



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

**KONTROLNÍ TEPELNÝ VÝPOČET TEPELOVODNÍHO
ŽÁROTRUBNÉHO KOTLE**

RATING THERMAL CALCULATION OF FIRE TUBE WATER HEATER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Kryštof Polášek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Student:	Bc. Kryštof Polášek
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Procesní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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

Kontrolní tepelný výpočet teplovodního žárotrubného kotle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na seznámení se s problematikou žárotrubných kotlů a na zpracování tepelného výpočtu pro konkrétní průmyslovou konfiguraci žárotrubného teplovodního kotle. Sestaveným tepelným výpočtem bude provedena výpočtová kontrola vybraného provozovaného teplovodního žárotrubného kotle odpovídající konfigurace a bude provedeno vyhodnocení vypovídající schopnosti vytvořeného výpočtového modelu formou srovnání zásadních provozních parametrů obdržných z tepelného výpočtu s reálnými daty naměřenými na provozovaném průmyslovém kotli.

Cíle diplomové práce:

1. Seznámit se s technickým provedením žárotrubných kotlů a problematikou jejich tepelného výpočtu.
2. Specifikovat algoritmus kontrolního tepelného výpočtu a připravit jeho výpočtovou realizaci pro konkrétní průmyslovou konfiguraci žárotrubného teplovodního kotle.
3. Připraveným výpočtovým modelem provést výpočtovou kontrolu vybraného provozovaného teplovodního žárotrubného kotle odpovídající konfigurace.
4. Vyhodnotit vypovídající schopnosti výpočtového modelu formou srovnání hodnot zásadních provozních parametrů obdržných z tepelného výpočtu s reálnými daty naměřenými na provozovaném průmyslovém kotli a provést souhrnné zhodnocení.

Seznam doporučené literatury:

BISETTO, A., D. DEL COL and M. SCHIEVANO, Fire tube heat generators: Experimental analysis and modeling, Applied Thermal Engineering 78 (2015) 236 – 247.

VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen Ed., VDI Heat Atlas, Second Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá tepelným výpočtem teplovodního žárotrubného kotle. V první části práce je provedeno základní rozdělení a popis jednotlivých typů průmyslově využívaných kotlů. Následně je představen výpočtový model sestavený v softwaru *Maple* včetně uvedení potřebných výpočtových vztahů a algoritmu výpočtového modelu. Následně je sestavený výpočtový model aplikován na experimentální kotel formou kontrolního tepelného výpočtu. Na závěr je sestaveným výpočtovým modelem provedena výpočtová kontrola průmyslově provozovaného kotle. Formou srovnání a zhodnocení obdržných zásadních provozních parametrů je provedeno vyhodnocení vypovídající schopnosti vytvořeného výpočtového modelu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Žárotrubný kotel, tepelný výpočet, Maple

ABSTRACT

This diploma thesis deals with thermal calculations of fire tube water heater. The first part of the thesis describes different classifications of boilers and water heaters and provides a basic overview for different types of commonly used boilers. The next part describes thermal calculation model created in Maple software, used formulas and algorithm of the model. Subsequently, the model is applied to the experimental water heater in the form of computational rating. In the last part of the thesis the model is applied to the existing operated industrial water heater to evaluate predictive ability of the calculation model by comparing the essential operating parameters obtained from the calculation with real data measured on the water heater.

KEYWORDS

Firetube water heater, thermal calculation, Maple

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLÁŠEK, Kryštof. *Kontrolní tepelný výpočet teplovodního žárotrubného kotle*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124475>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením vedoucího práce doc. Ing. Zdeňka Jegly, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. června 2020

.....

Bc. Kryštof Polášek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Jeglovi, Ph.D. za jeho ochotu, vstřícný přístup, věnovaný čas a přínosné rady v průběhu celého vypracování práce. Také bych rád poděkoval své rodině a všem svým blízkým za jejich podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Kotle	10
1.1 Klasifikace kotlů	10
1.2 Základní části kotle	11
1.3 Vodotrubné kotle	12
1.4 Žárotrubné kotle.....	14
2 Přenos tepla	19
2.1 Radiace.....	19
2.2 Konvekce	20
2.3 Kondukce	24
2.4 Přenos tepla v kotlích.....	25
3 Technický popis a uspořádání experimentálního kotle	26
4 Tepelný výpočet žárotrubného kotle	27
5 Algoritmus a způsob tepelného výpočtu	36
5.1 Software <i>Maple</i>	36
5.2 Algoritmus výpočtu	37
6 Výpočtová kontrola experimentálního kotle	41
6.1 Výkonový režim 1	41
6.2 Výkonový režim 2	43
6.3 Výkonový režim 3	45
6.4 Výkonový režim 4	46
6.5 Shrnutí výsledků	48
7 Výpočtová kontrola průmyslového kotle	52
Závěr	56
Použité informační zdroje.....	57
Seznam použitých symbolů.....	59
Seznam obrázků.....	63
Seznam tabulek.....	64

ÚVOD

Kotel je uzavřená tlaková nádoba, v níž dochází k ohřevu tekutiny (nejčastěji vody). Teplo k jejímu ohřevu je obvykle produkováno pomocí spalování pevných, kapalných nebo plyných paliv či je přiváděno z externího zařízení. Materiálem využitým pro konstrukci kotlů je většinou ocel.

Kotle mají za sebou poměrně dlouhou historii. První kotle určené pro produkci páry se začaly objevovat na konci devatenáctého století a nejčastěji využívaným palivem pro produkci tepla bylo uhlí. Kotle pro produkci teplé vody mají historii ještě mnohem delší, první z nich měly formu horizontální válcové nádoby, pod kterou se topilo dřevem. Od té doby však došlo k velmi výraznému vývoji v oblasti kotlů. Moderní kotle jsou navrhovány a konstruovány s důrazem kladeným na dosahování co největších účinností kotlů (což přináší mimo jiné úsporu paliv) a na snižování zátěže kladené na životní prostředí. Současné kotle jsou často řízeny automaticky a nalézají využití v mnoha oborech, například v teplárenství či elektrárenství a v průmyslových oblastech, jako jsou například chemický či petrochemický průmysl.

Současná literatura týkající se průmyslových kotlů se z větší části zabývá jejich vodotrubným provedením. Pro žárotrubné provedení kotlů jsou literární data a komplexní modely pro tepelné výpočty spíše vzácné. Cílem této práce je seznámení s technickým provedením žárotrubných kotlů a problematikou jejich tepelného výpočtu. Dalším vytyčeným cílem je sestavení tepelného výpočtu pro konkrétní konfiguraci experimentálního teplovodního žárotrubného kotle, specifikace algoritmu kontrolního výpočtu a porovnání obdržených výsledků výpočtu s dostupnými naměřenými daty. Následně je cílem provedení výpočtové kontroly vybraného průmyslově provozovaného teplovodního žárotrubného kotle sestaveným výpočtovým modelem. V neposlední řadě je také cílem práce vyhodnocení vypovídajících schopností vytvořeného výpočtového modelu formou srovnání hodnot zásadních provozních parametrů obdržených z tepelného výpočtu s daty naměřenými na provozovaném průmyslovém kotli.

1 KOTLE

Kotel je zařízení, které slouží k ohřevu vody (teplovodní a horkovodní kotle), k produkci páry (parní kotle), případně k ohřevu jiného média (např. oleje). Dochází v něm k přeměně chemické energie paliva na tepelnou energii vody nebo páry. V některých specifických případech nedochází v kotlích ke spalování paliva a k ohřevu média je využíváno například odpadní teplo (spalinové kotle) nebo elektřina (elektrokotle). Kotle jsou využívány již přes jedno a půl století a za tuto dobu prošly velkým vývojem v oblastech velikosti, různorodosti, flexibility, univerzálnosti, spolehlivosti a komplikovanosti provedení. Kotle jsou využívány v mnoha oblastech a odvětvích, nejvíce jsou však využívány v oblastech produkce páry a v energetice. [1], [2]

1.1 KLASIFIKACE KOTLŮ

Kotle jsou vyráběny v široké škále různých velikostí, produkující páru a ohřátou vodu o různých teplotách a tlacích. Jsou také vyráběny pro spalování různých druhů paliv, mezi které patří hlavně černé a hnědé uhlí, topné oleje a plynná paliva. Výhodou zemního plynu a topných olejů je, že při jejich spalování téměř nedochází k produkci popela, zatímco při spalování uhlí to může být problém. Konstrukce kotlů také prochází vývojem kvůli neustále se zpřísňujícím emisním limitům. [2]

Kotle lze dělit podle mnoha různých kritérií. Některá z nejčastějších rozdělení budou nyní uvedeny.

Rozdělení podle aplikace [3]:

- kotle elektrárenské (slouží výhradně k výrobě páry pro turbínu),
- kotle teplárenské (slouží k výrobě páry pro turbínu i pro vytápění),
- kotle výtopenké (slouží výhradně pro ohřev vody k zásobování teplem),
- kotle průmyslové,
- kotle pro spalovny.

Rozdělení podle druhu média v trubkách [1]:

- kotle vodotrubné,
- kotle žárotrubné.

Rozdělení podle spalovaného paliva [3]:

- kotle na plynná paliva (spalují zemní plyn, vyráběné plyny nebo plynné odpady),
- kotle na kapalná paliva (spalují topné oleje a kapalné odpady),
- kotle na pevná paliva (spalují tuhá fosilní paliva, biomasu a tuhé odpady).

Rozdělení podle přetlaku vyráběné páry [3]:

- nízkotlaké (od 0 do 0,07 MPa přetlaku vyrobené páry),
- středotlaké (od 0,07 do 6,4 MPa přetlaku vyrobené páry),
- vysokotlaké (od 6,4 do 22,5 MPa přetlaku vyrobené páry),
- s nadkritickým tlakem páry (od 22,5 MPa přetlaku vyrobené páry).

Rozdělení podle ČSN [3]:

- teplovodní a nízkotlaké kotle (podle ČSN 07 0240),
- horkovodní kotle (podle ČSN 07 0021),
- parní kotle (podle ČSN 07 0020).

Rozdělení podle druhu cirkulace vody [3]:

- kotle s přirozenou cirkulací vody,
- kotle s nucenou cirkulací vody,
- kotle průtočné.

1.2 ZÁKLADNÍ ČÁSTI KOTLE

Kotel je zařízení, ve kterém se odehrávají dva hlavní procesy – spalování paliva s uvolněním tepla a následný přenos uvolněného tepla do ohřívaného média skrze teplosměnné plochy. Kotle se tak skládají ze dvou základních částí, ze spalovacího zařízení s příslušenstvím a z výměňkové části kotle.

1.2.1 SPALOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Součástí spalovacího zařízení je spalovací komora, kde se nachází hořáky nebo ohniště s roštem, kde dochází ke spalování paliva. Příslušenství spalovacího zařízení zajišťují přívod vzduchu a paliva, ohřev vzduchu, odvod spalin a zbytků po spálení paliva. Konkrétní provedení spalovacího zařízení závisí na druhu spalovaného paliva. [3]

Při spalování tuhých paliv jsou využívány ohniště roštová, prášková nebo fluidní. Roštová ohniště jsou poměrně zastaralou technologií a slouží ke spalování kusových paliv. Původně se využívaly zejména při spalování uhlí, v dnešní době se roštové kotle staví zejména pro spalování biomasy a komunálních či průmyslových odpadů. Fluidní kotle pracují na principu spalování paliva ve fluidní vrstvě a jsou schopné spalovat paliva širokého rozsahu. Fluidní vrstva je vytvořena průtokem plynu vrstvou částic. Kotle práškové spalují rozemletý uhelný prášek. [3]

1.2.2 VÝMĚNÍKOVÁ ČÁST KOTLE

Teplu vyprodukované ve spalovacím zařízení je ve výměňkové části kotle předáváno ohřívanému médiu. Podle typu kotle může být výměňková část tvořena až čtyřmi různými segmenty: ohřívákem vody (ekonomizér), výparníkem, přehřívákem páry a ohřívákem spalovacího vzduchu (LUVO).

Ekonomizér je první částí pro výměnu tepla na straně vody a většinou předposlední na straně spalin (za ním následuje již pouze ohřívák vzduchu). Do ekonomizéru vstupuje upravená napájecí voda, která se v něm ohřeje na teplotu blízkou teplotě varu. Ekonomizér pomáhá zvyšovat efektivitu využití paliva pomocí extrakce nízkopotenciálního tepla ze spalin a jeho návrh vyžaduje určité zkušenosti. Účinnost kotle se zvyšuje přibližně o 1 % za každé snížení výstupní teploty spalin o 22 °C. Zvýšení ploch tepelné výměny však s sebou nese vyšší investiční náklady, je tedy nutný efektivní návrh a vybalancování investičních a provozních nákladů. [1], [3]

Výparník bývá největší a nejsložitější výměňkovou částí kotle, zejména u vodotrubného typu. Obvykle bývá umístěn v oblastech s nejvyšší teplotou spalin a u vodotrubných kotlů bývá

tvořen kotlovým tělesem (tzv. bubnem), spodní zavodňovací komorou a zavodňovacími a varnými trubkami. Poměr plochy výparníku vzhledem k celkové teplosměnné ploše kotle bývá 30 až 65 % a závisí na provozním tlaku (s rostoucím tlakem plocha výparníku klesá). [3]

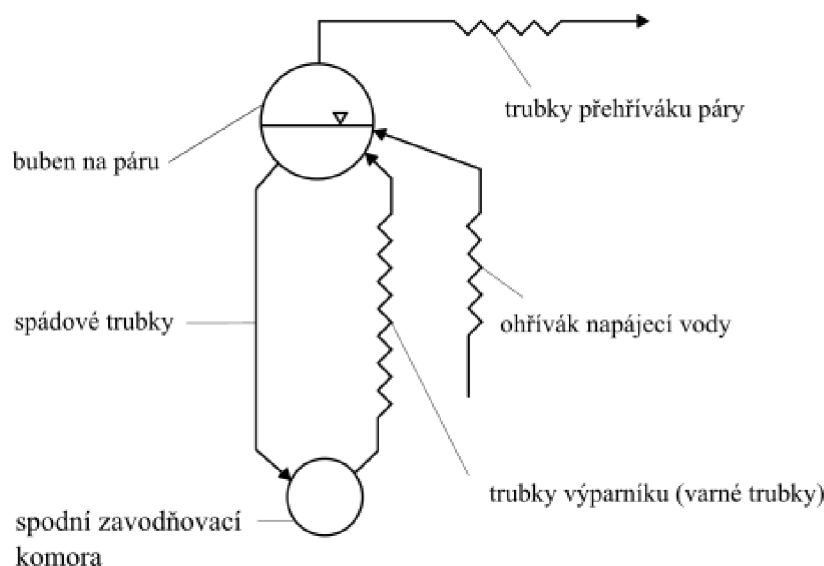
Přehřívák přehřívá sytou páru přicházející z výparníku. Může být umístěn ve spalovací komoře nebo dále v konvekční části kotle. Nejčastěji bývá teplota produkované páry do 540 °C. Jelikož je dosahováno takto vysokých teplot, je nutný správný návrh přehříváku. Chladícím médiem není voda ale pára, jejíž chladicí efektivita je menší oproti vodě. Velikost musí být vhodně navržena, protože při takto vysokých teplotách je přípustná odchylka poměrně malá, kvůli hrozícímu přehřívání stěn trubek. Návrh by také měl brát ohled na možné zanášení, erozi a korozi na straně spalin. [1], [3]

Ohřívák spalovacího vzduchu slouží k využití zbytkového nízkopotenciálního tepla ve spalinách a ke zvýšení celkové účinnosti kotle. Může být také využit pro snížení teploty spalin na únosnou teplotu pro ventilátory a prachové filtry. [1]

1.3 VODOTRUBNÉ KOTLE

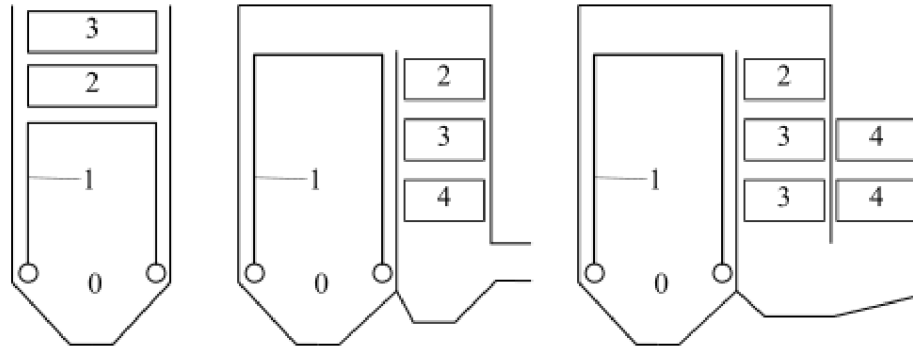
Vodotrubné kotle mohou být obecně konstruovány na vyšší tlaky a teploty vody a páry a vyšší parní výkony než kotle žárotrubné. Teploty páry se běžně pohybují od saturační teploty až po zhruba 620 °C, tlaky páry pak v rozmezí 0,35 až 32 MPa a parní výkon od 5 do 4500 tun páry za hodinu. Vodotrubné kotle lze oproti žárotrubným rychleji najíždět, avšak jsou náročnější na regulaci, stabilitu dodávky paliva a úpravu napájecí vody. Tento typ kotlů je možné přizpůsobit pro spalování širokého spektra paliv, včetně odpadů a biopaliv. [1], [3]

Nejčastější provedení vodotrubných kotlů je s horním bubnem a spodní zavodňovací komorou, mezi kterými cirkuluje voda uvnitř varných a spádových trubek (zjednodušené schéma je na obr. 1). Spaliny proudí kolem varných trubek s vodou a předávají obsažené teplo. Spádové trubky většinou nebývají vystavené proudě spalin. Výhodou vodotrubných kotlů je, že při jakémkoliv zvoleném průměru trubek je teplosměnná plocha na straně spalin vždy větší než u kotlů žárotrubných. To je dáno tím, že u vodotrubných kotlů jsou spaliny v kontaktu s plochou na vnějším průměru trubek, kdežto u žárotrubných kotlů je to plocha na vnitřním průměru trubek. [3], [4]



Obr. 1 Schéma cirkulačního systému vodotrubného kotle

Vodotrubné kotle mohou mít umístěn přehřívák páry v oblasti ohniště kotle, pak se jedná o sálavý přehřívák. Druhou variantou je konvekční přehřívák, kdy je přehřívák páry umístěn v oblasti nižších teplot spalin v druhém tahu. Vodotrubné kotle jsou nejčastěji v provedení s jedním až třemi tahy spalin, jak je znázorněno na obr. 2. [3]



Obr. 2 Schéma vodotrubných kotlů s jedním až třemi tahy spalin (0 – ohniště, 1 – výparník, 2 – přehřívák páry, 3 – ohřívák vody, 4 – ohřívák vzduchu) [3]

1.3.1 KOTLE S PŘIROZENOU CÍRKULACÍ VODY

Jako kotle s přirozenou cirkulací spalin jsou nejčastěji vyráběny jednobubnové kotle. Přirozená cirkulace vody trubkami mezi spodní zavodňovací komorou a horním bubnem je vyvolána rozdílem měrných hmotností vody v zavodňovacích trubkách a směsi vody a páry ve varných trubkách. Vztlak při přirozené cirkulaci je dán následujícím vztahem [3]:

$$\Delta p = g \cdot H \cdot (\rho_v - \rho_x) \quad (1.1)$$

kde:	Δp	je vztlak [Pa],
	g	je gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$],
	H	je výška cirkulačního systému [m],
	ρ_v	je střední měrná hm. vody v zavodňovacích trubkách [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],
	ρ_x	je střední měrná hm. vody ve varných trubkách [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].

Se zvyšujícím se tlakem vyráběné páry a také s klesající výškou kotle (výparníku) se zmenšuje rozdíl hustoty vody a syté páry, snižuje se oběhové číslo a hustotní gradient a snižuje se také rychlost proudění vody. Od určitého tlaku je již přirozená cirkulace nespolehlivá a je nutné do zavodňovacích trubek přidat oběhová čerpadla, která vytváří dopravní přetlak. Obecně se přirozené cirkulace využívá při provozním tlaku do zhruba 16 MPa. Pro podporu přirozené cirkulace je potřeba mít co největší průměr trubek výparníku, výšku kotle a optimalizovat celý oběh pro dosažení co nejmenších lokálních tlakových ztrát. [3]

Oběh vody výparníkem je charakterizován oběhovým číslem, které je definováno jako převrácená hodnota suchosti páry na výstupu z varných trubek (rovnice (1.2)). [3]

$$C_o = \frac{M_o + M_{pp}}{M_{pp}} = \frac{1}{x_2} \quad (1.2)$$

kde:	C_o	je oběhové číslo [-],
	M_o	je hmotnostní tok oběhové vody [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
	M_{pp}	je hmotnostní tok páry [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
	x_2	je výstupní suchost páry z výparníku [$\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$].

Ve vysokotlakých kotlích s přirozenou cirkulací dosahuje oběhové číslo běžně hodnot od 6 do 10, ve středotlakých kotlích od 20 do 70 a u kotlů nízkotlakých od 100 do 200. [3]

1.3.2 KOTLE S NUCENOU CIRKULACÍ VODY

U tohoto typu kotlů je oproti kotlům s přirozeným oběhem vody navíc přidáno čerpadlo, které vyvíjí dopravní přetlak a vytlačuje vodu do bubnu. Nucená cirkulace má oproti přirozené řadu výhod. Trubky mohou mít menší průměr, což přináší úspory na materiálových nákladech, a navíc nemusí být svislé, ale mohou tvořit meandrovité trubkové hady. Kotle s nucenou cirkulací také mohou pracovat s vyšším tlakem páry, jelikož čerpadla kompenzují tlakové ztráty. Nevýhodou pak jsou vyšší pořizovací i provozní náklady. Čerpaná voda mívá často vysokou teplotu a tlak, potřebná čerpadla tak mohou znamenat zvýšené náklady, a navíc mohou klást zvýšené nároky na kvalitu vody. Pro vyhnutí se nutnosti odstávky jsou využívány záložní čerpadla, která dále zvyšují pořizovací náklady. Použité trubky o menším průměru mohou také vyžadovat čistější vodu, což s sebou nese vyšší náklady na její čištění. [3], [5]

1.3.3 KOTLE PRŮTOČNÉ

Výše popsáný vodotrubný typ kotle měl buben, ve kterém byla hladina, která tvořila hranici mezi vodou a sytou párou. V bubnu probíhá izobaricky-izotermický proces, což je proces při stálé teplotě i stálém tlaku produkované syté páry. Průtočný kotel však žádný buben nemá, voda tak postupně protéká nejdříve ohřívákem, pak výparníkem, a nakonec přehřívákem a vystupuje jako přehřátá pára. Díky absenci bubnu je tento typ kotle lehčí a lze s ním dosahovat vyšších teplot a tlaků vyrobené páry. Lze ho také využít k výrobě nadkritické páry, tj. pára o tlacích vyšších než 22,4 MPa. Průtok vody kotlem zajišťují napájecí čerpadla, která musí pokrýt celou tlakovou ztrátu kotle. Příkony těchto čerpadel jsou několikanásobně větší než u srovnatelných bubnových kotlů. [3], [5]

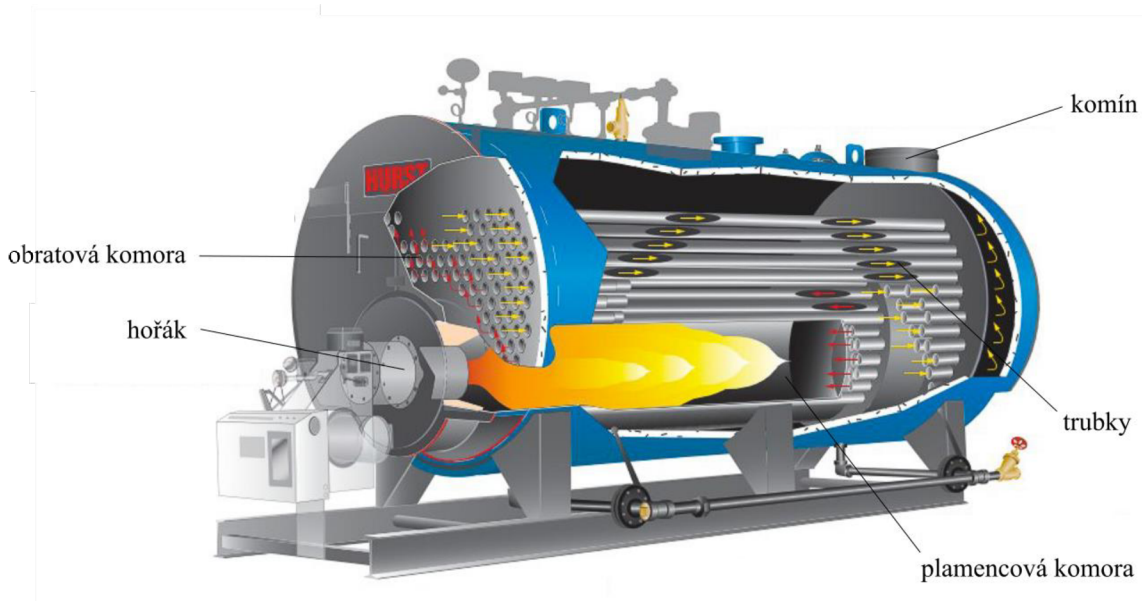
Ve výparníku průtočného kotle se voda postupně odpařuje, až ho nakonec opouští jako sytá pára. U tohoto typu kotle nejsou ve výparníku zapotřebí spádové trubky, výparník se tedy skládá pouze ze soustavy varných trubek a z rozdělovacích a sběrných komor. Pára většinou prochází několika stupni přehříváku a za posledním stupněm může být vedena například na turbínu. [3]

Průtočné kotle bývají poměrně složité na výkonovou regulaci, jelikož nemají dané pevné body konce vypařování a jsou také velmi citlivé na kvalitu napájecí vody. Ta musí být často chemicky upravena a demineralizována. Průtočné kotle nemají buben, ve kterém dochází k odlučování solí. Tuto funkci tak v průtočných kotlích zastává přechodník, který se nachází mezi výparníkem a přehřívákem a v kotli bývá umístěn v oblasti nižších tepelných příkonů. [3]

1.4 ŽÁROTRUBNÉ KOTLE

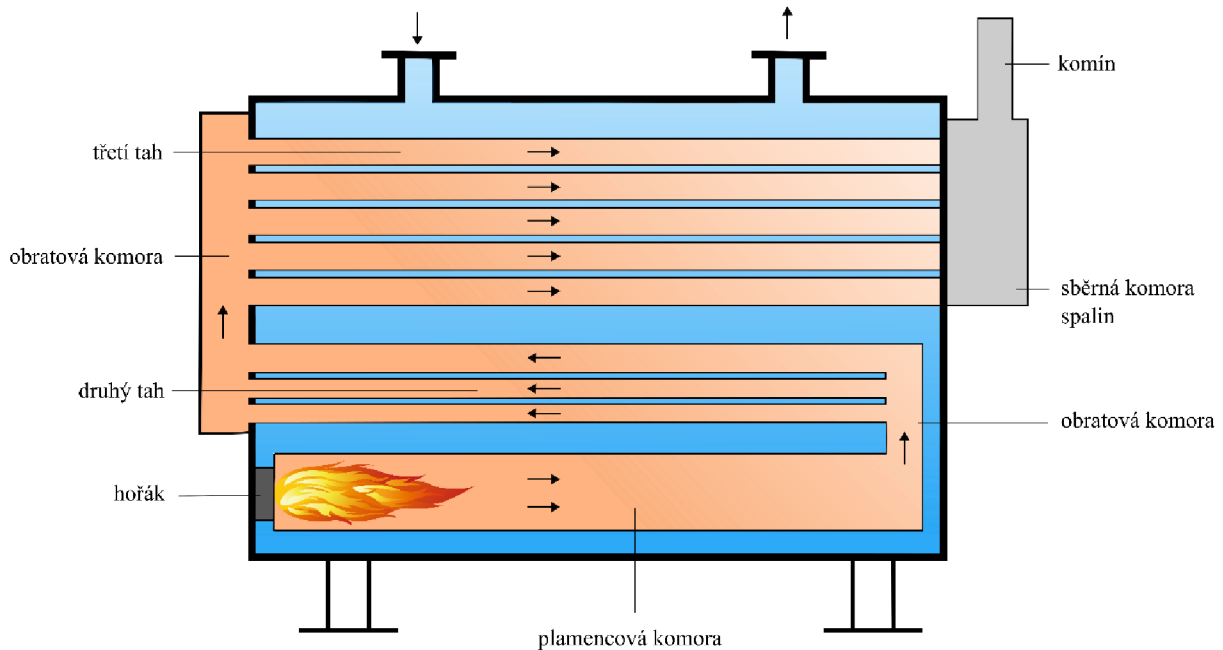
Na rozdíl od vodotrubných kotlů, zde proudí spaliny uvnitř trubek, které obklopuje voda. Tento typ kotlů je velmi kompaktní a obvykle má menší rozměry než kotle vodotrubné. Větší

žárotrubné kotle bývají orientovány horizontálně (obr. 3), menší pak někdy vertikálně. Žárotrubné kotle mohou být využívány jak pro generaci páry, tak pro produkci teplé či horké vody. [2]



Obr. 3 Žárotrubný kotel [6]

Ve spodní části žárotrubného kotle je plamencová komora (nazývaná také plamenec), ve které se nachází hořák na kapalná nebo plynná paliva. Spalování paliva musí být dokončeno v rámci plamencové komory, vzniklé horké spaliny pak následně proudí druhým, případně třetím tahem uvnitř trubek, a nakonec opouští kotel komínem. Mezi jednotlivými tahy se spaliny otáčejí v obratových komorách. Plamencová komora má válcovitý tvar a je vystavena vnějšímu tlaku vody, proto může být vyztužená a její průměr je typicky v rozmezí od 400 do 1300 milimetrů. Taktéž lze narazit na plamencové komory zvlněného provedení, tyto však mají větší výrobní náklady. Obratová komora se může nacházet uvnitř kotle, kdy je celá obklopena vodou a k přenosu tepla ze spalin do vody dochází přes celou plochu komory (tzv. „wet end“ varianta). Druhou možností je umístění obratové komory vně kotle, kdy část jejího povrchu není obklopena vodou (tzv. „dry end“ varianta), v tomto případě pak musí být tato část komory dobře tepelně izolována, protože zde může docházet ke ztrátám tepla do okolí, což pak snižuje účinnost kotle. Na konci plamenec nebo v obratové komoře může být umístěn přehřívák páry a na výstupu spalin může být umístěn ekonomizér. Voda vyplňující mezitrubkový prostor kotle je ohřívána, případně může docházet ke generaci páry. Horizontální žárotrubné kotle bývají v přední či zadní části vybaveny průlezem či výkyvnými dveřmi pro snadnější inspekci, údržbu a čištění jednotlivých částí kotle. Schéma žárotrubného kotle je na obr. 4. [5]



Obr. 4 Schéma žárotrubného kotle

Žárotrubné kotle jsou vhodné zejména pro [1]:

- čistá paliva, jako jsou lehké topné oleje a plyny, jelikož pevná paliva často obsahují prach a částice, které způsobují zanášení a erozi trubek,
- menší kotle s produkcí páry do 35 t/h,
- nižší tlaky páry do 2,5 MPa.

Žárotrubné kotle jsou využívány v procesním a energetickém průmyslu navzdory nižší tepelné účinnosti a historicky nižší bezpečnosti, zejména kvůli nižším nákladům, kompaktní velikosti, vysoké životnosti a rychlé montáži. Počet tahů žárotrubných kotlů se nejčastěji pohybuje v rozmezí od dvou do čtyř tahů. Trubky, kterými proudí spaliny, mohou mít střídavé uspořádání pro zlepšení přenosu tepla. Žárotrubné kotle mívají nejčastěji délku do 7 metrů a průměr do 4 metrů. Tepelná účinnost tohoto typu kotlů je nižší než u kotlů vodotrubných, jelikož teplota spalin opouštějících komín bývá okolo 250 °C, je tedy třeba zvážit případnou vyšší spotřebu paliva při volbě tohoto druhu kotle. [2], [4]

Pracovní přetlak páry a okolní vody je u žárotrubných kotlů limitován tloušťkou stěn pláště, pro dosažení vyšších hodnot přetlaku je pak nutné při konstrukci kotle zvolit větší tloušťku stěn kotle a plamencové komory, což vede k větším nákladům. Proto se tento typ kotlů využívá spíše pro ohřev vody či produkci nízkotlaké páry. Se zvýšením požadavku na výkon kotle se zvětšuje potřebný průměr spalovací komory i vnějšího pláště kotle, což vede také ke zvýšení tloušťky pláště. Od určité hranice již přestávají být žárotrubné kotle výhodné a je vhodnější volit kotle vodotrubné. Avšak pokud bude tlak vody nebo páry nízký (přibližně pod 1 MPa), míra redukce nákladů při využití žárotrubných kotlů může být výrazně vyšší než při využití kotlů vodotrubného provedení. Redukce nákladu u vodotrubných kotlů při snížení tlaku na tak nízkou hodnotu bude totiž velmi nízká, jelikož tloušťka trubek a stěn bubnu kotle nemůže být menší než určité minimum. U žárotrubných kotlů je však možné snížit tloušťku stěn spalovací komory a vnějšího pláště proporcionálně ke snížení tlaku, dokonce je někdy možné snížit tloušťky

trubkovic. Souhrnně řečeno, pro výkony do 4500 kW a tlaky páry do 1,5 MPa mohou být žárotrubné kotle mnohem ekonomičtější než kotle vodotrubné. [2], [5]

Žárotrubné kotle jsou také vhodné pro využití odpadního tepla, v tom případě jsou pak označovány jako kotle spalinové. Spalinové kotle jsou nejčastěji využívány v součinnosti s kogeneračními jednotkami v kombinovaném provozu výroby energie a tepla, nebo jako doplnění provozu s odpadním teplem pro efektivnější využití energie (spalinové turbíny apod.). Jako spalinové kotle mohou být využity některé žárotrubné kotle s plamencovou komorou, nebo kotle pro tento účel specificky konstruované. V tom případě je plamencová komora nahrazena trubkami, kterými proudí spaliny či horké odpadní plyny z průmyslových procesů a na vstupu a výstupu trubek bývají umístěny sběrné komory spalin. V tomto uspořádání mají kotle často jenom jeden tah (obr. 5) a na výstupu spalin nebo ve sběrné komoře spalin může být umístěn spalinový výměník (ekonomizér).



Obr. 5 Žárotrubný kotel na odpadní teplo [7]

Žárotrubné kotle je také možné konstruovat pro více zdrojů spalin. V případě, že nelze spaliny z různých zdrojů slučovat, mohou být kotle v provedení se dvěma oddělenými spalinovými tahy, umožňující samostatný chod každého z nich. Kotel může mít i konstrukci se dvěma plamencovými komorami pro dva na sobě nezávislé hořáky (obr. 6). Spalinové cesty jsou odděleny a je možný provoz na jeden či dva hořáky, což přináší jako výhodu vysoký regulační rozsah. Spalinové kotle mohou být například také v provedení, kdy kotel s vlastním hořákem a třemi tahy je doplněn o oddělený čtvrtý tah pro využití odpadního tepla. [5]



Obr. 6 Žárotrubný kotel se dvěma plamencovými komorami [8]

Vzhledem ke své konstrukci jsou žárotrubné kotle na odpadní teplo vhodné na ochlazování vysoce stlačených plynů. Tyto plyny totiž proudí trubkami, které jsou schopny dobře odolávat tlaku díky svému válcovitému tvaru. Oproti tomu vodotrubné kotle na odpadní teplo jsou v tomto případě značně nevhodné. [5]

2 PŘENOS TEPLA

K přenosu tepla je zapotřebí teplotní gradient, tedy rozdíl teplot. Mezi dvěma tělesy o stejné teplotě nemůže být výsledný přenos tepla nenulový. Rozdíl teplot tvoří hnací sílu pro přenos tepla a s rostoucím teplotním gradientem roste i množství přenášeného tepla. Přenos tepla je proces, který se skládá ze tří mechanismů: vedení tepla (kondukce), proudění (konvekce) a sálání (radiace).

2.1 RADIACE

Každý povrch emituje elektromagnetické vlny do všech směrů. Radiaci lze chápat jako vyzáření energie ve formě elektromagnetických vln, které tedy přenáší teplo. Atom či molekula získají přebytečnou energii a dojde k jejich přechodu na vyšší energetickou hladinu (excitaci), částice se tak stává nestabilní. Do svého původního stavu se tato částice snaží vrátit tím, že vyzáří foton. Vyzářený foton putuje od původní částice, až narazí na jinou částici, která ho absorbuje a sama se tak dostane do excitovaného stavu a celý proces se znova opakuje. [9]

Teplo dopadající radiací na povrch tělesa může být absorbováno, transmitováno nebo reflektováno a jednotlivé podíly jsou známy jako absorptivita, transmisivita a reflektivita a jejich součet je vždy roven jedné [4]:

$$\alpha_r + \gamma_r + \tau_r = 1 \quad (2.1)$$

kde: α_r je absorptivita [-],
 γ_r je reflektivita [-],
 τ_r je transmisivita [-].

Těleso je nazýváno absolutně černým v případě, kdy absorbuje veškeré dopadající záření. Absolutně bílé těleso naopak veškeré záření reflektuje (odráží). Průhledné těleso veškeré dopadající záření transmittuje, neprůhledné těleso tedy netransmittuje radiaci. Většina pevných těles a mnoho kapalin má tedy složku transmisivity rovnu nule, část tepla je tedy reflektována a část absorbována, což vede ke zvýšení teploty povrchu těles. [1], [10]

Pokud je povrch tělesa v termodynamické rovnováze s okolím, emisivita povrchu se pak rovná jeho absorptivitě, což je známo jako Kirchhoffův zákon [10]:

$$\alpha_r = \varepsilon \quad (2.2)$$

kde: α_r je absorptivita tělesa [-],
 ε je emisivita tělesa [-].

Čím více záření tedy těleso absorbuje, tím více ho také emituje. Emisivita tělesa je definována jako poměr tepla vyzářeného reálným tělesem a tepla vyzářeného absolutně černým tělesem při stejném teplotě a nabývá vždy hodnoty mezi nulou a jedničkou [10]:

$$\varepsilon = \frac{E_t}{E_b} \quad (2.3)$$

kde: ε je emisivita reálného tělesa [-],
 E_t je množství energie vyzářené reálným tělesem [W],
 E_b je množství energie vyzářené absolutně černým tělesem [W].

Emisivita materiálů také závisí na jejich teplotě. Tato závislost je výrazná například u skla, které má hodnotu emisivity rovnu 0,92 při pokojové teplotě, avšak při teplotě 800 °C má emisivitu 0,47 (křemenné sklo). Obecně se emisivita kovů zvyšuje s rostoucí teplotou, což však neplatí pro látky nevodivé, kde je situace obrácená. Navzdory tomu je však dostatečné u většiny pevných látek uvádět jednu integrovanou hodnotu emisivity, která může být v případě potřeby specifikována pro různé teploty. Představu o hodnotách emisivity vybraných materiálů při pokojové teplotě je možné si vytvořit z tab. 1. [10]

Tab. 1 Emisivita vybraných materiálů při pokojové teplotě [10]

Materiál	ε [-]
leštěná měď	0,035
leštěná nerez. ocel	0,15
oxidovaná litina	0,63
šamotová cihla	0,9
černý oxidovaný hliník	0,8
dřevo	0,92
voda	0,96

Radiace je nejvýznamnější mechanismus přenosu tepla při spalování. Na rozdíl od konvekce či kondukce nepotřebuje žádnou zprostředkující látku a může tak probíhat i ve vakuu. Tepelný tok radiací popisuje Stefan-Boltzmannův zákon (rovnice (2.4)) a je závislý na čtvrté mocnině teploty povrchu tělesa. S rostoucí teplotou tedy radiace převažuje nad kondukcí a konvekcí. [11]

$$\dot{Q} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot S \cdot T^4 \quad (2.4)$$

kde: \dot{Q} je tepelný tok [W],
 σ je Stefan-Boltzmannova konstanta [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$],
 ε je emisivita [-],
 S je plocha povrchu [m^2],
 T je teplota povrchu [K].

Při spalování většiny paliv je přítomna svítivá radiace. Existuje pouze několik málo plynů, při jejichž spalování je radiace nsvítivá, například vysokopecní plyn. Plyny jako CO, CO₂, SO₂ a vodní pára absorbují a emitují radiaci při určité vlnové délce, která je mimo viditelné spektrum. [1]

2.2 KONVEKCE

Při přenosu tepla konvekcí je tepelný tok nejčastěji přenášen mezi povrchem pevného tělesa a okolní proudící tekutinou. Přenos tepla konvekcí je složen ze dvou mechanismů. Prvním mechanismem je náhodný pohyb molekul (difúze), druhým mechanismem je objemový, makroskopický pohyb tekutiny. Prve zmíněný mechanismus je dominantní v blízkosti povrchu tělesa, kde je rychlost tekutiny nízká a přímo na povrchu rychlost klesá na nulu a teplo je přenášeno pouze vedením. Druhý mechanismus se uplatní tak, že tekutina je strhávána

z okolního proudu směrem k povrchu tělesa, kde se vytváří tzv. mezní vrstva, v níž je odebráno nebo předáváno teplo. [11]

Přenos tepla konvekcí mezi pevným tělesem a proudící tekutinou je popsán Newtonovou rovnicí [9]:

$$\dot{Q} = A_s \cdot \alpha_t \cdot (T_f - T_s) \quad (2.5)$$

kde:

\dot{Q}	je tepelný tok [W],
A_s	je plocha přestupu tepla [m ²],
α_t	je součinitel přestupu tepla [W·m ⁻² ·K ⁻¹],
T_f	je teplota tekutiny [K],
T_s	je teplota povrchu tělesa [K].

Konvekce se rozděluje na nucenou a přirozenou (volnou). Přirozená konvekce je vyvolána pohybem molekul v tekutině s rozdílnými hustotami a gravitační silou, kdy těžší molekuly klesají ve směru gravitačního zrychlení a lehčí molekuly stoupají opačným směrem. [11]

Nucená konvekce je vyvolána účinkem vnějších sil, např. čerpadlem nebo kompresorem. Součinitel přestupu tepla α_t je při nucené konvekci závislý na řadě proměnných, jmenovitě například na dynamické viskozitě μ , hustotě ρ , měrné tepelné kapacitě c_p a rychlosti proudící tekutiny w . K jeho stanovení se využívají bezrozměrná podobnostní čísla (kritéria). Důležitá podobnostní kritéria jsou popsána v následujících podkapitolách. [1]

2.2.1 REYNOLDSOVO ČÍSLO

Reynoldsovo číslo (Re) indikuje typ proudění, který může být laminární, přechodný nebo turbulentní. Osborne Reynolds demonstroval existenci těchto tří režimů proudění tak, že nechal vodu a barvivo proudit průhlednou skleněnou trubkou. Při laminárním proudění kapky barviva ve vodě vytvořily rovnou čáru, při přechodném proudění vlnky a při turbulentním se barvivo rozptýlilo a promíchalo s vodou. [1]

Reynoldsovo číslo představuje poměr setrvačných a viskózních sil. Setrvačné síly jsou přibližně úměrné druhé mocnině rychlosti proudění, zatímco viskózní síly jsou přibližně úměrné její první mocnině. Při nízkých rychlostech proudění ($Re < 2000$) jsou dominantní viskózní síly, což vede k tvorbě laminárního nebo přechodného proudění. Při vysokých rychlostech ($Re > 4000$) však převládají setrvačné síly a výsledný tok je turbulentní. Reynoldsovo číslo lze zapsat následujícími vztahy [1]:

$$Re = \frac{w \cdot l \cdot \rho}{\mu} = \frac{w \cdot l}{\nu} \quad (2.6)$$

kde:

Re	je Reynoldsovo číslo [-],
w	je rychlost proudění tekutiny [m·s ⁻¹],
l	je charakteristický rozměr [m],
ρ	je hustota tekutiny [kg·m ⁻³],
μ	je dynamická viskozita [kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹],
ν	je kinematická viskozita [m ² ·s ⁻¹].

2.2.2 PRANDTLOVO ČÍSLO

Prandtlovo číslo (Pr) představuje míru, jak snadno se teplo přenáší skrz tekutinu. Vyjadřuje také poměr kinematické viskozity tekutiny a součinitele teplotní vodivosti (nutno nezaměňovat se součinitelem tepelné vodivosti). Součinitel teplotní vodivosti (a_t) představuje míru rychlosti přenosu tepla z teplé části materiálu do studené části při neustáleném šíření tepla vedením. Vyjadřuje také míru schopnosti materiálu vést tepelnou energii v poměru ku schopnosti materiálu tepelnou energii ukládat. [1], [12]

$$a_t = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \quad (2.7)$$

kde: a_t je součinitel teplotní vodivosti [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$],
 λ je součinitel tepelné vodivosti [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 c je měrná tepelná kapacita [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 ρ je hustota materiálu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].

$$Pr = \frac{\nu}{a_t} \quad (2.8)$$

kde: Pr je Prandtlovo číslo [-],
 ν je kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$],
 a_t je součinitel teplotní vodivosti [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$].

Prandtlovo číslo také vyjadřuje, jaký způsob přenosu tepla převládá (konvekce nebo kondukce). Tekutiny s malými hodnotami Prandtlova čísla jsou volně tekoucí a dobře vedou teplo kondukcí, jsou tedy vhodné jako teplovodivé tekutiny. Se zvyšující hodnotou Prandtlova čísla začíná převládat konvekce nad kondukcí. Hodnoty Prandtlova čísla pro vybrané tekutiny jsou v tab. 2. Jak je možné vidět, tekuté kovy velmi dobře vedou teplo. Překvapivě vzduch také obstojně vede teplo, naproti tomu organická rozpouštědla vedou teplo velmi špatně. Typicky uvažovaná hodnota Prandtlova čísla pro vzduch je okolo 0,7 a pro vodu okolo 6,9. [13]

Tab. 2 Hodnoty Prandtlova čísla pro vybrané tekutiny [13]

Tekutina	Teplota [°C]	Prandtlovo číslo [-]
sodík	100	0,01
rtuť	25	0,03
vzduch	30	0,72
metanol	25	6,83
voda	25	6,9
toluen	25	7,26
etanol	25	18,05
argon	30	22,77
xenon	30	674,91
glycerol	25	7612,7

2.2.3 NUSSELTOVO ČÍSLO

Nusseltovo číslo (Nu) reprezentuje poměr mezi přenosem tepla konvekcí a kondukcí na hranici tekutiny. Čím je Nusseltovo číslo větší, tím více se při přenosu tepla tekutinou uplatňuje konvekce. Nusseltovo číslo rovno jedné pro vrstvu tekutiny znamená, že teplo je přenášeno pouze kondukcí. [14]

$$Nu = \frac{\alpha_t}{\lambda} \quad (2.9)$$

kde: Nu je Nusseltovo číslo [-],
 α_t je součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
 λ je součinitel tepelné vodivosti [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$].

2.2.4 GRASHOFOVO ČÍSLO

Grashofovo číslo (Gr) představuje poměr mezi vztakovými a viskózními silami působícími na tekutinu. Grashofovo číslo hraje při volné konvekci stejnou roli, jako Reynoldsovo číslo při nucené konvekci. Grashofovo číslo tak představuje kritérium, podle kterého lze určit, zda je proudění tekutiny při volné konvekci laminární nebo turbulentní. Při proudění podél vertikální desky například platí, že tekutina přechází do turbulentního režimu toku při hodnotě Grashofova čísla okolo 10^9 . [14]

Vztah pro Grashofovo číslo při proudění trubkou má tvar:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot D^3}{\nu^2} \quad (2.10)$$

kde: Gr je Grashofovo číslo [-],
 g je gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$],
 β je součinitel objemové roztažnosti [K^{-1}],
 T_s je povrchová teplota [K],
 T_∞ je teplota tekutiny v dostatečné vzdálenosti od povrchu [K],
 D je vnitřní průměr trubky [m],
 ν je kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$].

2.2.5 RAYLEIGHOVO ČÍSLO

Rayleighovo číslo (Ra) je bezrozměrné číslo, které lze vyjádřit jako součin Grashofova a Prandtlova čísla. Velikost Rayleighova čísla menší než určitá kritická hodnota značí, že systém je ve stálém stavu a neprobíhá přenos tepla konvekcí. [14]

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (2.11)$$

kde: Ra je Rayleighovo číslo [-],
 Gr je Grashofovo číslo [-],
 Pr je Prandtlovo číslo [-].

2.3 KONDUKCE

Principem kondukcce je přenos tepla mezi sousedními molekulami nebo mezi částicemi v pohybu. Může se jednat o různé druhy pohybů, od vibrací atomů v krystalových mřížkách pevných látek, přes pohyb elektronů v kovech až po neuspořádaný pohyb molekul v plynech. Podle Fourierova zákona je hustota tepelného toku pro přenos tepla vedením popsána rovnicí (2.12). Hustota tepelného toku přenášeného vedením v látce je přímo úměrná velikosti teplotního gradientu, ale má opačný směr. [11]

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.12)$$

kde: \dot{q} je hustota tepelného toku [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$],
 λ je součinitel tepelné vodivosti [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 dT je rozdíl teplot mezi dvěma místy [K],
 dx je vzdálenost mezi dvěma místy [m].

Schopnost materiálů vést teplo kondukcí charakterizuje součinitel tepelné vodivosti (λ). Nejlépe teplo vedou čisté kovy, tepelná vodivost se pak snižuje se zvyšujícím se obsahem příměsí. Se zvyšující se teplotou se tepelná vodivost většiny čistých kovů snižuje, většiny plynů zvyšuje a většiny kapalin snižuje (s výjimkou vody). Rozmezí hodnot součinitele tepelné vodivosti pro vybrané materiály je v tab. 3. Přenos tepla kondukcí je u tekutin velmi malý v porovnání s konvekcí. [1]

Tab. 3 Rozmezí hodnot součinitele tepelné vodivosti pro vybrané materiály [1]

Materiál	λ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
kovy	10–400
slitiny	12–120
izolační materiály	0,023–2,9
kapaliny	0,2–0,5
plyny a páry	0,006–0,05

Tepelná vodivost se v závislosti na teplotě mění téměř lineárně pro většinu materiálů a je popsána následující rovnicí [1]:

$$\lambda = \lambda_o \cdot (1 + \beta_k \cdot t) \quad (2.13)$$

kde: λ je součinitel tepelné vodivosti [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 λ_o je součinitel tepelné vodivosti při teplotě 0 °C [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 β_k je teplotní koeficient tepelné vodivosti [K^{-1}],
 t je teplota [°C].

Látky dobře vedoucí teplo většinou také dobře vedou elektrický proud. Poměr tepelné a elektrické vodivosti je stejný pro všechny kovy při dané teplotě. Tento poměr je navíc úměrný absolutní teplotě daného kovu (viz rovnice (2.14)). [1]

$$\frac{\lambda}{\sigma_e \cdot T} = konst. \quad (2.14)$$

kde: λ je součinitel tepelné vodivosti [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 σ_e je měrná elektrická vodivost [$\text{S} \cdot \text{m}^{-1}$],
 T je teplota [K].

2.4 PŘENOS TEPLA V KOTLÍCH

Při provozu kotlů se uplatňují všechny tři způsoby přenosu tepla (radiace, konvekce, kondukce), v různých částech kotlů však většinou převládá jeden z nich.

V ekonomizérech je většinou téměř veškeré teplo ze spalin přeneseno konvekcí, jelikož ekonomizéry bývají v kotlích umístěny až za výparníkem a přehřívákem. Podobná situace nastává u ohříváku spalovacího vzduchu.

U přehříváků dominuje přestup tepla konvekcí nebo radiací, podle jejich konstrukce a umístění. Konvekční přehříváky bývají umístěny v oblastech nižších teplot spalin, často v druhém tahu a díky tomu u nich převládá přenos tepla konvekcí. Naproti tomu sálavé přehříváky bývají umístěny blízko ohniště nebo hořáku kotle, kde mívají spaliny nejvyšší teplotu a díky tomu u nich převládá přenos tepla radiací, jelikož ta roste se čtvrtou mocninou teploty.

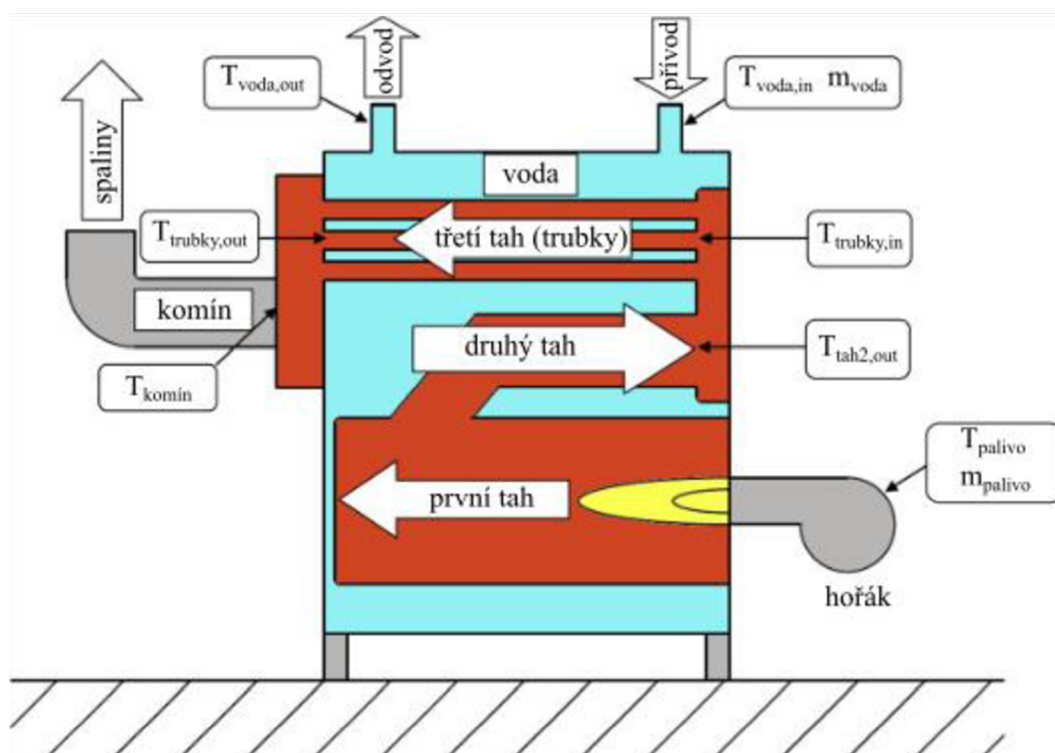
Výparník bývá také umístěn ve spalovací komoře kotle, kde spaliny mívají vysokou teplotu, zároveň však nemají ještě tak vysokou rychlost proudění, proto značně převládá přenos radiací nad konvekcí.

Kondukce se uplatňuje například při přenosu tepla skrz materiál stěn trubek či stěn plamencové komory. Také se tento mechanismus přenosu tepla může uplatňovat v pomalu tekoucí vodě vyplňující mezitrubkový prostor žárotrubných kotlů.

3 TECHNICKÝ POPIS A USPOŘÁDÁNÍ EXPERIMENTÁLNÍHO KOTLE

Kontrolní tepelný výpočet byl proveden pro experimentální teplovodní kotel žárotrubného provedení. Jedná se o kotel s maximálním příkonem 90 kW. V hořáku kotle je jako palivo spalován zemní plyn s přebytkem spalovacího vzduchu 20 %, uvažovaný pro potřeby spalování jako čistý metan. Ohřívanou látkou je voda. [15]

Experimentální kotel má tři tahy spalin, přičemž v prvním tahu proudí spaliny od hořáku plamencovou komorou, která má válcovitý tvar s vnitřním průměrem 334 milimetrů a délkou 836 milimetrů. Z plamencové komory spaliny putují do trubky druhého tahu, která na ni navazuje. Trubka druhého tahu má rovněž válcovitý tvar a její vnitřní průměr je roven 146,4 milimetrům a její délka je 652 milimetrů. Mezi druhým a třetím tahem se nachází obratová komora, která má válcovitý tvar. Vnitřní průměr této obratové komory je 444 milimetrů. Z obratové komory spaliny putují do třetího tahu, který je tvořen 22 paralelními trubkami, přičemž každá z nich má vnitřní průměr 34,4 milimetrů a délku 826 milimetrů. Na výstupu z trubek třetího tahu se nachází sběrná komora spalin, která má válcovitý tvar a z níž spaliny odchází do komína. Přívod a odvod vody je v horní části kotle a celkový objem vody v kotli je 182,4 litrů. Na kotli byly měřeny teploty paliva, teploty spalin na výstupu z druhého tahu a na vstupu do trubek třetího tahu, teploty spalin na výstupu z trubek třetího tahu a na vstupu do komína. Také byla měřena teplota přiváděné a odváděné vody z kotle a teplota vzduchu. Schéma uspořádání kotle se značenými místy měření teplot je na obr. 7. [15]



Obr. 7 Schéma experimentálního kotle se značenými místy měření teplot [15]

Data o teplotách a průtocích byla na kotli měřena pro čtyři různé tepelné výkony hořáku od 70 kW do 87 kW v ustáleném stavu kotle. Naměřená data pro jednotlivé výkonové režimy jsou uvedena v kapitole 6.

4 TEPELNÝ VÝPOČET ŽÁROTRUBNÉHO KOTLE

Pro účely tepelného výpočtu se kotle běžně rozdělují na tři hlavní subsystémy. Jedním je subsystém pro stranu spalin, druhým je subsystém zahrnující stěny trubek a komor kotle a posledním je subsystém pro stranu vody. Dále je podle konfigurace kotle nutné kotel rozčlenit do jednotlivých výpočtových bloků. Podrobněji je rozčlenění kotle do bloků popsáno v kapitole 5.

Z celkové energetické bilance systému vyplývá, že teplo produkované spalováním paliva je částečně převedeno do vody, částečně odvedeno se spalinami vystupujícími z komína a částečně ztraceno do okolí skrz stěny kotle. Tepelná bilance systému je vyjádřena rovnicí (4.1).

$$\begin{aligned} \dot{m}_{palivo} [H_U + c_{p,palivo} \cdot (T_{palivo} - T_{ref})] + \dot{m}_{vzduch} \cdot c_{p,vzduch} \\ \cdot (T_{vzduch} - T_{ref}) = \\ = \dot{m}_{voda} \cdot c_{p,voda} \cdot (T_{voda,out} - T_{voda,in}) + \dot{m}_{spaliny} \\ \cdot c_{p,spaliny} \cdot (T_{komín} - T_{ref}) + \dot{Q}_{z,okolí} \end{aligned} \quad (4.1)$$

kde:	\dot{m}_{palivo}	je hmotnostní průtok paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
	H_U	je výhřevnost paliva [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$],
	$c_{p,palivo}$	je střední měrná tepelná kapacita paliva [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
	T_{palivo}	je teplota paliva [K],
	T_{ref}	je referenční teplota [K],
	\dot{m}_{vzduch}	je hmotnostní průtok spalovacího vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
	$c_{p,vzduch}$	je střední měrná tepelná kapacita vzduchu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
	T_{vzduch}	je teplota spalovacího vzduchu [K],
	\dot{m}_{voda}	je hmotnostní průtok vody [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
	$c_{p,voda}$	je střední měrná tepelná kapacita vody [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
	$T_{voda,out}$	je výstupní teplota vody [K],
	$T_{voda,in}$	je vstupní teplota vody [K],
	$\dot{m}_{spaliny}$	je hmotnostní průtok spalin [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
	$c_{p,spaliny}$	je střední měrná tepelná kapacita spalin [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
	$T_{komín}$	je teplota spalin v komíně [K],
	$\dot{Q}_{z,okolí}$	je tepelný tok unikající ztrátami do okolí [W].

Každý výpočtový blok je na straně spalin charakterizován vstupujícím a vystupujícím tepelným tokem a tepelným tokem přeneseným mezi spalinami, stěnami a vodou. Pro blok s hořákem je vstupující tepelný tok dán vnášením paliva a spalovacího vzduchu spalováním paliva (rovnice (4.2) až (4.4)), vystupující tepelný tok je dán spalinami opouštějícími spalovací komoru a přenesený tepelný tok je dán teplem vyměněným radiací mezi plamenem a stěnami a také teplem vyměněným radiací a konvekcí mezi spalinami a stěnami plamencové komory.

Množství tepla vnášeného v palivu je vyjádřeno rovnicí:

$$\dot{Q}_{palivo} = \dot{m}_{palivo} \cdot c_{p,palivo} \cdot (T_{palivo} - T_{ref}) \quad (4.2)$$

kde: \dot{Q}_{palivo} je tepelný tok vnášený v palivu [W],
 \dot{m}_{palivo} je hmotnostní průtok paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 $c_{p,palivo}$ je střední měrná tepelná kapacita paliva [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 T_{ref} je referenční teplota [K],
 T_{palivo} je teplota paliva [K].

Množství tepla vnášeného ve spalovacím vzduchu je vyjádřeno rovnicí:

$$\dot{Q}_{vzduch} = \dot{m}_{vzduch} \cdot c_{p,vzduch} \cdot (T_{vzduch} - T_{ref}) \quad (4.3)$$

kde: \dot{Q}_{vzduch} je tepelný tok vnášený ve spalovacím vzduchu [W],
 \dot{m}_{vzduch} je hmotnostní průtok spalovacího vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 $c_{p,vzduch}$ je střední měrná tepelná kapacita vzduchu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 T_{vzduch} je teplota spalovacího vzduchu [K],
 T_{ref} je referenční teplota [K].

Množství tepla vnášeného do systému spálením paliva je vyjádřeno jako:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{palivo} \cdot H_U \quad (4.4)$$

kde: \dot{Q}_u je tepelný tok vnášený spálením paliva [W],
 \dot{m}_{palivo} je hmotnostní průtok paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 H_U je výhřevnost paliva [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$].

Hmotnostní bilance spalin pro jednotlivé výpočtové bloky je popsána rovnicí (4.5).

$$\dot{m}_{spaliny,out} = \dot{m}_{spaliny,in} \quad (4.5)$$

kde: $\dot{m}_{spaliny,out}$ je hmotnostní průtok spalin na výstupu z bloku [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 $\dot{m}_{spaliny,in}$ je hmotnostní průtok spalin na vstupu do bloku [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$].

Střední teplotu spalin $\bar{T}_{spaliny}$ lze stanovit pro každý výpočtový blok následovně:

$$\bar{T}_{spaliny} = 0,5 \cdot (T_{spaliny,in} + T_{spaliny,out}) \quad (4.6)$$

kde: $\bar{T}_{spaliny}$ je střední teplota spalin ve výpočetním bloku [K],
 $T_{spaliny,in}$ je teplota spalin na vstupu do bloku [K],
 $T_{spaliny,out}$ je teplota spalin na výstupu z bloku [K].

Tepelný tok spalin opouštějících každý výpočtový blok $\dot{Q}_{spaliny,out}$ je roven tepelnému toku vstupujícímu se spalinami do bloku následujícího a lze ho vyjádřit rovnicí (4.7).

$$\dot{Q}_{spaliny,out} = \dot{m}_{spaliny,out} \cdot c_{p,spaliny,out} \cdot (T_{spaliny,out} - T_{ref}) \quad (4.7)$$

kde:

- $\dot{Q}_{spaliny,out}$ je tepelný tok spalin opouštějících výpočtový blok [W],
- $\dot{m}_{spaliny,out}$ je hmotnostní průtok spalin na výstupu bloku [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
- $c_{p,spaliny,out}$ je střední měrná tepelná kapacita spalin [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
- $T_{spaliny,out}$ je teplota spalin na výstupu z bloku [K],
- T_{ref} je referenční teplota [K].

Tepelný tok přijatý stěnami v plamencové komoře lze vyjádřit jako součet tepelného toku přeneseného radiací mezi plamenem a stěnami a tepelného toku přeneseného radiací a konvekcí mezi spalinami a stěnami:

$$\dot{Q}_{spaliny \rightarrow stěny} = \dot{Q}_{R,plamen} + \dot{Q}_{R,spaliny} + \dot{Q}_{K,spaliny} \quad (4.8)$$

kde:

- $\dot{Q}_{spaliny \rightarrow stěny}$ je tepelný tok přenesený mezi spalinami a stěnami [W],
- $\dot{Q}_{R,plamen}$ je tepelný tok přenesený radiací z plamene [W],
- $\dot{Q}_{R,spaliny}$ je tepelný tok přenesený radiací ze spalin [W],
- $\dot{Q}_{K,spaliny}$ je tepelný tok přenesený konvekcí ze spalin [W].

Členy z rovnice (4.8) lze dle [15] vyjádřit následovně, přičemž je uvažován válcovitý tvar spalovací komory:

$$\dot{Q}_{R,plamen} = K \cdot \alpha_{R,plamen} \cdot A_{plamen} \cdot (T_{plamen} - \bar{T}_{stěny}) \quad (4.9)$$

kde:

- $\dot{Q}_{R,plamen}$ je tepelný tok přenesený radiací z plamene [W],
- K je korekční faktor [-],
- $\alpha_{R,plamen}$ je součinitel přestupu tepla z plamene [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
- A_{plamen} je plocha plamene [m^2],
- T_{plamen} je teplota plamene [K],
- $\bar{T}_{stěny}$ je střední teplota stěn [K].

$$\dot{Q}_{R,spaliny} = K \cdot \alpha_{R,spaliny} \cdot A_{plamenec} \cdot (\bar{T}_{plamenec} - \bar{T}_{stěny}) \quad (4.10)$$

kde:

- $\dot{Q}_{R,spaliny}$ je tepelný tok přenesený radiací ze spalin [W],
- K je korekční faktor [-],
- $\alpha_{R,spaliny}$ je součinitel přestupu tepla ze spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
- $A_{plamenec}$ je vnitřní plocha spalovací komory [m^2],
- $\bar{T}_{plamenec}$ je střední teplota spalin uvnitř spalovací komory (vypočtená podle rovnice (4.6)) [K],
- $\bar{T}_{stěny}$ je střední teplota stěn [K].

$$\dot{Q}_{K,spaliny} = K \cdot \alpha_{K,spaliny} \cdot A_{plamenec} \cdot (\bar{T}_{plamenec} - \bar{T}_{stěny}) \quad (4.11)$$

kde:	$\dot{Q}_{K,spaliny}$	je tepelný tok přenesený konvekcí ze spalin [W],
	K	je korekční faktor [-],
	$\alpha_{K,spaliny}$	je součinitel přestupu tepla ze spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
	$A_{plamenec}$	je vnitřní plocha spalovací komory [m^2],
	$\bar{T}_{plamenec}$	je střední teplota spalin uvnitř spalovací komory [K],
	$\bar{T}_{stěny}$	je střední teplota stěn [K].

V předchozích rovnicích bylo potřeba využít korekční faktor K (stanovený dle [15] vztahem (4.13)), protože střední teplota stěn $\bar{T}_{stěny}$ je definována na středním průměru stěn trubky D_m :

$$D_m = 0,5 \cdot (D_{int} + D_{ext}) \quad (4.12)$$

kde:	D_m	je střední průměr trubky [m],
	D_{int}	je vnitřní průměr trubky [m],
	D_{ext}	je vnější průměr trubky [m].

$$K = \left\{ 1 + \frac{\ln\left(\frac{D_m}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{spaliny} \cdot L_{plamenec}} [\alpha_{R,plamen} \cdot A_{plamen} + (\alpha_{R,spaliny} + \alpha_{K,spaliny}) \cdot A_{plamenec}] \right\}^{-1} \quad (4.13)$$

kde:	K	je korekční faktor [-],
	D_m	je střední průměr stěn komory [m],
	D_{int}	je vnitřní průměr stěn komory [m],
	$\lambda_{spaliny}$	je součinitel tepelné vodivosti spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
	$L_{plamenec}$	je délka spalovací komory [m],
	$\alpha_{R,plamen}$	je součinitel přestupu tepla z plamene [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
	A_{plamen}	je plocha plamene [m^2],
	$\alpha_{R,spaliny}$	je součinitel přestupu tepla radiací ze spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
	$\alpha_{K,spaliny}$	je součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
	$A_{plamenec}$	je vnitřní plocha spalovací komory [m^2].

Rovnice (4.8)–(4.13) mohou být použity také pro bloky, kde již nedochází ke spalování paliva, při uvažování $A_{plamen} = 0$. Pro blok s trubkami musí být uvažováno rovnoměrné rozdělení hmotnostního toku spalin mezi trubky.

Teplotu plamene lze dle [15] získat ze vztahu (4.15), přičemž celkový tepelný tok vstupující do kotle je vyjádřen rovnicí (4.14).

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{palivo} \cdot H_U + \dot{m}_{palivo} \cdot c_{p,palivo} \cdot (T_{palivo} - T_{ref}) + \dot{m}_{vzduch} \cdot c_{p,vzduch} \cdot (T_{vzduch} - T_{ref}) \quad (4.14)$$

kde:	\dot{Q}_{in}	je celkový tepelný tok vstupující do kotle [W],
	\dot{m}_{palivo}	je hmotnostní průtok paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
	H_U	je výhřevnost paliva [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$],
	$c_{p,palivo}$	je střední měrná tepelná kapacita paliva [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
	T_{palivo}	je teplota paliva [K],
	T_{ref}	je referenční teplota [K],
	\dot{m}_{vzduch}	je hmotnostní průtok spalovacího vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
	$c_{p,vzduch}$	je střední měrná tepelná kapacita vzduchu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
	T_{vzduch}	je teplota spalovacího vzduchu [K].

$$T_{plamen} = 1048,15 + 0,18 \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_{spaliny}} + \left(0,048 \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_{spaliny}} - 20 \right) \cdot \frac{\dot{Q}_{in}}{1000 \cdot S_{plamenec}} - \left(0,0017 \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_{spaliny}} + 0,2 \right) \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{in}}{1000 \cdot S_{plamenec}} \right) \quad (4.15)$$

kde:	T_{plamen}	je teplota plamene [K],
	\dot{Q}_{in}	je celkový tepelný tok vstupující do kotle [kW],
	$\dot{m}_{spaliny}$	je hmotnostní průtok spaliny [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
	$S_{plamenec}$	je průtočný průřez spalovací komory [m^2].

Následující vztahy slouží pro výpočet součinitelů přestupu tepla (dle [15]) obsažených v rovnicích (4.9)–(4.11):

$$\alpha_{R,plamen} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{plamen} [T_{plamen}^4 - \bar{T}_{stěny}^4]}{[T_{plamen} - \bar{T}_{stěny}]} \quad (4.16)$$

kde:	$\alpha_{R,plamen}$	je součinitel přestupu tepla z plamene [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
	σ	je Stefan–Boltzmannova konstanta [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$],
	ε_{plamen}	je emisivita plamene [-],
	T_{plamen}	je teplota plamene [K],
	$\bar{T}_{stěny}$	je střední teplota stěn [K].

$$\alpha_{R,spaliny} = \frac{\bar{q}_{R,CO_2} + \bar{q}_{R,H_2O}}{[\bar{T}_{plamenec} - \bar{T}_{stěny}]} \quad (4.17)$$

kde:	$\alpha_{R,spaliny}$	je součinitel přestupu tepla ze spalin [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$],
	\bar{q}_{R,CO_2}	je hustota tepelného toku přeneseného radiací z oxidu uhličitého do stěn [$W \cdot m^{-2}$],
	\bar{q}_{R,H_2O}	je hustota tepelného toku přeneseného radiací z vodní páry do stěn [$W \cdot m^{-2}$],
	$\bar{T}_{plamenec}$	je střední teplota spalin uvnitř spalovací komory [K],
	$\bar{T}_{stěny}$	je střední teplota stěn [K].

Přičemž hustotu tepelného toku radiací z CO_2 a H_2O lze podle [5] vyjádřit rovnicemi (4.18) a (4.19). Za stupeň černosti tělesa (B) lze v následujících rovnicích pro případy radiace v trubkách dosazovat hodnotu 0,95 dle [5]. Střední délka paprsku (x_r) je v případě proudění spalin v trubce rovna vnitřnímu průměru trubky.

$$\bar{q}_{R,CO_2} = 10,349 \cdot B \cdot (p_{CO_2} \cdot x_r)^{0,4} \cdot \left[\left(\frac{\bar{T}_{spaliny}}{100} \right)^{3,2} - \left(\frac{\bar{T}_{stěny}}{100} \right)^{3,2} \cdot \left(\frac{\bar{T}_{spaliny}}{\bar{T}_{stěny}} \right)^{0,65} \right] \quad (4.18)$$

kde:	B	je stupeň černosti tělesa [-],
	\bar{q}_{R,CO_2}	je hustota tepelného toku přeneseného radiací z oxidu uhličitého do stěn [$W \cdot m^{-2}$],
	p_{CO_2}	je parciální tlak CO_2 [atm],
	x_r	je střední délka paprsku (vnitřní průměr trubky) [m],
	$\bar{T}_{spaliny}$	je teplota spalin [K],
	$\bar{T}_{stěny}$	je teplota ohříváných stěn [K].

$$\bar{q}_{R,H_2O} = B \cdot (46,51 - 84,89 \cdot p_{H_2O} \cdot x_r) \cdot (p_{H_2O} \cdot x_r)^{0,6} \cdot \left[\left(\frac{\bar{T}_{spaliny}}{100} \right)^{\gamma} - \left(\frac{\bar{T}_{stěny}}{100} \right)^{\gamma} \right] \quad (4.19)$$

kde:	B	je stupeň černosti tělesa [-],
	\bar{q}_{R,H_2O}	je hustota tepelného toku přeneseného radiací z vodní páry do stěn [$W \cdot m^{-2}$],
	p_{H_2O}	je parciální tlak H_2O [atm],
	x_r	je střední délka paprsku (vnitřní průměr trubky) [m],
	$\bar{T}_{spaliny}$	je teplota spalin [K],
	$\bar{T}_{stěny}$	je teplota ohříváných stěn [K].

A γ se zároveň dle [5] vypočte:

$$\gamma = 2,32 + 1,37 \cdot \sqrt[3]{p_{H_2O} \cdot x_r} \quad (4.20)$$

kde:	p_{H_2O}	je parciální tlak H_2O [atm],
	x_r	je střední délka paprsku (vnitřní průměr trubky) [m].

$$\alpha_{K,spaliny} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \frac{\lambda_{spaliny}}{D_{int}} \quad \text{pro } Re > 2100 \quad (4.21)$$

$$\alpha_{K,spaliny} = 1,86 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_{int}}{L_{plamenec}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot (\mu_{spaliny} / \mu_{stěny})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{spaliny}}{D_{int}} \quad \text{pro } Re \leq 2100 \quad (4.22)$$

kde:	$\alpha_{K,spaliny}$	je součinitel přestupu tepla konvekcí spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
	Re	je Reynoldsovo číslo pro spaliny [-],
	Pr	je Prandtlovo číslo pro spaliny [-],
	D_{int}	je vnitřní průměr spalovací komory [m],
	$\lambda_{spaliny}$	je součinitel tepelné vodivosti spalin [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
	$L_{plamenec}$	je délka spalovací komory [m],
	$\mu_{spaliny}$	je dynamická viskozita spalin [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$],
	$\mu_{stěny}$	je dynamická viskozita spalin při teplotě stěn [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$].

Při vyjádření $\alpha_{R,spaliny}$ v rovnici (4.17) je vzato do úvahy pouze teplo vyzářené oxidem uhličitým a vodní párou, přičemž jsou zanedbány ostatní složky spalin. Avšak podle [16] je teplo emitované dvouatomovými plyny (např. O_2 , N_2 a H_2) zanedbatelné v porovnání s teplem vyzářeným trojatomovými plyny (jako např. CO_2 a H_2O) a tedy toto zjednodušení nevede k podstatným odchylkám.

Plocha plamene je stanovena podle [15] z následujícího empirického vztahu:

$$A_{plamen} = \pi \cdot D_{int}^{1,5} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{spaliny}}{\dot{m}_{spaliny,ref}} \right)^{0,85} \quad (4.23)$$

kde:	A_{plamen}	je plocha plamene [m^2],
	D_{int}	je vnitřní průměr spalovací komory [m],
	$\dot{m}_{spaliny}$	je hmotnostní průtok spalin [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
	$\dot{m}_{spaliny,ref}$	je referenční hmotnostní průtok spalin [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$].

Plocha plamene je přímo závislá na hmotnostním průtoku spalin, tudíž i na hmotnostních tocích paliva a spalovacího vzduchu. Referenční hmotnostní průtok spalin je $\dot{m}_{spaliny,ref} = 0,0375 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

Střední teplota stěn se dle [15] vypočte:

$$\bar{T}_{stěny} = T_{voda,in} + \frac{\dot{Q}_{stěny \rightarrow voda}}{A_{stěny}} \cdot \frac{D_{int}}{D_{ext}} \left[\frac{1}{\alpha_{K,voda}} + \frac{D_{ext} \cdot \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_m}\right)}{2 \cdot \lambda_{stěny}} \right] \quad (4.24)$$

kde:

$\bar{T}_{stěny}$	je střední teplota stěn [K],
$T_{voda,in}$	je vstupní teplota vody [K],
$\dot{Q}_{stěny \rightarrow voda}$	je tepelný tok mezi stěnami a vodou [W],
D_{int}	je vnitřní průměr trubky [m],
D_{ext}	je vnější průměr trubky [m],
$\alpha_{K,voda}$	je součinitel přestupu tepla konvekcí vody [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$],
D_m	je střední průměr trubky [m],
$\lambda_{stěny}$	je součinitel tepelné vodivosti pro materiál stěn [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$].

Příspěvek nucené konvekce k celkovému přenosu tepla ve vodě je dle [15] zanedbatelný v porovnání s přirozenou konvekcí, tudíž konvektivní součinitel přestupu tepla pro vodu je vyjádřen dle [15] následovně pro horizontální válcovitý prvek:

$$\alpha_{K,voda} = \left\{ 0,6 + 0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}} \cdot \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{-\frac{8}{27}} \right\}^2 \cdot \frac{\lambda_{voda}}{D_{ext}} \quad (4.25)$$

kde:

$\alpha_{K,voda}$	je součinitel přestupu tepla konvekcí vody [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$],
Ra	je Rayleighovo číslo [-],
Pr	je Prandtlovo číslo [-],
λ_{voda}	je součinitel tepelné vodivosti vody [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$],
D_{ext}	je vnější průměr trubky [m].

Pro vertikální stěnu pak dle [15] platí:

$$\alpha_{K,voda} = \left\{ 0,825 + 0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}} \cdot \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{-\frac{8}{27}} \right\}^2 \cdot \frac{\lambda_{voda}}{D_{ext}} \quad (4.26)$$

kde:

$\alpha_{K,voda}$	je součinitel přestupu tepla konvekcí vody [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$],
Ra	je Rayleighovo číslo [-],
Pr	je Prandtlovo číslo [-],
λ_{voda}	je tepelná vodivost vody [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$],
D_{ext}	je vnější průměr trubky [m].

Tepelný tok absorbovaný vodou lze vyjádřit jako:

$$\dot{Q}_{voda} = \dot{m}_{voda} \cdot c_{p,voda} \cdot (T_{voda,out} - T_{voda,in}) \quad (4.27)$$

kde: \dot{Q}_{voda} je tepelný tok absorbovaný vodou [W],
 \dot{m}_{voda} je hmotnostní tok vody [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 $c_{p,voda}$ je střední měrná tepelná kapacita vody [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 $T_{voda,out}$ je výstupní teplota vody [K],
 $T_{voda,in}$ je vstupní teplota vody [K].

Přičemž platí pro účely výpočtu:

$$T_{voda,out} = \bar{T}_{voda} \quad (4.28)$$

kde: $T_{voda,out}$ je výstupní teplota vody [K],
 \bar{T}_{voda} je střední výpočtová teplota vody [K].

Nevyužitý tepelný tok odcházející se spalinami do komína lze vyjádřit:

$$\dot{Q}_{komín} = \dot{m}_{spaliny} \cdot c_{p,spaliny} \cdot (T_{komín} - T_{ref}) \quad (4.29)$$

kde: $\dot{Q}_{komín}$ je tepelný tok spalin vstupujících do komína [W],
 $\dot{m}_{spaliny}$ je hmotnostní tok spalin [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 $c_{p,spaliny}$ je střední měrná tepelná kapacita spalin [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 $T_{komín}$ je teplota spalin vstupujících do komína [K],
 T_{ref} je referenční teplota [K].

Tepelnou účinnost kotle lze vyjádřit jako:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{voda}}{\dot{Q}_{in}} \cdot 100 \quad (4.32)$$

kde: η je tepelná účinnost kotle [%],
 \dot{Q}_{voda} je tepelný tok absorbovaný vodou [W],
 \dot{Q}_{in} je celkový tepelný tok vstupující do kotle [W].

5 ALGORITMUS A ZPŮSOB TEPELNÉHO VÝPOČTU

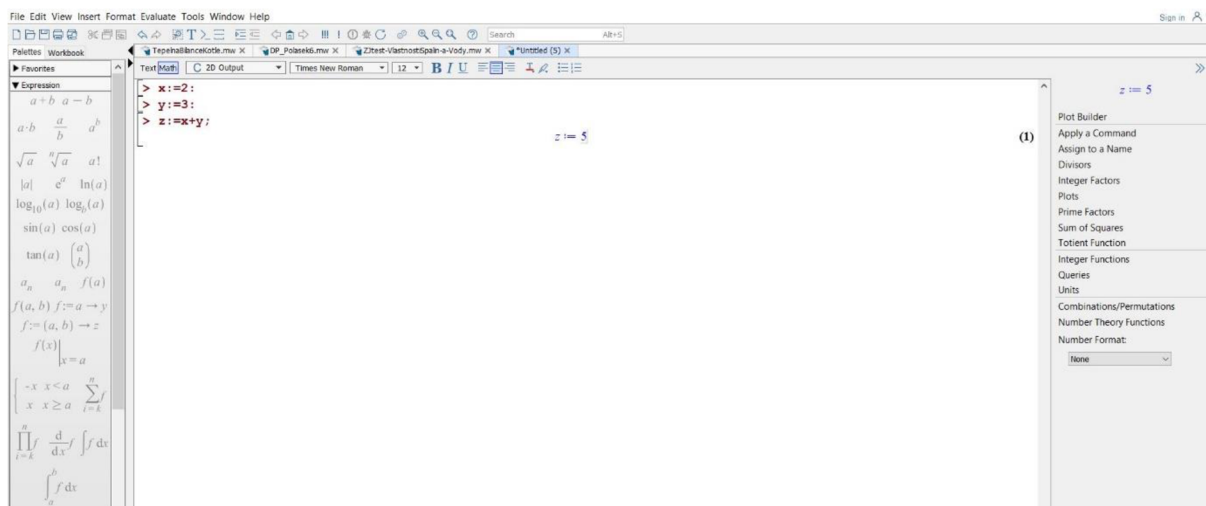
V této kapitole je popsán algoritmus a postup tepelného výpočtu, kterým je proveden kontrolní výpočet experimentálního kotle podle [15] a také kontrolní tepelný výpočet kotle průmyslového. Tento výpočtový model (jehož zdrojový kód nebude po dohodě s vedoucím práce veřejně dostupný) byl sestaven v softwaru *Maple* (verze 2020) a v dílčích výpočtech jsou využity rovnice představené v kapitole 4.

5.1 SOFTWARE *MAPLE*

Maple je počítačový software vyvíjený kanadskou společností Maplesoft Inc. Původně byl vytvořen společností Waterloo Maple Inc., která byla založena v roce 1984. Od té doby se na jeho vývoji podílela řada vědců z renomovaných západních univerzit. [17]

Software *Maple* je schopný pracovat se symbolickými i numerickými výpočty. Lze ho používat jako nástroj pro výpočty, nebo také jako programovací jazyk, který je do jisté míry podobný Pascalu. Je schopen také vizualizovat a animovat řešené problémy ve dvou či třech rozměrech. Obsahuje vestavěné prostředky, funkce a knihovny, kterých je množné využít.

Prostředí *Maple* umožňuje práci ve dvou režimech, v módu dokumentu a v módu zápisníku. V režimu dokumentu jsou využity tzv. *bloky dokumentu*, které skrývají syntaxi příkazů softwaru. V režimu zápisníku jsou veškeré příkazy zobrazeny a výstup je pak umístěn na další řádek (obr. 8). Tento režim je vhodnější pro interaktivní práci za využití příkazů a programovacího jazyka softwaru *Maple*.



Obr. 8 Ukázka pracovního prostředí softwaru *Maple*

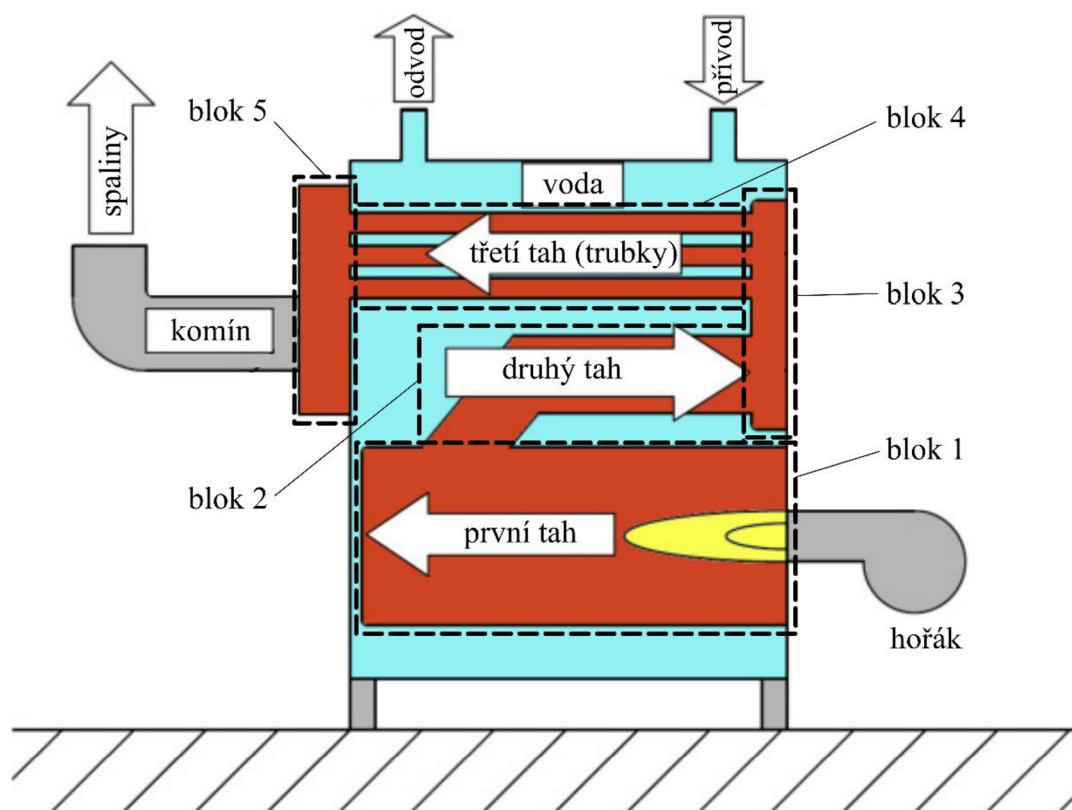
V nejnovější verzi *Maple 2020* je mimo jiné obsažen balíček fyzikálních dat nazvaný *ThermophysicalData*. Tento balíček obsahuje termofyzikální, termodynamické a termochemické vlastnosti řady látek. Při zadání určujících podmínek, jako je teplota či tlak, je možné si pomocí zmíněného datového balíčku programem *Maple* nechat vyvolat vlastnosti látek, jako je například hustota, entalpie, tepelná vodivost, měrná tepelná kapacita a další. Toho bylo využito při sestavování výpočtového modelu. Na následujícím obrázku je ukázka vyvolání hodnoty hustoty vody při teplotě 300 Kelvinů a tlaku jedné atmosféry pomocí příkazu *Property*.

```
> Property(density, temperature = 300, pressure = 1 * Unit('atm'), Water);
996.5569353  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ 
```

Obr. 9 Ukázka určení hustoty vody pomocí příkazu Property v softwaru Maple

5.2 ALGORITMUS VÝPOČTU

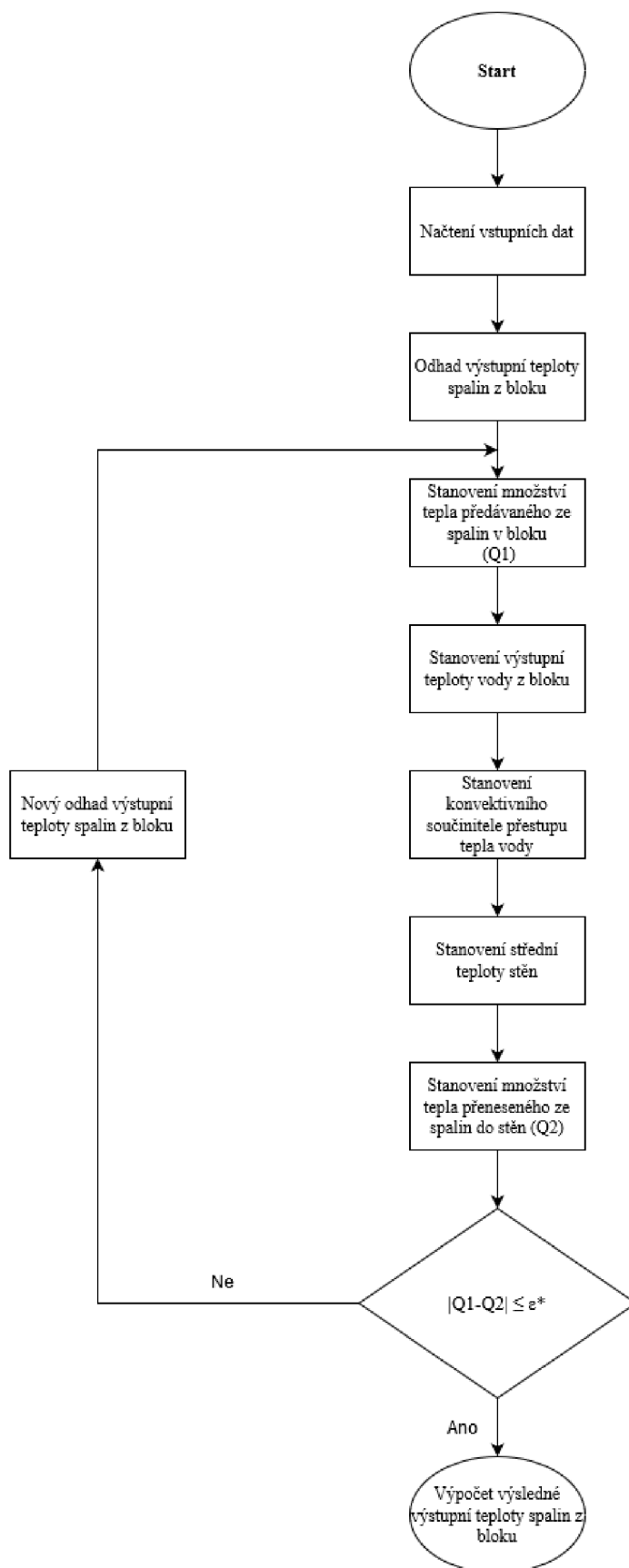
Jak již bylo dříve zmíněno, pro účely tepelného výpočtu se kotle rozdělují na jednotlivé výpočtové bloky. V případě experimentálního kotle bylo provedeno rozčlenění do pěti bloků podle obr. 10. První blok je tvořen plamencovou komorou, druhý blok tvoří druhý tah spalin, třetí blok je tvořen obratovou komorou, čtvrtý blok je tvořen trubkami třetího tahu spalin a pátý blok tvoří sběrná komora spalin za třetím tahem kotle.



Obr. 10 Schéma rozčlenění experimentálního kotle na jednotlivé výpočtové bloky [15]

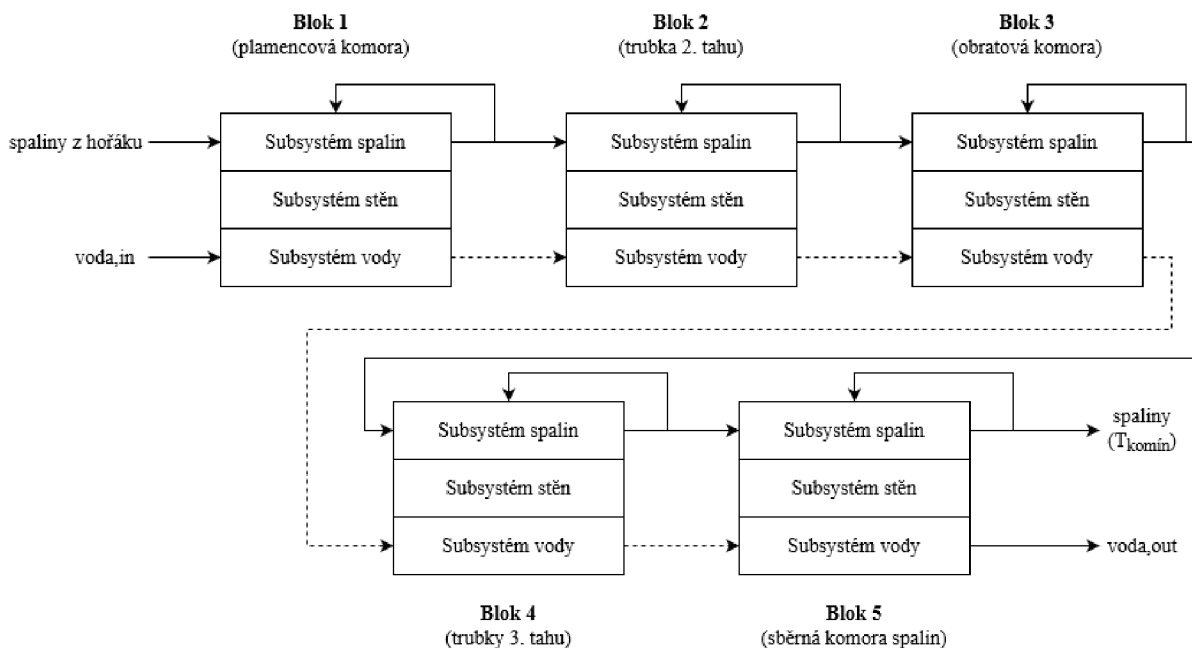
Pro každý blok probíhal v programu *Maple* iterační výpočetní cyklus. Na začátku výpočetního cyklu pro každý blok byla odhadnuta výstupní teplota spalin z daného bloku. Pomocí této hodnoty bylo stanoveno množství tepla předávaného ze spalin do vody. Následně byla stanovena výstupní teplota vody z uvažovaného bloku, která byla považována za střední výpočtovou teplotu vody v bloku. V následujícím kroku byl stanoven konvektivní součinitel přestupu tepla vody za využití rovnic (4.25) nebo (4.26). V dalším kroku byla stanovena střední teplota stěn s využitím rovnice (4.24). Dále již bylo možné stanovit množství tepla přeneseného ze spalin do stěn (rovnice (4.8)). V tomto kroku bylo pro první blok nutné stanovit plochu plamene podle rovnice (4.23), teplotu plamene podle rovnice (4.15) a součinitele přestupu tepla (rovnice (4.16), (4.17), (4.21) a (4.22)). Následně bylo toto množství tepla přeneseného ze spalin do stěn porovnáno s již dříve stanoveným množstvím tepla předaným ze spalin do vody.

Pokud byl rozdíl těchto dvou hodnot větší než maximální požadovaný rozdíl, byl stanoven nový odhad teploty spalin na výstupu z bloku a celý výpočetní cyklus pokračoval další iterací. Pokud se tyto dvě hodnoty rovnaly s dostatečnou požadovanou přesností, byla stanovena vypočtená teplota spalin na výstupu za daného bloku, která je zároveň vstupní teplotou spalin do bloku následujícího a výpočet kotle pokračoval výpočtem dalšího bloku. Takto byly postupně vypočteny všechny potřebné teploty a množství přeneseného tepla pro všechny výpočtové bloky kotle. Schéma algoritmu výpočetního cyklu pro jeden blok je na obr. 11.



Obr. 11 Schéma algoritmu výpočetního cyklu pro jeden výpočtový blok kotle (ϵ^* je maximální požadovaný rozdíl tepelných toků $Q1$ a $Q2$)

Zjednodušené výpočtové schéma celého kotle je potom znázorněno na následujícím obr. 12.



Obr. 12 Zjednodušené výpočtové schéma kotle

Jak je z tohoto obrázku vidět, parametry spalin proudících z hořáku jsou zadány jako vstupní podmínky pro stranu spalin v prvním výpočtovém bloku, který odpovídá plamencové komoře. Vstupní podmínky pro stranu vody jsou v tomto výpočtovém bloku dány parametry vstupující vody do kotle. Pro každý následující blok jsou vstupní podmínky spalin dány podmínkami spalin, které opouštějí blok předcházející. Výstupní teplota spalin z bloku 5 je komínová teplota spalin a z tohoto bloku také vystupuje ohřátá voda o výstupní teplotě z kotle.

6 VÝPOČTOVÁ KONTROLA EXPERIMENTÁLNÍHO KOTLE

Sestaveným výpočtovým modelem v softwaru *Maple* byl proveden kontrolní tepelný výpočet experimentálního kotle, jehož parametry a geometrie byly představeny v kapitole 3. Data naměřená na tomto kotli byla získána pro čtyři různé výkonové režimy a publikována v článku [15]. V následujících podkapitolách budou přehledně porovnány výsledky pro každý ze čtyř výkonových režimů kotle získané výpočtovým modelem sestaveným v této práci s hodnotami získanými měřeními na kotli (a tedy převzatými z článku [15]) a také s hodnotami z dynamického výpočtu kotle publikovanými rovněž autory článku [15].

6.1 VÝKONOVÝ REŽIM 1

V prvním provozním režimu byl příkon kotle zhruba 70 kW, proto je tento provozní režim označen jako režim 70 kW. Vstupní (měřené) průtoky paliva a vody a teploty paliva, vzduchu a vody pro tento režim jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 4 Vstupní data pro provozní případ 70 kW [15]

Q_{HOŘÁK} [kW]	70
$m_{\text{palivo}} [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	7,16
$m_{\text{voda}} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	0,86
$T_{\text{palivo}} [^{\circ}\text{C}]$	19,4
$T_{\text{vzduch}} [^{\circ}\text{C}]$	23,0
$T_{\text{voda,in}} [^{\circ}\text{C}]$	60,6

V tab. 5 jsou uvedeny naměřené hodnoty teplot spalin v kotli na výstupu z druhého tahu, na vstupu do trubek třetího tahu, na výstupu z trubek třetího tahu a na vstupu spalin do komína pro první výkonový režim. V tabulce je uvedena také naměřená teplota vody opouštějící kotel. V dolní polovině tabulky (oddělené čarou) jsou potom na základě těchto měřených teplot z tepelné bilance kotle vypočteny hlavní tepelné charakteristiky tohoto provozního režimu kotle. Konkrétně je zde uveden vypočtený tepelný tok uvolněný spalováním paliva v hořáku (vypočtený podle rovnice (4.14)) vstupující do teplosměnného systému kotle, nevyužitý tepelný tok odcházejících spalin do komína, využitý tepelný tok absorbovaný do vody v kotli a ztrátový tepelný tok z povrchu kotle do okolí.

Tab. 5 Naměřená data a výsledky tepelné bilance pro provozní případ 70 kW [15]

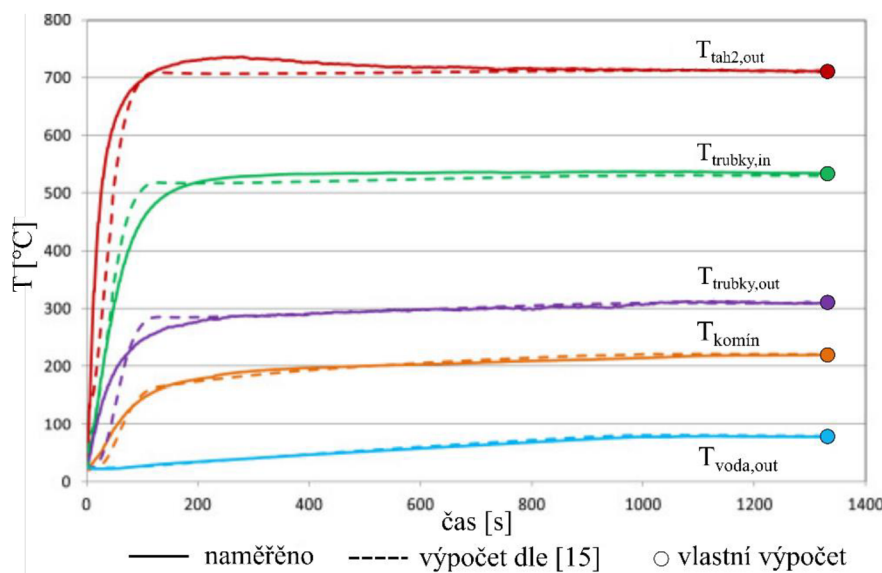
Q_{HOŘÁK} [kW]	70
$T_{\text{tah2,out}} [^{\circ}\text{C}]$	712
$T_{\text{trubky,in}} [^{\circ}\text{C}]$	535
$T_{\text{trubky,out}} [^{\circ}\text{C}]$	309
$T_{\text{komín}} [^{\circ}\text{C}]$	219
$T_{\text{voda,out}} [^{\circ}\text{C}]$	77,7
$Q_{\text{in}} [\text{kW}]$	71,886
$Q_{\text{komín}} [\text{kW}]$	7,482
$Q_{\text{voda}} [\text{kW}]$	61,615
$Q_{\text{z,okolí}} [\text{kW}]$	2,789

V následující tabulce jsou pro srovnání uvedeny hodnoty naměřených a vypočtených teplot spalin a vody v jednotlivých částech kotle pro první výkonový režim. Jak je ze srovnání zřejmé, výsledky získané výpočtovým modelem sestaveným v této práci se poměrně přesně shodují s výsledky získanými dynamickou simulací a s měřením kotle autory článku [15].

Tab. 6 Srovnání naměřených a vypočtených výsledků pro provozní případ 70 kW

Výsledky	Měření dle lit. [15]	Simulace dle lit. [15]	Model v této práci
$T_{\text{tah1,out}} [^{\circ}\text{C}]$	neměřeno	neuvedeno	958,6
$T_{\text{tah2,out}} [^{\circ}\text{C}]$	712	711,2	712,3
$T_{\text{trubky,in}} [^{\circ}\text{C}]$	535	529,9	535,0
$T_{\text{trubky,out}} [^{\circ}\text{C}]$	309	307,8	309,7
$T_{\text{komín}} [^{\circ}\text{C}]$	219	220,2	218,9
$T_{\text{voda,out}} [^{\circ}\text{C}]$	77,7	77,5	77,708

Na následujícím obrázku je pro zajímavost zobrazen časový průběh hodnot teplot spalin na výstupu z druhého a třetího tahu kotle, teplot spalin na vstupu do třetího tahu a komína a teplot vody na výstupu z kotle. Jedna sada dat byla získána průběžným měřením na kotli (nepřerušovaná čára), druhá byla získána dynamickým výpočtem autorů [15]. Body na konci reprezentují hodnoty získané z vlastního výpočtu pro ustálený stav kotle (tj. hodnoty uvedené v tab. 6). Sestavený výpočtový model v této práci je model ustáleného stavu (tj. tzv. „*steady state model*“) a není tedy schopen dynamického výpočtu, avšak při ustálených podmínkách dosahuje, jak ilustruje tab. 6 a obr. 13, dobré prediktivní schopnosti.



Obr. 13 Časový průběh hodnot jednotlivých teplot v kotli získaných měřením a výpočtem [15]

Sestavený výpočtový model v této práci navíc umožňuje stanovit rozdělení tepelného toku předávaného ze spalin do vody v prvním tahu kotle. To je výhodné například pro účely výzkumu sdílení tepla, chování hořáku apod. Celkový tepelný tok absorbovaný vodou v prvním tahu kotle pro předemtný provozní režim 70 kW a dílčí hodnoty tepelného toku absorbovaného radiací z plamene, radiací ze spalin a konvekcí ze spalin jsou uvedeny v následující tabulce.

Z hodnot v tabulce je patrné, že dominantním způsobem přenosu tepla v prvním tahu kotle je přenos tepla radiací ze spalin.

Tab. 7 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. tahu kotle pro provozní případ 70 kW

Q _{HOŘÁK} [kW]	70
Q _{R,plamen} [kW]	6,601
Q _{R,spaliny} [kW]	24,767
Q _{K,spaliny} [kW]	4,858
Q _{abs,1.tah celkem} [kW]	36,226

6.2 VÝKONOVÝ REŽIM 2

V druhém provozním režimu byl příkon kotle zhruba 77 kW, proto je tento provozní režim označen jako režim 77 kW. Vstupní (měřené) průtoky paliva a vody a teploty paliva, vzduchu a vody pro tento režim jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 8 Vstupní data pro provozní případ 77 kW [15]

Q _{HOŘÁK} [kW]	77
m _{palivo} [m ³ ·h ⁻¹]	7,98
m _{voda} [kg·s ⁻¹]	0,89
T _{palivo} [°C]	19,6
T _{vzduch} [°C]	23,4
T _{voda,in} [°C]	59,4

V tab. 9 jsou uvedeny naměřené hodnoty teplot spalin v kotli na výstupu z druhého tahu, na vstupu do trubek třetího tahu, na výstupu z trubek třetího tahu a na vstupu spalin do komína pro druhý výkonový režim. V tabulce je uvedena také naměřená teplota vody opouštějící kotel. V dolní polovině tabulky (oddělené čarou) jsou potom na základě těchto měřených teplot z tepelné bilance kotle vypočteny hlavní tepelné charakteristiky tohoto provozního režimu kotle. Konkrétně je zde uveden vypočtený tepelný tok uvolněný spalováním paliva v hořáku (vypočtený podle rovnice (4.14)) vstupující do teplosměnného systému kotle, nevyužitý tepelný tok odcházejících spalin do komína, využitý tepelný tok absorbovaný do vody v kotli a ztrátový tepelný tok z povrchu kotle do okolí.

Tab. 9 Naměřená data a výsledky tepelné bilance pro provozní případ 77 kW [15]

Q_{HOŘÁK} [kW]	77
T _{tah2,out} [°C]	733
T _{trubky,in} [°C]	554
T _{trubky,out} [°C]	333
T _{komín} [°C]	233
T _{voda,out} [°C]	76,9
Q _{in} [kW]	80,131
Q _{komín} [kW]	8,887
Q _{voda} [kW]	65,247
Q _{z,okolí} [kW]	5,997

V následující tabulce jsou pro srovnání uvedeny hodnoty naměřených a vypočtených teplot spalin a vody v jednotlivých částech kotle pro druhý výkonový režim. Jak je ze srovnání zřejmé, výsledky získané výpočtovým modelem sestaveným v této práci se opět poměrně přesně shodují s výsledky získanými dynamickou simulací a s měřením kotle autory článku [15].

Tab. 10 Srovnání naměřených a vypočtených výsledků pro provozní případ 77 kW

Výsledky	Měření dle lit. [15]	Simulace dle lit. [15]	Model v této práci
T _{tah1,out} [°C]	neměřeno	neuvedeno	989,8
T _{tah2,out} [°C]	733	735,5	738,0
T _{trubky,in} [°C]	554	550,0	558,3
T _{trubky,out} [°C]	333	325,7	329,4
T _{komín} [°C]	233	233,4	228,3
T _{voda,out} [°C]	76,9	77,6	76,953

Sestaveným výpočtovým modelem bylo stanoveno rozdělení tepelného toku předávaného ze spalin do vody v prvním tahu kotle. Celkový tepelný tok absorbovaný vodou v prvním tahu kotle pro provozní režim 77 kW a dílčí hodnoty tepelného toku absorbovaného radiací z plamene, radiací ze spalin a konvekcí ze spalin jsou uvedeny v následující tabulce. Z hodnot v tabulce je patrné, že dominantním způsobem přenosu tepla v prvním tahu kotle je pro tento provozní režim přenos tepla radiací ze spalin.

Tab. 11 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. tahu kotle pro provozní případ 77 kW

Q_{HOŘÁK} [kW]	77
Q _{R,plamen} [kW]	7,483
Q _{R,spaliny} [kW]	26,000
Q _{K,spaliny} [kW]	5,461
Q _{abs,1.tah celkem} [kW]	38,944

6.3 VÝKONOVÝ REŽIM 3

V třetím provozním režimu byl příkon kotle zhruba 81 kW, proto je tento provozní režim označen jako režim 81 kW. Vstupní (měřené) průtoky paliva a vody a teploty paliva, vzduchu a vody pro tento režim jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 12 Vstupní data pro provozní případ 81 kW [15]

Q _{HOŘÁK} [kW]	81
m _{palivo} [m ³ ·h ⁻¹]	8,41
m _{voda} [kg·s ⁻¹]	0,94
T _{palivo} [°C]	19,9
T _{vzduch} [°C]	23,6
T _{voda,in} [°C]	59,5

V tab. 13 jsou uvedeny naměřené hodnoty teplot spalin v kotli na výstupu z druhého tahu, na vstupu do trubek třetího tahu, na výstupu z trubek třetího tahu a na vstupu spalin do komína pro třetí výkonový režim. V tabulce je uvedena také naměřená teplota vody opouštějící kotel. V dolní polovině tabulky (oddělené čarou) jsou potom na základě těchto měřených teplot z tepelné bilance kotle vypočteny hlavní tepelné charakteristiky třetího provozního režimu kotle. Konkrétně je zde uveden vypočtený tepelný tok uvolněný spalováním paliva v hořáku (vypočtený podle rovnice (4.14)) vstupující do teplosměnného systému kotle, nevyužitý tepelný tok odcházejících spalin do komína, využitý tepelný tok absorbovaný do vody v kotli a ztrátový tepelný tok z povrchu kotle do okolí.

Tab. 13 Naměřená data a výsledky tepelné bilance pro provozní případ 81 kW [15]

Q _{HOŘÁK} [kW]	81
T _{tah2,out} [°C]	743
T _{trubky,in} [°C]	561
T _{trubky,out} [°C]	343
T _{komín} [°C]	241
T _{voda,out} [°C]	77,3
Q _{in} [kW]	84,455
Q _{komín} [kW]	9,696
Q _{voda} [kW]	70,096
Q _{z,okolí} [kW]	4,663

V následující tabulce jsou pro srovnání uvedeny hodnoty naměřených a vypočtených teplot spalin a vody v jednotlivých částech kotle pro třetí výkonový režim. Jak je ze srovnání zřejmé, výsledky získané výpočtovým modelem sestaveným v této práci se opět poměrně přesně shodují s výsledky získanými dynamickou simulací a s měřením kotle autory článku [15].

Tab. 14 Srovnání naměřených a vypočtených výsledků pro provozní případ 81 kW

Výsledky	Měření dle lit. [15]	Simulace dle lit. [15]	Model v této práci
$T_{\text{tah1,out}} [^{\circ}\text{C}]$	neměřeno	neuvedeno	1004,1
$T_{\text{tah2,out}} [^{\circ}\text{C}]$	743	748,4	750,1
$T_{\text{trubky,in}} [^{\circ}\text{C}]$	561	560,8	569,6
$T_{\text{trubky,out}} [^{\circ}\text{C}]$	343	335,3	339,1
$T_{\text{komín}} [^{\circ}\text{C}]$	241	240,6	236,9
$T_{\text{voda,out}} [^{\circ}\text{C}]$	77,3	77,6	77,345

Sestaveným výpočtovým modelem bylo stanoveno rozdělení tepelného toku předávaného ze spalin do vody v prvním tahu kotle. Celkový tepelný tok absorbovaný vodou v prvním tahu kotle pro provozní režim 81 kW a dílčí hodnoty tepelného toku absorbovaného radiací z plamene, radiací ze spalin a konvekcí ze spalin jsou uvedeny v následující tabulce. Z hodnot v tabulce je patrné, že dominantním způsobem přenosu tepla v prvním tahu kotle je pro tento provozní režim přenos tepla radiací ze spalin.

Tab. 15 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. tahu kotle pro provozní případ 81 kW

QHOŘÁK [kW]	81
$Q_{R,\text{plamen}} [\text{kW}]$	7,959
$Q_{R,\text{spaliny}} [\text{kW}]$	26,609
$Q_{K,\text{spaliny}} [\text{kW}]$	5,776
$Q_{\text{abs,1.tah celkem}} [\text{kW}]$	40,344

6.4 VÝKONOVÝ REŽIM 4

Ve čtvrtém provozním režimu byl příkon kotle zhruba 87 kW, proto je tento provozní režim označen jako režim 87 kW. Vstupní (měřené) průtoky paliva a vody a teploty paliva, vzduchu a vody pro tento režim jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 16 Vstupní data pro provozní případ 87 kW [15]

QHOŘÁK [kW]	87
$m_{\text{palivo}} [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	8,99
$m_{\text{voda}} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	0,95
$T_{\text{palivo}} [^{\circ}\text{C}]$	20,1
$T_{\text{vzduch}} [^{\circ}\text{C}]$	23,6
$T_{\text{voda,in}} [^{\circ}\text{C}]$	59,3

V tab. 17 jsou uvedeny naměřené hodnoty teplot spalin v kotli na výstupu z druhého tahu, na vstupu do trubek třetího tahu, na výstupu z trubek třetího tahu a na vstupu spalin do komína pro čtvrtý výkonový režim. V tabulce je uvedena také naměřená teplota vody opouštějící kotel. V dolní polovině tabulky (oddělené čarou) jsou potom na základě těchto měřených teplot

z tepelné bilance kotle vypočteny hlavní tepelné charakteristiky čtvrtého provozního režimu kotle. Konkrétně je zde uveden vypočtený tepelný tok uvolněný spalováním paliva v hořáku (vypočtený podle rovnice (4.14)) vstupující do teplosměnného systému kotle, nevyužitý tepelný tok odcházejících spalin do komína, využitý tepelný tok absorbovaný do vody v kotli a ztrátový tepelný tok z povrchu kotle do okolí.

Tab. 17 Naměřená data a výsledky tepelné bilance pro provozní případ 87 kW [15]

QHOŘÁK [kW]	87
$T_{\text{tah2,out}} [^{\circ}\text{C}]$	755
$T_{\text{trubky,in}} [^{\circ}\text{C}]$	571
$T_{\text{trubky,out}} [^{\circ}\text{C}]$	355
$T_{\text{komín}} [^{\circ}\text{C}]$	250
$T_{\text{voda,out}} [^{\circ}\text{C}]$	77,8
$Q_{\text{in}} [\text{kW}]$	90,281
$Q_{\text{komín}} [\text{kW}]$	10,763
$Q_{\text{voda}} [\text{kW}]$	73,630
$Q_{\text{z,okolí}} [\text{kW}]$	5,888

Z hodnot v tab. 17 je patrné, že při čtvrtém provozním režimu produkuje kotel nejteplejší vodu, která se průchodem ohřeje o zhruba 18,5 °C. Teplota spalin proudících do komína je oproti prvnímu provoznímu případu také vyšší o zhruba 31 °C.

V následující tabulce jsou pro srovnání uvedeny hodnoty naměřených a vypočtených teplot spalin a vody v jednotlivých částech kotle pro čtvrtý výkonový režim. Jak je ze srovnání zřejmé, výsledky získané výpočtovým modelem sestaveným v této práci se opět poměrně přesně shodují s výsledky získanými dynamickou simulací a s měřením kotle autory článku [15].

Tab. 18 Srovnání naměřených a vypočtených výsledků pro provozní případ 87 kW

Výsledky	Měření dle lit. [15]	Simulace dle lit. [15]	Model v této práci
$T_{\text{tah1,out}} [^{\circ}\text{C}]$	neměřeno	neuvedeno	1021,8
$T_{\text{tah2,out}} [^{\circ}\text{C}]$	755	758,0	765,0
$T_{\text{trubky,in}} [^{\circ}\text{C}]$	571	570,3	583,6
$T_{\text{trubky,out}} [^{\circ}\text{C}]$	355	347,3	351,7
$T_{\text{komín}} [^{\circ}\text{C}]$	250	250,0	244,4
$T_{\text{voda,out}} [^{\circ}\text{C}]$	77,8	78,4	77,864

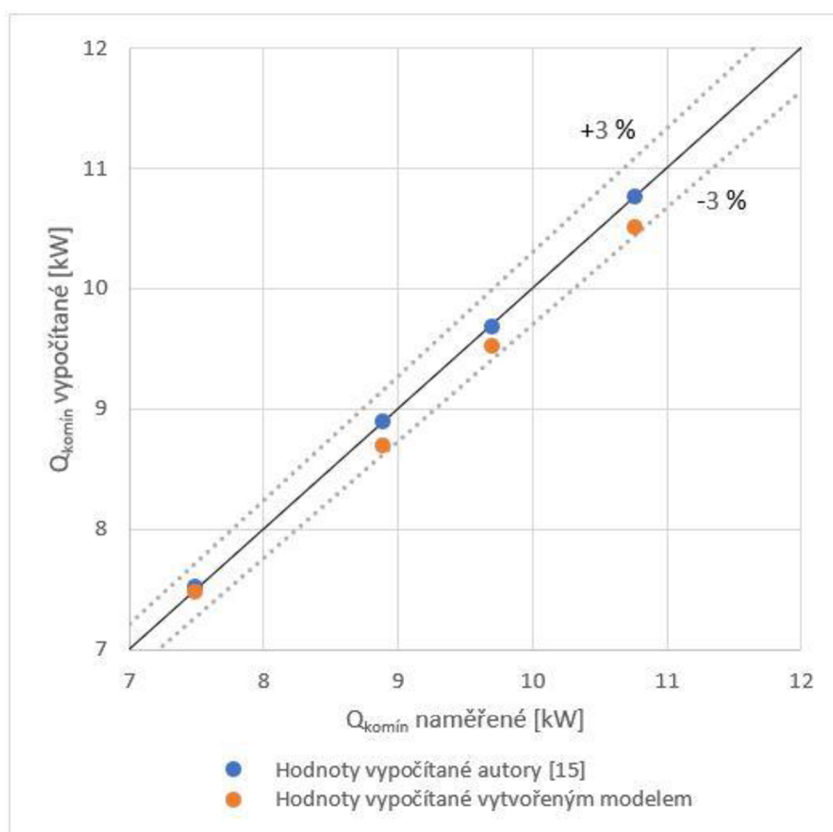
Sestaveným výpočtovým modelem bylo stanoveno rozdělení tepelného toku předávaného ze spalin do vody v prvním tahu kotle. Celkový tepelný tok absorbovaný vodou v prvním tahu kotle pro provozní režim 87 kW a dílčí hodnoty tepelného toku absorbovaného radiací z plamene, radiací ze spalin a konvekcí ze spalin jsou uvedeny v následující tabulce. Z hodnot v tabulce je patrné, že dominantním způsobem přenosu tepla v prvním tahu kotle je pro tento provozní režim přenos tepla radiací ze spalin.

Tab. 19 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. tahu kotle pro provozní případ 87 kW

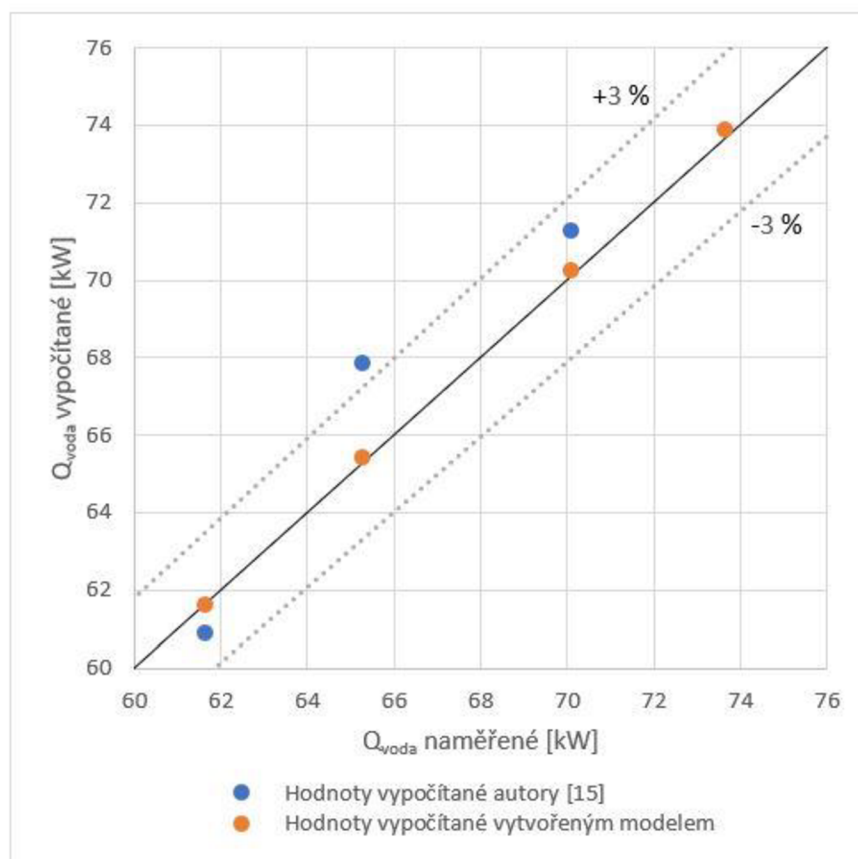
Q _{HOŘÁK} [kW]	87
Q _{R,plamen} [kW]	8,613
Q _{R,spaliny} [kW]	27,390
Q _{K,spaliny} [kW]	6,205
Q _{abs,1.tah celkem} [kW]	42,208

6.5 SHRNUÍ VÝSLEDKŮ

Na základě srovnání dat z jednotlivých provozních režimů naměřených na experimentálním kotli a získaných výpočtem pomocí sestaveného výpočtového z předchozích kapitol je možné konstatovat, že odchylky jsou minimální, což potvrzuje správnost a přesnost sestaveného výpočtového modelu. Grafické srovnání nevyužitého tepelného toku spalin odcházejících do komína stanoveného pomocí vypočítaných a naměřených hodnot je na obr. 14. Grafické srovnání tepelného toku přeneseného ze spalin do ohříváné vody stanoveného pomocí vypočítaných a naměřených dat je na obr. 15. Z obou obrázku je patrné, že hodnoty stanovené výpočtem se velmi blíží hodnotám získaným měřením, odchylky jsou do tří procent, což dokazuje velmi dobrou prediktivní schopnost sestaveného výpočtového modelu.

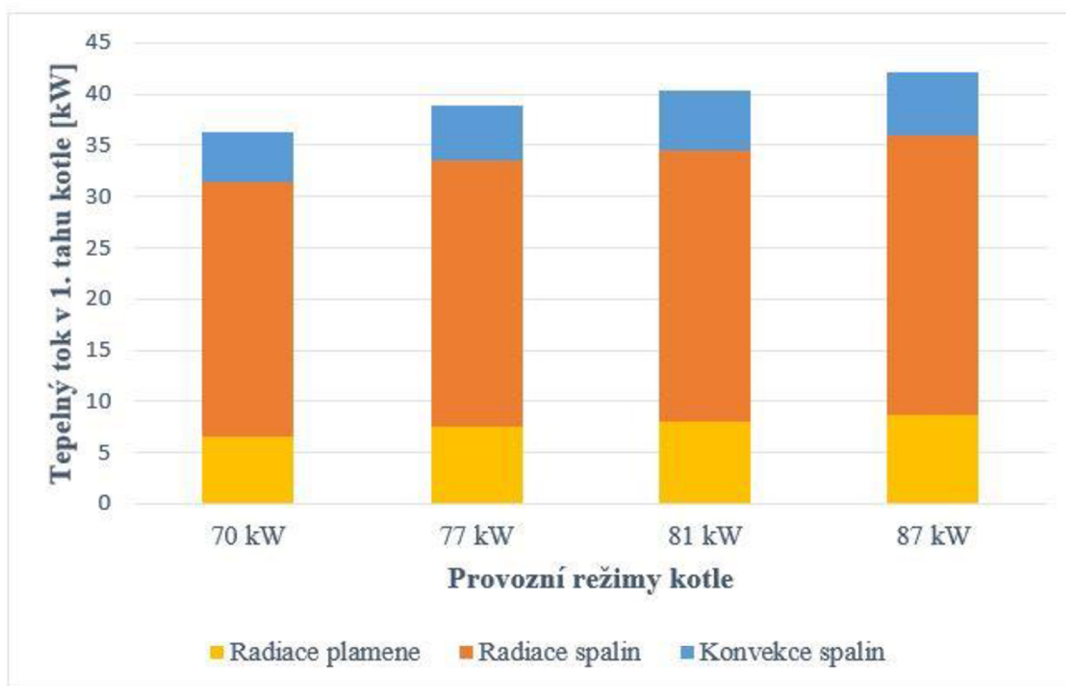


Obr. 14 Porovnání experimentálně a výpočtově stanovených hodnot nevyužitého tepelného toku odcházejícího se spalinami v komíně



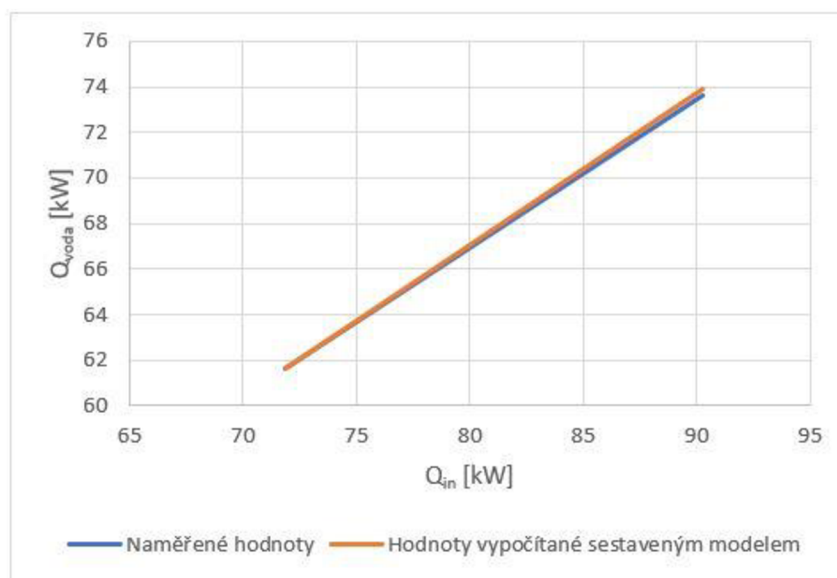
Obr. 15 Porovnání experimentálně a výpočtově stanovených hodnot tepelného toku přeneseného v kotli ze spalin do vody

Z provedeného výpočtu rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v prvním tahu kotle je patrné, že způsob přenosu tepla ze spalin radiací převažuje nad konvekcí (viz obr. 16). To je dáno zejména tím, že v prvním tahu za hořákem mívají spaliny nejvyšší teploty a při těch převažuje radiace nad konvekcí, jelikož růst intenzity vyzařování tepla radiací je úměrný čtvrté mocnině teploty. Srovnání rozdělení tepelných toků podle způsobu přenosu tepla v první tahu kotle pro všechny čtyři provozní režimy je na obr. 16.



Obr. 16 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. tahu kotle pro jednotlivé provozní režimy

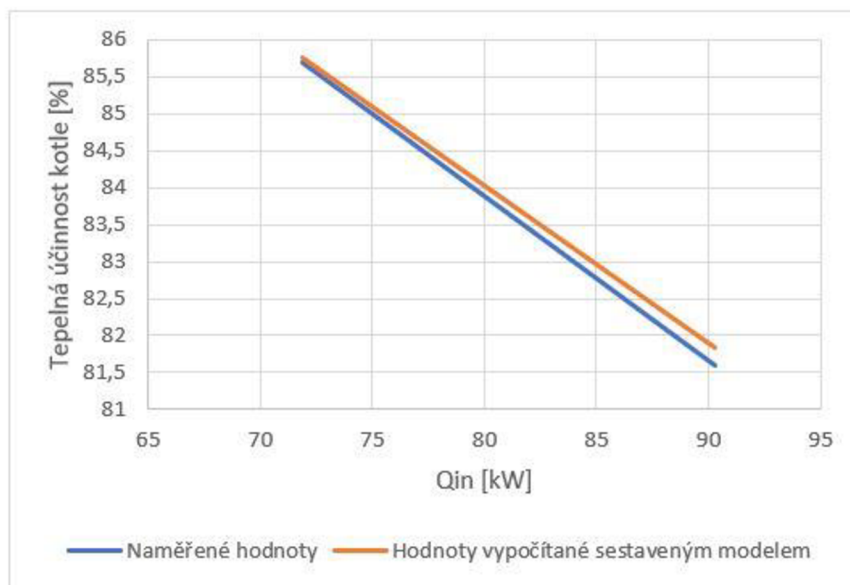
Na obr. 17 je možné vidět sestavený trend změny výkonu kotle na změně výkonu hořáku. Z obrázku je patrné, že se zvyšujícím se výkonem hořáku (a tedy zvyšujícím se množstvím tepla dodávaného do kotle) roste množství tepla předávaného ohřívání vodě (výkon kotle).



Obr. 17 Trend změny výkonu kotle (Q_{voda}) na změně výkonu hořáku (Q_{in})

Na obr. 18 je znázorněn sestavený trend změny tepelné účinnosti kotle na změně výkonu hořáku na základě hodnot získaných z tepelného výpočtu. Znázornění ilustruje schopnost sestaveného modelu predikovat také dostatečně přesně tepelnou účinnost žárotrubného kotle při zadaných vstupních podmínkách a geometrii. Je možné si povšimnout, že se zvyšujícím se

výkonem hořáku účinnost kotle klesá. Více tepla také v souvislosti s tím odchází z kotle nevyužito do komína, a tedy z hodnot uvedených v předchozích kapitolách lze rovněž vyzorovat, že se zvyšujícím se výkonem hořáku roste teplota spalin proudících do komína.

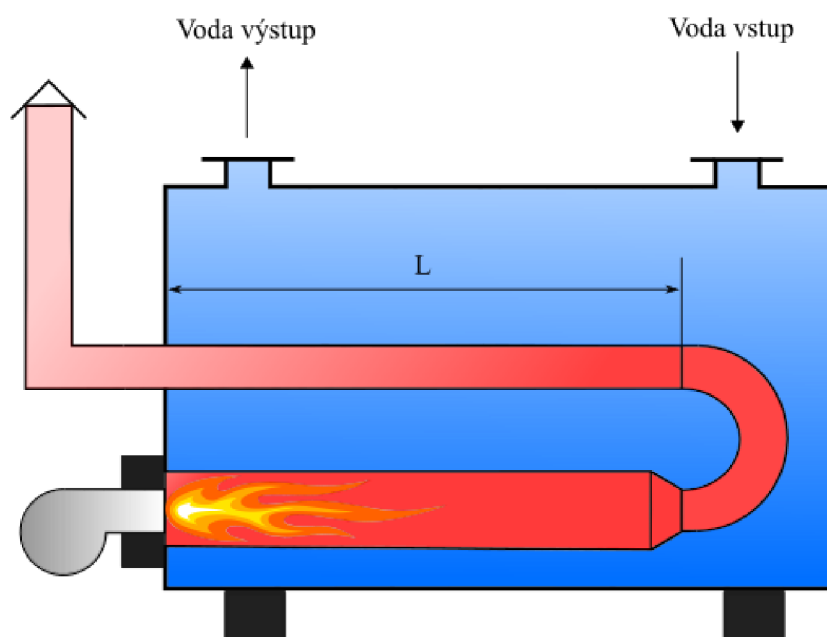


Obr. 18 Trend změny tepelné účinnosti kotle na změně výkonu hořáku

7 VÝPOČTOVÁ KONTROLA PRŮMYSLOVÉHO KOTLE

Pro širší ověření prediktivních schopností byl sestavený výpočtový model použit také za účelem kontrolního tepelného výpočtu vyprojektovaného průmyslového kotle. Jedná se o žárotrubný teplovodní kotel se dvěma tahy navržený na provoz s hořákem o výkonu 100 kW.

Schéma tohoto průmyslového kotle je na obr. 19, přičemž jeho geometrické parametry a uspořádání je následující. První tah kotle je tvořen trubkou s vnitřním průměrem 225 milimetrů. Následuje zúžení a obrat do druhého tahu, který je tvořen trubkou o vnitřním průměru 146 milimetrů. Po průchodu druhým tahem spaliny putují do komína. Délka trubek prvního i druhého tahu, značená na schématu jako L , je 1610 milimetrů. Tloušťka stěn trubek prvního i druhého tahu kotle je 10 milimetrů. V horní části kotle se nacházejí hrdla pro vstup a výstup ohřívané vody.



Obr. 19 Schéma provedení průmyslového kotle

Vstupní data pro průmyslový kotel týkající se průtoků paliva a vody a vstupních teplot paliva, vzduchu a vody jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 20 Vstupní data pro průmyslový kotel o příkonu 100 kW

$Q_{\text{HOŘÁK}}$ [kW]	100
m_{palivo} [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]	10,0
m_{voda} [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]	0,785
T_{palivo} [$^{\circ}\text{C}$]	20,0
T_{vzduch} [$^{\circ}\text{C}$]	23,0
$T_{\text{voda,in}}$ [$^{\circ}\text{C}$]	60,0

Známa projekční data týkající se teploty spalin na výstupu z prvního tahu kotle a na vstupu do komína a teploty vody na výstupu z kotle jsou uvedeny v tab. 21. V dolní části této tabulky (oddělené čarou) jsou na základě projekčních dat dopočteny z tepelné bilance hlavní tepelné

charakteristiky průmyslového kotle. Konkrétně se jedná o tepelný tok uvolněný spalováním paliva v hořáku, tepelný tok přenesený ze spalin do vody, nevyužitý tepelný tok spalin odcházejících do komína a tepelné ztráty kotle do okolí.

Tab. 21 Projekční data a výsledky tepelné bilance pro průmyslový kotel o příkonu 100 kW

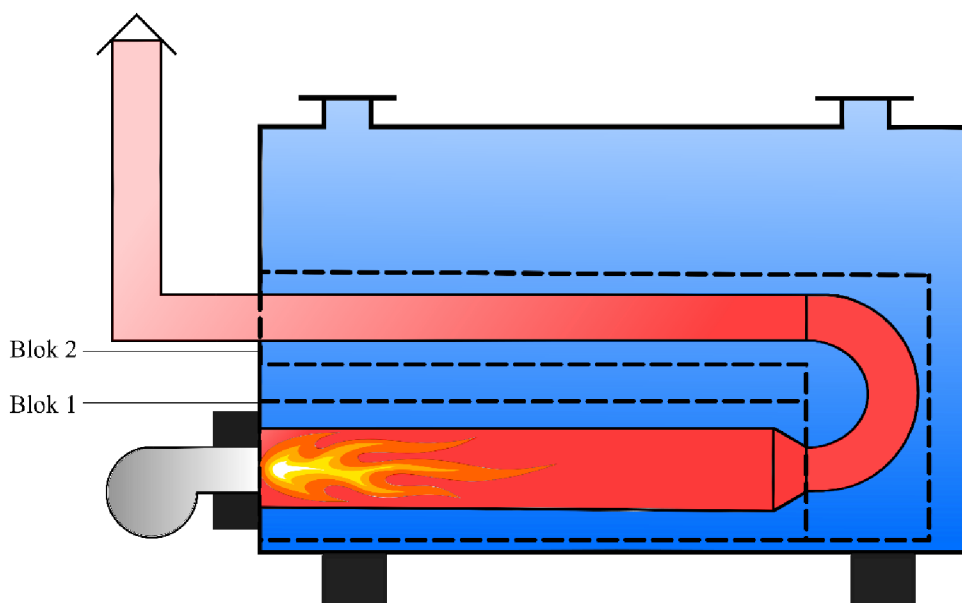
Q_{HOŘÁK} [kW]	100
T _{tah1,out} [°C]	775
T _{komín} [°C]	373
T _{voda,out} [°C]	85,0
Q _{in} [kW]	100,402
Q _{komín} [kW]	18,122
Q _{voda} [kW]	82,268
Q _{z,okolí} [kW]	0,012

Srovnání projekčních dat a hodnot získaných pomocí sestaveného výpočtového modelu pro případ průmyslového kotle je uvedeno v tab. 22. Jak je z hodnot v tabulce patrné, vypočítané hodnoty výstupních teplot spalin, vody a tepelné účinnosti kotle se poměrně přesně shodují s projekčními daty, což potvrzuje velmi dobrou přesnost sestaveného výpočtového modelu a jeho praktickou použitelnost pro potřeby kontrolních tepelných výpočtů žárotrubných kotlů různých geometrií a výkonů.

Tab. 22 Srovnání projekčních dat a vypočtených hodnot pro případ průmyslového kotle

Výsledky	Projekční data	Model v této práci
T _{tah1,out} [°C]	775	776,3
T _{komín} [°C]	373	371,8
T _{voda,out} [°C]	85,0	85,032
Tepelná účinnost kotle [%]	81,9	82,04

Pro úplnost je vhodné na tomto místě připomenout, že předmětný průmyslový kotel byl pro účely kontrolního tepelného výpočtu sestaveným modelem rozdělen, vzhledem ke svému provedení, na dva výpočtové bloky. První výpočtový blok představoval první spalinový tah kotle (plamencová trubka s přechodem) a druhý výpočtový blok představoval druhý tah kotle (obratové koleno a výstupní trubka). Členění průmyslového kotle na tyto výpočtové bloky schematicky znázorňuje následující obr. 20.

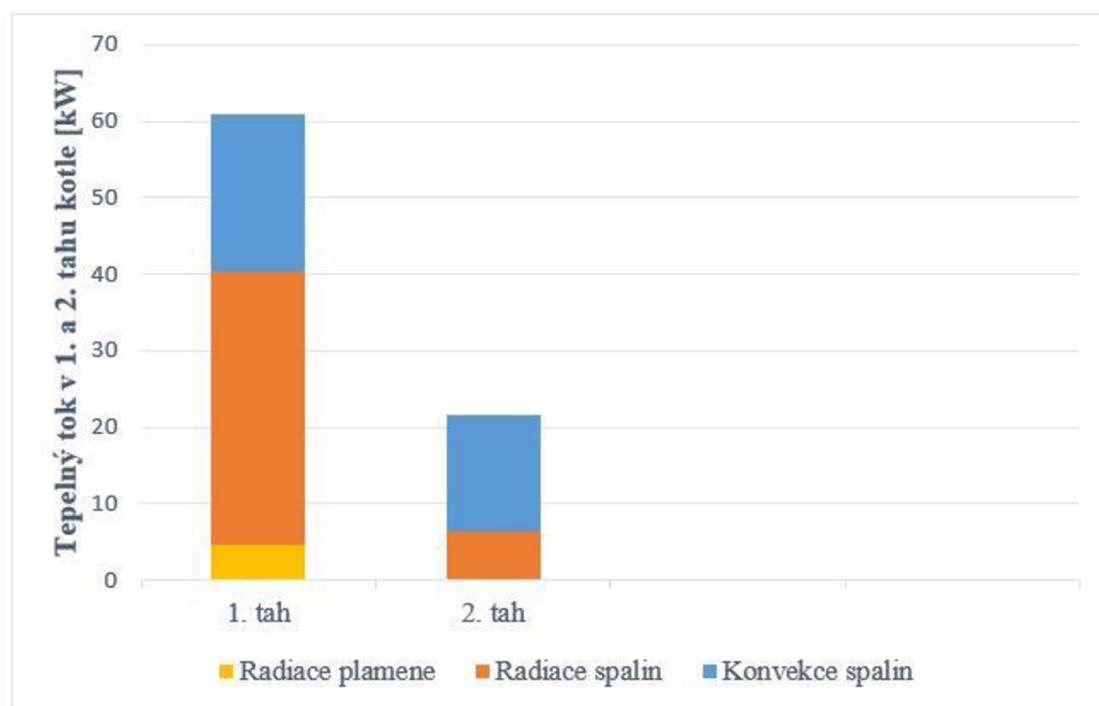


Obr. 20 Členění průmyslového kotle na výpočtové bloky

Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v prvním i druhém tahu kotle je uvedeno v následující tabulce a také graficky zobrazeno na obr. 21. Dominantním způsobem přenosu tepla v prvním tahu kotle je přenos tepla radiací ze spalin, přičemž v porovnání s hodnotami získanými pro jednotlivé případy provozu experimentálního kotle popisované v kapitole 5 nabývá u průmyslového kotle v prvním tahu výrazně většího významu přenos tepla konvekcí ze spalin, a to z důvodu vyššího výkonu hořáku a menšího průměru plamencové trubky. Dominantním způsobem přenosu tepla v druhém tahu kotle je potom přenos tepla konvekcí ze spalin, a to z důvodu nižších teplot spalin v tomto tahu kotle.

Tabulka 23 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. a 2. tahu průmyslového kotle

$Q_{\text{HOŘÁK}}$ [kW]	100	
Tah kotle	1.	2.
$Q_{R,\text{plamen}}$ [kW]	4,534	-
$Q_{R,\text{spaliny}}$ [kW]	35,747	6,416
$Q_{K,\text{spaliny}}$ [kW]	20,608	15,068
$Q_{\text{abs,v tahu}}$ [kW]	60,889	21,484
$Q_{\text{abs,v celém kotli}}$ [kW]	82,373	



Obr. 21 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. a 2. tahu průmyslového kotle s příkonem 100 kW

ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá tepelným výpočtem žárotrubného teplovodního kotle. V první části práce je představen úvod do problematiky průmyslových kotlů, jejich rozdělení a popis jednotlivých typů průmyslově využívaných kotlů. V druhé části práce jsou potom popsány mechanismy přenosu tepla a jejich uvedení do vztahu k průmyslovým kotlům.

V hlavní části práce, tvořené třetí až sedmou kapitolou, je prováděno vlastní řešení diplomové práce. Nejprve jsou uvedeny vztahy potřebné pro sestavení tepelného výpočtu žárotrubného teplovodního kotle. Na základě těchto vztahů je potom v softwaru *Maple* sestaven výpočtový model pro predikci provozních podmínek žárotrubných teplovodních kotlů včetně uvedení a popisu vlastního algoritmu sestaveného výpočtového modelu tepelného výpočtu.

Sestaveným výpočtovým modelem byl nejprve proveden kontrolní tepelný výpočet experimentálního kotle. Jednalo se o žárotrubný teplovodní kotel se třemi tahy spalin. Tento kotel byl pro účely tepelného výpočtu rozdělen do pěti výpočtových bloků. Sestaveným kontrolním tepelným výpočtem byly pro čtyři různé provozní režimy kotle získány teploty spalin a vody v jednotlivých místech kotle, tepelný tok přenesený ze spalin do vody a tepelný tok odcházející se spalinami do komína kotle. Tyto vypočtené hodnoty byly porovnány s hodnotami získanými měřeními na kotli. Odchytky hodnot vypočtených od hodnot naměřených na kotli byly do tří procent, což potvrdilo velmi dobrou přesnost a prediktivní schopnost sestaveného výpočtového modelu. Pomocí sestaveného výpočtového modelu bylo také stanoveno rozdělení tepelného toku předávaného ze spalin do vody v prvním tahu kotle, ze kterého vyplývá, že dominantním způsobem přenosu tepla v prvním tahu je přenos tepla radiací ze spalin.

Následně byl pro širší ověření prediktivních schopností sestavený výpočtový model použit také za účelem provedení kontrolního tepelného výpočtu průmyslového kotle. Jednalo se o žárotrubný teplovodní kotel se dvěma tahy spalin, který byl pro účely kontrolního tepelného výpočtu rozdělen do dvou výpočtových bloků. Z kontrolního tepelného výpočtu kotle provedeného pomocí sestaveného výpočtového modelu byly získány hodnoty teplot spalin a vody v jednotlivých částech kotle, a také hodnota tepelné účinnosti kotle. Tyto vypočtené hodnoty byly porovnány s projekčními daty a na základě poměrně přesné shody byla potvrzena velmi dobrá přesnost sestaveného výpočtového modelu. Pomocí zmiňovaného výpočtového modelu bylo také stanoveno rozdělení tepelného toku předávaného ze spalin do vody v prvním i druhém tahu průmyslového kotle, ze kterého vyplývá, že v prvním tahu kotle je dominantním způsobem přenosu tepla radiace ze spalin, kdežto v druhém tahu kotle převládá přenos tepla konvekcí spalin.

Pro shrnutí lze uvést, že sestavený výpočtový model dosahuje velmi dobré přesnosti a prediktivní schopnosti a je prakticky použitelný pro potřeby kontrolních tepelných výpočtů žárotrubných teplovodních kotlů různých geometrií a výkonů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAYAPROLU, Kumar. *Boilers for power and process*. Boca Raton: CRC Press, 2009. ISBN 978-11-4200-7536-6.
- [2] RAYAPROLU, Kumar. *Boilers : a practical reference*. Boca Raton: CRC Press, 2013. ISBN 978-1-4665-0053-2.
- [3] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání třetí. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5769-0.
- [4] FRAYNE, Colin. *Boiler Water Treatment - Principles and Practice, Volume I*. New York: Chemical Publishing Company Inc., 2002. ISBN 9780820603711.
- [5] ANNARATONE, Donatello. *Steam Generators*. 1. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008. ISBN 978-3-540-77714-4.
- [6] Industrial Boiler Types. In: *Feedwater* [online]. b.r. [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://feedwater.co.uk/industrial-boiler-types/>
- [7] Vysokotlaký kotel na odpadní teplo. In: *Viessmann* [online]. b.r. [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: <https://www.viessmann.cz/cs/prumysl/kotle-na-odpadni-teplo/ohrev-vody/vitomax-200rw.html>
- [8] Parní kotel. In: *Bosch* [online]. b.r. [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://www.bosch-industrial.com/cz/stranka-produkty/parny-kotle/zfr-zfrx.html>
- [9] BAUKAL, Charles E., Jr. *Industrial combustion pollution and control*. New York: M. Dekker, 2004. ISBN 0-8247-4694-5.
- [10] JENKINS, Barrie a Peter MULLINGER. *Industrial and Process Furnaces: Principles, Design and Operation*. 1st Edition. Butterworth-Heineman, 2008. ISBN 978-0-7506-8692-1.
- [11] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [12] SPEIGHT, James G. *Natural Gas: A Basic Handbook*. Second Edition. Gulf Professional Publishing, 2018. ISBN 9780128095706.
- [13] RAPP, Bastian E. *Microfluidics: Modeling, Mechanics and Mathematics*. 1st Edition. Elsevier, 2016. ISBN 978-1-4557-3141-1.
- [14] CENGEL, Yunus. *Heat Transfer: A Practical Approach*. Second Edition. 2003. ISBN 9780072458930.

- [15] BISETTO, Alberto, Davide DEL COL a Marco SCHIEVANO. Fire tube heat generators: Experimental analysis and modeling. *Applied Thermal Engineering* [online]. 78. Elsevier B.V, 2015, **78**, 236-247 [cit. 2020-01-25]. ISSN 1359-4311.
- [16] TRINKS, W. et al. *Industrial Furnaces*. 6. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2004. ISBN 0-471-38706-1.
- [17] *Maple* [online]. b.r. [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: <http://www.maplesoft.cz/maple>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

A_{plamen}	[m ²]	plocha plamene
$A_{plamenec}$	[m ²]	vnitřní plocha spalovací komory
A_s	[m ²]	plocha přestupu tepla
B	[-]	stupeň černosti tělesa
α_t	[m ² ·s ⁻¹]	součinitel teplotní vodivosti
C_o	[-]	oběhové číslo
$c_{p,palivo}$	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	střední měrná tepelná kapacita paliva
$c_{p,spaliny}$	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	střední měrná tepelná kapacita spalin
$c_{p,spaliny,out}$	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	střední měrná tepelná kapacita spalin
$c_{p,voda}$	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	střední měrná tepelná kapacita vody
$c_{p,vzduch}$	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	střední měrná tepelná kapacita vzduchu
D	[m]	průměr
D_{ext}	[m]	vnější průměr
D_{int}	[m]	vnitřní průměr
D_m	[m]	střední průměr
dT	[K]	rozdíl teplot mezi dvěma místy
dx	[m]	vzdálenost mezi dvěma místy
E_b	[W]	množství energie vyzařené absolutně černým tělesem
E_t	[W]	množství energie vyzařené reálným tělesem
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
Gr	[-]	Grashofovo číslo
H	[m]	výška cirkulačního systému
H_U	[J·kg ⁻¹]	výhřevnost paliva
K	[-]	korekční faktor
l	[m]	charakteristický rozměr
$L_{plamenec}$	[m]	délka spalovací komory
\dot{m}_{palivo}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok paliva
$\dot{m}_{spaliny}$	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok spalin
$\dot{m}_{spaliny,in}$	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok spalin na vstupu do bloku
$\dot{m}_{spaliny,out}$	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok spalin na výstupu z bloku
$\dot{m}_{spaliny,ref}$	[kg·s ⁻¹]	referenční hmotnostní průtok spalin
\dot{m}_{voda}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok vody

\dot{m}_{vzduch}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok spalovacího vzduchu
M_o	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok oběhové vody
M_{pp}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok páry
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
Δp	[Pa]	vztlak
p_{CO_2}	[atm]	parciální tlak CO ₂
p_{H_2O}	[atm]	parciální tlak H ₂ O
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
\dot{Q}	[W]	tepelný tok
\dot{q}	[W·m ⁻²]	hustota tepelného toku
$\dot{Q}_{abs,1.tah\ celkem}$	[W]	celkový tepelný tok absorbovaný vodou v prvním tahu kotle
\dot{Q}_{in}	[W]	celkový tepelný tok vstupující do kotle
\dot{Q}_{palivo}	[W]	tepelný tok vnášený v palivu
\bar{q}_{R,CO_2}	[W·m ⁻²]	hustota tepelného toku přeneseného radiací z CO ₂ do stěn
\bar{q}_{R,H_2O}	[W·m ⁻²]	hustota tepelného toku přeneseného radiací z vodní páry do stěn
$\dot{Q}_{R,plamen}$	[W]	tepelný tok přenesený radiací z plamene
\dot{Q}_{komin}	[W]	tepelný tok spalin vstupujících do komína
$\dot{Q}_{K,spaliny}$	[W]	tepelný tok přenesený konvekcí ze spalin
$\dot{Q}_{R,spaliny}$	[W]	tepelný tok přenesený radiací ze spalin
$\dot{Q}_{spaliny,out}$	[W]	tepelný tok spalin opouštějících každý blok
$\dot{Q}_{spaliny \rightarrow stěny}$	[W]	tepelný tok přenesený mezi spalinami a stěnami
$\dot{Q}_{stěny \rightarrow voda}$	[W]	tepelný tok mezi stěnami a vodou
\dot{Q}_u	[W]	tepelný tok vnášený spálením paliva
\dot{Q}_{voda}	[W]	tepelný tok absorbovaný vodou
\dot{Q}_{vzduch}	[W]	tepelný tok vnášený ve spalovacím vzduchu
$\dot{Q}_{z,okolí}$	[W]	tepelný tok unikající ztrátami do okolí
Ra	[-]	Rayleighovo číslo
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	plocha povrchu
$S_{plamenec}$	[m ²]	průtočný průřez spalovací komory
T	[K]	teplota
t	[°C]	teplota
T_f	[K]	teplota tekutiny

$T_{komín}$	[K]	teplota spalin v komíně
T_{palivo}	[K]	teplota paliva
T_{plamen}	[K]	teplota plamene
$\bar{T}_{plamenec}$	[K]	střední teplota spalin uvnitř spalovací komory
$\bar{T}_{spaliny}$	[K]	střední teplota spalin ve výpočetním bloku
$T_{spaliny,in}$	[K]	teplota spalin na vstupu do bloku
$T_{spaliny,out}$	[K]	výstupu z bloku
$\bar{T}_{stěny}$	[K]	střední teplota stěn
$T_{tah2,out}$	[K]	teplota spalin na výstupu z druhého tahu kotle
$T_{trubky,in}$	[K]	teplota spalin na vstupu do trubek třetího tahu
$T_{trubky,out}$	[K]	teplota spalin na výstupu z trubek třetího tahu
\bar{T}_{voda}	[K]	střední výpočtová teplota vody
$T_{voda,in}$	[K]	vstupní teplota vody
$T_{voda,out}$	[K]	výstupní teplota vody
T_{vzduch}	[K]	teplota spalovacího vzduchu
T_{ref}	[K]	referenční teplota
T_s	[K]	teplota povrchu tělesa
T_∞	[K]	teplota tekutiny v dostatečné vzdálenosti od povrchu
w	[m·s ⁻¹]	rychlost proudění tekutiny
x_2	[kg·kg ⁻¹]	výstupní suchost páry z výparníku
x_r	[m]	střední délka paprsku
$\alpha_{K,spaliny}$	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla ze spalin
$\alpha_{K,voda}$	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla konvekcí vody
α_r	[-]	absorptivita
$\alpha_{R,plamen}$	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla z plamene
$\alpha_{R,spaliny}$	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla ze spalin
α_t	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
β	[K ⁻¹]	součinitel objemové roztažnosti
β_k	[K ⁻¹]	teplotní koeficient tepelné vodivosti
γ_r	[-]	reflektivita
τ_r	[-]	transmisivita
ε	[-]	emisivita
ε_{plamen}	[-]	emisivita plamene

η	[%]	tepelná účinnost kotle
λ	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	součinitel tepelné vodivosti
λ_o	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	součinitel tepelné vodivosti při teplotě 0 °C
$\lambda_{spaliny}$	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	součinitel tepelné vodivosti spalin
$\lambda_{stěny}$	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	součinitel tepelné vodivosti pro materiál stěn
λ_{voda}	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	součinitel tepelné vodivosti vody
μ	[kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]	dynamická viskozita
$\mu_{spaliny}$	[kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]	dynamická viskozita spalin
$\mu_{stěny}$	[kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]	dynamická viskozita spalin při teplotě stěn
ν	[m ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota
ρ_v	[kg·m ⁻³]	střední měrná hmotnost vody v zavodňovacích trubkách
ρ_x	[kg·m ⁻³]	střední měrná hm. vody ve varných trubkách
σ	[W·m ⁻² ·K ⁻⁴]	Stefan-Boltzmannova konstanta
σ_e	[S·m ⁻¹]	měrná elektrická vodivost

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schéma cirkulačního systému vodotrubného kotle.....	12
Obr. 2 Schéma vodotrubných kotlů s jedním až třemi tahy spalin (0 – ohniště, 1 – výparník, 2 – přehřívák páry, 3 – ohřívák vody, 4 – ohřívák vzduchu) [3]..	13
Obr. 3 Žárotrubný kotel [6]	15
Obr. 4 Schéma žárotrubného kotle	16
Obr. 5 Žárotrubný kotel na odpadní teplo [7].....	17
Obr. 6 Žárotrubný kotel se dvěma plamencovými komorami [8]	18
Obr. 7 Schéma experimentálního kotle se značením míst měření teplot [15]	26
Obr. 8 Ukázka pracovního prostředí softwaru Maple	36
Obr. 9 Ukázka určení hustoty vody pomocí příkazu Property v softwaru Maple	37
Obr. 10 Schéma rozčlenění experimentálního kotle na jednotlivé výpočtové bloky [15]	37
Obr. 11 Schéma algoritmu výpočetního cyklu pro jeden výpočtový blok kotle (ϵ^* je maximální požadovaný rozdíl tepelných toků Q_1 a Q_2).....	39
Obr. 12 Zjednodušené výpočtové schéma kotle.....	40
Obr. 13 Časový průběh hodnot jednotlivých teplot v kotli získaných měřeními a výpočtem [15].....	42
Obr. 14 Porovnání experimentálně a výpočetně stanovených hodnot nevyužitého tepelného toku odcházejícího se spalinami v komíně.....	48
Obr. 15 Porovnání experimentálně a výpočtově stanovených hodnot tepelného toku přeneseného v kotli ze spalin do vody	49
Obr. 16 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. tahu kotle pro jednotlivé provozní režimy	50
Obr. 17 Trend změny výkonu kotle (Q_{voda}) na změně výkonu hořáku (Q_{in}).....	50
Obr. 18 Trend změny tepelné účinnosti kotle na změně výkonu hořáku	51
Obr. 19 Schéma provedení průmyslového kotle	52
Obr. 20 Členění průmyslového kotle na výpočtové bloky	54
Obr. 21 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. a 2. tahu průmyslového kotle s příkonem 100 kW.....	55

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Emisivita vybraných materiálů při pokojové teplotě [10].....	20
Tab. 2 Hodnoty Prandtlůva čísla pro vybrané tekutiny [13]	22
Tab. 3 Rozmezí hodnot součinitele tepelné vodivosti pro vybrané materiály [1].....	24
Tab. 4 Vstupní data pro provozní případ 70 kW [15]	41
Tab. 5 Naměřená data a výsledky tepelné bilance pro provozní případ 70 kW [15]	41
Tab. 6 Srovnání naměřených a vypočtených výsledků pro provozní případ 70 kW.....	42
Tab. 7 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. tahu kotle pro provozní případ 70 kW	43
Tab. 8 Vstupní data pro provozní případ 77 kW [15]	43
Tab. 9 Naměřená data a výsledky tepelné bilance pro provozní případ 77 kW [15]	44
Tab. 10 Srovnání naměřených a vypočtených výsledků pro provozní případ 77 kW.....	44
Tab. 11 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. tahu kotle pro provozní případ 77 kW	44
Tab. 12 Vstupní data pro provozní případ 81 kW [15]	45
Tab. 13 Naměřená data a výsledky tepelné bilance pro provozní případ 81 kW [15]	45
Tab. 14 Srovnání naměřených a vypočtených výsledků pro provozní případ 81 kW.....	46
Tab. 15 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. tahu kotle pro provozní případ 81 kW	46
Tab. 16 Vstupní data pro provozní případ 87 kW [15]	46
Tab. 17 Naměřená data a výsledky tepelné bilance pro provozní případ 87 kW [15]	47
Tab. 18 Srovnání naměřených a vypočtených výsledků pro provozní případ 87 kW.....	47
Tab. 19 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. tahu kotle pro provozní případ 87 kW	48
Tab. 20 Vstupní data pro průmyslový kotel o příkonu 100 kW	52
Tab. 21 Projekční data a výsledky tepelné bilance pro průmyslový kotel o příkonu 100 kW	53
Tab. 22 Srovnání projekčních dat a vypočtených hodnot pro případ průmyslového kotle	53
Tabulka 23 Vypočtené rozdělení tepelného toku absorbovaného vodou v 1. a 2. tahu průmyslového kotle	54