quad (30)$$

kde je	σ	povrchové napětí kapaliny [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$]
	ρ_l/ρ_g	hustota kapalné fáze / hustota plynné fáze [-]
	g	gravitační zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
	ξ	natočení trubičky od svislice [$^{\circ}$]

2.2.2 Součinitel přestupu tepla při kondenzaci

Přehled různých korelací ke stanovení součinitele přestupu tepla při kondenzaci v mini a mikro trubičkách je shrnut v publikaci „Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels“ [14]. Příklad jedné z korelací je uveden níže.

Shah (1979)

Jednou z nejpoužívanějších korelací pro stanovení součinitele přestupu tepla při kondenzaci je Shahova korelace. Korelace je založena na předpokladu podobnosti přenosu tepla při kondenzaci, kdy nedochází k nukleátovému varu a přenosu tepla při vypařování, kdy je stěna trubičky zcela smáčena kapalinou. Korelace je založena na 21 různých sadách měření od různých autorů a je validována pro různé tekutiny jako je voda, chladiwa R-11, R-12, R-22, R-113, metanol, etanol, benzen, toluen, trichlorethylen a pro různé polohy trubiček svislou, nakloněnou a vodorovnou [38].

Tab. 4: Rozsah použití korelace

Hmotnostní průtok tekutiny	$11 < G < 211 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$
Teplota syté páry	$21^{\circ}\text{C} < T_{\text{sat}} < 310^{\circ}\text{C}$
Rychlost proudění plynné fáze	$3 < V_v < 300 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
Tlakový spád $P_{\text{red}} = P / P_{\text{crit}}$	$0,002 < P_{\text{red}} < 0,44$
Reynoldsovo číslo	$Re_1 > 350$
Hydraulický průměr trubiček	$7 < D < 40 \text{ mm}$

Součinitel přestupu tepla při kondenzaci páry (31) je stanoven ze součinitele přestupu tepla pro kapalnou fázi [38].

$$h = h_{lo} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{(P/P_{\text{crit}})^{0,38}} \right] \quad (31)$$

kde je	h_{lo}	součinitel přestupu tepla kapalné fáze [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
	x	střední suchost páry [-]
	P	střední tlak kondenzující tekutiny [Pa]
	P_{crit}	kritický tlak tekutiny [Pa]

Součinitel přestupu tepla pro kapalnou fázi je pak stanoven podle Dittus-Boelterovi rovnice [38].

$$h_{lo} = 0,023 \cdot Re_{lo}^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \cdot \frac{k_1}{D} \quad (32)$$

kde je	Re_{l0}	Reynoldsovo číslo pro kapalnou fázi [-]
	Pr_1	Prandtlovo číslo pro kapalnou fázi [-]
	k_1	tepelná vodivost pro kapalnou fázi [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
	D	vnitřní průměr trubičky [m]

Reynoldsovo číslo pro kapalnou fázi je stanoveno podle vztahu:

$$Re_{l0} = \frac{G \cdot D}{\mu_1} \quad (33)$$

kde je	G	hmotnostní průtok [$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$]
	D	vnitřní průměr trubičky [m]
	μ_1	dynamická viskozita pro kapalnou fázi [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]

2.3 Využití fázové skupenské změny v praktických aplikacích.

Technická zařízení budov využívají nejčastěji fázové skupenské změny vypařování a kondenzace. Skupenské teplo je při fázových změnách odebráno nebo předáno sekundární látce, kterou je obvykle voda nebo vzduch. Primární teponosnou látkou, u které dochází ke skupenské změně, je obvykle voda nebo jsou chladiva.

Nejběžnějšími zařízeními využívajícími fázovou změnu jsou domácí spotřebiče např. chladnička nebo mrazák, jejímiž hlavními částmi jsou kompresorový chladicí okruh. Dalším spotřebičem je kondenzační sušička prádla, která využívá k sušení mokrého prádla nejen chladivový okruh, ale i skupenské teplo kondenzace vodní páry.

Součástí budov jsou také systémy sloužící k vytápění, ohřevu, chlazení nebo zpětnému využívání tepla a zároveň využívající fázové skupenské změny. Mezi systémy vytápění spadá např. parovodní systém centrálního zásobování teplem, který využívá jako koncové prvky předávací stanice pára – voda. Uvnitř výměníku předávací stanice dochází ke kondenzaci vodní páry a tím i k uvolnění skupenského tepla a následnému předání energie sekundární látce. Podobného principu je využito u kondenzačních plynových kotlů. Skupenské teplo kondenzace je využito ke zvýšení jejich účinnosti. Principem tohoto systému je využití latentního tepla spalin k předehřevu teponosné látky. Další skupinou jsou zařízení, jejichž hlavní součástí je kompresorový chladivový okruh a mohou sloužit k vytápění, ohřevu teplé vody, chlazení nebo ke kombinaci vytápění a chlazení v závislosti na jejich konstrukci. Do této skupiny spadají tepelná čerpadla, systémy Split, Multi split, VRF systémy (VRV systémy), atd.

Podobným systémem jako jsou kompresorové chladicí okruhy, jsou tepelné trubice, ty neobsahují ani kompresor ani škrtící ventil. Jedná se pouze o okruh, ve kterém je hermeticky uzavřeno chladivo. Tepelné trubice se využívají ke zpětnému získávání tepla ve vzduchotechnických jednotkách, využívají se jako součást speciálních slunečních kolektorech nebo jako součást některých aktivovaných základových pilot. Tato technologie je využívána i v jiných odvětvích jako je například chlazení počítačových komponent, procesorů mobilních telefonů nebo rozmrazování silnic mostů atd.

Fázové skupenské změny kondenzace a vypařování jsou využívány i v průmyslu. Například ohřev sekundární látky s využitím skupenského tepla kondenzace nebo pohon parních strojů, popř. chladicí a mrazicí průmyslová zařízení.

3 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Disertační práce je zaměřena na přenos tepla při kondenzaci vodní páry na válcové stěně trubičky malého průměru. Tento fyzikální děj je zkoumán prostřednictvím trubkového výměníku tepla. Hlavním cílem této práce je stanovit součinitel přestupu tepla na straně proudící a kondenzující vodní páry uvnitř trubiček výměníku. Zvolenou metodou ke zkoumání tohoto děje je experimentální měření a poloempirické vztahy stanovené pro výpočet součinitele přestupu tepla pro tekutinu při různých průtocích.

Díličními cíli vedoucími k dosažení stanoveného hlavního cíle jsou:

- **Analýza metod pro stanovení součinitele přestupu tepla při proudění tekutiny**
je provedena rešerše metod pro stanovení součinitele přestupu tepla při nucené konvekci.
- **Experimentální měření**
Experimentální měření bude zaměřeno na měření vstupních a výstupních parametrů tekutiny primárního i sekundárního okruhu trubkového výměníku tepla. Měřené veličiny budou specifikovány na základě vstupních veličin zvolených metod pro stanovení součinitele přestupu tepla.
- **Vyhodnocení data experimentálního měření**
Experimentálně změřená data budou zpracována pomocí statistické analýzy dat.
- **Stanovení součinitel přestupu tepla z experimentálně změřených dat**
Pomocí vybraných metod a dat získaných experimentálním měřením bude stanoven součinitel přestupu při proudění tekutiny. Získané výsledky budou vyhodnoceny a mezi sebou porovnány.
- **Vyhodnocení možností simulace přenosu tepla ve výměníku metodou CFD**
Zanalyzovány a popsány budou dostupné výpočetní modely software ANSYS Fluent pro více fázové proudění.

4 METODY ŘEŠENÍ

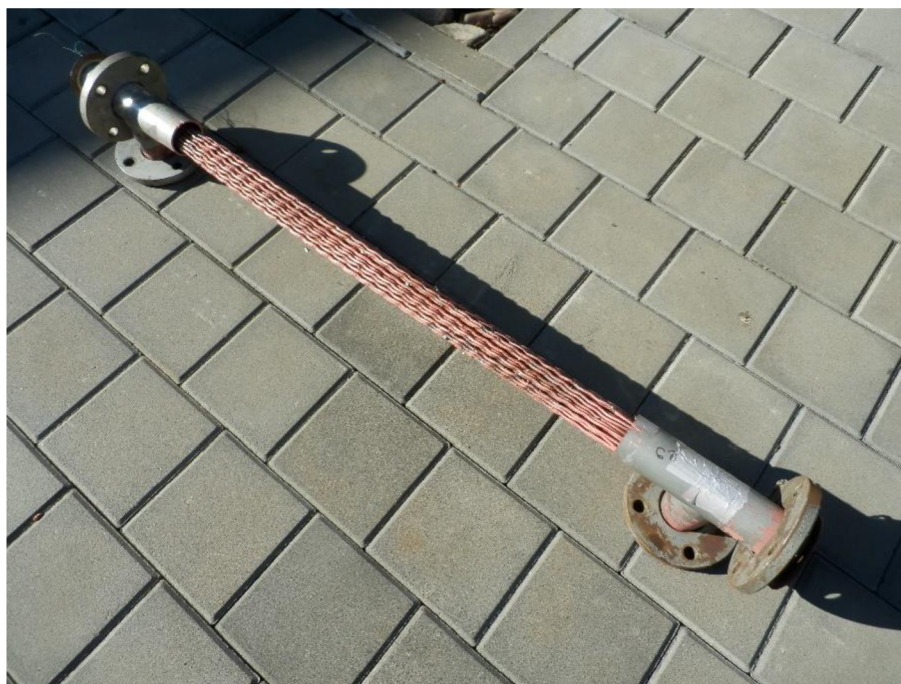
4.1 Experimentální měření

Přenos tepla při kondenzaci vodní páry na válcové stěně byl zkoumán pomocí měřící aparatury jejíž hlavní součástí je trubkový výměník tepla. Ke kondenzaci vodní páry docházelo ve vnitřním svazku trubiček malého průměru. Experimentální měření bylo zaměřeno na měření fyzikálních veličin, které charakterizují teplo odevzdané primárním okruhem (parní okruh) a teplo přijaté sekundárním okruhem (okruh chladicí vody). Cílem experimentálního měření bylo naměřit soubory dat, které následně sloužily k analytickému výpočtu součinitele přestupu tepla na straně páry.

4.1.1 Popis zařízení

Trubkový výměník

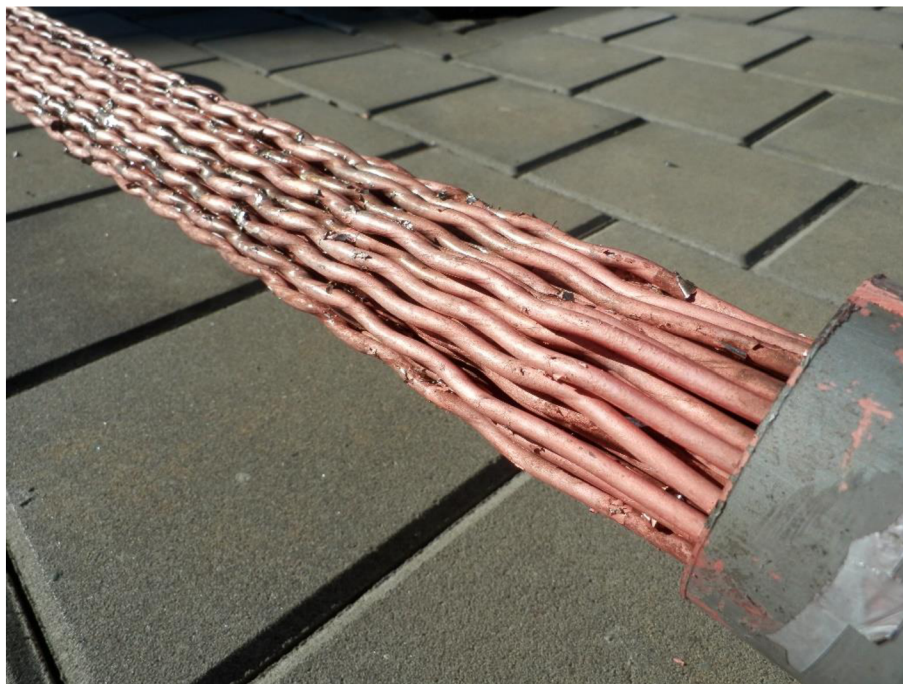
Zvolený trubkový výměník se skládá z vnějšího pláště a vnitřního svazku trubiček malého průměru a jeho celková délka je 1300 mm. Tekutina primárního okruhu (pára) je přiváděna přímo ve směru os vnitřních trubiček. Tekutina sekundárního okruhu (chladicí voda) je přiváděna a odváděna bočními nátoky na vnějším plášti. Oba boční nátoky jsou umístěny na vnějším plášti nad sebou, viz Obr. 10.



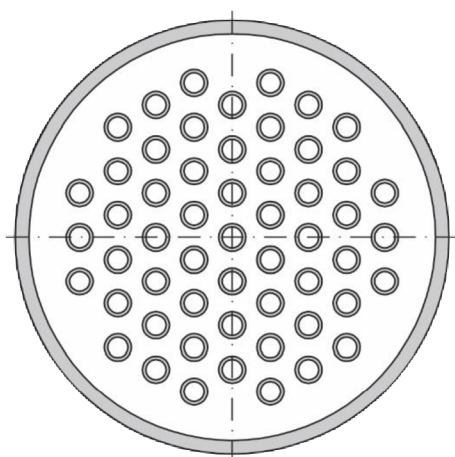
Obr. 10: Trubkový výměník

Vnější plášť výměníku je tvořen měděnou trubicí o rozměru 64x2 mm. Vnitřní svazek je tvořen 55 měděnými trubičkami o rozměru 4x0,5 mm, viz Obr. 11 a Obr. 12. Trubičky jsou rovnoměrně rozmístěny do tvaru rovnostranného trojúhelníku o délce strany 6,5 mm, viz Obr. 13. Trubičky jsou po délce upraveny do tvaru spirály, viz Obr. 14, konce o délce 250 mm jsou bez úpravy.

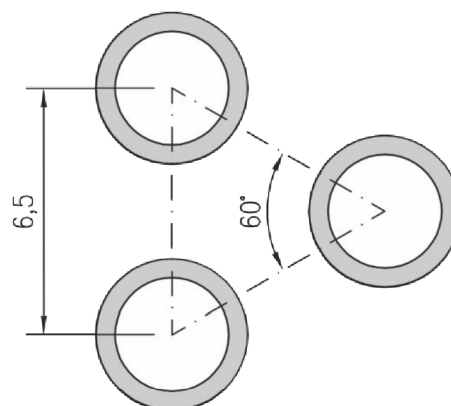
Plocha zvlněné části trubičky byla zjištěna pomocí jejího skenu na 3D skeneru, Obr. 15. Rozměry trubičky jsou shrnuty níže, viz Tab. 5. Plocha zvlněné části trubičky je o 15,7 % vyšší než plocha hladké trubičky o stejné délce.



Obr. 11: Detail svazku vnitřních trubiček



Obr. 12: Řez výměníkem



Obr. 13: Geometrie rozmístění trubiček



Obr. 14: Tvar vnitřních trubiček



Obr. 15: 3D sken vnějšího povrchu trubičky

Tab. 5: Rozměry trubičky/trubiček

Popis – rozměr	[mm]	
Celková délka trubičky	1 300	
Střední délka trubičky ve styku s vodou	1 142	
Zvlněná délka trubičky	800	
Nezvlněná délka trubičky	171 + 171	
Počet vln na jedné trubičce	28	
	Vnější plocha trubičky [mm ²]	Vnitřní plocha trubičky [mm ²]
Plocha vlny jedné trubičky	414,5	310,9
Plocha zvlněné části trubičky	11 606	8 705
Plocha nezvlněné části trubičky	4 298	3 223
Plocha trubičky celkem	15 904	11 928
Plocha 55 trubiček	874 703	656 028

Prostor mezi pláštěm a svazkem trubiček je v horní i spodní části vyplněn tmelem, který odděluje prostor primárního a sekundárního okruhu výměníku, viz Obr. 16. Zároveň také vytváří hrany, které slouží k usměrnění toku chladicí tekutiny.



Obr. 16: Detail výměníku – prostor vyplněný tmelem

Klasifikace vnitřních trubiček výměníku tepla

Vnitřní trubičky výměníku tepla, kterými proudí a kondenzuje pára, byly zaříděny podle kapitoly 2.2.1 Klasifikace trubiček malého průměru. Vnitřní průměr těchto trubiček je 3 mm. Zařídění trubiček podle klasifikace dle Mehendaleho a kol. dle Kandlikara je shrnuto v Tab. 6. Zařídění podle Chinnova a Kabova je pak shrnuto samostatně v Tab. 7.

Tab. 6: Klasifikace trubiček malého průměru dle Mehendaleho a kol. a Kandlikara

Klasifikace	Kategorie	Rozsah kategorie
dle Mehendaleho a kol.	Kompaktní trubičky	$D_h = 1 \text{ mm} - 6 \text{ mm}$
dle Kandlikara	Mini-trubičky	$3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \text{ } \mu\text{m}$

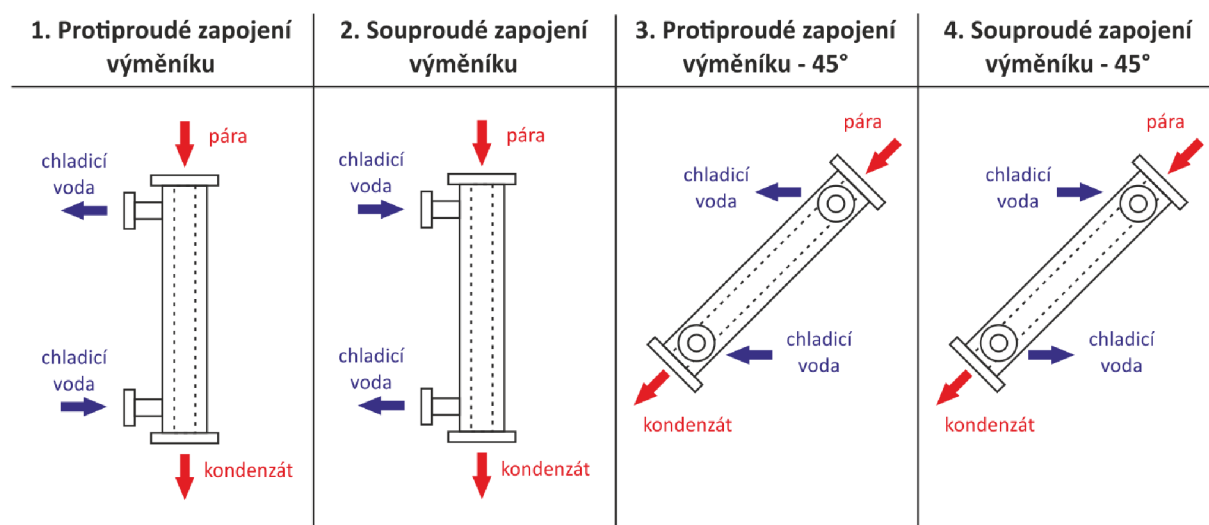
Podle Tab. 7 spadají trubičky výměníku v obou případech natočení do skupiny „Gravitačně-kapilární trubičky“, u této skupiny trubiček dochází ke kombinaci vlivu gravitačních a kapilárních sil, gravitační síly zde převažují nad kapilárními.

Tab. 7: Klasifikace trubiček malého průměru dle Chinnova a Kabova pro 110 °C

	Výměník svisle	Výměník pod úhlem 45°
Kapilární trubičky	$D_h < 0,247 \text{ mm}$	$D_h < 0,294 \text{ mm}$
Kapilárně-gravitační trubičky	$0,247 \text{ mm} < D_h < 1,236 \text{ mm}$	$0,294 \text{ mm} < D_h < 1,470 \text{ mm}$
Gravitačně-kapilární trubičky	$1,236 \text{ mm} < D_h < 12,360 \text{ mm}$	$1,470 \text{ mm} < D_h < 14,699 \text{ mm}$
Trubičky velkého průměru	$D_h > 12,360 \text{ mm}$	$D_h > 14,699 \text{ mm}$

Popis měřených variant

Experimentální měření byla provedena pro 4 varianty zapojení a umístění výměníku. Výměník byl umístěn ve svislé poloze a pod úhlem 45°, pro obě varianty byla provedena měření při protiproudém a souproudém zapojení, viz Obr. 17.

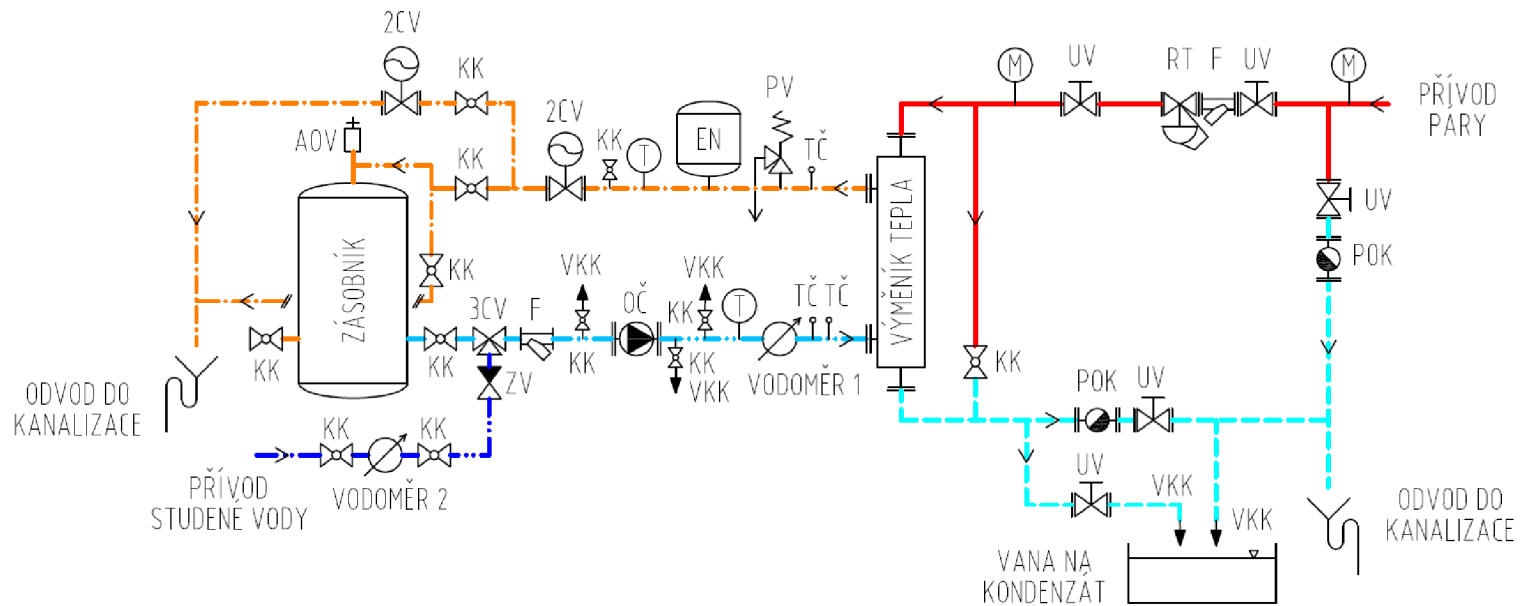
**Obr. 17:** Varianty zapojení a umístění trubkového výměníku

Měřicí zařízení

Schéma zapojení zařízení pro experimentální měření včetně trubkového výměníku tepla je zobrazeno na Obr. 18. Ve schématu jsou vyznačena místa měření objemového průtoku chladicí vody Vodoměr 1 a Vodoměr 2 a místo regulace tlaku syté páry před vstupem do výměníku tepla RT-Regulátor tlaku.

Instalované měřicí zařízení, viz Obr. 19 a Obr. 20. Potrubí přivádějící sytou páru od zdroje a trubkový výměník tepla byly izolovány potrubními izolačními pouzdry z kamenné vlny s tloušťkou izolační vrstvy 50 mm.

SCHÉMA ZAPOJENÍ ZAŘÍZENÍ



LEGENDA

KK	KULOVÝ KOHOUT
VKK	VYPOUŠTĚCÍ KULOVÝ KOHOUT
UV	UZAVÍRACÍ VENTIL
2CV	DVOUCESTNÝ VENTIL SE SERVOPOHONEM
3CV	TŘÍCESTNÝ VENTIL
ZV	ZPĚTNÝ VENTIL
F	FILTR
AOV	AUTOMATICKÝ ODVZDUŠŇOVACÍ VENTIL

RT	REGULÁTOR TLAKU
POK	PLOVÁKOVÝ ODVADĚČ KONDENZÁTU
OČ	OBĚHOVÉ ČERPADLO
EN	EXPANZNÍ NÁDOBA
M	MANOMETR
T	TEPLOMĚR
TČ	TEPLOTNÍ ČIDLO

LEGENDA ČAR

	STUDENÁ VODA
	CHLADICÍ VODA - PŘÍVOD
	CHLADICÍ VODA - VRAT
	PÁRA
	KONDENZÁT

Obr. 18: Schéma zapojení zařízení



Obr. 19: Měřící zařízení včetně trubkového výměníku tepla



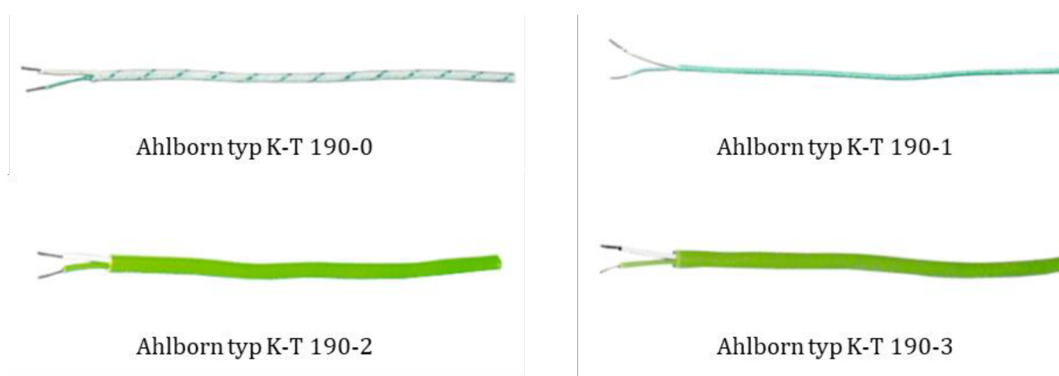
Obr. 20: Měřící zařízení včetně trubkového výměníku tepla – detail

4.1.2 Měřené veličiny a měřící body

Měření teplot

Teploty byly měřeny pomocí termočláňkových drátů a zaznamenávány pomocí měřící ústředny. Termočláňkové dráty byly na povrchu výměníku a přilehlých částech připevněny pomocí hliníkové lepicí pásky. Styčná plocha v místě umístění čidel byla opatřena teplovodivou pastou.

Teploty na povrchu měřícího zařízení, v jímkách i uvnitř trubkového výměníku byly měřeny pomocí termočláňkových drátů Ahlborn typ K-T 190-0, s rozsahem -20 až 400 °C, Ahlborn typ K-T 190-1, s rozsahem -20 až 400 °C, Ahlborn typ K-T 190-2, s rozsahem -10 až 105 °C, Ahlborn typ K-T 190-3, s rozsahem -45 až 200 °C.



Obr. 21: Termočláňkové dráty Ahlborn [39].



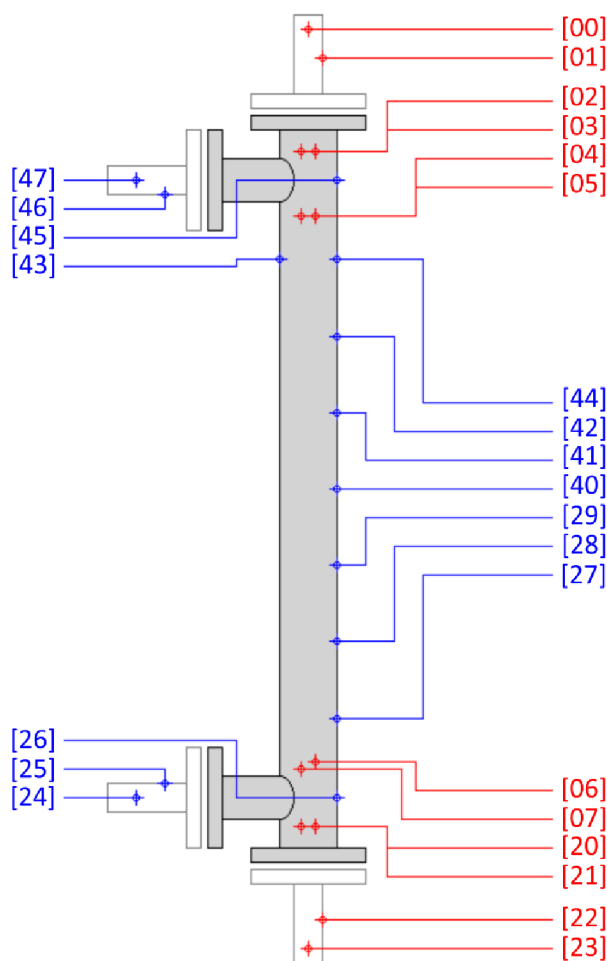
Obr. 22: Konektor pro termočláňky typu K

Pro záznam měřících údajů byla použita univerzální měřící ústředna – datalogger Ahlborn Almemo 5590 s pěti měřícími moduly, každý s devíti univerzálními vstupy. Pro záznam, zpracování a vyhodnocení měřených dat v reálném čase byl vytvořen a využit software VÝMĚNÍK [40].



Obr. 23: Ahlborn Almemo 5590

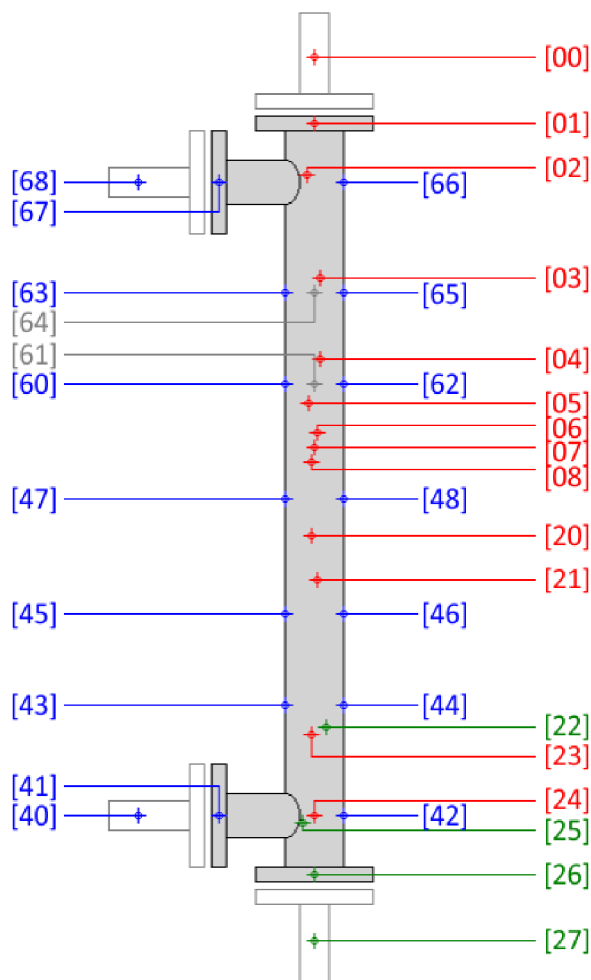
Rozmístění teplotních čidel.



Obr. 24: Protiproudé a souproudé zapojení, svislá poloha

Tab. 8: Legenda – rozmístění čidel – Protiproudé a souproudé zapojení, svislá poloha

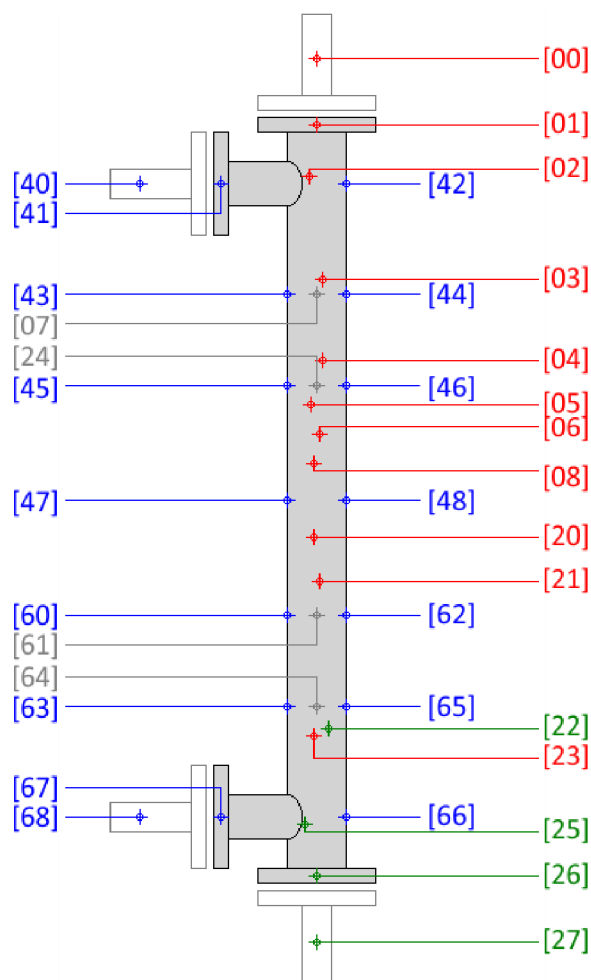
Pára		Chladicí voda	
00	Teplota páry v jímce potrubí	24	Teplota vody v jímce potrubí
01	Teplota páry na povrchu potrubí	25	Teplota vody na povrchu potrubí
02	Teplota páry v trubičce (10 cm)	26	Teplota vody na povrchu výměníku (9,5 cm)
03	Teplota páry v trubičce (10 cm)	27	Teplota vody na povrchu výměníku (22,4 cm)
04	Teplota páry v trubičce (26 cm)	28	Teplota vody na povrchu výměníku (36,4 cm)
05	Teplota páry v trubičce (26 cm)	29	Teplota vody na povrchu výměníku (50,4 cm)
06	Teplota kondenzátu v trubičce (30 cm)	40	Teplota vody na povrchu výměníku (64,6 cm)
07	Teplota kondenzátu v trubičce (28 cm)	41	Teplota vody na povrchu výměníku (78,7 cm)
20	Teplota kondenzátu v trubičce (10 cm)	42	Teplota vody na povrchu výměníku (92,6 cm)
21	Teplota kondenzátu v trubičce (10 cm)	43	Teplota vody na povrchu výměníku (106,9 cm)
22	Teplota kondenzátu na povrchu potrubí	44	Teplota vody na povrchu výměníku (106,3 cm)
23	Teplota kondenzátu v jímce potrubí	45	Teplota vody na povrchu výměníku (120,9 cm)
		46	Teplota vody na povrchu potrubí
		47	Teplota vody v jímce potrubí



Obr. 25: Protiproudé zapojení, poloha pod úhlem 45°

Tab. 9: Legenda – rozmístění čidel – Protiproudé zapojení, poloha pod úhlem 45°

Pára		Chladicí voda	
00	Teplota páry v jímce	40	Teplota vstupní vody v jímce
01	Teplota páry v přírubě	41	Teplota vstupní vody v přírubě
02	Teplota páry v tubičce (10 cm)	42	Teplota na povrchu výměníku C0 (10 cm)
03	Teplota páry v tubičce (28 cm)	43	Teplota na povrchu výměníku A1 (28 cm)
04	Teplota páry v tubičce (41 cm)	44	Teplota na povrchu výměníku C1 (28 cm)
05	Teplota páry v tubičce (49 cm)	45	Teplota na povrchu výměníku A2 (47 cm)
06	Teplota páry v tubičce (53 cm)	46	Teplota na povrchu výměníku C2 (47 cm)
07	Teplota páry v tubičce (56 cm)	47	Teplota na povrchu výměníku A3 (65 cm)
08	Teplota páry v tubičce (59 cm)	48	Teplota na povrchu výměníku C3 (65 cm)
20	Teplota páry v tubičce (71 cm)	60	Teplota na povrchu výměníku A4 (83 cm)
21	Teplota páry v tubičce (79 cm)	61	Teplota na povrchu výměníku B4 (83 cm)
22	Teplota páry v tubičce (104 cm)	62	Teplota na povrchu výměníku C4 (83 cm)
23	Teplota páry v tubičce (105 cm)	63	Teplota na povrchu výměníku A5 (102 cm)
24	Teplota páry v tubičce (119 cm)	64	Teplota na povrchu výměníku B5 (102 cm)
25	Teplota páry v tubičce (120 cm)	65	Teplota na povrchu výměníku C5 (102 cm)
26	Teplota kondenzátu v přírubě	66	Teplota na povrchu výměníku C6 (120 cm)
27	Teplota kondenzátu v jímce	67	Teplota výstupní vody v přírubě
		68	Teplota výstupní vody v jímce



Obr. 26: Souproudé zapojení, poloha pod úhlem 45°

Tab. 10: Legenda – rozmístění čidel – Souproudé zapojení, poloha pod úhlem 45°

Pára		Chladicí voda	
00	Teplota páry v jímce	40	Teplota výstupní vody v jímce
01	Teplota páry v přírubě	41	Teplota výstupní vody v přírubě
02	Teplota páry v tubičce (10 cm)	42	Teplota na povrchu výměníku C0 (10 cm)
03	Teplota páry v tubičce (28 cm)	43	Teplota na povrchu výměníku A1 (28 cm)
04	Teplota páry v tubičce (41 cm)	44	Teplota na povrchu výměníku C1 (28 cm)
05	Teplota páry v tubičce (49 cm)	45	Teplota na povrchu výměníku A2 (47 cm)
06	Teplota páry v tubičce (53 cm)	46	Teplota na povrchu výměníku C2 (47 cm)
07	Teplota na povrchu výměníku B1 (28 cm)	47	Teplota na povrchu výměníku A3 (65 cm)
08	Teplota páry v tubičce (59 cm)	48	Teplota na povrchu výměníku C3 (65 cm)
20	Teplota páry v tubičce (71 cm)	60	Teplota na povrchu výměníku A4 (83 cm)
21	Teplota páry v tubičce (79 cm)	61	Teplota na povrchu výměníku B4 (83 cm)
22	Teplota páry v tubičce (104 cm)	62	Teplota na povrchu výměníku C4 (83 cm)
23	Teplota páry v tubičce (105 cm)	63	Teplota na povrchu výměníku A5 (102 cm)
24	Teplota na povrchu výměníku B2 (47 cm)	64	Teplota na povrchu výměníku B5 (102 cm)
25	Teplota páry v tubičce (120 cm)	65	Teplota na povrchu výměníku C5 (102 cm)
26	Teplota kondenzátu v přírubě	66	Teplota na povrchu výměníku C6 (120 cm)
27	Teplota kondenzátu v jímce	67	Teplota vstupní vody v přírubě
		68	Teplota vstupní vody v jímce

Měření průtoku chladicí vody:

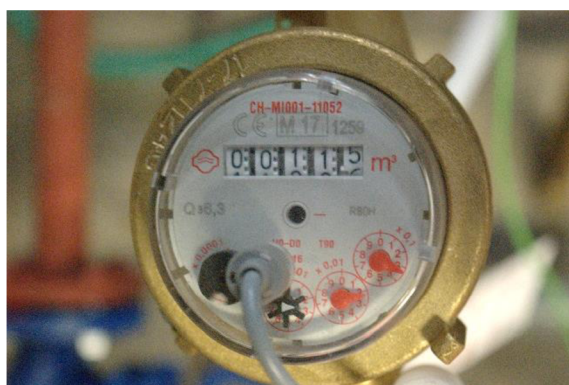
Měření průtoku chladicí vody bylo realizováno pomocí dvou vodoměrů. Jeden z vodoměrů byl umístěn na přívodu studené vody z vodovodního systému a byl opatřen dálkovým odečtem. Aktuální stav kumulovaného průtoku byl zobrazován systémem MaR. Druhý vodoměr byl umístěn na přívodu chladicí vody do výměníku. Umístění vodoměrů viz schéma měřící soustavy Obr. 18.

Aktuální stav kumulovaného průtoku chladicí vody byl zaznamenáván snímkováním jednotlivých zařízení pomocí fotoaparátu. Součástí každé fotografie je časový údaj pořízení fotografie, který byl synchronizován s ostatním měřícím zařízením. Fotografie byla pořízena vždy při zahájení záznamu měření a pak vždy před změnou tlaku syté páry primárního okruhu.

Vodoměr 1 je umístěný na přívodu chladicí vody do výměníku, opatřený systémem dálkového odečtu napojeným na systém měření a regulace.

Typ: G. GIOANOLA, IARC/25 R80, Class T90

Popis: vícevtokový suchoběžný vodoměr na teplou vodu DN 25, Trvalý průtok $6,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, odečet s přesností $0,0001 \text{ m}^3$, odečet (MaR) s přesností $0,001 \text{ m}^3$



Obr. 27: Vodoměr 1



Obr. 28: Zobrazení kumulovaného průtoku systém MaR

Vodoměr 2 je umístěný na přívodu studené vody do měřícího zařízení.

Typ: Itron, MSD Cyble

Popis: vícevtokový suchoběžný vodoměr na studenou vodu s magnetickou spojkou DN 25, Trvalý průtok $6,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, odečet s přesností $0,0001 \text{ m}^3$



Obr. 29: Vodoměr 2

4.2 Vyhodnocení dat experimentálního měření

Měření je rozděleno na 4 skupiny podle způsobu zapojení trubkového výměníku v měřicím zařízení a každá skupina je pak rozdělena na dílčí série. Každá dílčí série byla měřena při přednastaveném konstantním tlaku vstupní syté páry. Přednastavený tlak syté páry byl parametricky měněn pomocí škrtícího ventilu a tlakoměru. Záznam teplot na straně chladicí vody i na straně páry byl prováděn v časovém intervalu 5 s a celkem bylo provedeno 23 464 časových záznamů teplot, viz Tab. 11.

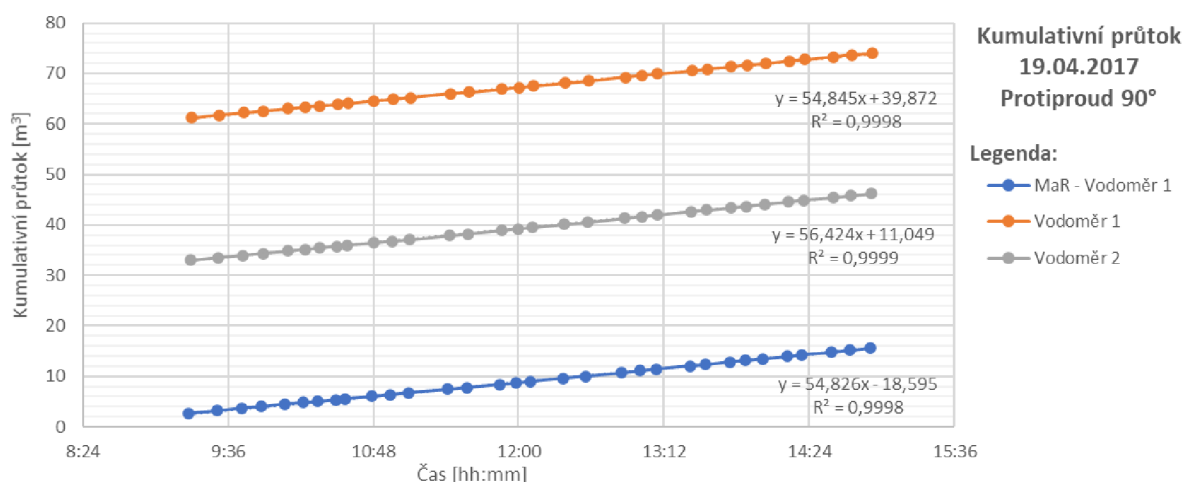
Tab. 11: Tabulka provedených měření teplot

Způsob zapojení	Počet sérií [-]	Počet záznamů [-]	Celková délka měření [s]	Průměrná délka měření série [s]
1. 90° - protiproud	31	3 647	18 235	588
2. 90° - souproud	69	9 747	48 735	706
3. 45° - protiproud	34	5 808	29 040	854
4. 45° - souproud	19	4 262	21 310	1122
Celkem	153	23 464	117 320	-

Průtoky chladicí vody byly zaznamenávány ze dvou měřicích míst – vodoměr 1 a vodoměr 2, jejichž umístění je zaznamenáno ve schématu měřicího zařízení, viz Obr. 18. Záznamy byly provedeny vždy před začátkem první dílčí série měření a pak po ukončení každé série. Celkový počet provedených záznamů odečtů je shrnut v Tab. 12.

Tab. 12: Tabulka provedených měření průtoků

Způsob zapojení	Počet odečtů
1. 90° - protiproud	32
2. 90° - souproud	72
3. 45° - protiproud	37
4. 45° - souproud	33
Celkem	174

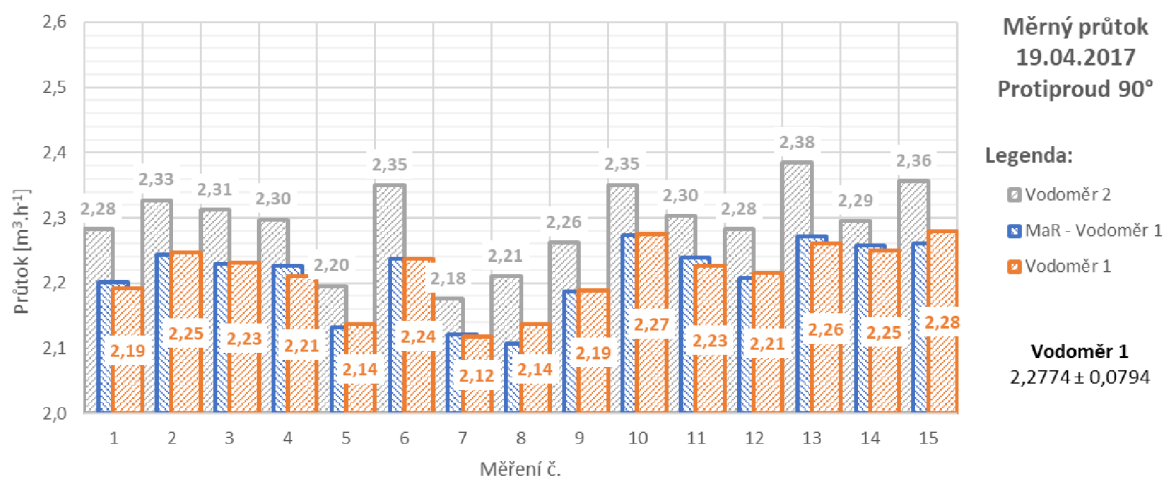


Graf 1: Kumulativní průtok chladicí vody - 19.4.2017

Objemový průtok chladící vody byl zaznamenáván jako kumulativní průtok. Odečet kumulativního průtoku pro jeden den měření viz, Graf 1. Z grafu je patrné, že kumulativní průtok má lineární charakter. Mezi regresními přímkami a naměřenými daty jsou vysoké korelace, koeficienty determinace dosahují hodnoty přibližně 1. Měrný objemový průtok během měření je téměř konstantní. Měrný objemový průtok je pro jednotlivé dílčí série určen jako rozdíl zaznamenaných kumulativních průtoků na začátku a na konci série podělený délkou trvání série. Příklad výpočtu měrného objemového průtoku, viz Tab. 13. Výsledné měrné objemové průtoky pro obě měřící místa pro část měřící série jsou shrnuty v Graf 2.

Tab. 13: Výpočet objemového průtoku – vodoměr 1 – 19.4.2017 – část1

Dílčí série	Čas [hh:mm:ss]	Délka časového úseku [h]	Kumulativní průtok [m ³]	Rozdíl průtoků [m ³]	Měrný Průtok [m ³ ·h ⁻¹]
	9:17:56		61,2243		
Měření 1	9:31:26	0,225	61,7176	0,4933	2,1924
Měření 2	9:43:52	0,207	62,1833	0,4657	2,2473
Měření 3	9:53:30	0,161	62,5415	0,3582	2,2310
Měření 4	10:05:48	0,205	62,9947	0,4532	2,2107
Měření 5	10:14:26	0,144	63,3022	0,3075	2,1371
Měření 6	10:21:30	0,118	63,5657	0,2635	2,2373
Měření 7	10:30:20	0,147	63,8776	0,3119	2,1186
Měření 8	10:35:22	0,084	64,0569	0,1793	2,1374
Měření 9	10:48:20	0,216	64,5298	0,4729	2,1882
Měření 10	10:57:50	0,158	64,8900	0,3602	2,2749
Měření 11	11:06:24	0,143	65,2078	0,3178	2,2258
Měření 12	11:26:14	0,331	65,9399	0,7321	2,2148
Měření 13	11:35:28	0,154	66,2878	0,3479	2,2607
Měření 14	11:51:44	0,271	66,8978	0,6100	2,2500
Měření 15	12:00:04	0,139	67,2145	0,3167	2,2802



Graf 2: Měrný objemový průtok 19.4.2017 – část 1

Pro následující výpočty byly zvoleny záznamy ze zařízení vodoměr 1 z důvodu pozice vodoměru v těsné blízkosti před vstupem chladicí vody do výměníku (mezi výměníkem a vodoměrem 1 není umístěna žádná směšovací armatura), viz Obr. 18. Pro každou dílčí sérii je použit odpovídající měrný objemový průtok, nikoli průtok určený regresními křivkami.

Všechny naměřené teplotní záznamy byly statisticky zpracovány – aritmetický průměr, směrodatná odchylka, minimum a maximum a shrnuty do tabulek podle způsobu zapojení, příklad zpracování dat pro jednu dílčí sérii, viz Tab. 14.

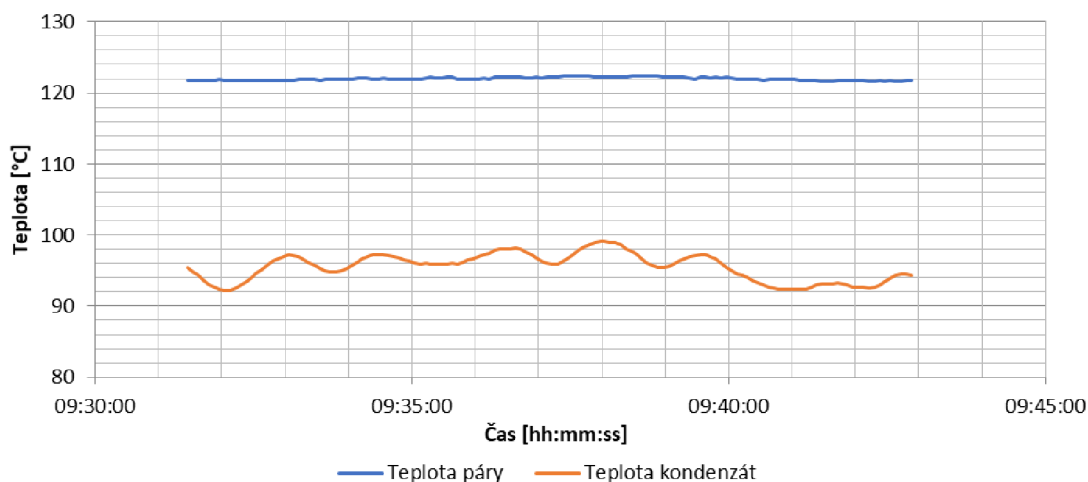
Tab. 14: Shrnutí naměřených dat 19.4.2017 – dílčí série 2

Způsob zapojení	90° - protiproud
Číslo měření	2
Délka měření [s]	746
Počet záznamů [-]	149
Umístění teplotních čidel	Průměr ± σ <Min Max>
Strana páry	
00 Teplota páry v jímce potrubí	121,96 ± 0,24 °C <121,6 122,4>
01 Teplota páry na povrchu potrubí	121,93 ± 0,25 °C <121,5 122,5>
02 Teplota páry v trubičce (10 cm)	102,49 ± 1,08 °C <100,2 105,2>
03 Teplota páry v trubičce (10 cm)	101,61 ± 1,17 °C <99,1 104,6>
04 Teplota páry v trubičce (26 cm)	102,28 ± 1,16 °C <99,6 105,4>
05 Teplota páry v trubičce (26 cm)	102,07 ± 0,93 °C <100,5 104,3>
06 Teplota kondenzátu v trubičce (30 cm)	41,47 ± 0,97 °C <39,5 44,5>
07 Teplota kondenzátu v trubičce (28 cm)	111,78 ± 0,67 °C <110,6 113,1>
20 Teplota kondenzátu v trubičce (10 cm)	68,18 ± 2,40 °C <62,7 73,4>
21 Teplota kondenzátu v trubičce (10 cm)	93,15 ± 2,37 °C <87,2 98,0>
22 Teplota kondenzátu na povrchu potrubí	94,03 ± 1,89 °C <90,8 97,8>
23 Teplota kondenzátu v jímce potrubí	95,3 ± 2,01 °C <92,0 99,1>
Strana chladicí vody	
24 Teplota vody v jímce potrubí	11,92 ± 0,08 °C <11,8 12,1>
25 Teplota vody na povrchu potrubí	12,01 ± 0,08 °C <11,9 12,1>
26 Teplota vody na povrchu výměníku (9,5 cm)	22,46 ± 0,26 °C <22,0 23,0>
27 Teplota vody na povrchu výměníku (22,4 cm)	15,25 ± 0,15 °C <14,9 15,5>
28 Teplota vody na povrchu výměníku (36,4 cm)	20,52 ± 0,42 °C <19,7 21,4>
29 Teplota vody na povrchu výměníku (50,4 cm)	28,43 ± 0,98 °C <26,5 30,1>
40 Teplota vody na povrchu výměníku (64,6 cm)	38,89 ± 0,93 °C <37,3 40,7>
41 Teplota vody na povrchu výměníku (78,7 cm)	38,28 ± 0,86 °C <36,9 40,1>
42 Teplota vody na povrchu výměníku (92,6 cm)	48,52 ± 0,86 °C <47,2 50,1>
43 Teplota vody na povrchu výměníku (106,9 cm)	51,52 ± 0,70 °C <50,5 52,9>
44 Teplota vody na povrchu výměníku (106,3 cm)	79,99 ± 0,59 °C <79,1 81,1>
45 Teplota vody na povrchu výměníku (120,9 cm)	45,82 ± 0,88 °C <44,4 47,4>
46 Teplota vody na povrchu potrubí	63,57 ± 0,91 °C <62,0 65,5>
47 Teplota vody v jímce potrubí	63,94 ± 0,81 °C <62,6 65,3>

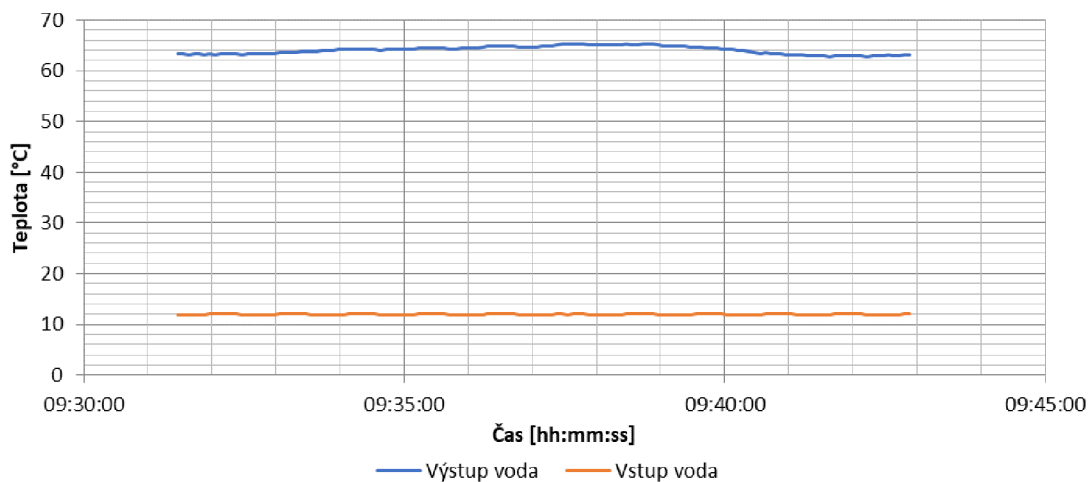
Z naměřených teplot uvnitř a vně výměníku byly pro další výpočty vybrány pouze 4 teplotní údaje:

- Teplota syté páry na vstupu do výměníku – pozice 00
- Teplota kondenzátu na výstupu z výměníku – pozice 23
- Teplota chladicí vody na vstupu do výměníku – pozice 24
- Teplota chladicí vody na výstupu z výměníku – pozice 47

Příklad zpracovaných teplot páry – primární okruh a chladicí vody – sekundární okruh pro jednu dílčí sérii, viz Graf 3 a Graf 4. Ze zvolených teplot a objemového průtoku chladicí vody jsou dopočítány další veličiny – tepelný výkon výměníku a hmotnostní průtok páry.



Graf 3: Teplota – primární okruh – pára – 19.4.2017 – Měření č.2



Graf 4: Teplota – sekundární okruh – chladicí voda – 19.4.2017 – Měření č.2

Tepelný výkon výměníku

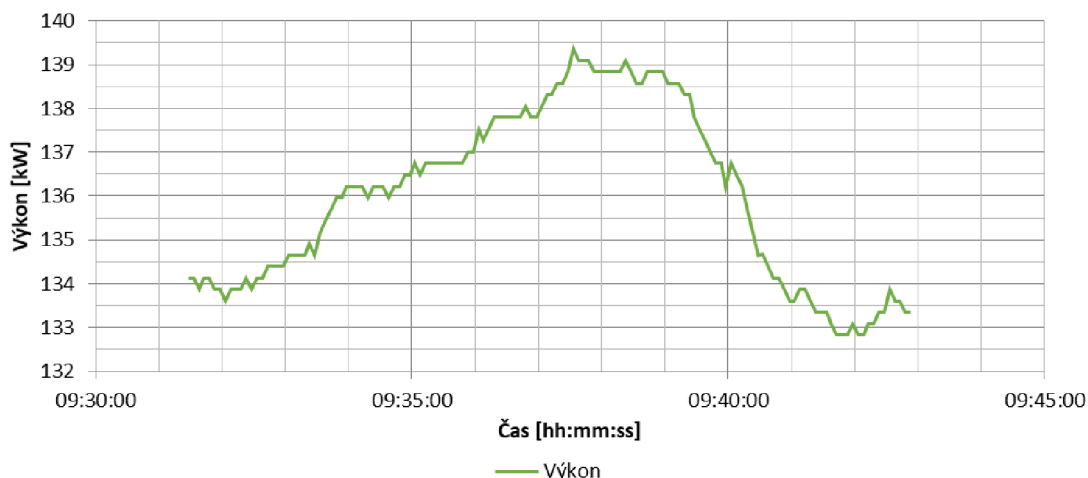
Tepelný výkon výměníku je stanoven z naměřených hodnot na straně chladicí vody ze vztahu:

$$W = \dot{V} \cdot \rho \cdot \Delta h \quad (34)$$

kde je

\dot{V}	objemový průtok chladicí vody [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
ρ	hustota chladicí vody [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
Δh	změna měrné entalpie chladicí vody [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Měrné entalpie chladicí vody na vstupu a výstupu z výměníku jsou podle odpovídajících teplot určeny interpolací z parních tabulek [41]. Příkladem tepelného výkonu výměníku pro jednu dílčí sérii je Graf 5.



Graf 5: Tepelný výkon výměníku – 19.4.2017 – Měření č.2

Hmotnostní průtok na straně páry

Hmotnostní průtok na straně páry je stanoven dvojím způsobem, pro případ, kdy došlo k úplné kondenzaci vodní páry – teplota kondenzátu na výstupu z výměníku je nižší než 100 °C a pro případ kdy nedošlo k úplné kondenzaci páry.

Hmotnostní průtok při úplné kondenzaci páry

Hmotnostní průtok na straně páry je vypočítán z celkového tepelného výkonu výměníku a z rozdílu entalpií syté páry a kondenzátu, viz (35).

$$\dot{m} = \frac{W}{(h_1 - h_2)} \quad (35)$$

kde je

W	tepelný výkon výměníku [W]
h_1	měrná entalpie syté páry na vstupu do výměníku [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]
h_2	měrná entalpie syté kapaliny na výstupu z výměníku [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]

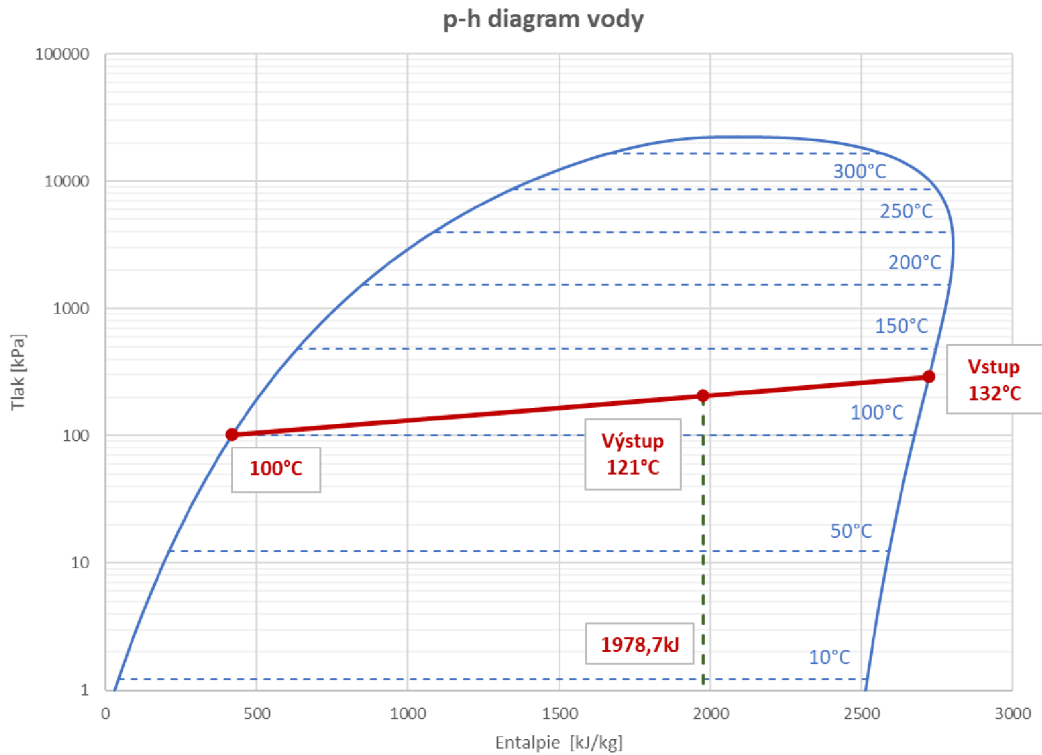
Hmotnostní průtok při částečné kondenzaci vodní páry

Na výstupu z výměníku je směs kondenzátu a vodní páry. Hmotnostní průtok na straně páry je vypočítán podle stejné rovnice (35) jako při plné kondenzaci, entalpie syté kapaliny je nahrazena entalpií směsi páry a kondenzátu. Entalpie směsi je určena pomocí p-h diagramu pro vodu.

Na výstupu z výměníku je atmosférický tlak, tzn. 101,42 kPa, kterému odpovídá teplota varu 100 °C a na vstupu je sytá pára. Entalpie směsi je určena na základě její teploty na výstupu a předpokladu, že tlak ve výměníku postupně klesá, viz Tab. 15 a Graf 6.

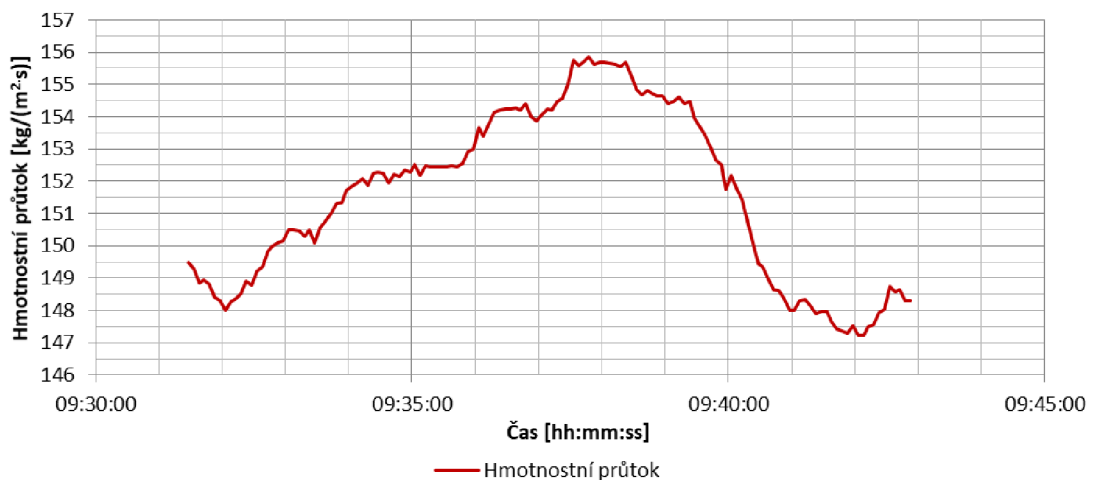
Tab. 15: Tabulka teplot a entalpií

	Teplota [°C]	Entalpie [kJ·kg ⁻¹]
Vstup – sytá pára	132	2722,8
Výstup – směs	121	1978,7
Pomocný bod – bod varu	100	419,1



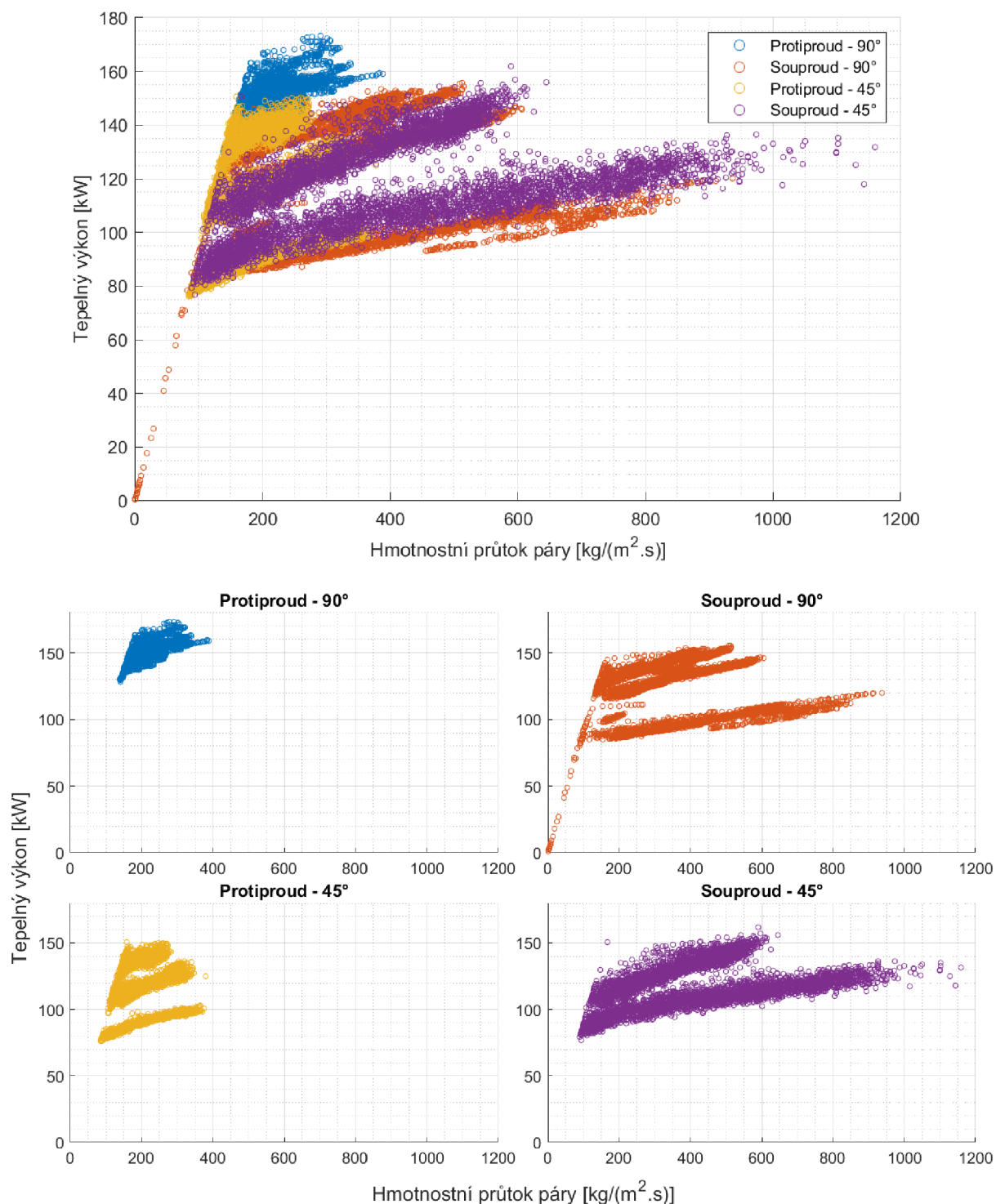
Graf 6: Odečet entalpie z p-h diagramu – příklad

Hmotnostní průtok páry zkoumaného výměníku je přepočítán na základě průřezové plochy vnitřních trubiček. Příklad vypočítaného hmotnostního průtoku pro jednu sadu měření, viz Graf 7.



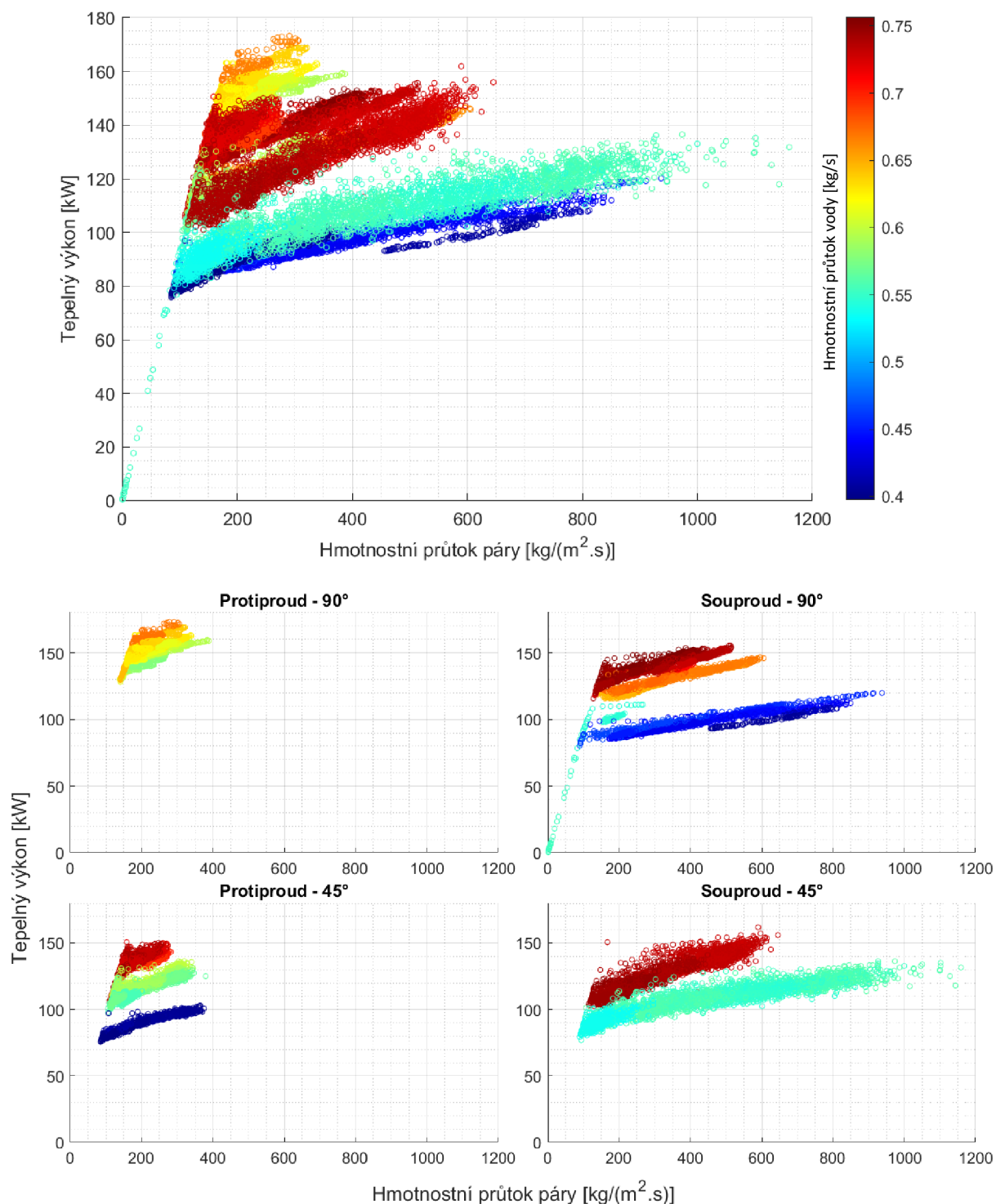
Graf 7: Hmotnostní průtok páry – 19.4.2017 – Měření č.2

Výsledné hmotnostní průtoky páry a výsledné odpovídající tepelné výkony výměníku jsou zkombinovány do jednoho grafu, data jsou barevně rozlišena podle způsobu zapojení a natočení výměníku, viz Graf 8. Výsledky ukazují, že na základě naměřených a vypočítaných dat není možné jednoznačně prokázat ani vyvrátit závislost tepelného výkonu na způsobu zapojení a natočení výměníku. Datové body jednotlivých způsobů zapojení a natočení výměníku se nachází ve stejné oblasti. Výsledky jsou zobrazeny jak dohromady, tak pro větší přehlednost i samostatně.



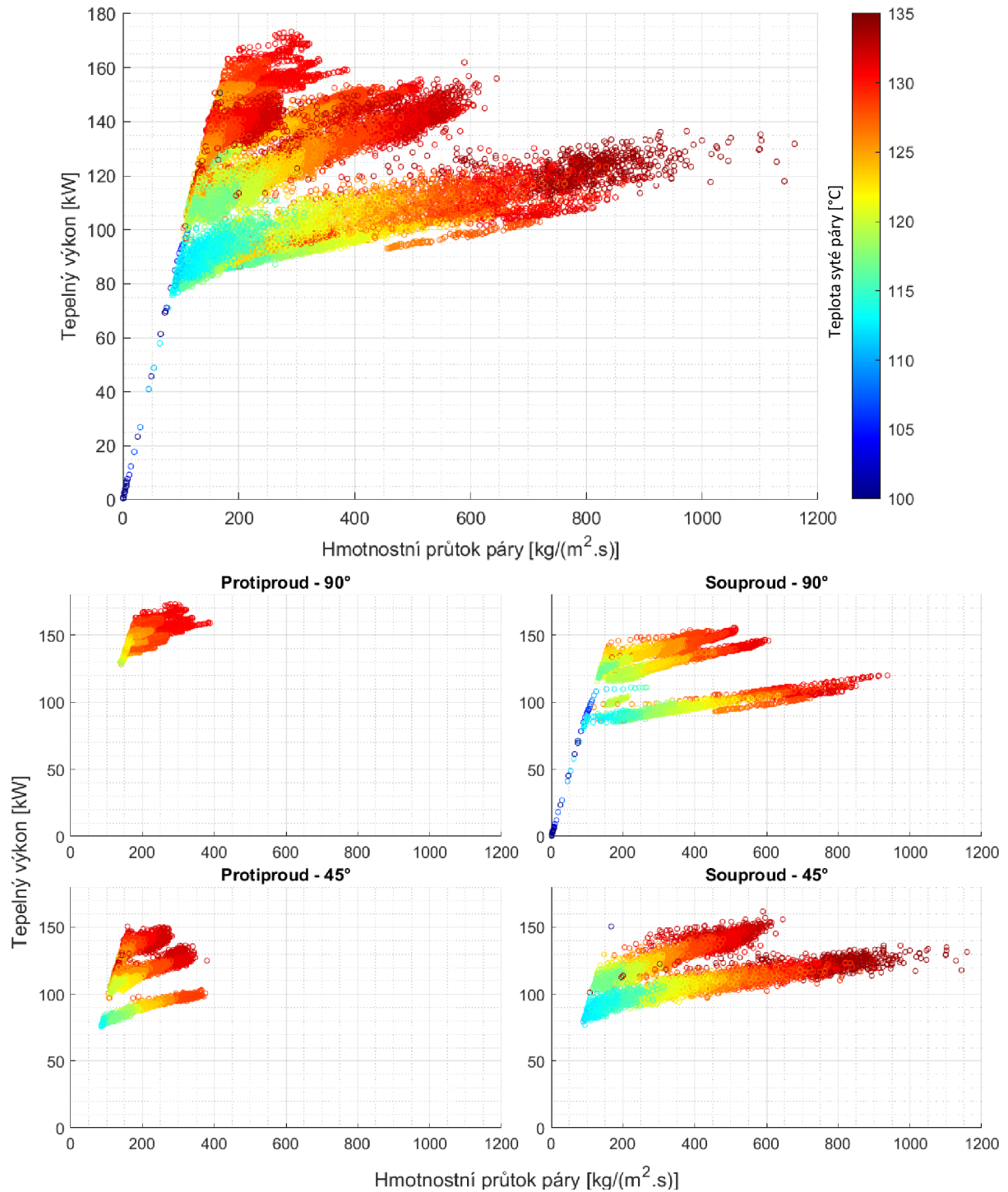
Graf 8: Tepelný výkon výměníku v závislosti na hmotnostním průtoku páry

Tepelný výkon výměníku ovlivňuje více vstupních parametrů jako je teplota (popř. tlak) nebo hmotnostní průtok syté páry i chladící vody atd. Pro jednoznačnou průkaznost by muselo být provedeno měření jednotlivých způsobů zapojení a natočení výměníku tepla za stejných okrajových podmínek. Graf závislosti tepelného výkonu výměníku na hmotnostním průtoku páry (Graf 8) je doplněn o třetí rozměr – hmotnostní průtok chladící vody, viz Graf 9. Každému bodu měření je přiřazena barva podle barevné škály na základě odpovídajícího průtoku chladící vody.

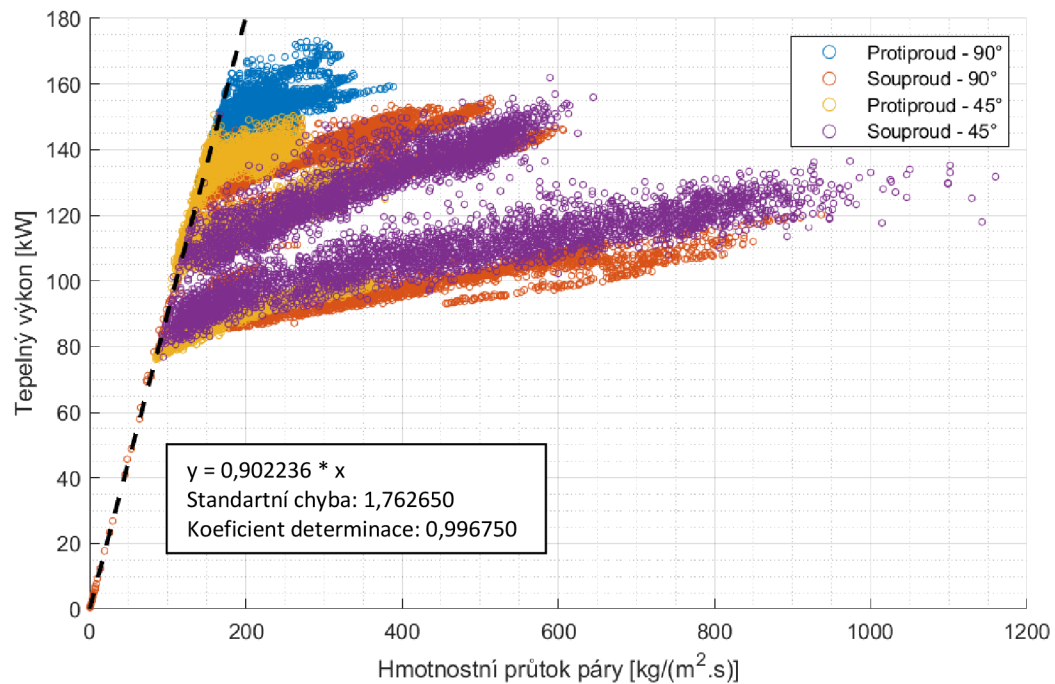


Graf 9: Tepelný výkon výměníku v závislosti na hmotnostním průtoku páry – hmotnostní průtok vody

Dále je datovým bodům grafu závislosti tepelného výkonu výměníku na hmotnostním průtoku páry (Graf 8) přiřazena jako třetí rozměr teplota syté páry na vstupu do výměníku. Každému bodu měření je přiřazena barva na základě teploty syté páry vstupující do výměníku, viz Graf 10. Výsledky ukazují, že s narůstající teplotou syté páry vstupující do výměníku i narůstajícím průtokem chladící vody roste i tepelný výkon výměníku.



Graf 10: Tepelný výkon výměníku v závislosti na hmotnostním průtoku páry – teplota syté páry



Graf 11: Tepelný výkon výměníku v závislosti na hmotnostním průtoku páry – regresní přímka tepelného výkonu výměníku

Na základě naměřených dat byla sestavena funkční závislost tepelného výkonu výměníku tepla při úplné kondenzaci vodní páry v závislosti na jejím hmotnostním průtoku. Pro aproximaci byly použity pouze datové body, u kterých byla na výstupu teplota kondenzátu pod 100 °C, aby byla jistota že pára byla plně zkondenzovaná. Ponechány byly i datové body s teplotou kondenzátu pod 99 °C, protože měrné skupenské teplo kondenzace l_v vodní páry je podstatně vyšší, než měrná tepelná kapacita c vody. Pokud klesne teplota kondenzátu o $\Delta t = 10$ °C, bude chyba v celkovém přeneseném teple cca 1,9 %, viz (36).

$$\begin{aligned}
 chyba &= m \cdot c \cdot \Delta t / m \cdot l_v \\
 chyba &= c \cdot \Delta t / l_v \\
 chyba &= 4,2159 \cdot 10 / 2260 \\
 chyba &= 0,0187 = 1,87 \%
 \end{aligned}
 \tag{36}$$

Výsledná regresní přímka, charakterizující závislost tepelného výkonu výměníku na hmotnostním průtoku syté páry, prochází počátkem souřadnicového systému a má tvar

$$W = 0,996750 \cdot m_p \tag{37}$$

kde je W tepelný výkon výměníku [kJ]
 m_p hmotnostní průtok páry [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$]

Mezi regresní přímkou a aproximovanými daty je vysoká korelace, koeficient determinace dosahuje hodnoty přibližně 0,997.

4.3 Metody pro stanovení součinitele přestupu tepla

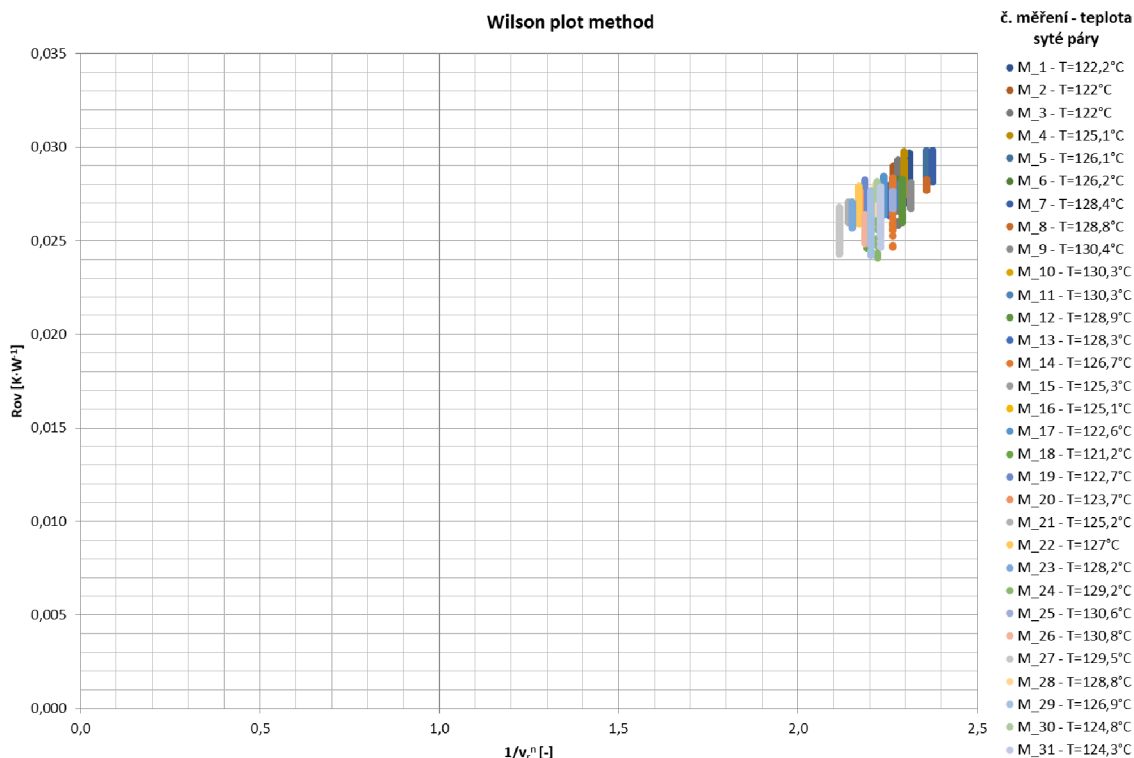
Pro stanovení součinitele přestupu tepla na straně páry byly vybrány metody:

- „Wilson plot method“
- Modifikovaná „Wilson plot method“
- Metoda tepelných odporů „Thermal resistance method“

Na základě naměřených dat byla pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně páry zvolena metoda tepelných odporů „Thermal resistance method“. Metody „Wilson plot method“ a modifikovaná „Wilson plot method“ není možné na data získaná na základě experimentálního měření aplikovat. Obě metody jsou určeny pro experimentální měření, při kterých byla udržována konstantní teplota syté páry a parametricky měněn hmotnostní průtok chladicí vody. Rozsah měřených průtoků chladicí vody při experimentálním měření se pro aplikaci těchto dvou metod ukázal jako nedostačující.

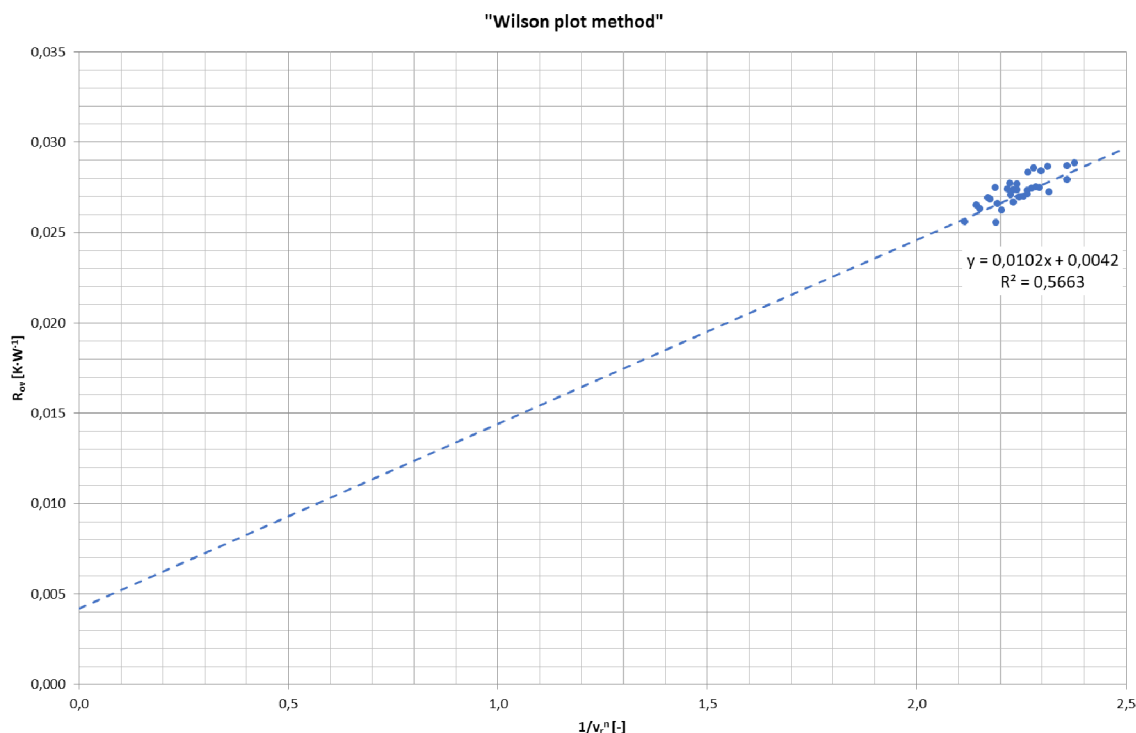
„Wilson plot method“

Při aplikaci „Wilson plot method“ na data stanovená na základě provedeného experimentálního měření vychází jednotlivé datové body dílčích sérii nad sebou (viz Graf 12), protože průtoky chladicí vody jsou v průběhu dílčích sérii konstantní. Aproximace bodů lineární funkcí dle této metody není možná, protože datové body se nachází v jednom shluku. Rozsah průtoků chladicí vody je příliš nízký.



Graf 12: „Wilson plot method“

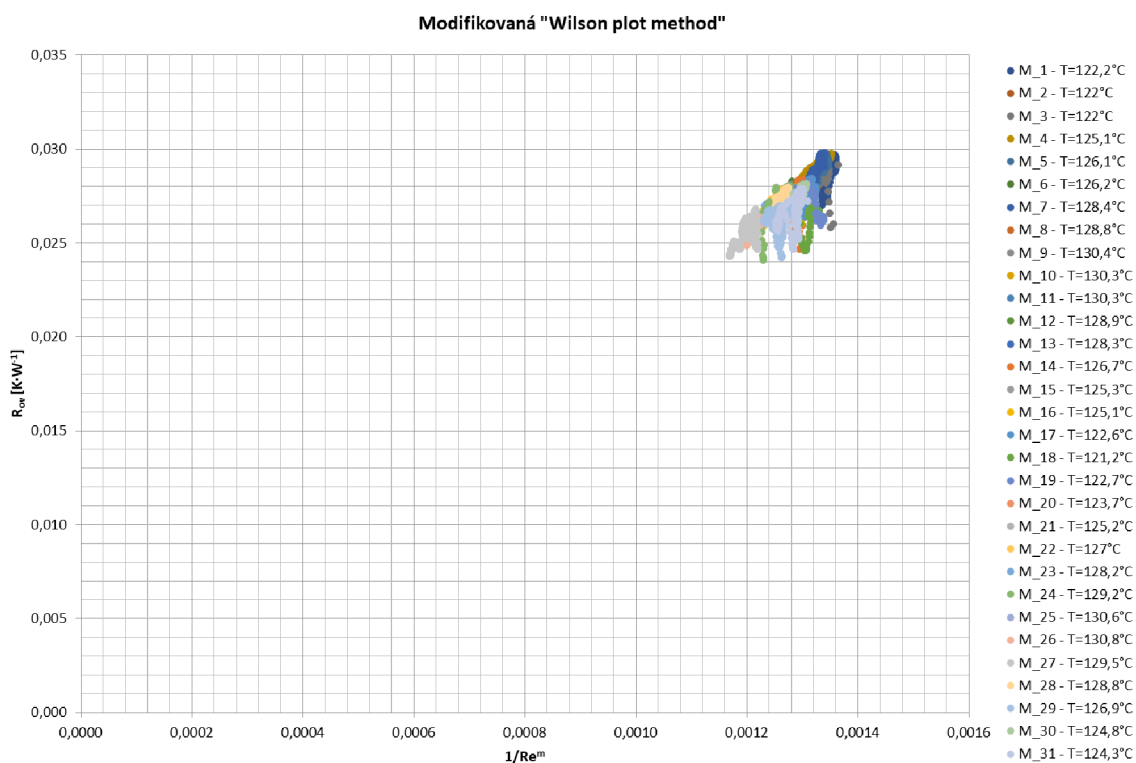
Metoda „Wilson plot method“ byla také aplikována na průměrné hodnoty rychlosti proudění chladicí vody a na průměrné hodnoty celkového tepelného odporu při prostupu tepla stěnou trubičky výměníku dílčích sérii, viz Graf 13. Mezi naměřenými daty a regresní přímkou je korelace nízká, koeficient determinace je pouze 0,57.



Graf 13: „Wilson plot method“ – průměrné hodnoty dílčích sérii

Modifikovaná „Wilson plot method“

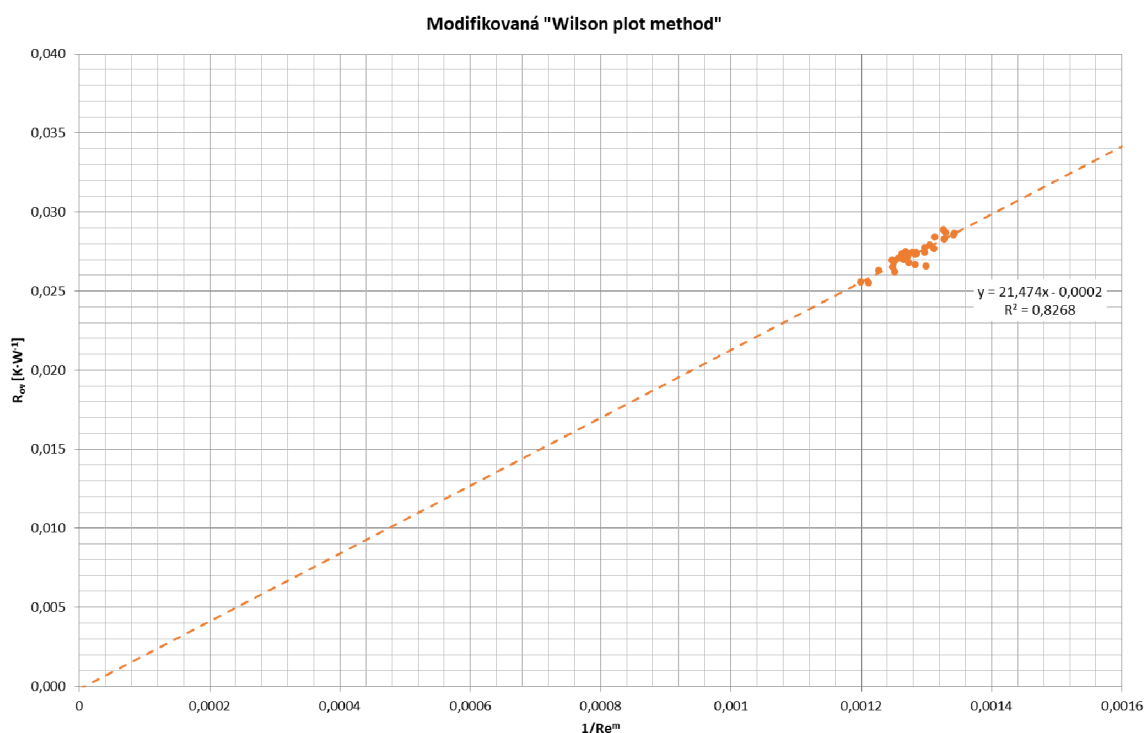
Aplikace modifikované „Wilson plot method“ na datový soubor také není možná, protože datové body se opět nachází v jednom shluku, viz Graf 14. Reynoldsovo číslo závisí na rychlosti proudící kapaliny, hydraulickém průměru a kinematické viskozitě.



Graf 14: Modifikovaná „Wilson plot method“

Zobrazované datové body v rámci dílčí série se nenachází nad sebou, ale v malých shlucích, protože kinematičká viskozita je funkčně závislá na teplotě proudící vody, která je v průběhu dílčích sérií proměnná.

Modifikovaná metoda „Wilson plot method“ byla také aplikována na průměrné hodnoty Reynoldsova čísla chladící vody a na průměrné hodnoty celkového tepelného odporu při prostupu tepla stěnou trubičky výměníku dílčích sérií, viz Graf 15. Mezi naměřenými daty a regresní přímkou je korelace sice vyšší než u „Wilson plot method“, koeficient determinace dosahuje hodnoty 0,83, ale regresní přímkou protíná osu celkového tepelného odporu v záporných hodnotách. Regresní přímkou musí osu celkového tepelného odporu protnout v kladných číslech. Hodnota na ose Y v místě průsečíku pak vymezuje hodnotu součtu tepelného odporu stěny vnitřní trubky výměníku a odporu při přestupu tepla na vnější straně vnitřní trubičky.



Graf 15: Modifikovaná „Wilson plot method“ – průměrné hodnoty dílčích sérií

Metoda tepelných odporů

Ze vztahu pro výpočet celkového tepelného odporu při prostupu tepla (23) lze vyjádřit součinitel přestupu tepla na straně kondenzující páry jako:

$$h_i = \frac{1}{\left(R_{ov} - \frac{\ln(d_o/d_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_w \cdot L_w} - \frac{1}{h_o \cdot A_o} \right) \cdot A_i} \quad (38)$$

kde je	R_{ov}	celkový tepelný odpor při prostupu tepla [K·W ⁻¹]
	A_i / A_o	vnitřní/vnější plocha trubky [m ²]
	d_i / d_o	vnitřní/vnější průměr trubky výměníku [m]
	k_w	tepelná vodivost trubky výměníku [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
	L_w	délka trubky výměníku [m]

Celkový tepelný odpor při prostupu tepla lze vyjádřit také jako podíl teplotního rozdílu a tepelného výkonu (39). Z důvodu povahy vztahu pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry (38), je za tepelný výkon dosazen tepelný výkon přepočítaný na jednu trubičku výměníku tepla.

$$R_{ov} = \frac{\Delta T}{W} \quad (39)$$

kde je ΔT teplotní rozdíl [K]
 W tepelný výkon jedné trubičky výměníku tepla [W]

Jako teplotní rozdíl pro přenos tepla ve výměníku je zvolen střední logaritmický rozdíl teplot a tepelný výkon je rozepsán jako teplo přijaté chladicí vodou za 1 sekundu podělený počtem trubiček ve svazku, viz (40).

$$R_{ov} = \frac{LMDT}{\frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot \Delta h}{n}} \quad (40)$$

kde je $LMDT$ střední logaritmický rozdíl teplot [°C]
 \dot{V} objemový průtok chladicí vody [m³·s⁻¹]
 ρ hustota chladicí vody [kg·m⁻³]
 Δh změna měrné entalpie chladicí vody [J·kg⁻¹]
 n počet trubiček ve výměníku [-]

4.4 Stanovení součinitele přestupu tepla z experimentálně naměřených dat

Součinitel přestupu tepla na straně páry je vypočítán metodou tepelných odporů pro každý záznam experimentálního měření samostatně dle výše uvedených vztahů (24), (38) a (40). Dosazované rozměrové a materiálové charakteristiky výměníku tepla jsou shrnuty v Tab. 16.

Tab. 16: Rozměrové a materiálové charakteristiky

d_i	Vnitřní průměr trubky výměníku	[m]	0,003
d_o	Vnější průměr trubky výměníku	[m]	0,004
A_i	Vnitřní plocha trubičky	[m ²]	0,011 928
A_o	Vnější plocha trubičky	[m ²]	0,015 904
L_w	Délka trubičky výměníku	[m]	1,142
k_w	tepelná vodivost trubky výměníku	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	386

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně chladící vody vychází z Nusseltova čísla, tepelné vodivosti proudící kapaliny a charakteristického rozměru. Nusseltovo číslo, které charakterizuje poměr mezi konvektivním a konduktivním přenosem tepla na straně chladící vody, je stanoveno podle vztahu, který stanovil Gnielinski (29). Tento vztah byl zvolen na základě hodnot, kterých nabývají Reynoldsovo a Prandltovo číslo, viz Tab. 17. Vybraný přístup má na rozdíl od ostatních vztahů širší oblast platnosti pro obě charakteristiky.

Tab. 17: Oblast použití rovnice Gnielinski a srovnání se vypočtenými hodnotami na základě měření

	Oblast použití vztah Gnielinski	Hodnoty stanovené na základě měření		
		Min	Max	Průměr
Prandltovo číslo	$0,6 \leq Pr \leq 10^5$	4,041	5,376	4,676
Reynoldsovo číslo	$2300 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$	2471,7	5148,4	3911,1

Charakteristickým rozměrem pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně chladící vody je hydraulický průměr prostoru mezi vnitřními trubičkami výměníku dle (26) a Obr. 8. Ekvivalentní hydraulický průměr pro svazek trubiček ve výměníku pro vnější průměr trubičky $d_o = 4$ mm a osovou vzdálenost trubiček $P_T = 6,5$ mm je 7,6 mm, viz (41).

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 6,5 \cdot 0,86 \cdot 6,5 - \frac{1}{2} \pi \cdot 4^2 / 4 \right)}{\frac{1}{2} \pi \cdot 4} = 7,5658 \text{ mm} = 0,0076 \text{ m} \quad (41)$$

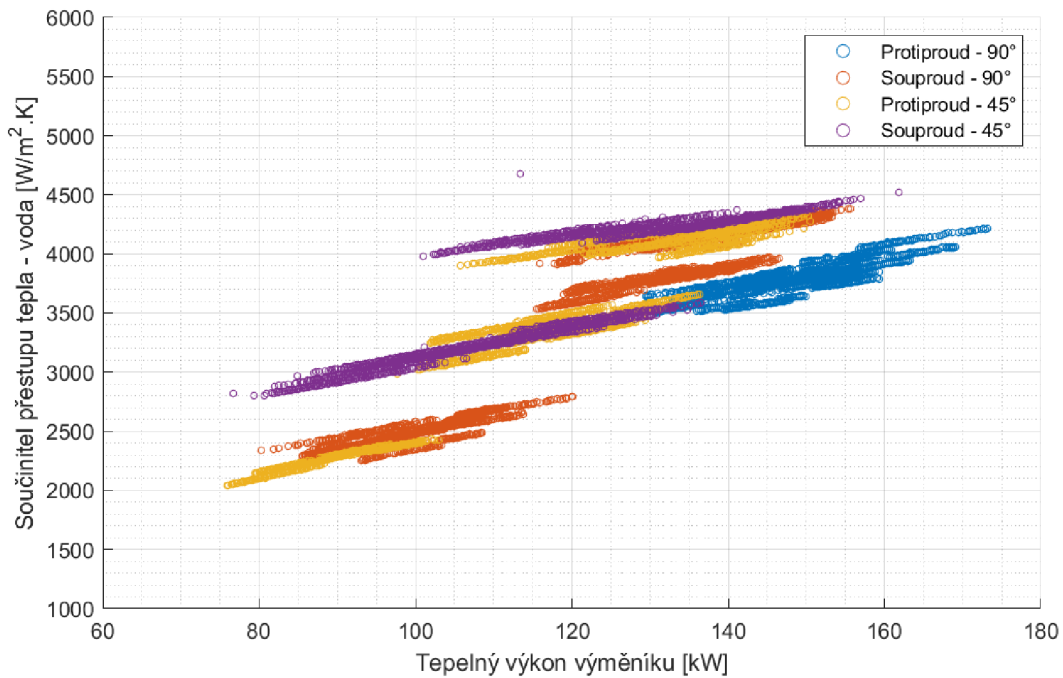
Fyzikální vlastnosti (měrná entalpie, dynamická viskozita atd.) páry, kondenzátu a chladící vody jsou na základě odpovídající teploty tekutiny převzaty z parních tabulek [41], mezilehlé hodnoty jsou lineárně interpolovány.

Přijatá zjednodušení pro výpočet:

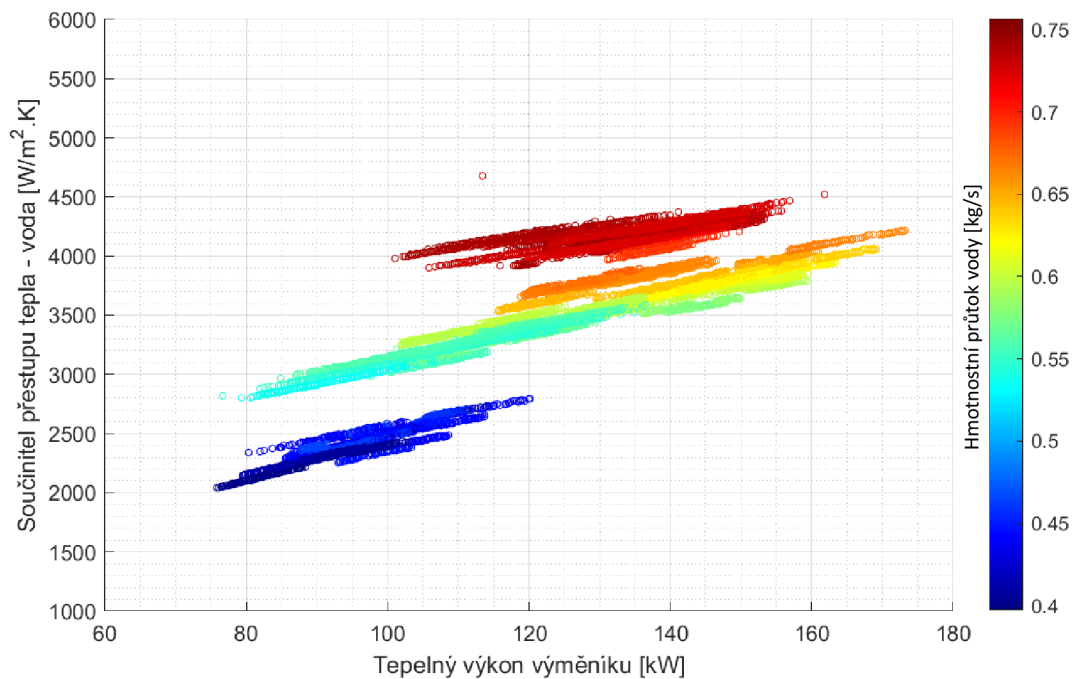
- Všechny trubičky ve svazku mají stejný výkon.
- Tepelné ztráty výměníku do okolního prostředí jsou zanedbány. Výměník byl izolován izolací z minerální vlny.
- Výsledné vypočítané součinitele přestupu tepla jsou průměrnými hodnotami po délce výměníku tepla.

Výsledné součinitele přestupu tepla na straně chladící vody

Stanovené součinitele přestupu tepla na straně chladící vody na základě naměřených dat jsou shrnuty v následujících grafech jako funkční závislost na tepelném výkonu výměníku. Datové body v grafu Graf 16 jsou barevně rozlišeny podle způsobu zapojení a natočení výměníku.

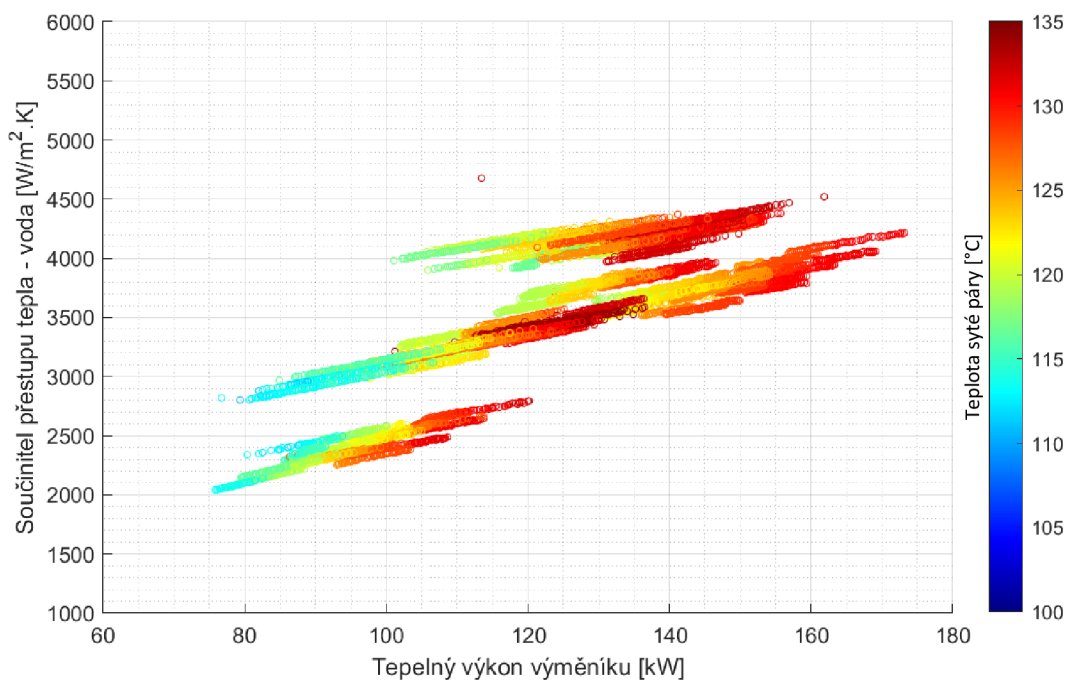


Graf 16: Součinitel přestupu tepla na straně vody v závislosti na tepelném výkonu výměníku



Graf 17: Součinitel přestupu tepla na straně vody v závislosti na tepelném výkonu výměníku – hmotnostní průtok vody

Výsledky ukazují, že součinitel přestupu tepla na straně chladící vody není funkčně závislý na způsobu zapojení a natočení výměníku tepla, všechny datové body se nachází v jedné oblasti a navzájem se překrývají. Zkoumány jsou i další funkční závislosti součinitele přestupu tepla na vstupních parametrech na straně chladící vody i páry. Datovým bodům je přiřazen třetí rozměr, který ovlivňuje přenos tepla na straně chladící vody – hmotnostní průtok, viz Graf 17. Dále je datovým bodům přiřazena informace o teplotě vstupní syté páry do výměníku, viz Graf 18.



Graf 18: Součinitel přestupu tepla na straně vody v závislosti na tepelném výkonu výměníku – teplota syté páry

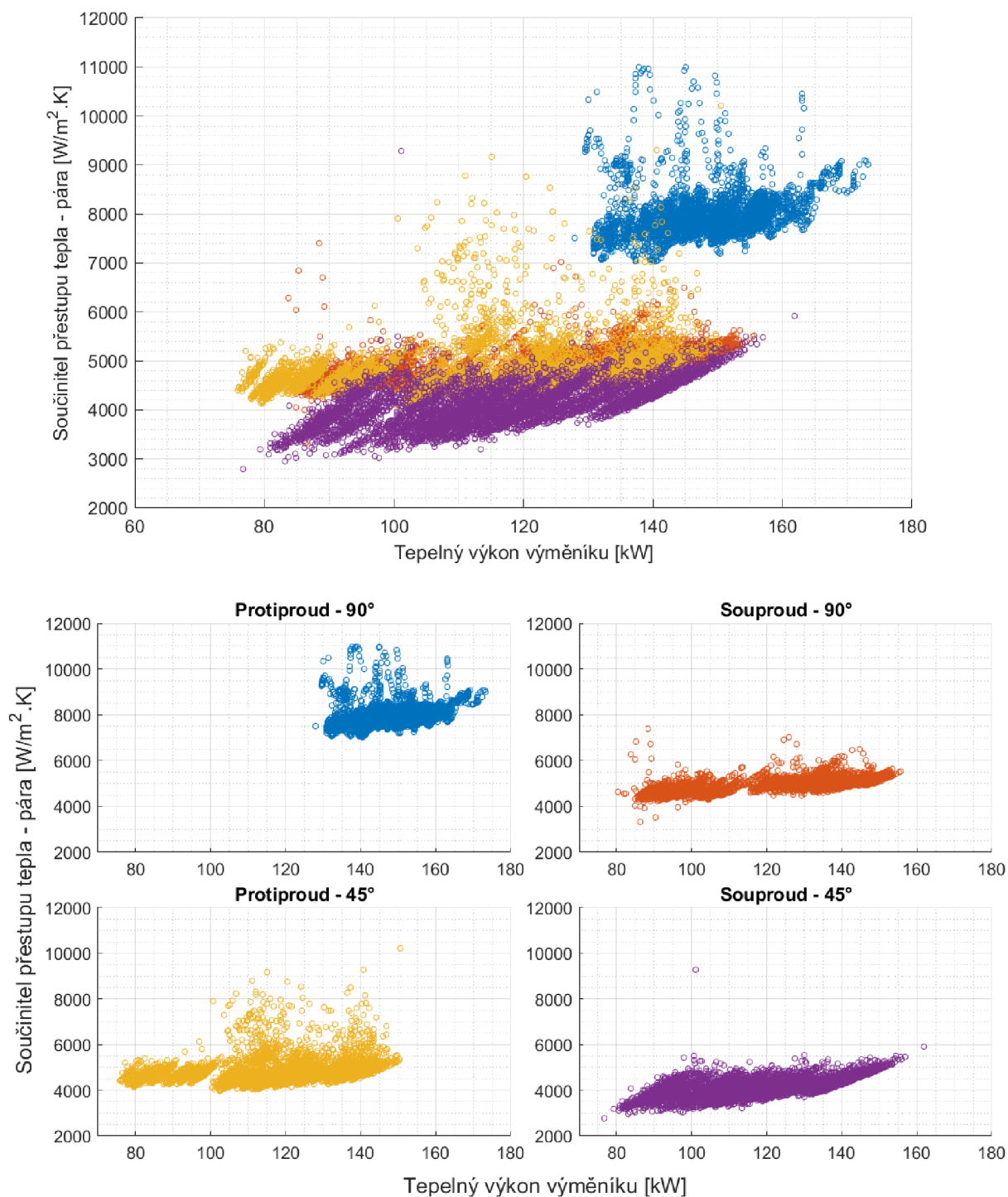
Z Graf 17 je patrné, že hodnota součinitele přestupu tepla na straně chladící vody je v tomto případě primárně závislá na hmotnostním průtoku chladící vody, i při konstantním tepelném výkonu výměníku součinitel přestupu tepla s narůstajícím průtokem chladící vody roste. Zobrazená data dále ukazují, že součinitel přestupu tepla závisí také na tepelném výkonu výměníku. Při konstantním průtoku chladící vody s rostoucím tepelným výkonem roste také součinitel přestupu tepla. Součinitel přestupu tepla na straně chladící vody je tedy ovlivněn všemi členy kalorimetrické rovnice.

Teplota syté páry na vstupu do výměníku ovlivňuje celkový tepelný výkon výměníku a tím i hodnotu součinitele přestupu tepla na straně vody, viz. Graf 18. Rostoucí teplota syté páry na vstupu do výměníku má za následek, že při konstantním průtoku chladící vody také přibližně lineárně roste i součinitel přestupu tepla na straně chladící vody. Přímá globální závislost součinitele přestupu tepla na straně chladící vody na teplotě syté páry vstupující do výměníku zde pozorovatelná není.

Výsledné součinitele přestupu tepla na straně chladící vody spolu s tepelným odporem stěny měděné trubičky a stanoveným tepelným výkonem výměníku slouží pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně proudící páry.

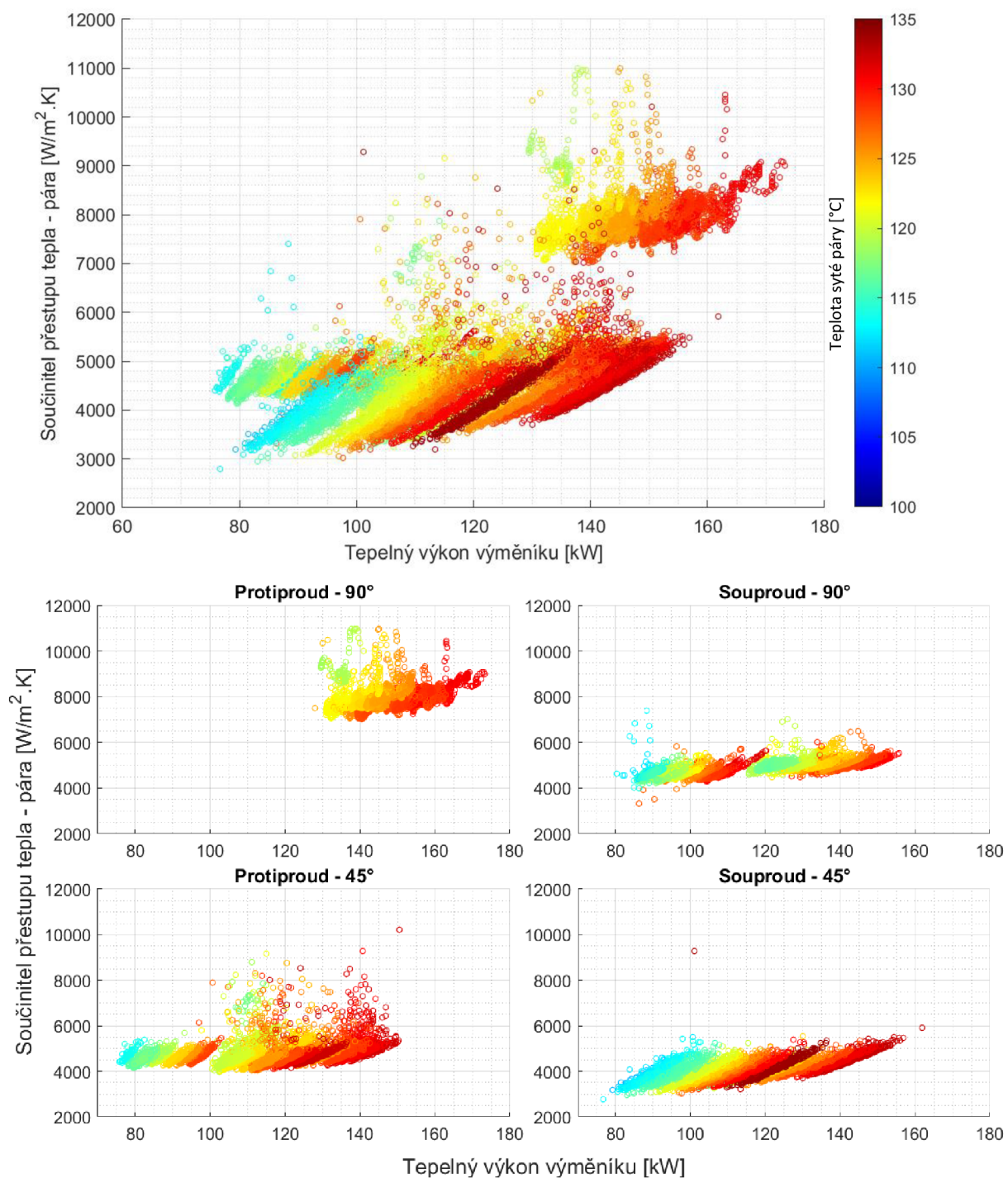
Výsledné součinitele přestupu tepla na straně páry

Výsledné součinitele přestupu tepla na straně páry stanovené metodou tepelných odporů jsou shrnuty v Graf 19 jako funkční závislost na tepelném výkonu výměníku pro každý datový bod měření. Datové body jsou barevně rozlišeny podle způsobu zapojení a natočení výměníku. Z Graf 19 není jednoznačně patrná funkční závislost mezi hodnotou součinitele přestupu tepla na straně páry a způsobem zapojení a natočení výměníku.



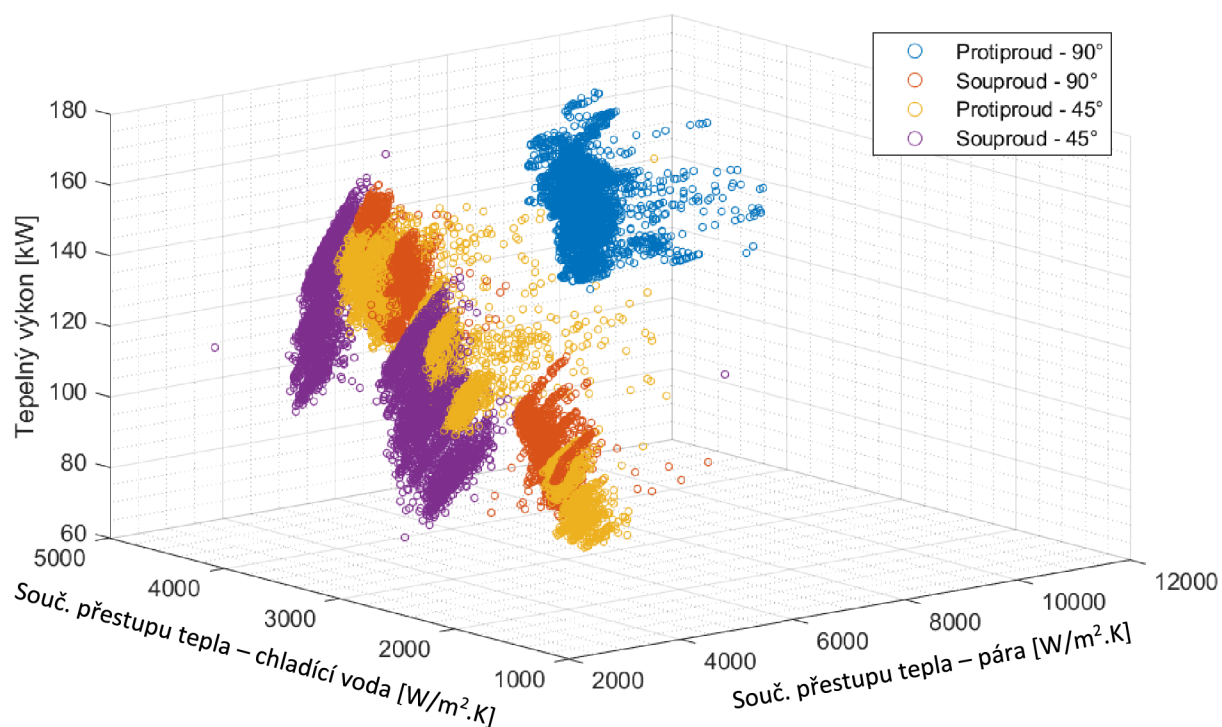
Graf 19: Součinitel přestupu tepla na straně páry v závislosti na tepelném výkonu výměníku

Z důvodu zkoumání funkčních závislostí součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry na vstupních parametrech je datům přiřazen třetí rozměr – teplota syté páry na vstupu do výměníku tepla, viz Graf 20. Výsledky ukazují, že součinitel přestupu tepla na straně páry není při jednotlivých sériích měření funkčně závislý na teplotě vstupní páry do výměníku ani na tepelném výkonu výměníku. Součinitel přestupu tepla při změně obou parametrů má přibližně konstantní charakter.



Graf 20: Součinitel přestupu tepla na straně páry v závislosti na tepelném výkonu výměníku – teplota syté páry

Tepelný výkon výměníku je v následujících grafech vynesena jako funkční závislost na obou součinitelích přestupu tepla, na straně páry i chladící vody současně. Tato funkční závislost byla zvolena, protože tepelný výkon výměníku charakterizuje předané teplo za jednotku času mezi kondenzující párou a chladící vodou a oba součinitele jsou aspekty, které přímo ovlivňují množství přeneseného tepla. Jednotlivé datové body jsou barevně rozlišeny podle způsobu zapojení a natočení výměníku tepla, viz Graf 21.



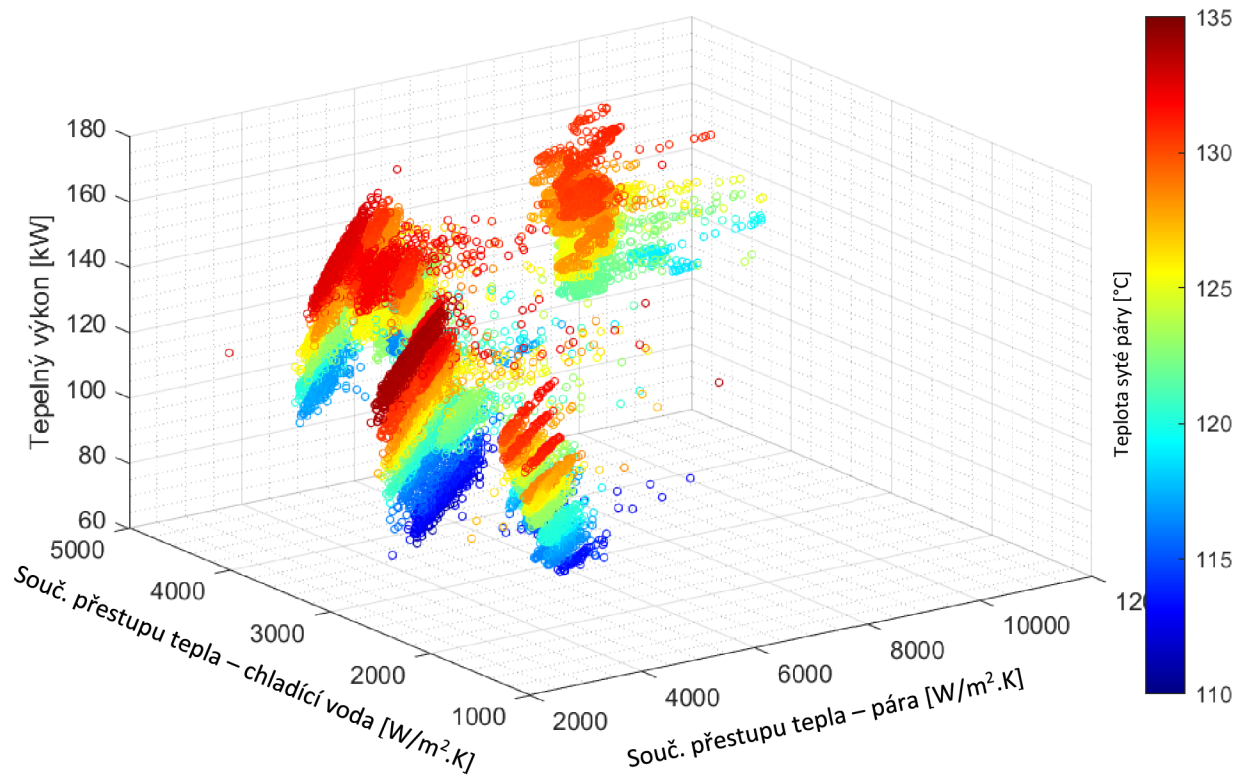
Graf 21: Tepelný výkon výměníku v závislosti na součinitelích přestupu tepla

Ani vynesením obou součinitelů přestupu tepla a tepelného výkonu výměníku do jednoho grafu není patrná žádná další funkční závislost. Jak již bylo zmíněno výše, přímá souvislost mezi způsobem zapojení a natočení výměníku a součiniteli přestupu tepla na straně vody ani páry v tomto případě není.

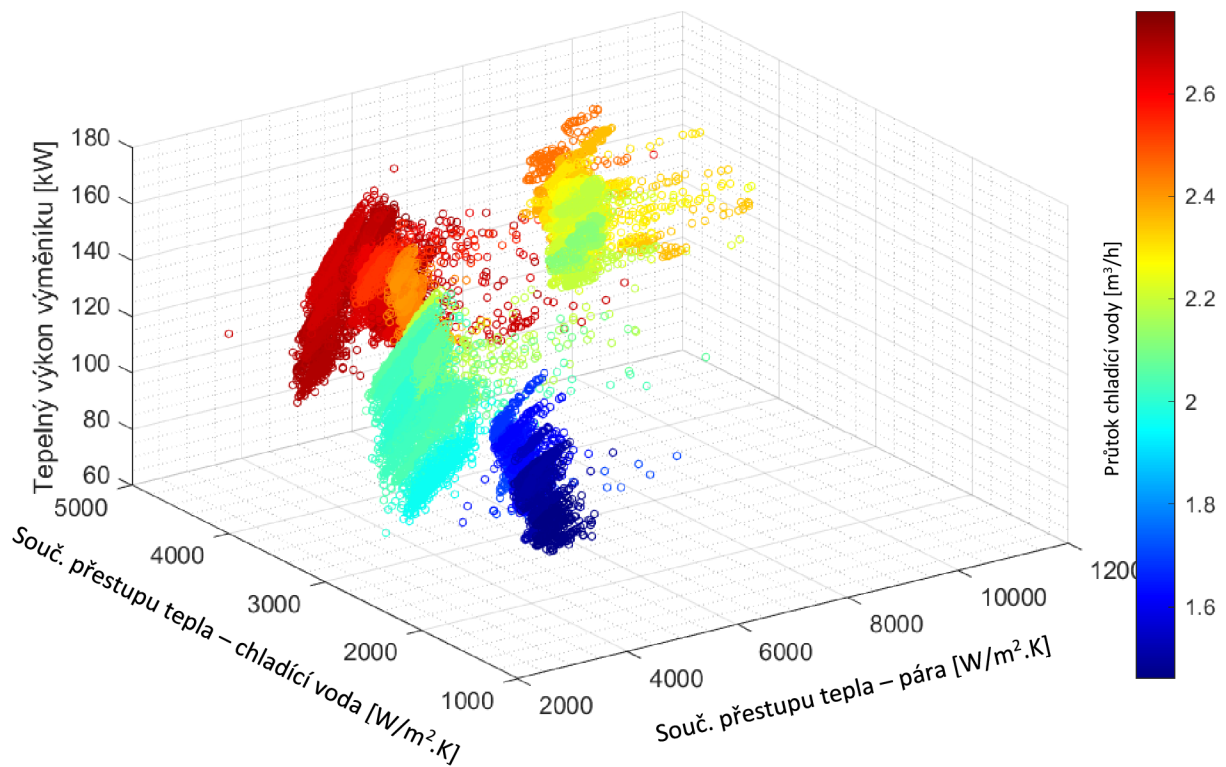
Každému datovému bodu je dále přiřazena informace o teplotě vstupní syté páry do výměníku tepla, viz Graf 22. Stejně jako v Graf 20 ani v tomto kontextu zde není pozorovatelná funkční závislost součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry na teplotě vstupní syté páry.

V posledním grafu, Graf 23, je jako čtvrtý rozměr zvolen hmotnostní průtok chladící vody. Tento parametr je vybrán protože, dle „Wilson plot method“ je celkový odpor při prostupu tepla závislý na hmotnostním průtoku chladící vody. Grafické výsledky ukazují, že hmotnostní průtok chladící vody ovlivňuje pouze součinitel přestupu tepla na straně chladící vody.

Pro jednoznačný popis funkční závislosti mezi součiniteli přestupu tepla na straně kondenzující páry i chladící vody a vstupními i výstupními parametry (jako jsou teploty, hmotnostní průtoky atd.) na primární i sekundární straně výměníku by bylo třeba provést rozsáhlejší parametrickou studii. Pro každé zapojení a natočení výměníku by muselo měření proběhnout vždy za identických vstupních podmínek.



Graf 22: Tepelný výkon výměníku v závislosti na součinitelích přestupu tepla – teplota syté páry



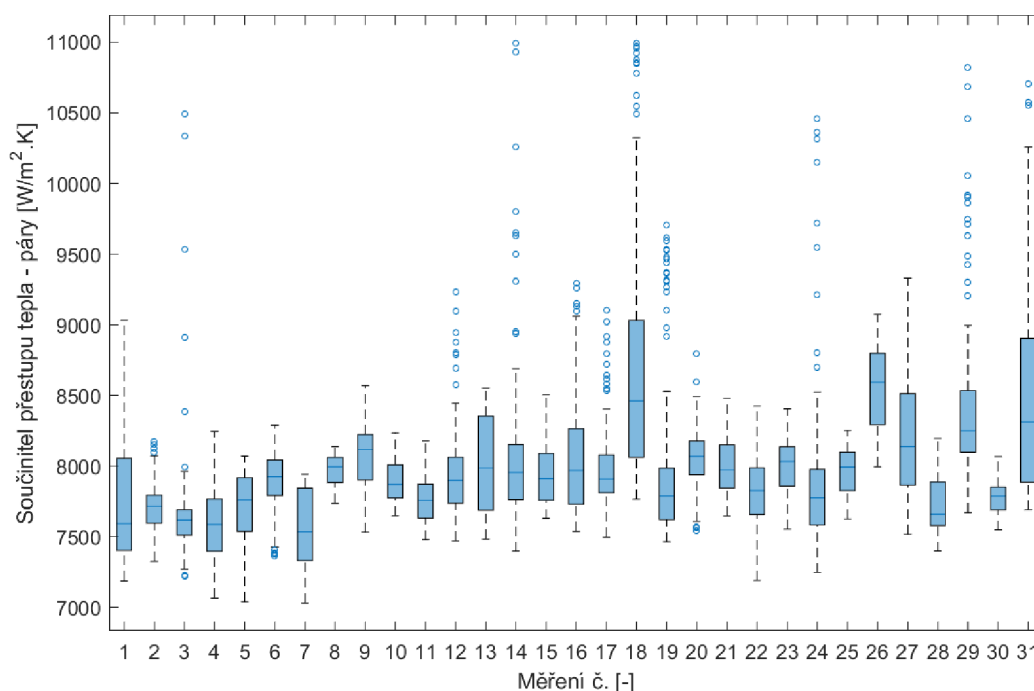
Graf 23: Tepelný výkon výměníku v závislosti na součinitelích přestupu tepla – hmotnostní průtok vody

4.5 Statistické zpracování stanovených součinitelů přestupu tepla

Stanovené součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry jsou statisticky zpracovány pomocí boxplotů a histogramů. Základní statistické ukazatele jsou pak pro oba typy grafů shrnuty do tabulek. Data jsou rozdělena do skupin podle způsobu zapojení a natočení výměníku tepla.

Součinitel přestupu tepla na straně páry – protiproudé zapojení – 90°

Výsledné součinitele přestupu tepla na straně páry pro protiproudé zapojení výměníku ve svislé poloze jsou shrnuty pomocí boxplotů v Graf 24 pro každou dílčí sérii měření samostatně. Průtok chladicí vody byl během měření celé skupiny přibližně konstantní, parametricky byla měněna pouze teplota syté páry stupující do výměníku.

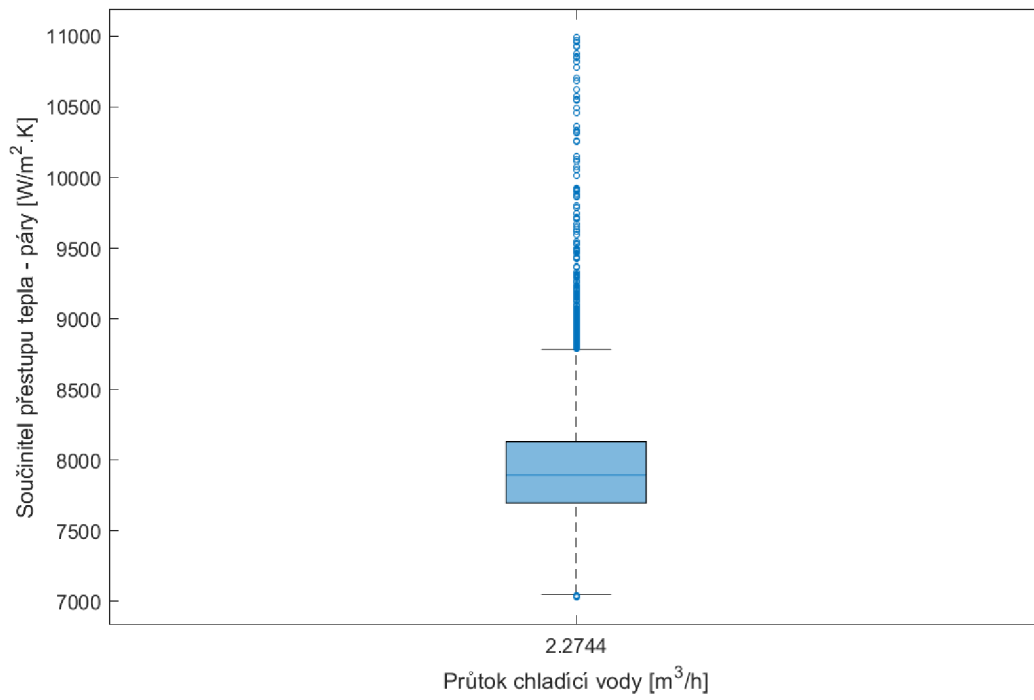


Graf 24: Boxplot – součinitel přestupu tepla na straně páry – pro jednotlivé dílčí série měření

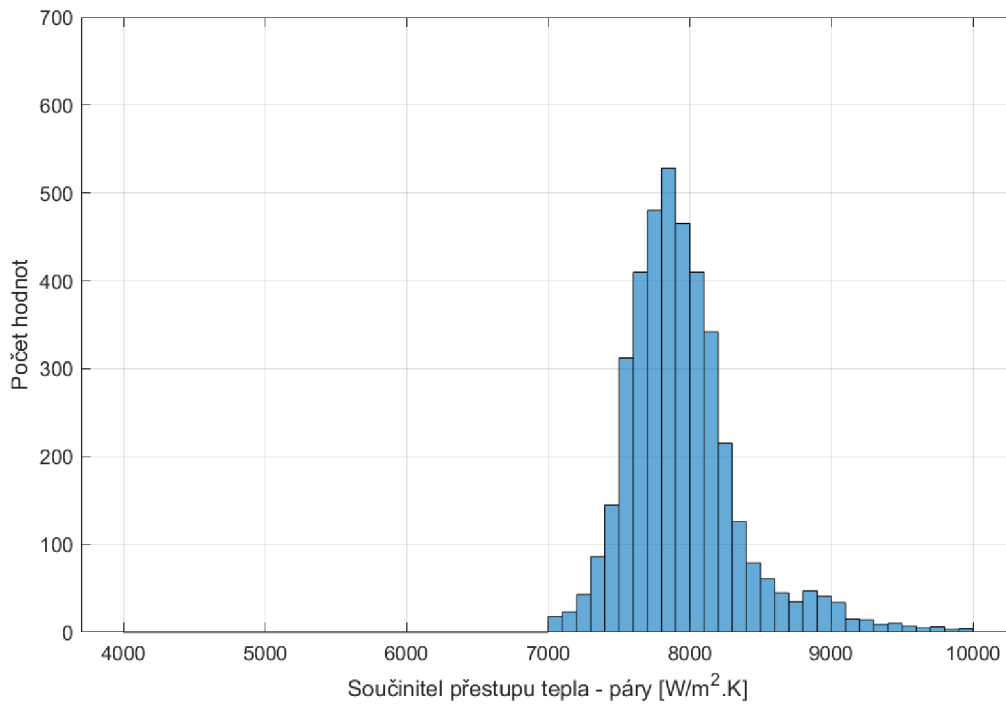
Vzhledem k tomu, že součinitel přestupu tepla na straně kondenzující páry se dle výše uvedených grafů jeví jako konstantní i při změně tepelného výkonu výměníku a není zde patrná funkční závislost mezi součinitelem přestupu tepla a teplotou vstupní syté páry, jsou všechny vypočítané hodnoty součinitelů přestupu tepla shrnuty do jednoho boxplotu pro celou variantu zapojení a natočení výměníku tepla, viz Graf 25.

Distribuce vypočítaných hodnot součinitelů přestupu tepla je znázorněna pro celý soubor dat v histogramu Graf 26, širší třídy je zvolena $100 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Graf 26 ukazuje, že stanovená data vykazují normální rozdělení.

Základní statistické ukazatele vztahující se ke grafům Graf 25 a Graf 26 jsou shrnuty následujících v tabulkách Tab. 18 a Tab. 19. Medián součinitele přestupu tepla na straně páry pro protiproudé zapojení výměníku ve svislé poloze je $7\,896,1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Třída s nejvyšší četností dle histogramu je třída $(7800;7900>$ a spadá zde 13,03 % vypočítaných hodnot.



Graf 25: Boxplot – součinitel přestupu tepla na straně páry – souhrn



Graf 26: Histogram – součinitel přestupu tepla na straně páry

Tab. 18: Statistické ukazatele – Boxpot

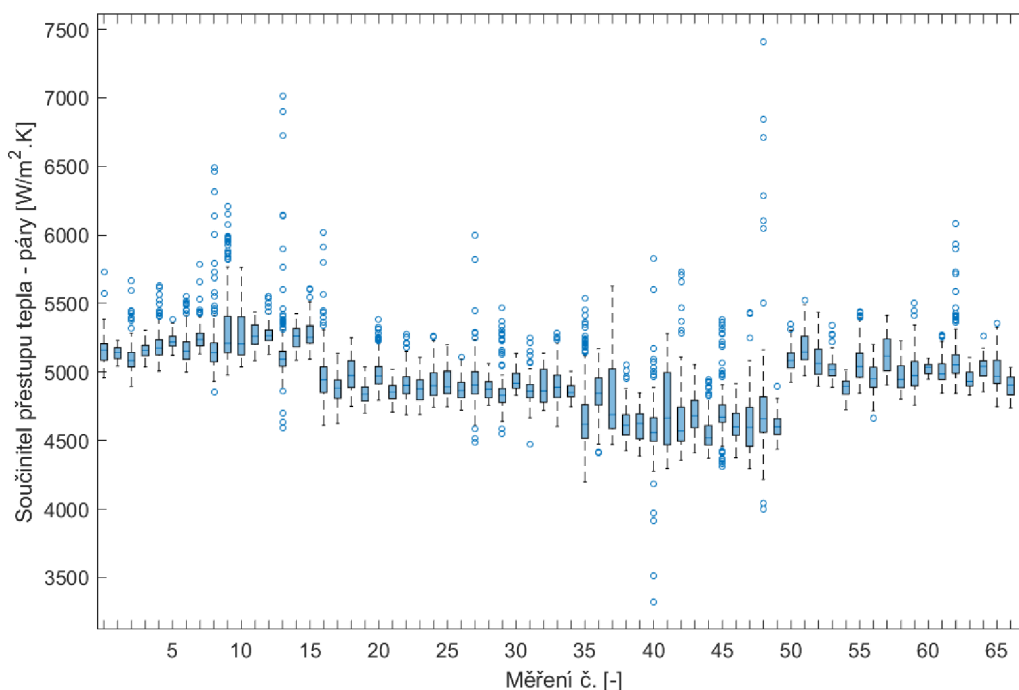
Průtok chladící vody = 2,2744 m ³ ·h ⁻¹			
Minimum	7 032,3	Počet hodnot celkem	4 052
Maximum	10 989,8	Počet odlehlých hodnot	244
Průměr	7 973,6	25 % kvantil	7 695,6
Směrodatná odchylka	466,8	50 % kvantil (Medián)	7 896,1
Průměrná absolutní odchylka MAD	316,2	75 % kvantil	8 131,0
		Mezikvartilní rozsah IQR	435,4

Tab. 19: Statistické ukazatele – Histogram

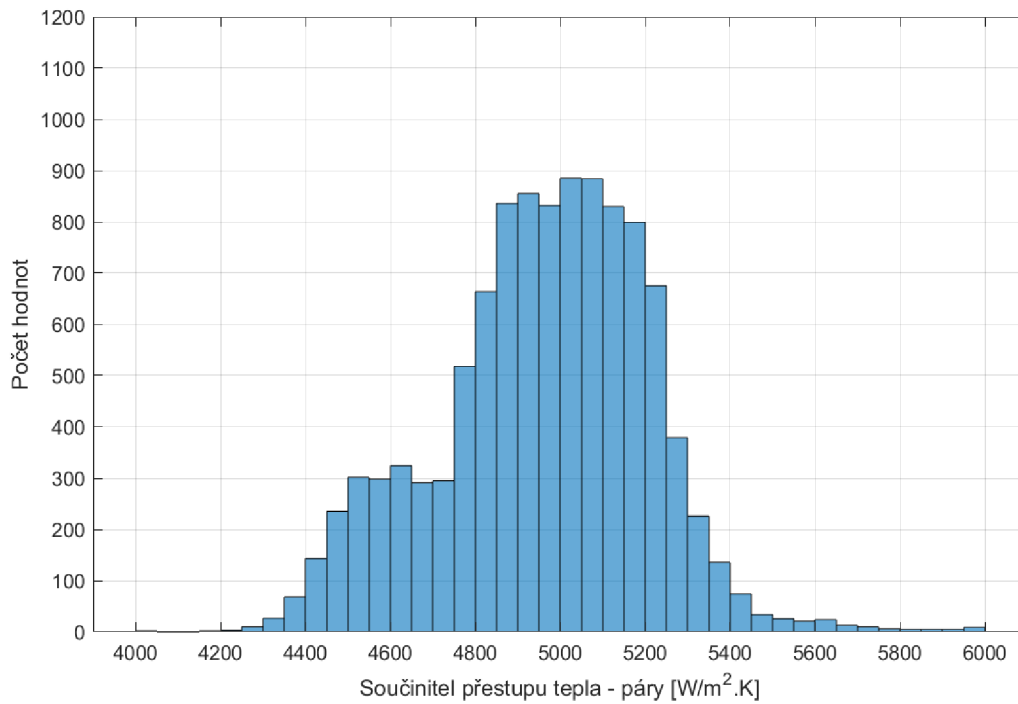
Průtok chladící vody = 2,2744 m ³ ·h ⁻¹	
Počet hodnot celkem	4 052
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(7800;7900>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	528
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	13,03 %

Součinitel přestupu tepla na straně páry – souproudé zapojení – 90°

Výsledné součinitele přestupu tepla na straně páry pro souproudé zapojení výměníku ve svislé poloze jsou shrnuty pomocí boxplotů v Graf 27 pro každou dílčí sérii měření zvlášť. Všechny součinitele přestupu tepla na straně páry jsou shrnuty do jednoho histogramu viz Graf 28 Průtok chladící vody nebyl měření celé skupiny konstantní a byl v průběhu měření série třikrát změněn. Při každé části měření, kdy byl průtok chladící vody konstantní, byla parametricky měněna teplota vstupní syté páry.

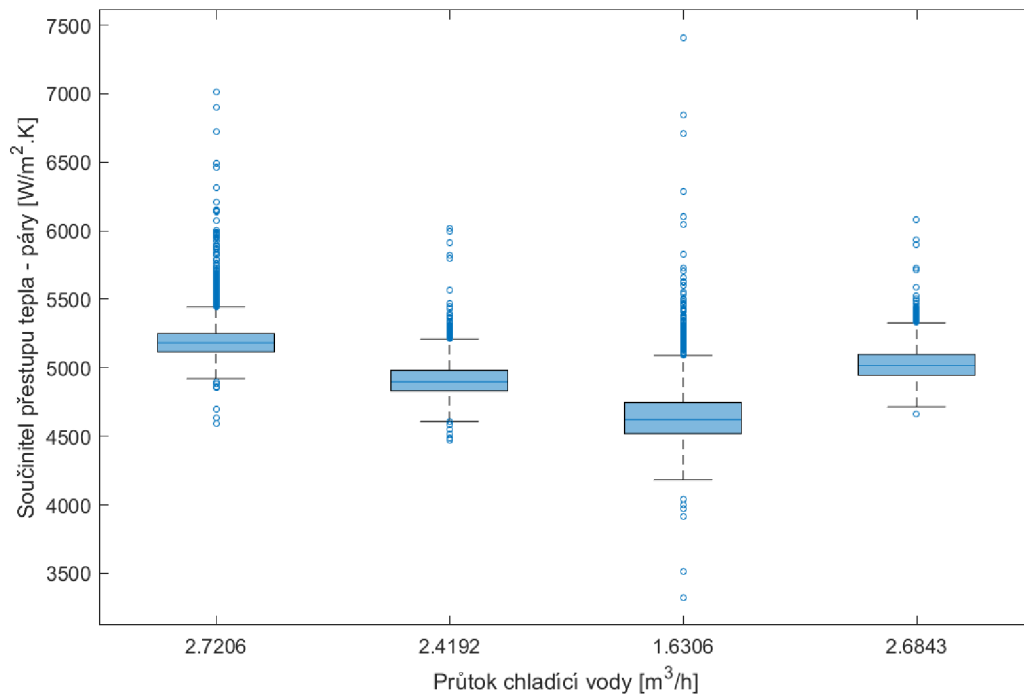


Graf 27: Boxplot – součinitel přestupu tepla na straně páry – pro jednotlivé série měření



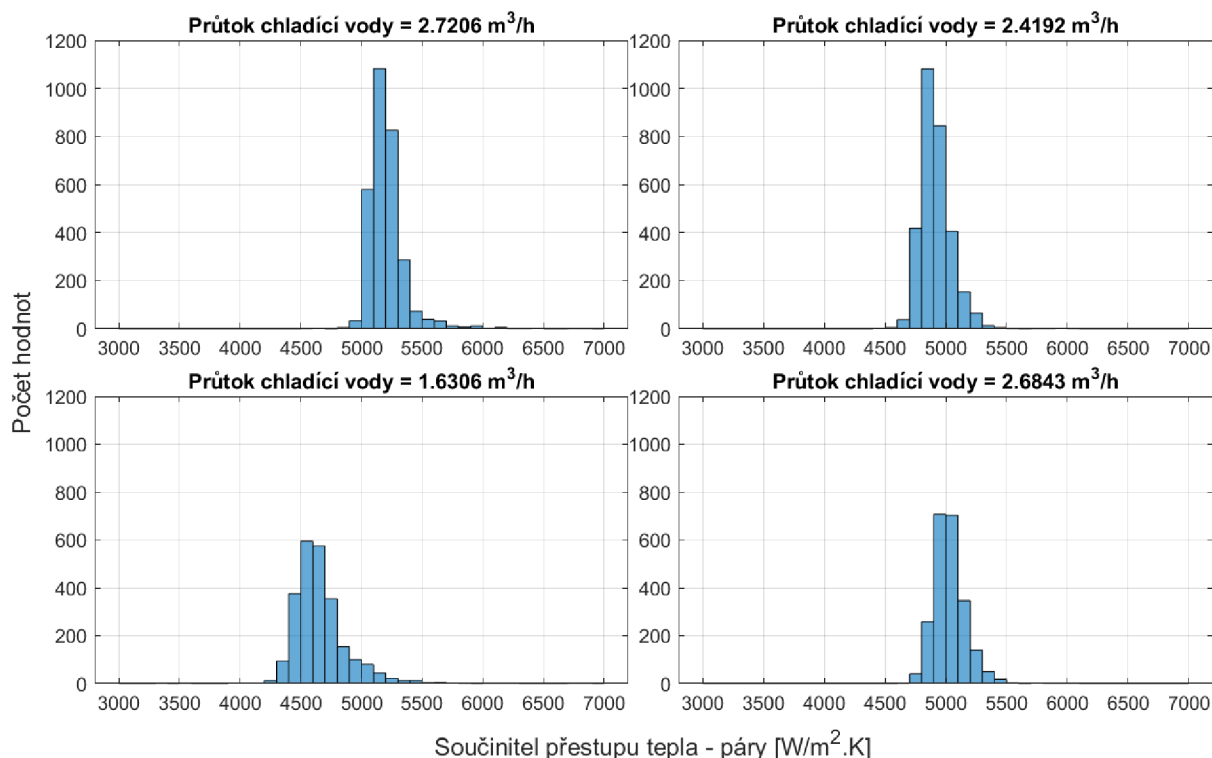
Graf 28: Histogram – součinitel přestupu tepla na straně páry

Výsledný histogram Graf 28 pro celý soubor dat vykazuje více vrcholů, že součinitel přestupu tepla nemá konstantní charakter pro celou skupinu dat potvrzuje také Graf 29. Změny hodnot součinitele přestupu tepla kopírují změny objemového průtoku chladicí vody. Proto jsou součinitele přestupu tepla na straně páry rozděleny do skupin podle průměrného průtoku chladicí vody.



Graf 29: Boxplot – součinitel přestupu tepla na straně páry – podle průtoku chladicí vody

Objemový průtok chladicí vody byl zvolen jako charakteristika na straně vody, protože teplota vstupní chladicí vody je přibližně konstantní a také proto, že některé metody stanovení součinitele přestupu tepla na straně páry z experimentálních dat jako např. „Wilson plot method“ z této funkční závislosti vychází.



Graf 30: Histogram – součinitel přestupu tepla na straně páry – podle průtoku chladicí vody

Boxploty a histogramy pro skupiny dat podle průměrného objemového průtoku chladicí vody jsou zobrazeny v grafech Graf 29 a Graf 30. Nově sestavené histogramy již vykazují normální rozdělení. Z Graf 29 vyplívá, že součinitel přestupu tepla je funkčně závislý na průtoku chladicí vody, v tomto případě s rostoucím objemovým průtokem chladicí vody roste také hodnota součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry. Základní statistické ukazatele vztahující se ke grafům Graf 29 a Graf 30 jsou shrnuty následujících v tabulkách Tab. 20 a Tab. 21.

Medián součinitele přestupu tepla na straně páry pro souprůdné zapojení výměníku ve svislé poloze, při objemovém průtoku chladí vody 1,6306 m³·h⁻¹ je 4 623,0 W·m⁻²·K⁻¹, při průtoku 2,4192 m³·h⁻¹ je 4 898,2 W·m⁻²·K⁻¹, při průtoku 2,6843 m³·h⁻¹ je 5 016,3 W·m⁻²·K⁻¹ a při průtoku 2,7206 m³·h⁻¹ je 5 181,6 W·m⁻²·K⁻¹ (data jsou seřazena vzestupně podle průtoku chladicí vody). Do tříd s nejvyšší četností spadá 24,14 % až 36,08 % z celkových stanovených hodnot.

Tab. 20: Statistické ukazatele – Boxpot

Průtok chladící vody = 2,7206 m³·h⁻¹			
Minimum	4 591,1	Počet hodnot celkem	3 002
Maximum	7 014,4	Počet odlehlých hodnot	145
Průměr	5 204,0	25 % kvantil	5 117,1
Směrodatná odchylka	156,7	50 % kvantil (Medián)	5 181,6
Průměrná absolutní odchylka MAD	99,3	75 % kvantil	5 250,2
		Mezikvartilní rozsah IQR	133,1
Průtok chladící vody = 2,4192 m³·h⁻¹			
Minimum	4 471,8	Počet hodnot celkem	3 034
Maximum	6 019,7	Počet odlehlých hodnot	87
Průměr	4 915,9	25 % kvantil	4 831,7
Směrodatná odchylka	128,0	50 % kvantil (Medián)	4 898,2
Průměrná absolutní odchylka MAD	95,4	75 % kvantil	4 982,6
		Mezikvartilní rozsah IQR	151,0
Průtok chladící vody = 1,6306 m³·h⁻¹			
Minimum	3 325,8	Počet hodnot celkem	2 464
Maximum	7 406,0	Počet odlehlých hodnot	124
Průměr	4 663,0	25 % kvantil	4 518,7
Směrodatná odchylka	234,9	50 % kvantil (Medián)	4 623,0
Průměrná absolutní odchylka MAD	160,3	75 % kvantil	4 747,8
		Mezikvartilní rozsah IQR	229,1
Průtok chladící vody = 2,6843 m³·h⁻¹			
Minimum	4667,0	Počet hodnot celkem	2 277
Maximum	6081,0	Počet odlehlých hodnot	61
Průměr	5031,6	25 % kvantil	4 945,8
Směrodatná odchylka	131,4	50 % kvantil (Medián)	5 016,3
Průměrná absolutní odchylka MAD	99,0	75 % kvantil	5 099,3
		Mezikvartilní rozsah IQR	153,5

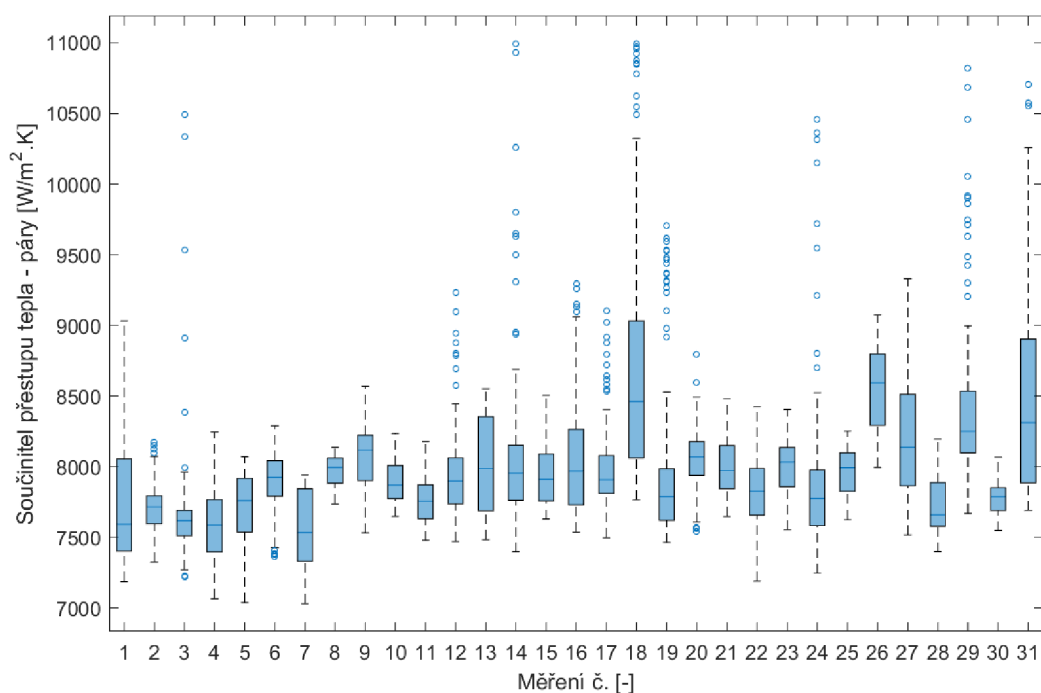
Tab. 21: Statistické ukazatele – Histogram

Průtok chladící vody = 2,7206 m³·h⁻¹	
Počet hodnot celkem	3 002
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(5100;5200>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	1083
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	36,08 %
Průtok chladící vody = 2,4192 m³·h⁻¹	
Počet hodnot celkem	3 034
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(4800;4900>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	1082
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	35,66 %

Průtok chladící vody = 1,6306 m ³ ·h ⁻¹	
Počet hodnot celkem	2 464
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(4500;4600>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	595
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	24,14 %
Průtok chladící vody = 2,6843 m ³ ·h ⁻¹	
Počet hodnot celkem	2 277
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(4900;5000>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	708
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	31,09 %

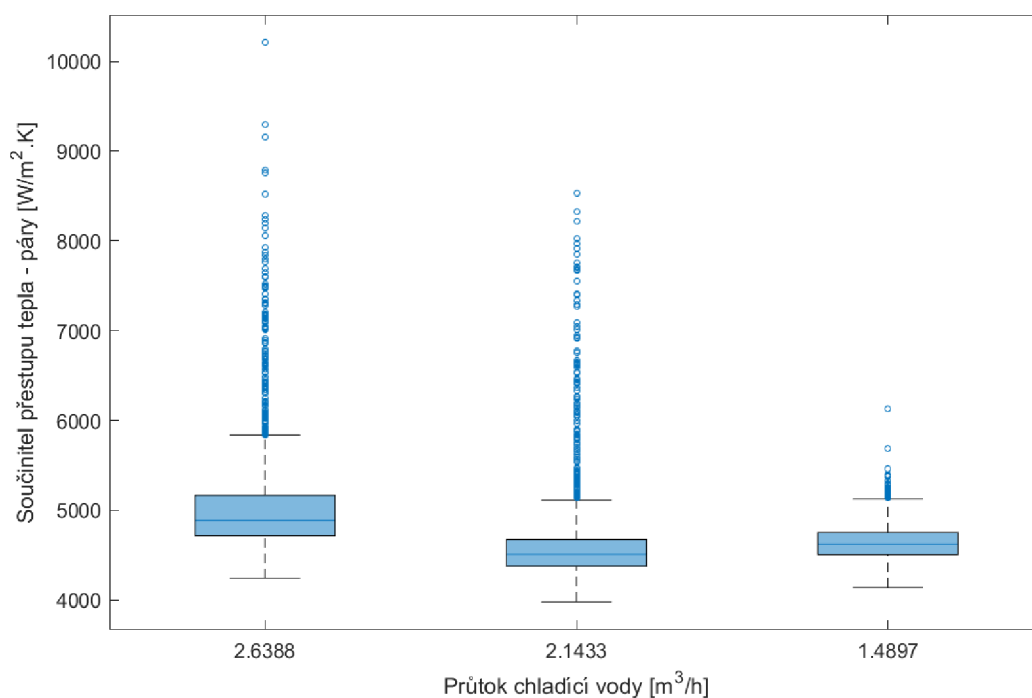
Součinitel přestupu tepla na straně páry – protiproudé zapojení – 45°

Výsledné součinitele přestupu tepla na straně páry pro protiproudé zapojení výměníku pod úhlem 45° jsou shrnuty pomocí boxplotů v Graf 31 pro každou dílčí sérii měření zvlášť. Průtok chladící vody byl v průběhu měření série dvakrát změněn.

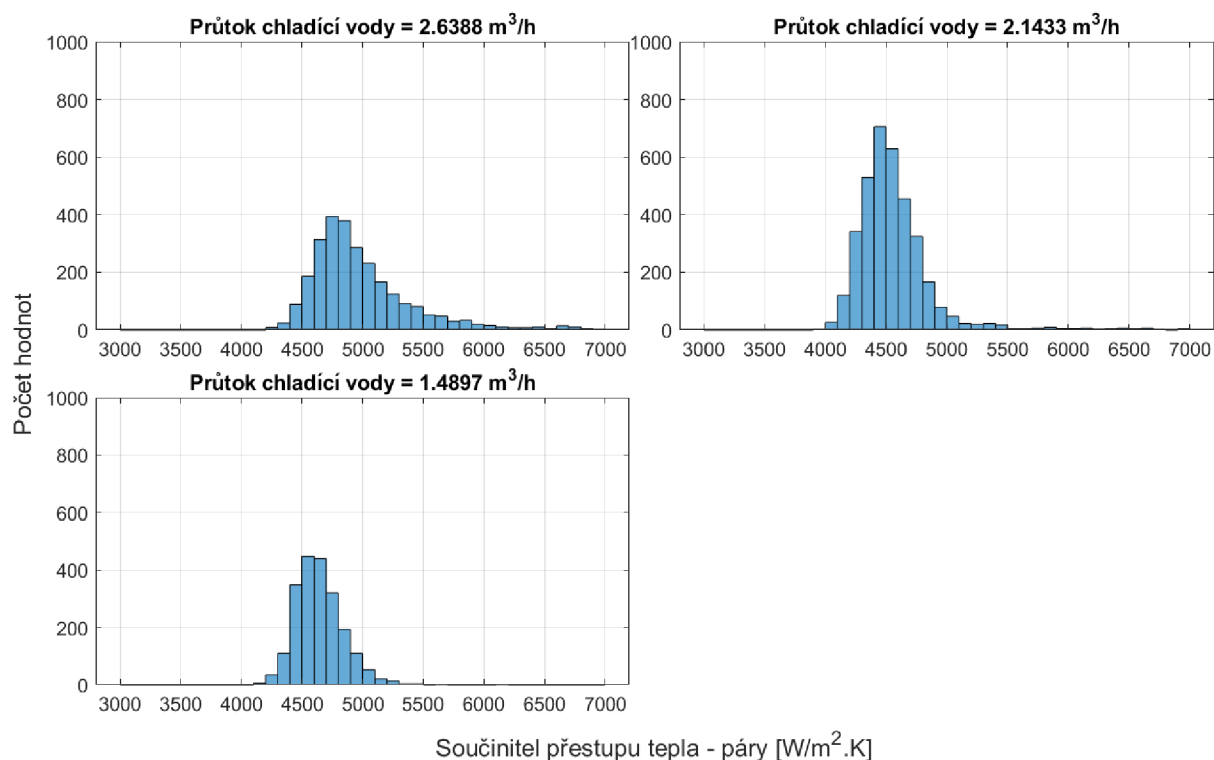


Graf 31: Boxplot – součinitel přestupu tepla na straně páry – pro jednotlivé série měření

Boxploty a histogramy pro skupiny dat podle objemového průtoku chladící vody jsou zobrazeny v grafech Graf 32 a Graf 33. Všechny výše uvedené histogramy vykazují normální rozdělení dat. Z boxplotů Graf 31 není výrazně patrná změna hodnot součinitele přestupu tepla při změně objemového průtoku chladící vody. Při této sérii měření je stále vidět vliv průtoku chladící vody na výsledný součinitel přestupu tepla na straně páry, ale stejná funkční závislost jako u předchozího způsobu zapojení a natočení výměníku zde pozorovatelná není. Základní statistické ukazatele vztahující se ke grafům Graf 32 a Graf 33 jsou shrnuty následujících v tabulkách Tab. 22 a Tab. 23



Graf 32: Boxplot – součinitel přestupu tepla na straně páry – podle průtoku chladicí vody



Graf 33: Histogram – součinitel přestupu tepla na straně páry – podle průtoku chladicí vody

Medián součinitele přestupu tepla na straně páry pro protiproudé zapojení výměníku natočeným pod úhlem 45° , při objemovém průtoku chladí vody $1,4897 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ je $4\,623,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, při průtoku $2,1433 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ je $4\,511,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ a při průtoku $2,6388 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ je $4\,889,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ (data jsou seřazena vzestupně podle průtoku chladicí vody). Do tříd s nejvyšší četností spadá 14,63 % až 21,27 % z celkových stanovených hodnot.

Tab. 22: Statistické ukazatele – Boxpot

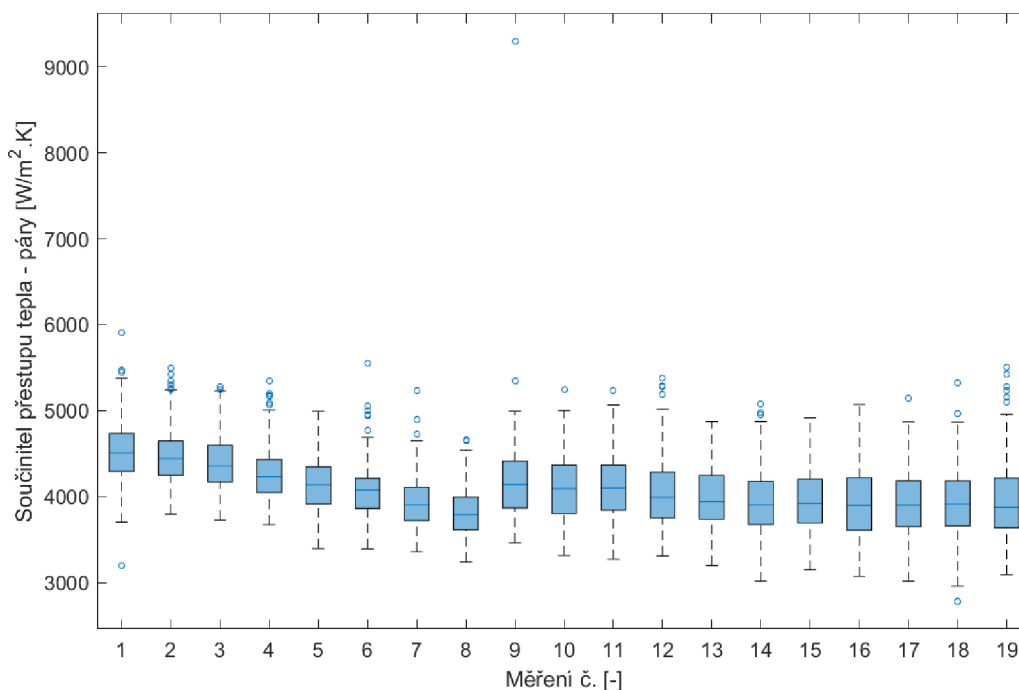
Průtok chladící vody = 2,6388 m³·h⁻¹			
Minimum	4 245,3	Počet hodnot celkem	2 693
Maximum	10 206,9	Počet odlehlých hodnot	176
Průměr	5 032,7	25 % kvantil	4 718,4
Směrodatná odchylka	560,4	50 % kvantil (Medián)	4 889,5
Průměrná absolutní odchylka MAD	362,6	75 % kvantil	5 168,1
		Mezikvartilní rozsah IQR	449,7
Průtok chladící vody = 2,1433 m³·h⁻¹			
Minimum	3 980,9	Počet hodnot celkem	3 954
Maximum	8 535,7	Počet odlehlých hodnot	162
Průměr	4 581,4	25 % kvantil	4 380,7
Směrodatná odchylka	401,7	50 % kvantil (Medián)	4 511,1
Průměrná absolutní odchylka MAD	228,3	75 % kvantil	4 675,6
		Mezikvartilní rozsah IQR	294,9
Průtok chladící vody = 1,4897 m³·h⁻¹			
Minimum	4 139,9	Počet hodnot celkem	2 102
Maximum	6 126,4	Počet odlehlých hodnot	38
Průměr	4 643,9	25 % kvantil	4 505,4
Směrodatná odchylka	195,6	50 % kvantil (Medián)	4 623,4
Průměrná absolutní odchylka MAD	151,3	75 % kvantil	4 754,8
		Mezikvartilní rozsah IQR	249,3

Tab. 23: Statistické ukazatele – Histogram

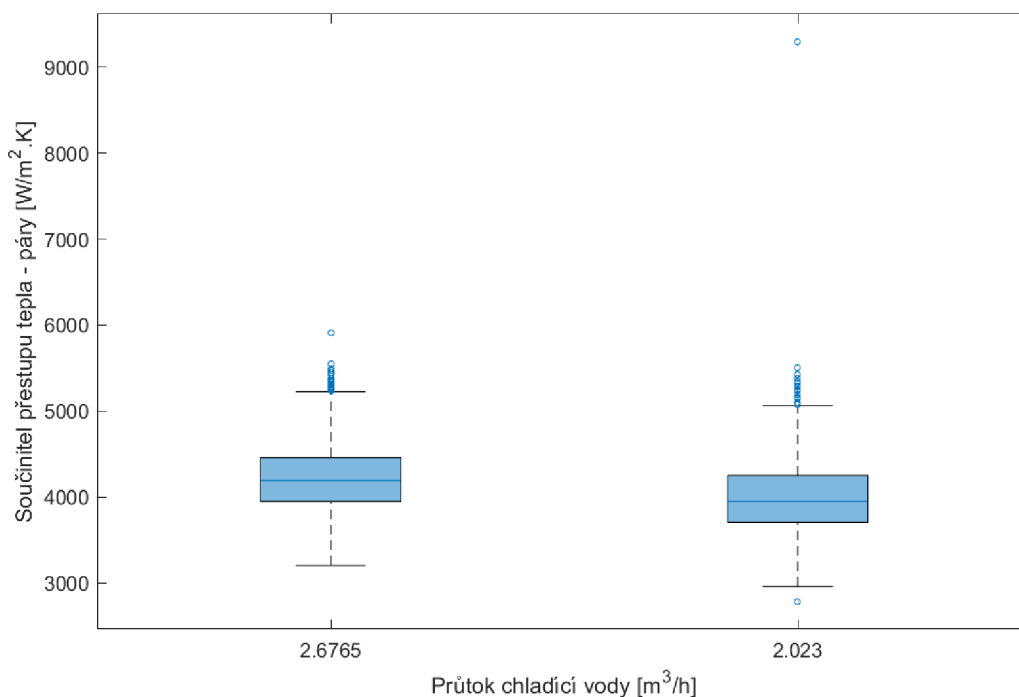
Průtok chladící vody = 2,6388 m³·h⁻¹	
Počet hodnot celkem	2 693
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(4700;4800>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	394
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	14,63 %
Průtok chladící vody = 2,1433 m³·h⁻¹	
Počet hodnot celkem	3 954
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(4400;4500>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	705
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	17,83 %
Průtok chladící vody = 1,4897 m³·h⁻¹	
Počet hodnot celkem	2 102
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(4500;4600>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	447
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	21,27 %

Součinitel přestupu tepla na straně páry – souproudé zapojení – 45°

Výsledné součinitele přestupu tepla na straně páry pro souproudé zapojení výměníku pod úhlem 45° jsou shrnuty pomocí boxplotů v Graf 34 pro každou sérii měření samostatně. Průtok chladicí vody byl v průběhu měření série jedenkrát změněn.

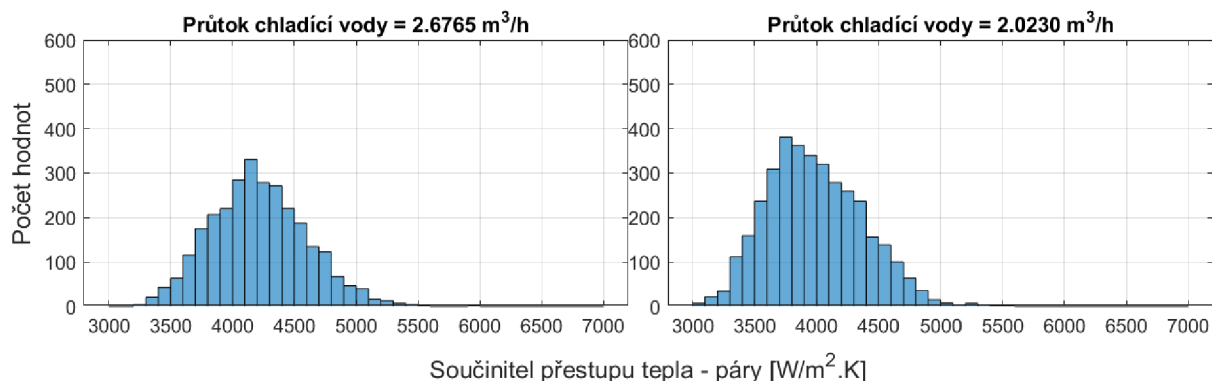


Graf 34: Boxplot – součinitel přestupu tepla na straně páry – pro jednotlivé série měření



Graf 35: Boxplot – součinitel přestupu tepla na straně páry – podle průtoku chladicí vody

Boxploty a histogramy pro skupiny dat podle objemového průtoku chladicí vody jsou zobrazeny v grafech Graf 35 a Graf 36. Histogramy v obou případech vykazují normální rozdělení dat. Z výsledků je patrné, že i u této skupiny dat s rostoucím průtokem chladicí vody roste také součinitel přestupu tepla na straně kondenzující páry. Počet skupin dat rozdělených podle objemového průtoku chladicí vody je však na potvrzení funkční závislosti příliš nízký. Základní statistické ukazatele vztahující se ke grafům Graf 35 a Graf 36 jsou shrnuty následujících v tabulkách Tab. 24 a Tab. 25.



Graf 36: Histogram – součinitel přestupu tepla na straně páry – podle průtoku chladicí vody

Medián součinitele přestupu tepla na straně páry pro souprůdné zapojení výměníku natočeným pod úhlem 45° , při objemovém průtoku chladí vody $2,0230 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ je $3\,949,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ a při průtoku $2,6765 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ je $4\,191,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ (data jsou seřazena vzestupně podle průtoku chladicí vody). Do tříd s nejvyšší četností spadá 10,59 % a 11,48 % z celkových stanovených hodnot.

Tab. 24: Statistické ukazatele – Boxpot

Průtok chladicí vody = $2,6765 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$			
Minimum	3 203,2	Počet hodnot celkem	2 881
Maximum	5 913,8	Počet odlehlých hodnot	23
Průměr	4 212,5	25 % kvantil	3 947,9
Směrodatná odchylka	383,2	50 % kvantil (Medián)	4 191,1
Průměrná absolutní odchylka MAD	305,0	75 % kvantil	4 459,4
		Mezikvartilní rozsah IQR	511,5
Průtok chladicí vody = $2,0230 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$			
Minimum	2785,9	Počet hodnot celkem	3 597
Maximum	9290,7	Počet odlehlých hodnot	20
Průměr	3985,8	25 % kvantil	3 703,7
Směrodatná odchylka	395,3	50 % kvantil (Medián)	3 949,2
Průměrná absolutní odchylka MAD	314,0	75 % kvantil	4 248,6
		Mezikvartilní rozsah IQR	544,9

Tab. 25: Statistické ukazatele – Histogram

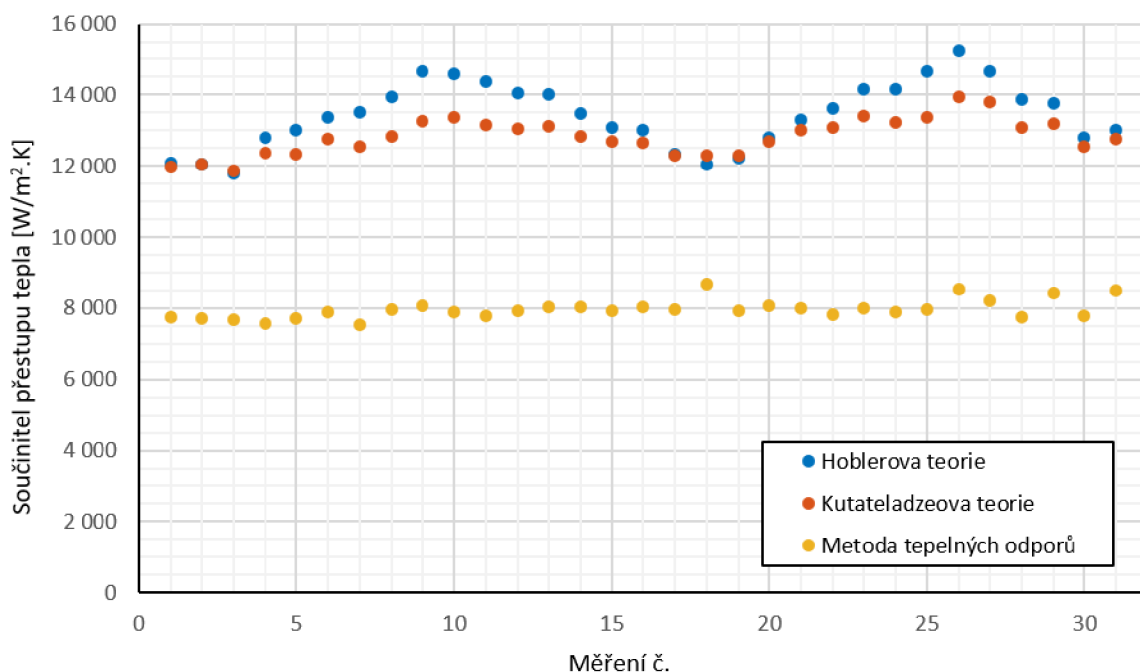
Průtok chladící vody = 2,6765 m³·h⁻¹	
Počet hodnot celkem	2 881
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(4100;4200>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	331
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	11,48 %
Průtok chladící vody = 2,0230 m³·h⁻¹	
Počet hodnot celkem	3 597
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(3700;3800>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	381
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	10,59 %

4.6 Srovnání stanovených součinitelů přestupu tepla s dalšími metodami

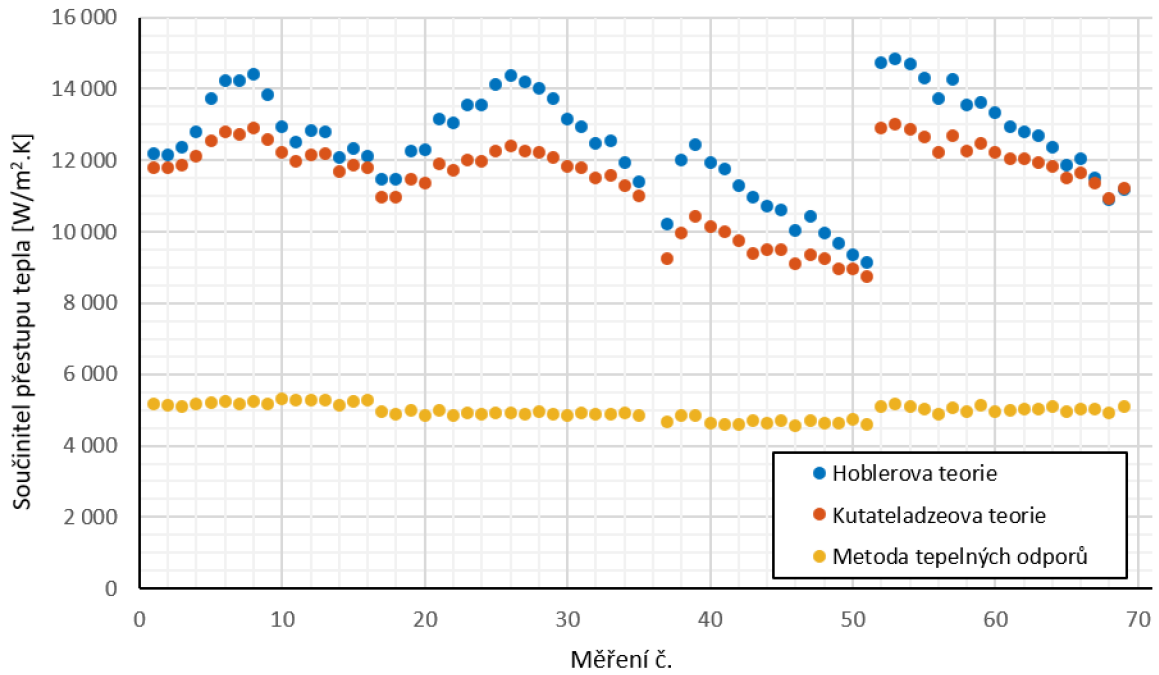
Průměrné hodnoty součinitele přestupu tepla, napříč všemi zkoumanými zapojeními a natočeními výměníku tepla, stanovené na základě experimentálního měření se pohybují v rozmezí 3 949 až 7 891 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Podle hodnot, kterých součinitel přestupu tepla při kondenzaci v trubičkách výměníku nabývá, se mechanismus přestupu tepla podobá mechanismu přestupu tepla při blánovém (filmovém) varu. Průměrné hodnoty součinitele přestupu tepla se v takovém případě pohybují okolo 6 000 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, viz Technická termomechanika [45]. Podle knihy Výměníky tepla v tepelných sítích [46] se střední hodnoty součinitele přestupu tepla při kondenzaci páry ve výměnících tepla pohybují v rozmezí 600 až 7 000 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, maximální hodnoty v rozmezí 9 000 – 19 000 – 29 000 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Stanovené součinitele přestupu tepla při kondenzaci korespondují s obvyklými hodnotami součinitelů tepla při kondenzaci páry.

Proto byly součinitele přestupu tepla stanovené na základě experimentálního měření metodou tepelných odporů srovnány se součiniteli přestupu tepla stanovené Hoblerovou teorií (4) a Kutateladzeovou teorií (5), které vychází z Nusseltovi teorie vodní blány. Srovnání součinitelů přestupu tepla pro všechny způsoby zapojení a natočení výměníku jsou shrnuty v grafech Graf 37 až Graf 40. Srovnání je provedeno pro průměrné hodnoty dílčích sérii.

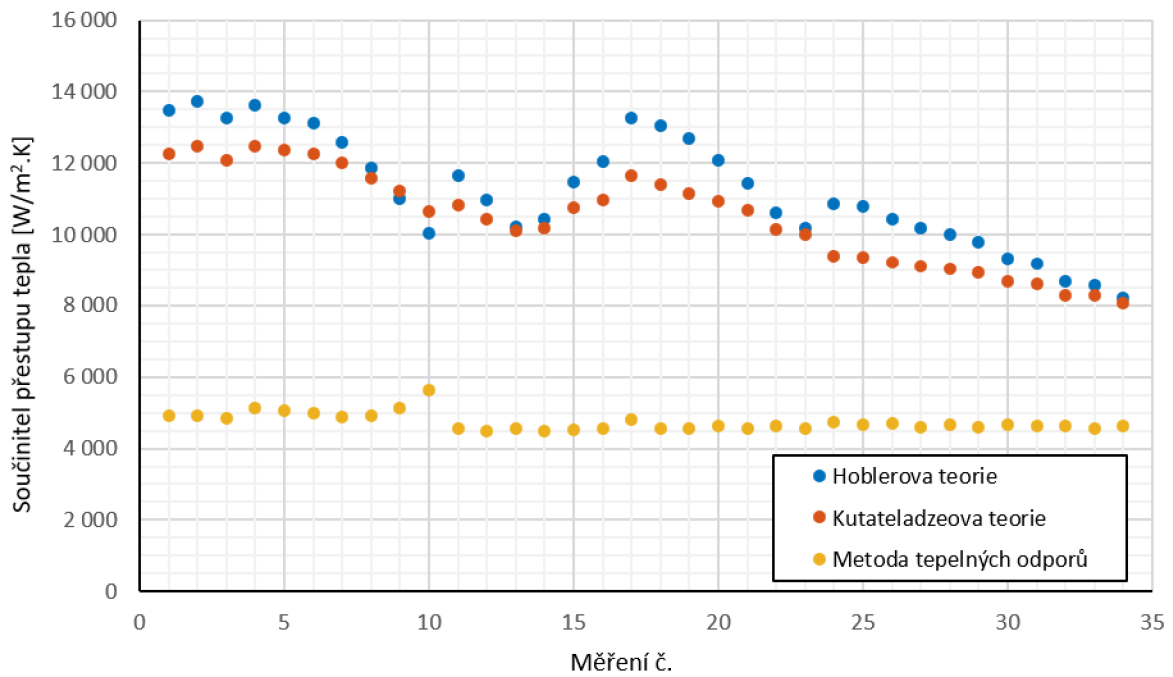
Výsledky ukazují, že experimentálně stanovené součinitele přestupu tepla se se součiniteli přestupu tepla stanovenými na základě Hoblerovi a Kutateladzeovi teorie shodují pouze v řádech tisíců. Tato skutečnost je zřejmě způsobena tím, že obě teorie jsou vytvořeny pro blánovou kondenzaci, kdy se na stěně trubičky vytvoří tenká vrstva kondenzátu. Vnitřní průměr trubiček je však tak malý, že dochází ke slinutí kondenzátu a dochází tak k proudění plynných kapes nebo bublin.



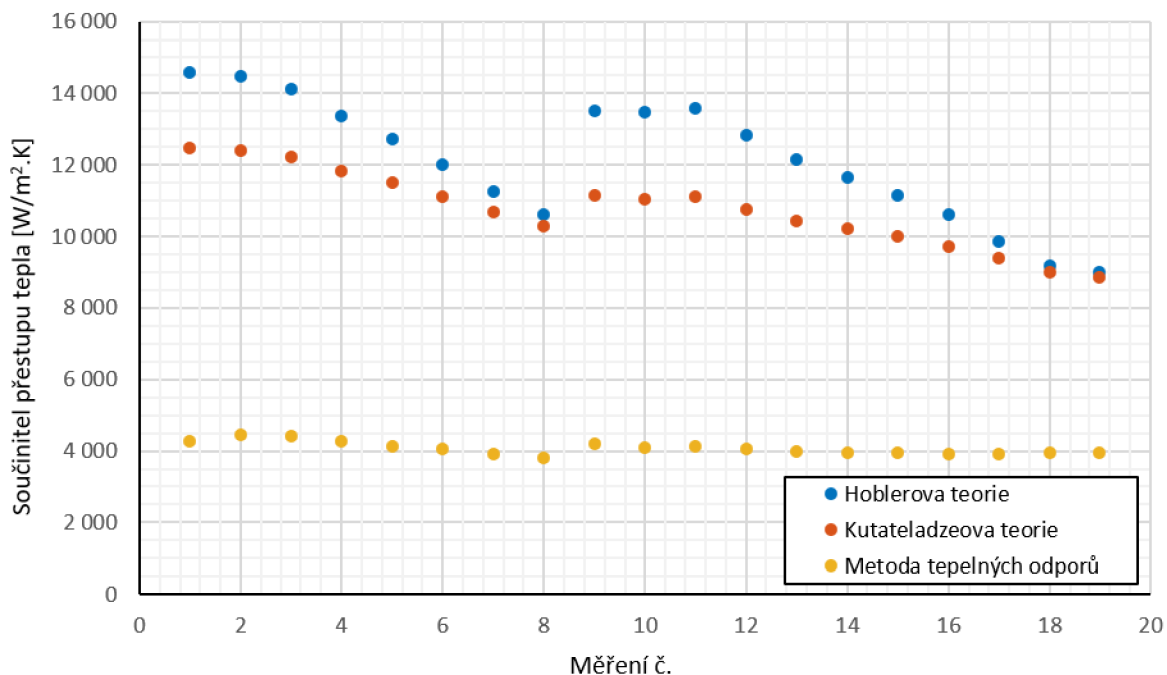
Graf 37: Srovnání součinitelů přestupu tepla – protiproud 90°



Graf 38: Srovnání součinitelů přestupu tepla – souprroud 90°

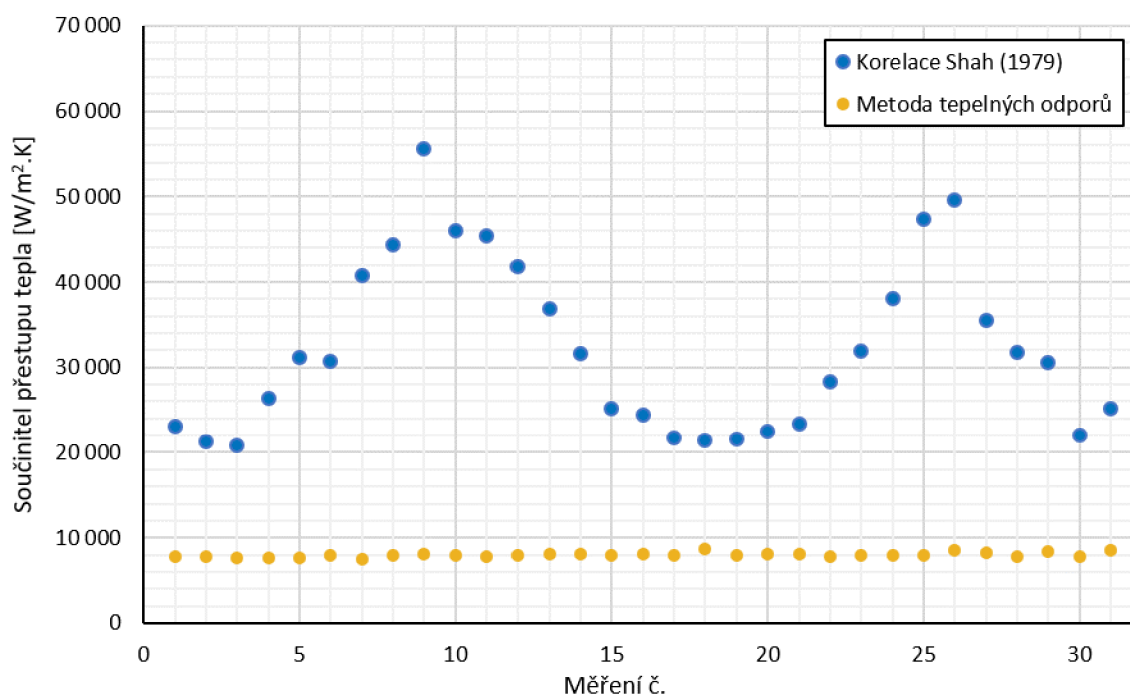


Graf 39: Srovnání součinitelů přestupu tepla – protiproud 45°



Graf 40: Srovnání součinitelů přestupu tepla – souprout 45°

Stanovené součinitele přestupu tepla na základě experimentálního měření jsou dále srovnány se Shahovou korelací pro stanovení součinitele přestupu tepla při kondenzaci páry, která byla popsána výše viz kapitola 3.2.2., viz Graf 41. Výsledky ukazují, že hodnoty součinitele přestupu tepla stanovené na základě experimentálního měření se s hodnotami stanovenými Shahovou korelací neshodují. Důvodem zřejmě je, že Shahova korelace je vytvořena pro trubičky o vnitřním průměru 7–40 mm a hmotnostní průtok páry do $211 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$. Tato korelace je použita i když dvě z uvedených podmínek použití nejsou splněny.



Graf 41: Srovnání součinitelů přestupu tepla – korelace Shah – protiproud 90°

Srovnávací studie hodnot součinitelů přestupu tepla při kondenzaci pro různé korelace uvedené v knize „Fluid flow and heat transfer at micro-and meso-scales with application to heat exchanger design“ [34] ukazuje, že i když nejsou splněny všechny podmínky použití, mohou korelace vykazovat odpovídající výsledky.

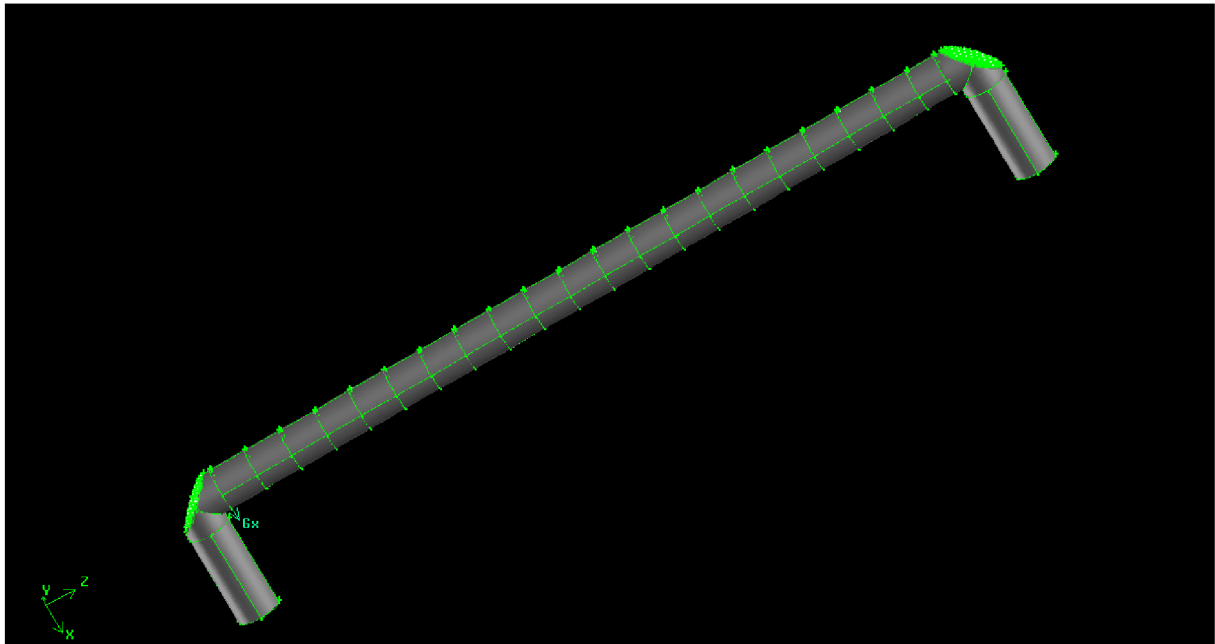
Druhým důvodem může být jiný mechanismus přestupu tepla. Výsledné součinitele přestupu tepla stanovené Shahovou korelací se pohybují v rozmezí 20–50 tis. $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, což odpovídá spíše kapkové kondenzaci (odpovídající hodnoty součinitele přestupu tepla jsou v rozmezí 20–50 tis. $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, dle knihy Výměníky Tepla v Tepelných Sítích [45]).

4.7 Vyhodnocení možností simulace přenosu tepla ve výměníku metodou CFD

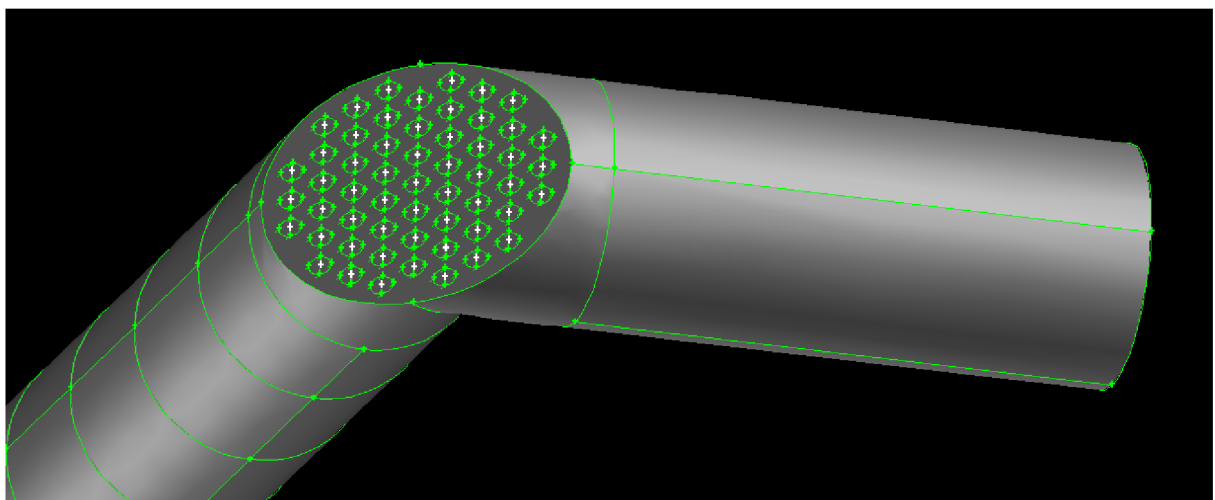
Dostupné výpočetní modely software ANSYS Fluent pro více fázové proudění jsou analyzovány a popsány v předcházejí kapitole 2.1.3 Numerické metody.

Model trubkového výměníku

Idealizovaný model výměníku tepla je vytvořen v software GAMBIT s využitím dávkového souboru [* .txt]. Modelována je část výměníku, kterou proudí chladicí voda, tedy prostor ohraničený vnějším pláštěm výměníku, povrchem vnitřních trubiček a náběhovými hranami tvořenými tmelem, viz Obr. 30 a Obr. 31. Přijatými zjednodušeními při tvorbě modelu jsou: trubičky vnitřního svazku jsou rovné a náběhové hrany vytvořené tmelem jsou pod úhlem 45°.

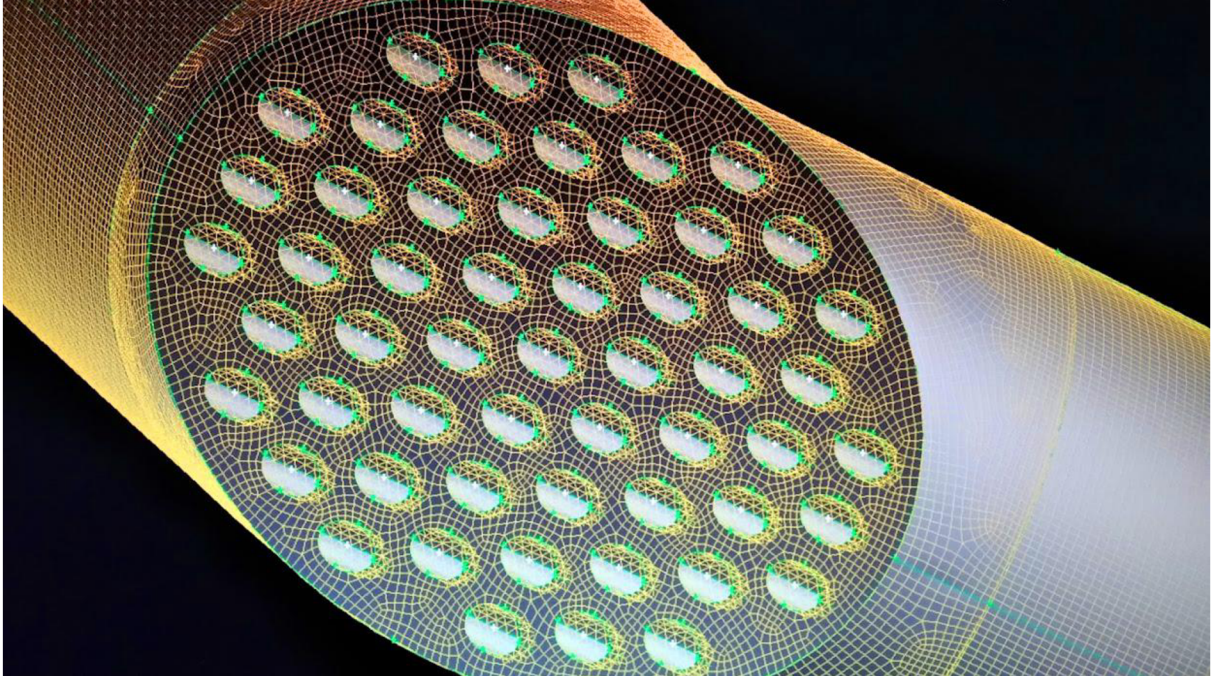


Obr. 30: Model výměníku tepla v softwaru GAMBIT.



Obr. 31: Model výměníku tepla v softwaru GAMBIT – detail.

Výpočetní síť modelu je generována také pomocí dávkového souboru [*.txt]. Pro přímou část výměníku a nátokové části je zvolena hexahedrální síť, a pro přechodové (rohové) části je vzhledem k jejich tvaru zvolena tetrahedrální síť (hexahedrální síť pro tyto části nebylo možné v software GAMBIT vytvořit), viz Obr. 32.



Obr. 32: Detail jedné z vytvořených sítí

Strana páry je v tomto modelu definována formou Dirichletovi okrajové podmínky. Vnějšímu povrchu svazku trubiček je přiřazena teplota na základě UDF „User-Defined Function“. UDF je definována jako lineární funkce vytvořená na základě vstupní a výstupní teploty páry, závislá na vzdálenosti od příruby, kudy vstupuje sytá pára do výměníku (od místa, kde byla teplota měřena).

Simulace však vzhledem k vysoké výpočetní a časové náročnosti nebyla provedena. Její dokončení a validací vytvořeného modelu s experimentálním měřením bude předmětem dalšího výzkumu.

5 PŘÍNOSY DISERTAČNÍ PRÁCE

Hlavním cílem disertační práce bylo stanovit součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubičky malého průměru, kterou proudí a kondenzuje vodní pára. Kondenzace vodní páry byla zkoumána pomocí trubkového výměníku tepla. Hodnoty součinitele přestupu tepla byly stanovovány na základě získaných dat z provedeného experimentálního měření vstupních a výstupních parametrů primárního i sekundárního okruhu trubkového výměníku tepla. Primární okruh byl tvořen svazkem 55 měděných trubiček o vnitřním průměru 3 mm a při experimentálním měření těmito trubičkami proudila kondenzující pára. Sekundárním okruhem proudila chladící vody a byl tvořen pláštěm výměníku, měděnou trubkou o vnitřním průměru 60 mm. Experimentální měření probíhalo pro výměník umístěný ve svislé poloze a pod úhlem 45°, při obou způsobech natočení výměníku bylo provedeno měření pro souprůdé i protiprůdé zapojení.

Metodou pro stanovení součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry z experimentálně naměřených dat byla zvolena metoda tepelných odporů „Thermal resistance method“. Tato metoda byla zvolena, protože nejlépe odpovídá rozsahu naměřených dat. Ostatní metody „Wilson plot method“ a „Wilson plot method“ s Dittus-Boelter aproximací nebylo možné použít, protože obě metody jsou založeny na aproximaci dat získaných na základě experimentálního měření regresními přímkami a aproximace daty stanovených na základě provedeného experimentu vykazují buď nízký koeficient determinace nebo regresní přímkou neodpovídají fyzikální podstatě zvolených metod.

Výsledné hodnoty součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry stanovené metodou tepelných odporů se pohybovaly průměrně mezi 3 980 a 7 970 $\text{W}\cdot\text{m}\cdot^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Výsledky ukazují, že nebyla prokázána souvislost mezi hodnotami součinitele přestupu tepla na straně páry a způsobem zapojení a natočení výměníku tepla. Dále je patrné, že součinitel přestupu tepla na straně páry není v tomto případě závislý na celkovém tepelném výkonu výměníku ani na teplotě vstupní syté páry. Na základě statistického vyhodnocení vypočítaných součinitelů přestupu tepla na straně páry data ukazují, že jejich hodnotu ovlivňuje průtok chladící vody. Existenci této funkční závislosti potvrzuje také fakt, že metody „Wilson plot method“ jsou na této funkční závislosti založeny.

Pro jednoznačný popis funkční závislosti mezi součiniteli přestupu tepla na straně kondenzující páry i chladící vody a vstupními i výstupními parametry (jako jsou teploty, hmotnostní průtoky atd.) na primární i sekundární straně výměníku by bylo třeba provést rozsáhlejší parametrickou studii. Pro každé zapojení a natočení výměníku by muselo měření proběhnout vždy za identických vstupních podmínek.

6 ZÁVĚR

Disertační práce byla zaměřena na přenos tepla při kondenzaci vodní páry na válcové stěně trubičky malého průměru. Tento fyzikální děj byl zkoumán prostřednictvím trubkového výměníku tepla. Hlavním cílem této práce bylo stanovit součinitel přestupu tepla na straně proudící a kondenzující vodní páry uvnitř svazku trubiček výměníku. Zvolenou metodou ke zkoumání tohoto děje bylo experimentální měření a poloempirické vztahy stanovené pro výpočet součinitele přestupu válcovou stěnou. Základním použitým vztahem byl vztah pro prostup tepla válcovou stěnou – metoda tepelných odporů.

Na základě analýzy metod pro stanovení součinitele přestupu tepla při nucené konvekci byly vybrány tři metody, které byly následně aplikovány na soubor experimentálně naměřených dat. Experimentální měření bylo zaměřeno na měření vstupních a výstupních teplot primárního (strana páry) i sekundárního okruhu (strana chladící vody) trubkového výměníku tepla a na záznam objemového průtoku sekundárního okruhu, získaná data byla statisticky zpracována. Ze tří vybraných metod nebylo pomocí dvou součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry z experimentálně naměřených dat stanovit. Hodnoty součinitelů přestupu tepla na straně páry byly stanoveny pomocí metody tepelných odporů a zpracována pomocí statistické analýzy dat – využity byly histogramy a boxploty. Získané hodnoty byly dále srovnány s dalšími teoriemi a korelacemi pro stanovení součinitele přestupu tepla při kondenzaci. Dostupné výpočetní modely software ANSYS Fluent pro více fázové proudění byly analyzovány a popsány. Idealizovaný model výměníku tepla a simulace přenosu metodou CFD byly rozpracovány a budou náplní dalšího výzkumu.

7 LITERATURA

- [1] ANSERMET, Jean-Philippe; BRECHET, Sylvain D. Principles of thermodynamics. Cambridge University Press, 2019.
- [2] TRUESDELL, Clifford; The tragicomical history of thermodynamics, 1822–1854. Springer Science & Business Media, 2013.
- [3] Rohsenow W.M.; Heat transfer and temperature distribution in laminar film condensation; Trans. ASME 78 (1956) 1645-1648.
- [4] Sparrow E.M., Gregg J.L.; Laminar free convection from a vertical plate with uniform surface heat flux; Trans. ASME 78 (1956) 435-440
- [5] Marschall E., Lee C.Y.; Stability of condensate flow down a vertical wall; Int. J. Heat Mass Transfer 95 (1973) 41-48
- [6] OLLA, Piero; An Introduction to Thermodynamics and Statistical Physics. Springer International Publishing, 2015.
- [7] MOORE, Walter J.; Fyzikální chemie. 2. vyd. Praha: SNTL, 1981.
- [8] COLLIER J. G., THOME J. R. Convective Boiling and Condensation, Clarendon Press, 1994
- [9] AYA, Izuo; NARIAI, Hideki. Evaluation of heat-transfer coefficient at direct-contact condensation of cold water and steam. Nuclear Engineering and Design, 1991, 131.1: 17-24.
- [10] ZHU, Xiaojing, et al. An investigation on heat transfer characteristics of different pressure steam-water in vertical upward tube. Nuclear Engineering and Design, 2009, 239.2: 381-388.
- [11] SIEGEL, Robert. Effects of reduced gravity on heat transfer. In: *Advances in Heat Transfer*. Elsevier, 1967. p. 143-228.
- [12] MERTE JR, H.; CLARK, John Alden. Boiling heat transfer with cryogenic fluids at standard, fractional, and near-zero gravity. 1964.
- [13] CHINNOV, E. A.; RON'SHIN, F. V.; KABOV, Oleg Alexandrovich. Regimes of two-phase flow in micro-and minichannels. Thermophysics and aeromechanics, 2015, 22.3: 265-284.
- [14] KANDLIKAR, Satish, et al. Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels. elsevier, 2005.
- [15] COLEMAN, John W.; GARIMELLA, Srinivas. Two-phase flow regimes in round, square and rectangular tubes during condensation of refrigerant R134a. International Journal of Refrigeration, 2003, 26.1: 117-128.
- [16] GARIMELLA, Srinivas; KILLION, Jesse D.; COLEMAN, John W. An experimentally validated model for two-phase pressure drop in the intermittent flow regime for noncircular microchannels. J. Fluids Eng., 2003, 125.5: 887-894.
- [17] KEINATH, Brendon L.; GARIMELLA, Srinivas. Bubble and film dynamics during condensation of refrigerants in minichannels. In: International Heat Transfer Conference. 2010. p. 177-186.
- [18] POKORNÝ, M. Navier–Stokesovy rovnice [online]. 2014. Dostupné také z: <http://www.karlin.mff.cuni.cz/~pokorny/NS.pdf>
- [19] NUSSELT, Wilhelm. Die oberflächenkondensation des wasserdampfes. VDI-Zs, 1916, 60: 541.
- [20] WHITHAM, Gerald Beresford. Linear and nonlinear waves. John Wiley & Sons, 2011.

- [21] HOBLER, T. Heat Transfer and Heat Exchangers. Publishing House of Chemical Literature, Leningrad, 1961.
- [22] KUTATELADZE, S. Theory of Heat Transfer. Novosibirsk, 1970.
- [23] WILSON, E. E. A basis for rational design of heat transfer apparatus Trans. ASME 37, 1915, 47–82
- [24] FERNANDEZ-SEARA, J. et al. A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices. Applied Thermal Engineering, 2007, 27.17: 2745-2757.
- [25] DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. University of California Publications in Engineering 2 (1930) 443-461. Reprinted in: International Communications on Heat and Mass Transfer 12 (1985) 3-22
- [26] FERNÁNDEZ-SEARA, J. et al. Experimental apparatus for measuring heat transfer coefficients by the Wilson plot method. European Journal of Physics, 2005, 26.3: N1.
- [27] KERN, Donald Quentin. Process heat transfer. Tata McGraw-Hill Education, 1997.
- [28] PETUKHOV, B. S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. In: Advances in heat transfer. Elsevier, 1970. p. 503-564.
- [29] FILONENKO, G. K. Hydraulic resistance in pipes. Teploenergetika, 1(4): 40-44, 1954.
- [30] GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, 1976, 16.2: 359-368.
- [31] FLUENT User's Guide. Chapter 18. Introduction to Modeling Multiphase Flows [online]. Fluent Inc., November 28, 2001. Dostupné z: <http://www.afs.enea.it/fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp18.pdf>
- [32] FLUENT User's Guide. Chapter 19. Discrete Phase Models [online]. Fluent Inc., November 28, 2001. Dostupné z: <http://www.afs.enea.it/fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp19.pdf>
- [33] FLUENT User's Guide. Chapter 20. General Multiphase Models [online]. Fluent Inc., November 28, 2001. Dostupné z: <http://www.afs.enea.it/fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp20.pdf>
- [34] MEHENDALE, S. S.; JACOBI, A. M.; SHAH, R. K. Fluid flow and heat transfer at micro-and meso-scales with application to heat exchanger design. 2000.
- [35] KANDLIKAR, Satish G. Microchannels and minichannels-history, terminology, classification and current research needs. In: First International Conference on Microchannels and Minichannels, New York. 2003.
- [36] STEINKE, Mark E.; KANDLIKAR, Satish G. Flow boiling and pressure drop in parallel flow microchannels. In: International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. 2003. p. 567-579.
- [37] CHINNOV, Evgeny Anatol'evich; KABOV, Oleg Alexandrovich. Two-phase flows in pipes and capillary channels. High Temperature, 2006, 44.5: 773-791.
- [38] SHAH, Mirza M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. International Journal of heat and mass transfer, 1979, 22.4: 547-556.
- [39] Teplota - Ahlborn.cz. Ahlborn – Přesná německá měřicí technika [online]. Dostupné z: <https://www.ahlborn.cz/cidla-a-snimace/teplota/>

- [40] HIRŠ, J.; KUBÍN, M.; HORKÁ, L.; FEČER, T.; PLÁŠEK, J.: Software Výměník © 2018; Software Výměník. <https://www.fce.vutbr.cz/AIU/plasek.j/vymenik.rar>. URL: <https://www.fce.vutbr.cz/AIU/plasek.j/vymenik.htm>. (software)
- [41] MAREŠ, Radim, Oldřich ŠIFNER a Jaroslav KADRNOŽKA. Tabulky vlastností vody a páry podle průmyslové formulace IAPWS-IF97. Brno: VUTIUM, 1999. ISBN 80-214-1316-6.
- [42] GRÖBER, H.; ERK, S.; GRIGULL, U. Die Grundgesetze der Wärmeübertragung, Springer Verlag, Berlin, 1963.
- [43] KUBÍN, M.; HIRŠ, J.; PLÁŠEK, J. Experimental Analysis of Steam Condensation in Vertical Tube with Small Diameter. International journal of heat and mass transfer, 2016, č. 94, s. 403-410. ISSN: 0017- 9310.
- [44] HEWITT, G.F. DELHAYE, J.M. ZUBER, N. Multiphase Science and Technology Volume 2. Springer Science & Business Media, 2013
- [45] KALČÍK J.; SÝKORA K. Technická termomechanika: učebnice pro vysoké školy. 1. vyd. Praha: Academia, 1973.
- [46] CIKHART J.; POLANSKÝ A. Výměníky Tepla v Tepelných Sítích. 2., dopln. a opravené vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1976.