

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ STABILITY KAPALINOVÝCH SOUSTAV

EXPERIMENTAL VALIDATION OF STABILITY OF HYDRAULIC SYSTEMS

DISERTAČNÍ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Ing. HANA PETRŮJOVÁ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MARIAN FORMÁNEK, Ph.D.

BRNO 2015

Abstrakt

Disertační práce spadá do oblasti tvorby vnitřního prostředí a zabývá se hydraulikou teplovodních otopných soustav s vřazeným hydraulickým vyrovnávačem dynamických tlaků. Tento dříve hojně používaný prvek v otopné soustavě, hydraulicky oddělující zdroj tepla od spotřebičů tepla, se v dnešní době kondenzační techniky jeví spíše jako nevhodný, jak ukazují výsledky z řady experimentálních měření. Tento závěr také dobře koreluje s vlastním teoretickým řešením založeným na kalorimetrické rovnici. Z výsledků disertační práce tedy vyplývá, že při nerovnováze průtoku mezi zdrojem tepla a spotřebiči tepla v soustavě s hydraulickým vyrovnávačem dynamických tlaků dochází k nežádoucímu ohřevu vratné vody. V praxi tento jev snižuje účinnost výroby tepla a narušuje tak očekávaný proces kondenzace spalín.

Abstract

Dissertation thesis falls within the area of indoor climate and deals with a hydraulics of heating systems, mainly with the hydraulic separator. This earlier widely used element of the heating system, which hydraulically separates heat source and heat appliance, is nowadays in the heating systems based on condensation technologies inappropriate, as the results obtained from experimental measurements show. This findings also well correlate with own theoretical solution based on the calorimetric equation. Conclusion of the dissertation thesis shows fact that in case of imbalance flow rate between heat source and heat appliance adverse warming of return pipe water in the heating system with hydraulics separátor is caused. This effect in practice reduces the efficiency of heat production and expected condensation process of flue gas is discontinued.

Klíčová slova

hydraulika otopných soustav, hydraulický vyrovnávač dynamických tlaků, účinnost výroby tepla, vzájemný poměr objemových průtoků

Keywords

hydraulics of heating systems, hydraulic separator, efficiency of heat production, ratio of volume flows

Bibliografická citace

PETRŮJOVÁ, Hana. *Experimentální ověření stability kapalinových soustav*. Brno, 2015. 143 s., Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce Ing. Marian Formánek, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem disertační práci zpracovala samostatně a uvedla jsem všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 8.6.2015

podpis autorky

OBSAH

OBSAH	5
1 ÚVOD	8
2 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY	9
2.1 Literární rešerše.....	9
2.1.1 <i>Potenciál úspor energie v systémech vytápění díky zlepšování řízení a kontroly kotlů.....</i>	9
2.1.2 <i>Na kontrole otopných soustav ve Velké Británii</i>	10
2.1.3 <i>Hydraulické oddělení</i>	10
2.1.4 <i>Hydraulický oddělovač.....</i>	11
2.1.5 <i>Kotelny s kondenzačními kotli-hydraulické zapojení a řízení.....</i>	12
2.1.6 <i>Shrnutí rešerší</i>	12
2.2 Zdroje tepla –kotle na zemní plyn.....	14
2.2.1 <i>Standardní plynový kotel starší výroby</i>	14
2.2.2 <i>Nízkoteplotní kotel.....</i>	15
2.2.3 <i>Kondenzační kotel</i>	16
2.3 Hydraulická zapojení primárního okruhu kotle	17
2.4 HVDT.....	18
2.4.1 <i>Princip HVDT.....</i>	19
2.4.2 <i>Návrh velikosti HVDT</i>	22
2.4.3 <i>Typy HVDT.....</i>	22
2.4.4 <i>Příslušenství a další funkce HVDT.....</i>	24
2.4.5 <i>Instalace a použití HVDT.....</i>	24
2.5 Soustavy s HVDT anebo bez HVDT	26
2.5.1 <i>Varianty zapojení - bez HVDT</i>	26
2.5.2 <i>Zapojení s dvoucestným regulačním ventilem.....</i>	27
2.5.3 <i>Zapojení s HVDT vhodná pro kondenzační kotle.....</i>	28
2.5.4 <i>Armatury k regulaci.....</i>	29
2.6 Elektronicky řízená oběhová čerpadla	31
2.6.1 <i>Regulace na konstantní diferenční tlak</i>	32
2.6.2 <i>Regulace na proporcionální tlak.....</i>	32
2.6.3 <i>Regulace „autoadapt“</i>	33
2.6.4 <i>Automatický noční provoz</i>	33
2.6.5 <i>Regulace s teplotním vlivem</i>	33
2.6.6 <i>Rozšiřovací moduly k čerpadlům</i>	34
2.7 Pokročilá regulace a řízení kondenzačních kotlů.....	35
2.7.1 <i>Vlastnosti a principy.....</i>	36
2.7.2 <i>Provozní požadavky.....</i>	37
2.7.3 <i>Regulace soustavy vytápění.....</i>	38
2.7.4 <i>Funkce speciálních přídatných modulů</i>	38
2.7.5 <i>Moduly pro řízení hydraulických zapojení s HVDT.....</i>	39
2.8 Trendy nových soustav bez HVDT	40
2.9 Kaskády kondenzačních kotlů.....	42
2.9.1 <i>Regulace kaskád</i>	42
2.9.2 <i>Hydraulické zapojení s více kotli.....</i>	43

2.10	Obnova tepelných soustav v rámci EU	44
2.10.1	<i>Fáze zateplování budov</i>	44
2.10.2	<i>Úskali výměn zdroje tepla</i>	45
2.10.3	<i>Pravidelné kontroly podle legislativy</i>	45
2.11	Zhodnocení současného stavu problematiky	46
2.11.1	<i>Hydraulika vs. regulace a řízení</i>	46
2.11.2	<i>Hydraulické chování HVDT</i>	47
3	CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	49
3.1	Specifikace dílčích cílů	49
4	METODY ŘEŠENÍ.....	50
4.1	Experimentální měření	50
4.1.1	<i>Měřené veličiny</i>	50
4.1.2	<i>Měřicí přístroje.....</i>	51
4.1.3	<i>Postup měření.....</i>	52
4.2	Metodika zpracování naměřených dat.....	53
4.2.1	<i>Teorie lineární závislosti</i>	53
4.2.2	<i>Okrajové vlivy a chyby měření</i>	58
4.2.3	<i>Seznam experimentů podle typu a velikosti HVDT</i>	59
5	EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ	60
5.1	Experiment E.1.....	60
5.1.1	<i>Diagnostika teplotních poměrů v soustavě E.1</i>	60
5.1.2	<i>Rozdíly teplot podle poměru průtoků $q_{vp}:q_{vs}$</i>	65
5.2	Experiment E.2.....	69
5.2.1	<i>Diagnostika teplotních poměrů v soustavě E.2</i>	70
5.2.2	<i>Rozdíly teplot podle poměru průtoků $q_{vp}:q_{vs}$</i>	73
5.3	Experiment E.3.....	76
5.3.1	<i>Diagnostika teplotních poměrů v soustavě E.3</i>	77
5.3.2	<i>Rozdíly teplot podle poměru průtoků $q_{vp}:q_{vs}$</i>	80
5.4	Experiment E.4.....	84
5.4.1	<i>Diagnostika teplotních poměrů v soustavě E.4</i>	84
5.4.2	<i>Rozdíly teplot podle poměru průtoků $q_{vp}:q_{vs}$</i>	88
5.5	Experiment E. 5.....	90
5.5.1	<i>Diagnostika teplotních poměrů v soustavě E.5</i>	92
5.5.2	<i>Rozdíly teplot podle poměru průtoků $q_{vp}:q_{vs}$</i>	94
5.6	Experiment E.6.....	98
5.6.1	<i>Diagnostika teplotních poměrů v soustavě E.6</i>	98
5.6.2	<i>Rozdíly teplot podle poměru průtoků $q_{vp}:q_{vs}$</i>	101
5.7	Experiment E.7.....	105
5.7.1	<i>Diagnostika teplotních poměrů v soustavě E.7</i>	106
5.7.2	<i>Rozdíly teplot podle poměru průtoků $q_{vp}:q_{vs}$</i>	110
5.8	Experiment E. 8.....	116
5.8.1	<i>Diagnostika teplotních poměrů v soustavě E.8</i>	116
5.8.2	<i>Rozdíly teplot podle poměru průtoků $q_{vp}:q_{vs}$</i>	119
6	VÝSLEDKY ZPRACOVÁNÍ	123
6.1	Shrnutí dílčích výsledků experimentálních měření.....	123
6.1.1	<i>Validace teoreticky stanovených hodnot s experimentem</i>	123
6.1.2	<i>Teplotní rozdíly díky hydraulickému oddělení</i>	128
6.1.3	<i>Komparace hydraulického chování různých HVDT.....</i>	131
7	ZÁVĚR.....	136

7.1	Teoretický přínos	136
7.2	Praktický přínos	136
7.2.1	<i>Experimentální měření</i>	136
7.2.2	<i>Spolupráce se zástupci výrobců kotlů Geminox</i>	137
7.3	Další možnosti výzkumu	138
7.3.1	<i>Rozsah experimentálního měření</i>	138
7.3.2	<i>Změna koncepce měření a regulace</i>	138
8	SEZNAM	139
8.1	Seznam použité literatury	139
8.2	Seznam publikací autora	142

1 ÚVOD

Způsob vytápění budov zajišťovaly v minulosti a zajišťují dodnes ve velké míře teplovodní otopné soustavy. Můžeme sice mluvit obecně o kapalinových soustavách, ale už z předchozího názvu je patrné, že o jiné kapalině než vodě, nebude v této disertační práci zmínka. Tepelná energie vyrobená ve zdroji tepla je předávána vodě, která díky své velmi vysoké tepelné kapacitě je vhodnou teplonosnou látkou v celém procesu předávání tepla až do míst pobytu člověka. Samotnými zdroji tepla v budovách mohou být např. kotle na zemní plyn, olej, anebo předávací stanice parní nebo horkovodní.

Snahou je vodě zajistit co nejjednodušší a nejpřímější způsob proudění od zdroje až ke koncovým prvkům a stejným způsobem i zpět. Tímto se zabývá věda zvaná hydraulika. Díky vzájemnému propojení pomocí uzavřeného potrubí kruhového průřezu mluvíme o hydraulických zapojeních teplovodních otopných soustav, ve kterých je nositelem energie voda, jednak přírodní-otopná směřující od zdroje do soustavy a jednak vratná-ochlazená, proudící ze soustavy zpět ke zdroji tepla. Jejich teplotní rozdíl se liší mírou a množstvím předání tepla v koncových spotřebičích, zde je však zároveň zahrnuta i veškerá účinnost výroby a distribuce tepla celého otopného systému.

Dnešní doba nabádá ve všech směrech ke snižování spotřeby energie. Jinak tomu není i v množství spotřeby energie v budovách, ať už využívané pro vytápění objektu nebo k ohřevu koupelové pitné vody nebo k ohřevu větracího vzduchu, případně jeho ochlazení v letním období. V minulosti ohledy na životní prostředí brány v potaz v takové míře zdaleka nebyly. Z toho důvodu se setkáváme v budovách s již zastaralými teplovodními soustavami, které jsou ještě stále funkční, ale výsledná spotřeba energie, zajišťující tepelný komfort osob může být zbytečně až příliš vysoká. A především i vydané náklady za ni. Náprava těchto soustav spočívá jednak ve výměně za nová technologicky vyspělá zařízení, která s sebou nesou nemalé pořizovací náklady, ale také především v řešení optimalizace funkce stávajícího systému, včetně jednotlivých prvků hydraulického zapojení, a jeho celkovém způsobu regulace a řízení.

2 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

Cílem disertační práce bylo některé teplovodní otopné soustavy zmapovat, a to především jejich skutečné hydraulické a termodynamické chování pomocí experimentálního měření objemových průtoků a povrchových teplot. Vzhledem k rozsahu možností způsobu jejich hydraulického zapojení bylo vybráno jedno typické, ale zároveň často diskutované v odborných článcích [2], [6].

Jednalo se o typ zapojení s hydraulickým vyrovnávačem dynamických tlaků, který je často označován pouze zkratkou HVDT¹- prvkem oddělující primární okruh zdroje od sekundárního okruhu spotřebičů. V návaznosti na stále dokonalejší kondenzační technologii výrobců nových kotlů je snahou v maximální míře tohoto procesu využívat, ale při zapojení kondenzačního kotle, případně několika kondenzačních kotlů do kaskády, spolu s HVDT může docházet naopak k maření kondenzačního procesu díky přepouštění přívodní otopné vody přes HVDT zpět do zdroje.

2.1 LITERÁRNÍ REŠERŠE

2.1.1 POTENCIÁL ÚSPOR ENERGIE V SYSTÉMECH VYTÁPĚNÍ DÍKY ZLEPŠOVÁNÍ ŘÍZENÍ A KONTROLY KOTLŮ

Autoři: Z. Liao, A.L. Dexter, z Building Research Establishment, Watford UK a z Department of Engineering Science, University of Oxford UK v březnu 2004 publikovali článek *The potential for energy saving in heating systems through improving boiler controls* [30]

Tento článek zkoumá míru úspor energie v otopných systémech, kterých lze dosáhnout prostřednictvím zlepšování kontrol kotlů. Šetření bylo provedeno ve Velké Británii na základě průzkumu v běžně provozovaných otopných soustavách, formou simulace a experimentální studie. Díky tomu byly vytvořeny a nastaveny pravidla kontroly a řízení pro typické systémy s kotli. Experiment prokázal, že zlepšením technického vybavení kotle a zejména jeho regulace může systém vykazat nejen úsporu energie 20%, ale především i zlepšit tepelnou pohodu. V důsledku je celková energetická účinnost otopných systémů ohrožena kvůli nesprávnému provozování kotlů. Simulací porovnali tři typy systému regulace v různých typech otopných soustav.

¹ V dalším textu disertační práce bude používáno názvu tohoto prvku zkratkou HVDT

Experimentálním měřením v jedné kancelářské budově bylo prokázáno významné přehřívání vnitřních prostor při způsobu řízení pevného nastavení na 70°C výstupní teploty otopné vody z kotle, které však bylo již důsledkem špatného nastavením termostatických ventilů otopných těles. Zavedením nového fyzikálního modelu do způsobu řízení kotle, který upravuje požadovanou výstupní teplotu otopné vody, významně zredukovali spotřebu zemního plynu a zároveň i upravili vnitřní teplotu v kancelářích. V závěru poukazují autoři na vytvoření obecného algoritmu pro odhad průměrné vnitřní pokojové teploty u vícezónových otopných systémů a jeho prototypu v podobě tzv. inferenčního regulátoru, který poté prakticky zkoušeli v reálných provozech.

Následně oba autoři navázali ve stejném roce dalším publikovaným článkem:

2.1.2 NA KONTROLE OTOPNÝCH SOUSTAV VE VELKÉ BRITÁNII

Autoři: Z. Liao, M. Swainson, A.L. Dexter, z Building Research Establishment, Watford UK a z Department of Engineering Science, University of Oxford UK v květnu 2004 publikovali článek *On the control of heating systems in the UK* [31]

Tento článek shrnuje stávající řídicí systém vytápění v praxi ve Velké Británii na základě průzkumů, počítačové simulace a experimentálních studií. Procentuálně udává množství energie, porovnává instalované typy kotlů a vyhodnocuje ekonomickou problematiku výměny kotle za kondenzační. Simulační studií dále prokázali, že výměnou termostatických ventilů za nové se citlivost otopné soustavy na regulátor kotle sníží a to zejména v podobě přehřívání při potřebě nízkého výkonu soustavy. Toto zjištění má velmi významné důsledky pro stanovení účinnosti v rámci národní iniciativy a tvorbě legislativy. Dále poukazuje na různé systémy způsobu řízení a kontroly efektivity spotřeby při provozu. Špatně nastavená ekvitermní regulace při uvedení do provozu může mít negativní dopad na výslednou spotřebu energie. V článku doporučují neustále testovat a ověřovat funkci a účinnost jednotlivých prvků otopného systému.

2.1.3 HYDRAULICKÉ ODDĚLENÍ

Author: Caleffi Hydronic Solutions, 3883 W Milwaukee Rd, Milwaukee, WI 53208, 414.238.2360; sales@Caleffi.com

Prezentováno na: Modern engineering concepts for hydronic heating designs, Webinars Series, October 2007 [32]

V severní Americe se naopak zabývají hydraulickým oddělením, jak vhodně eliminovat náklady na oběhová čerpadla a to zejména na větvích v sekundárním okruhu.

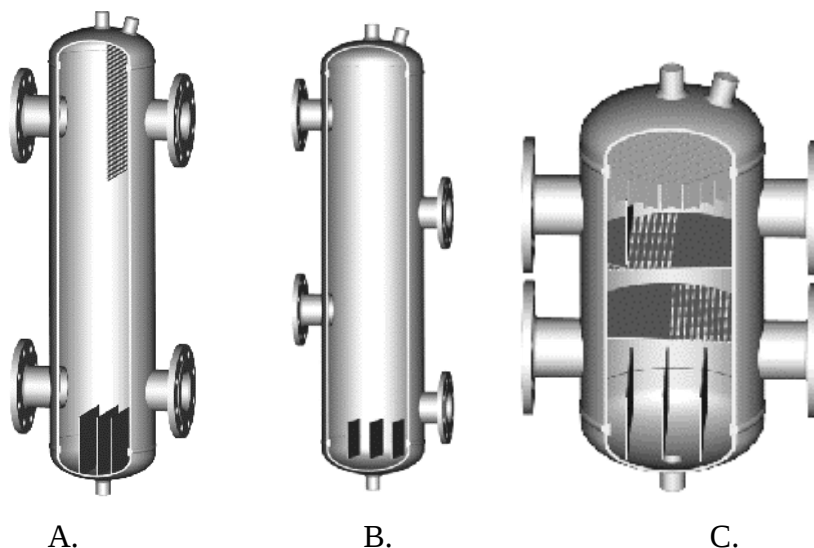
Děje se v případech výměny klasických ocelových kotlů s větším vodním objemem za nové kompaktní kotle s kvalitnějším výměníkem, ale výrazně větším hydraulickým odporem. Pokud bychom pominuli instalaci samostatného oběhového čerpadla pro kotel, pak by všechny oběhová čerpadla na sekundárních větvích musela pokrýt navíc i ztrátu výměníku v kotli.

2.1.4 HYDRAULICKÝ ODDĚLOVAČ

<http://en.termen.eu/termen-hydraulic-separator-sp.php>

Odkaz na výrobce HVDT [33]

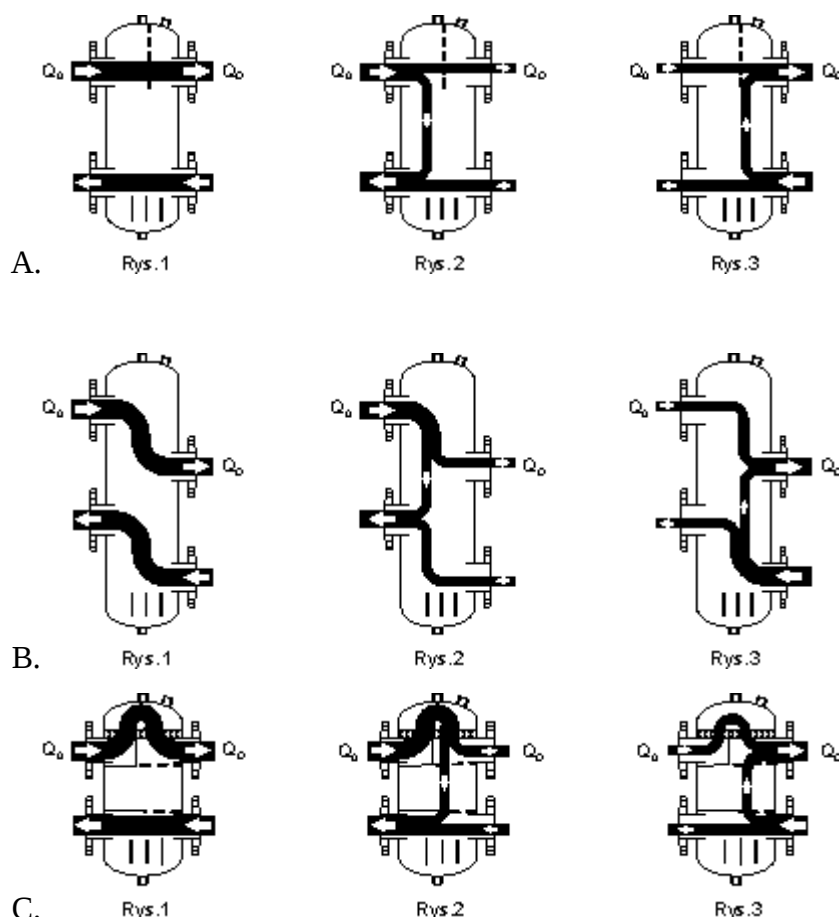
Hydraulické oddělení okruhu kotle od spotřebního okruhu, konstrukční uspořádání hrdel a popis principu při různých termodynamických stavech rozdílných průtoků na primární straně kotle a druhé straně spotřebních okruhů s vlastními čerpadly.



Rys.1: Množství tepla produkované primární stranou je stejné s množstvím tepla přijímané soustavou.

Rys.2: Potřeba tepla je nižší, termostatické ventily přivírají. Proud tepla se vrací podél stěny do kotle zpět. Signál vyšší teploty vratné vody by měl snížit výkon kotle.

Rys.3: Potřeba tepla je vyšší, než výkon zdroje. Oběhová čerpadla zvyšují průtok a sají vratnou ochlazenou otopnou vodu ze soustavy. Tímto signálem by měl kotel zvýšit svůj výkon, anebo zapnout další zdroj tepla.



Hydraulický „oddělovač“ svoji funkci plní správně. Je však nezbytné měřit teplotní výkyvy nerovnováhy mezi oběma stranami tak, aby regulace výkonu zdroje tepla uměla efektivně pracovat s těmito měřenými signály z uzavřené soustavy.

2.1.5 KOTELNY S KONDENZAČNÍMI KOTLI-HYDRAULICKÉ ZAPOJENÍ A ŘÍZENÍ

Autor: Vladimír Valenta, publikováno v časopise Český instalatér 4/2005 [6]

Optimální provoz s kondenzačním kotlem je zajištění jeho maximální účinnosti a to z velké části díky co nejnižší teplotě vratné vody do něj. Co nejnižší teplotu vratné vody ve fázi projektu lze zajistit:

- Volbou nejnižších jmenovitých teplot resp. teplotního spádu soustavy
- Vhodným hydraulickým zapojením
- Řízením tepelného výkonu a hydraulických poměrů

2.1.6 SHRUTÍ REŠERŠÍ

Nežádoucí hydraulické chování, způsobené daným typem zapojení, změnami v objemových průtocích a omezeným způsobem regulace., o kterém se obecně v praxi ví, jsou tyto soustavy nadále projektanty navrhovány, instalovány a stále nedostatečně

regulovány a řízeny. Mírou nežádoucího ohřátí vratné vody z okruhu spotřebiče směřující zpět do zdroje je ve výsledku pokles celkové účinnosti kotle, který tak nevyužívá uvolněného tepla ze spalin v takové míře, při jaké by ochlazená-vratná voda proudila do kotle přímo ze soustavy a ne přes HVDT. Spotřeba zemního plynu za účelem pokrytí celkové potřeby tepla tak narůstá a tím i doba návratnosti investice za technologicky dokonalejší kotel se prodlužuje. Dalším aspektem je spotřeba elektrické energie pro pohon oběhových čerpadel, které díky tomuto zapojení nemusí využívat funkci elektronického řízení dle potřeby výkonu.

V dnešní době převládají zažitě trendy v hydraulických zapojeních, které úzce souvisí s jejich způsobem regulace. Otopná soustava se může lišit požadovanými parametry v závislosti na typu zdroje tepla a jednotlivých typech spotřebičů (otopná desková tělesa, podlahové vytápění, větrací jednotka). Proto také existují rozdílné typy regulačního zapojení v závislosti na koncovém spotřebiči a jeho specifické potřebě zásobování teplem. Toto všechno ovlivňují akční prvky, kterými jsou oběhová čerpadla a regulační armatury. Právě na jejich druhu, principu funkce a způsobu řízení je závislá celá otopná soustava, ve které se tak neustále můžou měnit průtočné a zároveň teplotní poměry. Soustava se stává po většinu provozu nestabilní a dynamická. Na jednu stranu se snažíme o hydraulickou stabilitu soustavy, paradoxně však vložením těchto prvků se velkou měrou podílíme na jejím dynamickém chování, které se tak snažíme pomocí těchto prvků ovládat.

2.2 ZDROJE TEPLA –KOTLE NA ZEMNÍ PLYN

Kotle na zemní plyn se mohou lišit jednak konstrukcí, materiálem, druhem hořáku, způsobem regulace a další technickou specifikací, jako je samotný výkon kotle atd. Velmi důležité údaje jsou u daného typu požadavky na provozování kotle a dodržování parametrů takových, aby nedošlo k poruše funkce nebo poškození kotle při samotném provozu. Na základě těchto požadavků na způsob provozování rozlišujeme tři typy kotlů na zemní plyn [4].

- Standardní kotel
- Nízkoteplotní
- Kondenzační

Samotné názvy poukazují na to, že se jednotlivé typy liší v principu provozu na základě rozdílů teplot a skupenských změn, díky nimž transformace tepelné energie v kotli probíhá.

2.2.1 STANDARDNÍ PLYNOVÝ KOTEL STARŠÍ VÝROBY

Tyto kotle bývaly nejčastěji buď ocelové anebo litinové článkové s atmosférickým typem hořáku. Právě materiál výměníku a typ konstrukce kotle určily typické požadavky na jeho provoz. Při spalování zemního plynu ve standardních typech kotlů vznikají spaliny o teplotě 120-180°C [4], které unikají komínem nad střechu, a to prakticky bez využití. V minulosti tyto kotle ohřívaly přívodní vodu do soustavy až na 90°C, která se po ochlazení v soustavě vracela s teplotou asi 70°C zpět do kotle. Vyšší teplota zpětné vody byla žádoucí z důvodu ochrany kotle, protože nemohlo při této teplotě dojít ke kondenzaci vodní páry obsažené ve spalinách. Pokud by byla vratná teplota nižší (<60°C), pak by hrozila koroze materiálu teplosměnné plochy výměníku uvnitř kotle tzv. nízkoteplotní koroze a docházelo by postupně k jeho degradaci.

Dalším parametrem bylo zajistit vždy minimální průtok kotlem. Ten pracoval při vysokých teplotách a bylo nutné vždy odvést přebytečné teplo za všech provozních stavů z kotle pryč, aby nemohlo dojít k jeho přehřátí při nedostatečném nebo náhle přerušeném oběhu otopné vody soustavou. Všechny tyto požadavky souvisí s omezeným a jednodušším způsobem regulace výkonu kotle. Mluvíme o jednostupňové regulaci hořáku [1], kdy v pravidelných intervalech-cyklech zapíná a až je přívodní teplota ohřátá na požadovanou hodnotu, dochází k vypnutí hořáku. Následně teplota vody opět pomalu klesá a jakmile

překročí nastavenou hodnotu, hořák kotle opět zapne. Takto byly starší kotle regulačně nastaveny a fungují stejným způsobem v teplovodních soustavách i dnes. S ohledem na tyto požadavky na provoz a regulaci zdroje bylo tomu přizpůsobeno i hydraulické zapojení kotle a soustavy prostřednictvím HVDT.

Z důvodu ochrany před příliš vysokou teplotou povrchu deskových otopných těles ocelových nebo litinových v nevýrobních objektech (obytné budovy), kde proudila přírodní voda ze zdroje běžně o teplotě 90°C, stanovila vyhláška č.193/2007 Sb.,*“ kterou se stanoví podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu tepelné energie a chladu “* [40], v případě nuceného oběhu teplotnosné látky v obytných budovách maximální hranici přírodní teploty teplotnosné látky 75°C. Pro samotížné soustavy s přirozeným oběhem, kde je nejčastěji hlavním zdrojem tepla kotel na tuhá paliva je povolena teplota vody na vstupu do otopného tělesa 90°C. Pokročilá technologie výroby a konstrukce kotlů umožnila pracovat s nižšími teplotami vody a zabránit i nežádoucím destrukčním jevům, které by při kondenzaci vodních par u starších kotlů běžně nastaly.

2.2.2 NÍZKOTEPLOTNÍ KOTEL

Potřeba snižovat energetickou náročnost budov vedla postupně k zateplování objektů, výměně otvorů, a začala být trendem i nižší teplota přírodní vody do soustavy, kterou umožnily kotle nízkoteplotní, a postupně nahrazovaly kotle standardní. Konstrukčně odolnější, ale způsob funkce, provozu a regulace zůstaly na stejném principu. Hlavním rozdílem oproti kotlům standardním byl ohřev otopné vody na nižší teplotu, která se pohybovala kolem 50-60°C. Teplotní spád mohl být i nižší a tak se ze soustavy vracela voda o teplotě asi 35-40°C. Při takto nízkých teplotách mohlo za určitých podmínek docházet ke kondenzaci vodních par ze spalin, ale jejich tepelného obsahu dále využíváno nebylo. Korozi odolává litina, proto byly kotle často litinové článkové [4]. Postupně byly konstrukčně stále dokonalejší a to především v teplosměnné ploše trubkového výměníku, která měla nežádoucí kondenzaci zabránit. Výměník spaliny-voda měl vysoký tepelný odpor díky jedné nebo více vzduchovým mezerám mezi stěnami výměníku [5]. Proto nemohlo dojít ke kondenzaci spalin přímo na tělese výměníku. Výsledná teplota spalin byla sice nižší než u standardních typů kotlů, ale přesto byla jejich tepelná energie bez využití odváděna komínem ven.

Řízení výkonu těchto kotlů probíhá nejčastěji pomocí ekvitermního regulátoru v kotli tj. podle snímané venkovní teploty vzduchu dochází ke změně požadované přírodní teploty vody do soustavy. Tuto závislost určuje průběh topné křivky každého kotle. Daný

způsob ekvitermní regulace je velmi rozšířený a oblíbený v řízení otopných soustav i dnes. Nejsou potřeba další speciální regulační armatury, výkon soustavy si řídí automaticky kotel sám. Patřícně by měla být hydraulicky napojena i otopná soustava, aby umožnila tohoto způsobu regulace plně využít. V dnešní době jsou tyto kotle navrhovány především do kaskád, zajišťující větší požadovaný výkon při možnosti vypnutí jednoho a více kotlů při částečném výkonu. Dále záleží také na druhu a možnostech modulačního rozsahu hořáku, který regulace od výrobce umožňuje měnit. Regulací i konstrukcí jsou tyto kotle o něco dál, než kotle standardní, zároveň však jejich využití může být omezenější právě z důvodu nízkých přívodních teplot, kterých ale umí dosáhnout i kotel kondenzační při celkově nižší spotřebě zemního plynu.

2.2.3 KONDENZAČNÍ KOTEL

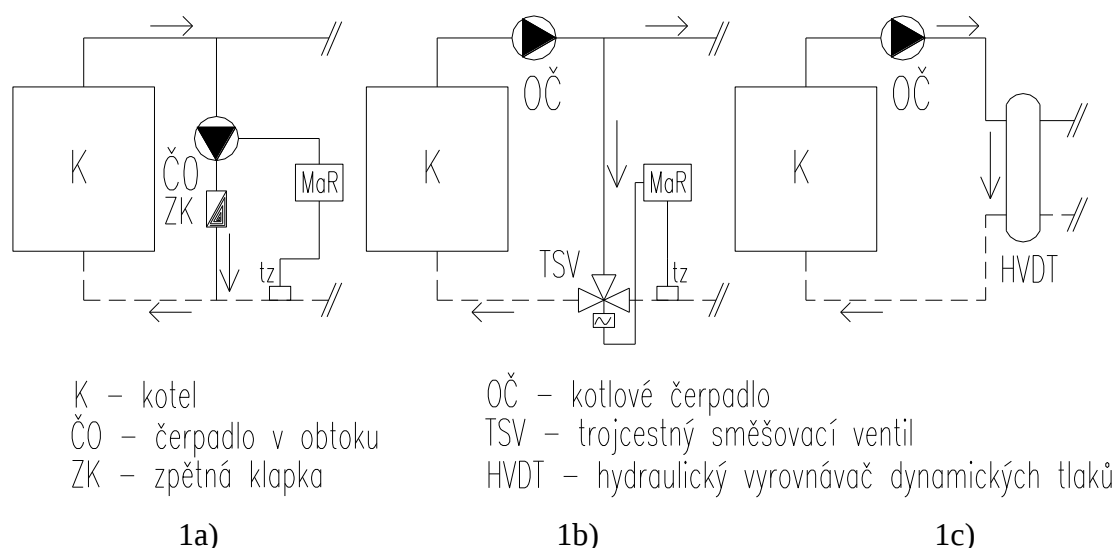
Z názvu je jasné, že tento kotel naopak od obou předchozích využívá přednosti kondenzace vodní páry přímo ze spalin uvnitř. Proto i z hlediska konstrukce teplosměnné plochy výměníku musí být odolnější vůči vznikajícímu kyselému kondenzátu, který může být velmi agresivní k některým materiálům. Používají se v těchto případech materiály výměníku z nerezové oceli nebo kombinace nerezové oceli a hliníku anebo jiné, dokonalejší a speciální druhy oceli. Kondenzační kotle jsou relativně novou technologií, proto nejen vylepšená konstrukce a materiál výměníku jsou jejich velkou předností. Dále jsou vybaveny modulovaným hořákem, který umožňuje řídit výkon kotle v širokém rozsahu podle aktuální potřeby soustavy a umožňují tak zároveň pracovat i s pokročilejším systémem regulace. Samotný princip získávání skrytého-latentního nebo-li výparného tepla ze spalin spočívá v míře ochlazení spalin pod teplotu rosného bodu spalin.

Teplota rosného bodu spalin – při ideálním stavu spalovacího procesu, kdy není přítomen žádný přebytek vzduchu ($\lambda=1$), je nejčastěji uváděná teplota rosného bodu spalin mezi 57-59°C. Ve skutečných podmínkách však spalování probíhá za přítomnosti různého množství přebytku vzduchu ($\lambda>1$). Čím je přebytek vzduchu při spalování větší, tím teplota rosného bodu spalin klesá. To má dopad především na nižší využitelnost tepelného obsahu z vodních par spalin u kondenzačních kotlů. Spaliny ochladíme díky nízké teplotě vratné vody ze soustavy, která by měla být co nejnižší. Minimálně musí být nižší než aktuální teplota rosného bodu spalin při daném množství přebytku vzduchu, jinak by ke kondenzaci vůbec nemohlo dojít. Tedy, záleží jednak na teplotě vratné vody a jednak na množství vzduchu smíchané s plynem pro spalování. V případě kondenzačního kotle potřebujeme získat co největší množství kondenzátu za účelem plného využití tepelného obsahu ze spalin,

který je tak předán vratné vodě. Ta je následně ohřívána pomocí klasického principu spalování zemního plynu v kotli na aktuálně požadovanou hodnotu podle nastavené topné křivky v závislosti na venkovní teplotě. Míru využití spalovacího a zároveň kondenzačního procesu nazýváme účinností kondenzačního kotle (η), která může být celkově velmi proměnlivá a zároveň nabývá mnohem vyšších hodnot na rozdíl od kotlů standardních. Je to proto, že účinnost se vztahovala a vyčíslovala vzhledem k výhřevnosti zemního plynu bez uvažování výparného tepla spalin ($\eta < 100\%$). V tomto případě naopak kondenzační kotle nabývají hodnot účinností větších než 100% (ne víc než 111%), protože výparné teplo ze spalin využíváno je. Díky tomu nám klesá spotřeba zemního plynu. Návratnost vyšší investice do kondenzačního kotle je vzhledem k ceně za plyn určitě zajímavá. V dnešní době je kondenzační technika velmi rozšířená a bude tomu nadále i v budoucnu, kdy bude potřeba nahradit staré dosluhující plynové kotle za nové-kondenzační a snížit tak především spotřebu primární energie získávanou ze zemního plynu.

2.3 HYDRAULICKÁ ZAPOJENÍ PRIMÁRNÍHO OKRUHU KOTLE

Způsob zapojení jednotlivých prvků otopné soustavy by měl plně korespondovat s požadavky na provoz a funkci jednotlivých typů kotlů. Mohou se značně lišit a je potřeba tyto zásady zohlednit již při návrhu koncepce projekčního řešení vzhledem k typu zvoleného zdroje tepla. K vývoji hydraulického zapojení docházelo zejména u použití standardních typů kotlů, které mají dlouholetou historii. Za tuto dobu byly výhody a nevýhody jednotlivých zapojení ověřeny a dále byly prezentovány v odborných periodikách. Zažité trendy z minulosti však přetrvávají i do dnešní doby a stane se, že nevhodným spojením nové technologie s ověřenými a tradičními trendy nedojde ke snížení celkové spotřeby energie, jak bylo původním předpokladem nového návrhu projektu. Nárůst efektivity provozu je nepatrný, což pozná investor až při skutečném provozu nově instalovaného zařízení. Cílem je, aby celková spotřeba primární energie byla zpravidla nižší už vzhledem k nákladnému pořízení nových technických zařízení. Každý nově instalovaný systém zařízení by měl ve výsledku radikálně snížit náklady na vytápění tak, aby se mohlo počítat s dohledem jeho investiční návratnosti. Přínos kondenzační technologie a jejich dalších výhod bychom měli využívat beze zbytku a to především s velkou důsledností ve spojení s dalšími technickými prvky, které jsou pro předání tepla v místě potřeby nezbytné. [30], [31]. Hydraulická zapojení vhodná pro standardní typ kotle jsou na obrázku 1.



Obrázek 1 - Hydraulická zapojení okruhu kotle za účelem zvyšování teploty vratné vody a zajištění průtoku kotlem

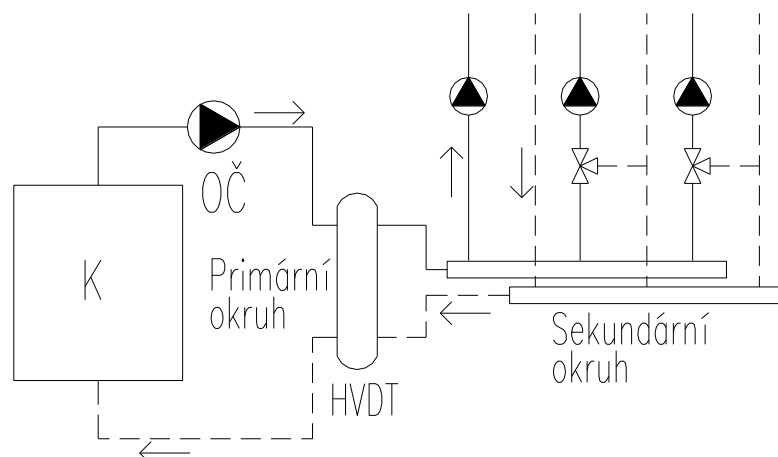
Na obrázku 1 jsou uvedeny příklady hydraulického zapojení vhodná pro standardní typy kotlů, u kterých bylo nutné zajistit dostatečně vysokou teplotu vratné vody ze soustavy proudící zpět do kotle, a zároveň odvést přebytečné teplo z něj za všech provozních stavů.

V případě obr.1a): Oběhové čerpadlo je umístěné v obtoku kotle; v případě obrázku 1b) zajišťuje trojcestný směšovač přimíchávání teplé přívodní vody zpět do kotle; v případě schématu 1c) dochází k přepouštění otopné přívodní vody přes HVDT zpět do kotle, při větším průtoku kotlovým-primárním okruhem. Na obrázcích je schématicky naznačen i měřicí a regulační obvod, který zajišťuje v praxi profese měření a regulace (zkráceně používáno MaR). V tomto případě je snímána teplota vratné vody ze soustavy (t_z), na základě které je automaticky spouštěno nebo naopak vypínáno čerpadlo v obtoku anebo pracuje trojcestný směšovač. Je patrné, že pro zajištění požadavku dostatečně ohřáté vratné vody je zapotřebí spoustu dalších komponent (oběhové čerpadlo, trojcestná regulační armatura, HVDT) a investiční náklady na celou sestavu narůstají. Pokud by tato hydraulická schémata byla použita s kondenzačním kotlem, pak by tyto prvky mařily jeho funkci využití výparného tepla spalín. Skutečností je, že s jedním z těchto zapojení 1c) se setkáváme i dnes poměrně často a to právě ve spojení s kondenzačním kotlem.

2.4 HVDT

Hydraulický vyrovnávač dynamických tlaků - HVDT, termohydraulický rozdělovač - THR, hydraulická výhybka - HW, vyrovnávací spojka nebo zdomácnělý výraz „anuloid“. Všechny tyto názvy nese kruhový válec nebo-li kruhové potrubní propojení mezi přívodním a vratným potrubím, které má jejich několikanásobně větší průměr. Díky tomu

rozděluje otopnou soustavu na dva samostatné hydraulické okruhy. Typickým příkladem hydraulického zapojení s HVDT je schéma na obrázku 2.

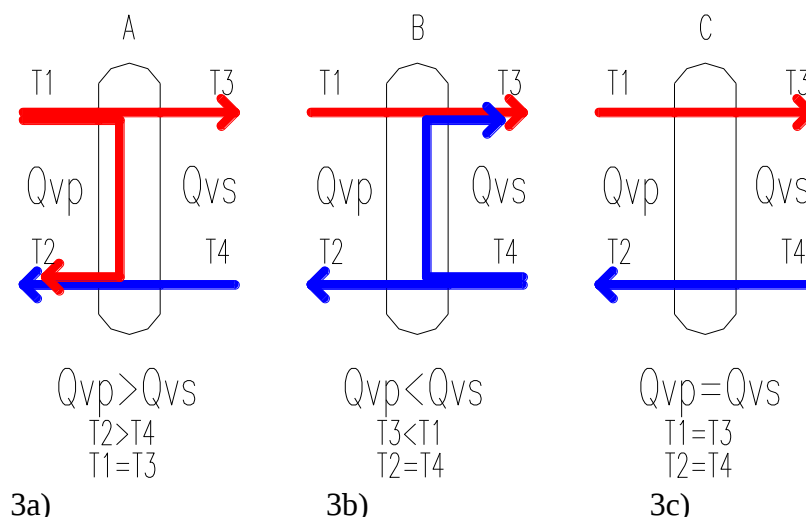


Obrázek 2 - Hydraulické zapojení teplovodní soustavy s HVDT

Pokud je v soustavě HVDT, mluvíme pak o okruhu zdroje-kotle (primární okruh) a druhém okruhu soustavy-spotřebiče (sekundární okruh). Funkce jeho instalace již byla naznačena v předchozím odstavci, ale je nutné se na jeho působení v otopné soustavě podívat mnohem podrobněji.

2.4.1 PRINCIP HVDT

Podle názvu hydraulický vyrovnávač dynamických tlaků má tento vložený prvek sloužit prvotně k oddělení výtlačné práce oběhových čerpadel v primárním okruhu od oběhových čerpadel v sekundárním okruhu. Jinými slovy eliminuje jejich rozdílnou čerpací práci, aby nedošlo ke vzájemnému ovlivňování nebo také k nežádoucímu tlakovému vlivu na regulační armatury ve spotřebních okruzích (obr.2). Z toho však jednoznačně plyne zásadní rozdělení celé otopné soustavy na dvě části. Každá má svůj hydraulický okruh se svým oběhovým čerpadlem a pracují téměř samostatně. Tento způsob rozdělení není v důsledku tak bezúhonný. Faktem je, že dojde tímto způsobem ke vzájemnému propojení přívodní a vratné vody hned za hlavním zdrojem tepla a ne až za místem koncové spotřeby. Princip výroby a předání tepla je tímto místem narušen při hydraulické nerovnováze obou stran od HVDT, jak znázorňují (obr.3a,3b). Rozdílné čerpací práce v soustavě HVDT sice eliminuje, ale je také zároveň příčinou jiných dynamických změn v soustavě, které díky tomuto propojení následně vznikají a mohou být nežádoucí, pokud je stále cílem hydraulická stabilita soustavy.



Obrázek 3 – HVDT a teploty vody v závislosti na velikostech objemových průtoků

Zdroj tepla-kotel nemá díky tomuto oddělení (HVDT) přímou hydraulickou vazbu na aktuální stav koncové otopné soustavy, protože pracuje víceméně v samostatném okruhu s HVDT. Dochází tak k ovlivnění a to změnami objemových průtoků na jedné a druhé straně od HVDT, právě díky rozdílné práci oběhového čerpadla kotle od čerpadel v okruhu spotřebičů. Dynamické změny rozdílné čerpací práce v soustavě sice HVDT hydraulicky eliminuje svým velkým vodním objemem, ale už není schopen zabránit termodynamickým projevům, jako je nežádoucí vzájemné promíchání obou proudů uvnitř HVDT, které způsobí změny v teplotách přívodní a vratné vody na základě rozdílných průtoků (obr.3).

Nežádoucí změny teplot přívodní a vratné vody, mohou být pro funkci zdroje a výkon soustavy zcela zásadní. Příklad přepouštění přívodní vody zpět do kotle (obr.3a) je typický pro provoz standardních kotlů, jak už bylo popsáno v odst. 2.2.1. V odborných literaturách i v podkladech výrobců kotlů a HVDT se uvádí různý doporučený rozsah, o kolik procent (%) by měl objemový průtok primárním okruhem převyšovat objemový průtok sekundárním okruhem. Výrobci HVDT uvádějí ideální hodnoty 5-10 % [7], [8], v odborných člancích autoři dokonce 20-50% s tím, že postačuje, aby průtok primárním okruhem byl jakkoliv zajištěn vyšší [9]. Z rozdílných objemových průtoků na jedné a druhé straně od HVDT plyne otázka, o kolik °C vzroste teplota vratné vody zpět do kotle a jak se skutečné průtoky na obou stranách liší v závislosti na změnách teplot? Nepřevyšuje primární průtok objemový průtok sekundárním okruhem zbytečně příliš? A není práce oběhového čerpadla v kotlovém okruhu až příliš nadbytečná? Velký rozdíl v objemových průtocích na jedné a druhé straně od HVDT nemůže být v žádném případě z hlediska provozu dobrý, také s ohledem na celkovou spotřebou energie otopné soustavy. Znat velikost rozdílu vzájemného poměru objemových průtoků na jedné i druhé straně od HVDT při běžném provozu soustavy

je víc než důležité, protože příliš velký průtok primárním okruhem znamená ne hospodárné provozování oběhového čerpadla a také velký pokles celkové účinnosti kondenzačního kotle díky navyšování teploty vratné otopné vody. Účinnost každé soustavy je limitována účinností nejhoršího konstrukčního prvku použitého v soustavě [25].

Opačný případ rozdílu mezi průtoky je na obrázku 3b). Zde je znázorněn větší průtok v sekundárním okruhu spotřebičů. Smíchává se ochlazená voda ze soustavy s přírodní otopnou vodou z kotle. Dochází tedy za HVDT ke snižování teploty přírodní vody do soustavy koncových spotřebičů. Tento případ obrácení průtoku vůbec nepřipadá v úvahu pro starší typy kotlů standardních nebo nízkoteplotních, ale je naopak doporučován pro kotle kondenzační, kde tak nehrozí ohřívání vratné vody do kotle. Nelze však opomenout, že tímto snížením přírodní teploty otopné vody do soustavy spotřebičů dochází k poklesu výkonu koncové soustavy. Jaká míra poklesu výkonu je akceptovatelná? Literatura [10] uvádí větší sekundární objemový průtok o 10 % a v podkladech výrobců kotlů dokonce doporučují nastavení průtoku primárním okruhem kotle až o 10-30 % menší než v sekundárním okruhu [20]. Snaha udržovat vzájemný poměr objemových průtoků v těchto mezích může být skutečně obtížná, protože k jejich žádnému fyzickému měření v instalacích nedochází, veškerá dnešní regulace a řízení probíhá na základě snímání teplot. Příliš nízká přírodní teplota do soustavy- t_3 způsobí nejen pomalé prohřívání koncových spotřebičů, ale zároveň i delší provozní dobu chodu oběhových čerpadel anebo dokonce může vést až k vyhodnocení automatické regulace k sepnutí hořáku dalšího zdroje (v případě zapojení více zdrojů nebo kaskády kotlů).

Ideální případ je na obrázku 3c). Objemové průtoky jsou na obou stranách v rovnováze a tak nedochází ani k žádným výrazným termodynamickým změnám, jako jsou rozdíly v teplotách. Určitě nelze tento stav udržovat nepřetržitě, ale po každém regulačním zásahu, který má za následek dynamickou změnu v soustavě (vypnutí-zapnutí oběhového čerpadla jednoho z okruhů) by měla zareagovat primární strana zdroje tak, aby za krátkou dobu vyrovnala svůj objemový průtok vůči aktuálnímu průtoku v okruhu spotřebičů. Touto cestou je možné dosáhnout termodynamické rovnováhy a zároveň hydraulické stability kapalinových soustav v případě použití zapojení s HVDT.

2.4.2 NÁVRH VELIKOSTI HVDT

Velikost vnitřního průměru válce HVDT je určen maximálně dosaženým průtokem v soustavě a velmi nízkou rychlostí proudění. Měla by se pohybovat kolem $0,1 \text{ m.s}^{-1}$ max. do $0,2 \text{ m.s}^{-1}$. Pro výpočet použijeme rovnici kontinuity:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w}} \quad (1)$$

D	- vnitřní průměr HVDT [m]
V	- objemový průtok soustavy [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
w	- rychlost proudění [m.s^{-1}]

Pro rychlost proudění $0,1 \text{ m.s}^{-1}$ lze uvažovat zjednodušený vztah [9]:

$$D = \sqrt{3537 \cdot V} \quad (2)$$

A nebo pro danou rychlost [11]:

$$D = \sqrt{\frac{352 \cdot V}{w}} \quad (3)$$

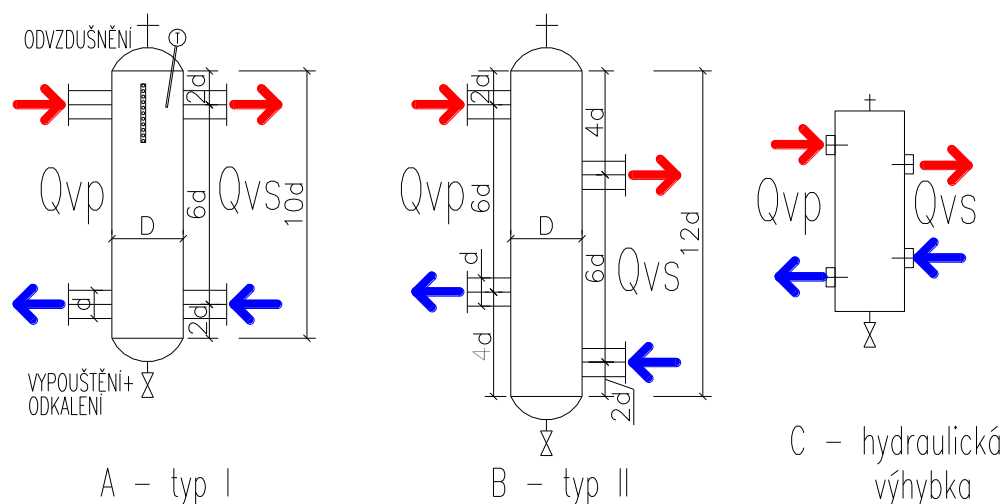
D	- vnitřní průměr HVDT [mm]
V	- objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$]
w	- rychlost proudění [m.s^{-1}]

Průměr válce HVDT by neměl být zákonitě čím větší a širší, tím lepší. Mohlo by totiž dojít k úplnému oddělení obou okruhů tak, že by vznikla ve válci dvojitá cirkulace a k přenosu tepelného výkonu by tak vůbec nedošlo [11]. HVDT se vždy navrhuje vertikálně. Dalším důležitým parametrem při návrhu je vnitřní průměr připojovacích potrubí, který by měl odpovídat návrhové rychlosti proudění vody $0,5\text{-}0,9 \text{ m.s}^{-1}$ [9,11].

2.4.3 TYPY HVDT

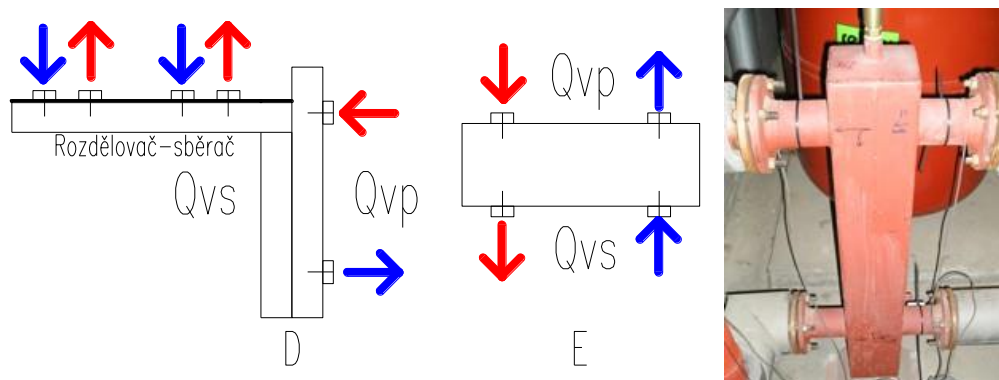
Existuje více konstrukčních typů HVDT, které se liší uspořádáním vstupních a výstupních hrdel po výšce [33,34]. Obvyklý je u nás případ uspořádání hrdel umístěných v jedné rovině (obr.4 - A - typ I). Tento typ převažuje především v nabízeném sortimentu předních výrobců HVDT u nás v ČR. Znamé je i uspořádání hrdel typu II, se kterým se ale v našich soustavách příliš nesetkáváme. Celková výška HVDT je větší díky posunutí úrovní hrdel sekundárního okruhu směrem dolů a tím již vyžaduje větší prostorovou i montážní náročnost. Na obrázku 4C je hydraulická výhybka - HW (převzato z německého „hydraulic

wechsel“) hranatého tvaru a jedná se přímo o typový komponent výrobců kotlů nebo kotlových sestav včetně této hydraulické výhybky [12,18]. Funkce je stejná, ale na obrázku je patrné, že úroveň hrdel je upravena tak, že rozteč hrdel primárního okruhu kotle je větší, než rozteč hrdel okruhu sekundární soustavy. Toto uspořádání (případ C) by mělo přispívat k přiměšování ochlazené vratné vody ze soustavy do přívodu sekundárního okruhu, což je přijatelné pro provoz s kondenzačním kotlem. Naopak brání opačnému principu přepouštění ohřáté vody zpět do primárního okruhu kotle.



Obrázek 4 – Konstrukční uspořádání vstupních a výstupních hrdel u různých typů HVDT

Dalšími případy typového výrobku mohou být kombinace HVDT spolu s rozdělovačem a sběračem (obr. 5D), nebo hydraulická výhybka s možností instalace v horizontálním směru (obr. 5E). V běžných případech se ale tato poloha nedoporučuje. Bylo by tak mařeno oddělení teplého a chladného proudu na základě jejich rozdílu hustot. Tyto typové výrobky a jejich příslušenství mají jednak výrobci kotlových zařízení, ale i zároveň přední výrobci regulační techniky.



Obrázek 5 – Kombinace HVDT s rozdělovačem-sběračem (D), horizontální poloha (E) a HVDT ve tvaru kvádra

2.4.4 PŘÍSLUŠENSTVÍ A DALŠÍ FUNKCE HVDT

Masivní konstrukce a tvar HVDT umožňuje využívat toto zařízení k funkcím, nezbytných pro ochranu a správný chod otopné soustavy. Jedná se v první řadě o nezbytné odvzdušnění otopné vody, kde využíváme minimální rychlosti proudění v tělese HVDT a zároveň vysoké teploty kotlové vody v jeho horní části. Zde se mnohem lépe odlučují vzduchové mikrobubliny, proto bývá na HVDT umístěn automatický odvzdušňovací ventil.

Spodní část HVDT s vypouštěcím kohoutem slouží jednak k vypuštění objemu vody z HVDT při demontáži či jiné poruše v soustavě a dále je to vhodné místo pro odstranění kalu a nečistot, které se díky nízké rychlosti mají tendenci na dně HVDT usazovat [34]. Pokud nepostačuje vypouštěcí kohout, existují kombinované vyrovnávače s propracovanějším odkalovacím systémem, nebo také s vnitřní konstrukční vestavbou pro absorpční odplynění [8], která má zajišťovat nepřetržité a plynulé odvzdušňování.

Součástí HVDT může být děrovaná plechová přepážka uvnitř mezi přívodními potrubími v horní části, jak je v případě A na obrázku 4 nebo obrázku 1. Tato přepážka měla zabránit zkratu mezi přívodem z kotlového okruhu a přívodem do okruhu spotřebičů v době, kdy bylo potřeba pouze chránit kotel nikoliv zásobovat soustavu. Proto se pravděpodobně u nás rozšířilo uspořádání hrdel typu I (obr. 4A), na rozdíl od typu II. V běžném provozu však tvoří oddělovací přepážka nežádoucí hydraulický odpor při proudění teplotnosné látky dál do soustavy. Dokonce by mohla vést až k dvojité cirkulaci, jak bylo zmíněno v předchozí kapitole. HVDT typu II (obr. 4B) by měl těmto všem obávaným jevům zabránit [11]. Další jeho výhodou je snadnější usazování nečistot na dně HVDT. Je však náročnější na instalaci, prostor i výrobu. V horní části každého HVDT by měl být návarek pro možnost instalace a zasunutí teplotního ponorného čidla pro měření teploty vody proudící do sekundárního okruhu. Toto čidlo teploty je již standardní součástí nových typizovaných HVDT, které dodávají na trhu přední výrobci kondenzační techniky. Nejedná se tedy o teplotu kotlové vody, ale už o výslednou teplotu vody po smíchání obou proudů na základě jejich případného rozdílu v objemových průtocích. Snímání této teploty je nezbytnou veličinou pro kontrolu a vyhodnocení regulačních zásahů zejména v moderních soustavách s HVDT.

2.4.5 INSTALACE A POUŽITÍ HVDT

Starší typy kotlů vyžadovaly při provozu vždy minimální průtok, který HVDT umožnil. Dále eliminoval výtlačnou výšku pevně nastavených oběhových čerpadel, které nebylo možné ještě tehdy plynule elektronicky řídit podle aktuální potřeby výkonu.

V zapojení podle obr.3a) dochází k přepouštění ohřáté přívodní vody přes HVDT zpět do kotle při uzavírání regulačních armatur nebo při vypnutí oběhových čerpadel na sekundárních větvích. Pro standardní typ kotle je to v pořádku, tam bylo potřeba zajistit vyšší vratnou teplotu jako ochranu kotle proti nízkoteplotní korozi. Provoz kondenzačního kotle s využitím spalného tepla to vyžaduje právě naopak. Regulace kotle v těchto případech by měla správně zareagovat vypnutím nebo poklesem výkonu hořáku a následně i oběhového čerpadla v primárním okruhu kotle tak, aby nedocházelo k tomuto zpětnému přepouštění a následně k ohřívání vratné vody.

Dalším případem je, když větší tlakovou ztrátu kotle při daném průtoku již nezvládne pokrýt oběhové čerpadlo ve spotřebním okruhu a musí se nainstalovat další [32]. Pokud je v úseku mezi těmito čerpadly trojcestný regulační ventil, zajišťující kvalitativní regulaci směřováním, docházelo by k ovlivnění jeho regulační funkce nežádoucím tlakem od primárního čerpadla. V současné době nízkoteplotních soustav může nastat zcela opačný problém. Výkon otopné soustavy je nezbytné pokrýt větším objemovým průtokem za současně nižší teploty přívodní vody do soustavy a nízkém teplotním spádu (podlahové vytápění) [46]. Potřebný průtok soustavou překračuje maximální dovolený průtok kotlem a řešením je buď vložení potrubního zkratu se zpětnou klapkou anebo HVDT. V tomto případě musí být zároveň nainstalováno druhé silnější samostatné oběhové čerpadlo pro okruh vytápění. Talková ztráta výměníku uvnitř nových kondenzačních kotlů není zanedbatelná, proto je oběhové čerpadlo již integrovanou součástí kotle přímo z výroby.

Trendem využívání kombinace alternativních zdrojů energie v jedné otopné soustavě, které navíc disponují rozdílnými primárními teplotami, ale především sezónním využitím během roku je použití HVDT nezbytné. Jedná se o solární systém, kotle na biomasu, krbové vložky s výměníkem, tepelné čerpadlo a kondenzační kotel na zemní plyn. Pro tyto případy vhodnější akumulční zásobník je možné přirovnat tvarem a funkcí k HVDT. Nebo se dokonce ve funkčním hydraulickém zapojení může objevit kombinace obou těchto rozdělovacích prvků. Typické je instalovat HVDT v soustavě kaskády kotlů. Jedná se o propojení více kotlů, které mají každý vlastní oběhové čerpadlo, ale přitom společnou automatickou regulaci, která jednotlivé kotle zapíná, řídí aktuální výkon hořáku a vzápětí vypíná daný kotel v kaskádě z provozu. Dále HVDT instalujeme v případě rozdělení výkonu na několik otopných větví s vlastními oběhovými čerpadly. Příčin vedoucí k návrhu HVDT v soustavě může být hned několik, ale pokud je jeho instalace nutná, musí být řešen soulad a způsob regulace celé soustavy s HVDT. Na jednu stranu HVDT usnadní

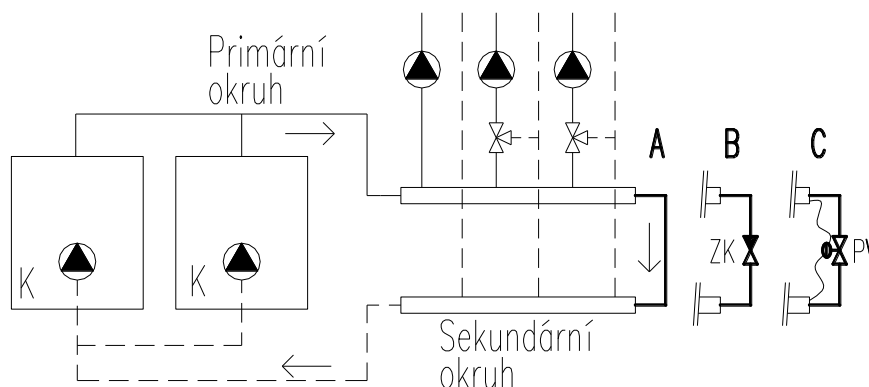
hydraulické a provozní řešení, ale zároveň je otázkou, jestli tato cesta je klíčem ke správné funkci soustavy z hlediska hospodárnosti provozu a energetické účinnosti. Běžná použití HVDT v letech minulých jsou pochopitelná, protože hydraulicky některé soustavy bylo velmi obtížné řešit a následně regulovat. Dnes nám však doba nabízí nové možnosti způsobu řízení a pokročilé regulace. Touto cestou by nové soustavy měly jít a nespoléhat se na zvyky, kterými právě návrh HVDT může být. Doposud jsou případy soustav s menším výkonem, kde se HVDT běžně instaluje, ale zároveň je jejich nezbytnou součástí i pokročilá regulace zdroje, která s HVDT umí pracovat.

2.5 SOUSTAVY S HVDT ANEBO BEZ HVDT

Tlakové oddělení primárního okruhu kotle od sekundárního okruhu spotřebičů je možné provést i jinými způsoby hydraulického propojení než s HVDT.

2.5.1 VARIANTY ZAPOJENÍ - BEZ HVDT

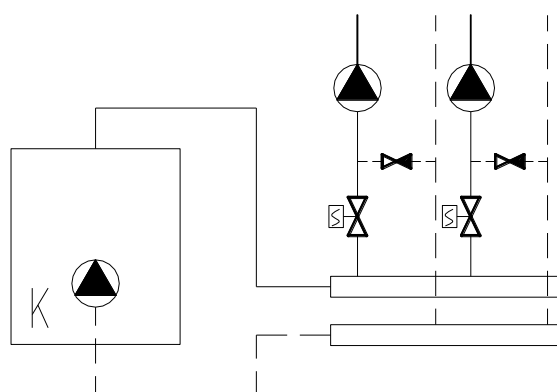
V literaturách [1], [11] a [13] uvádějí autoři název beztlaký rozdělovač a sběrač. Jedná se o potrubní spojení sekundárního rozdělovače a sběrače, jak je zvýrazněno na obr. 6A. Předpokladem je ale vždy zajistit větší průtok kotlovým okruhem, než je průtok v sekundárních okruzích, aby nedošlo k obrácenému proudění a tak k přisávání vratné vody ze sběrače zkratem zpět do přívodních větví spotřebičů při zvýšení průtoku sekundárním větvemi. Umístěním zpětné klapky do tohoto propojení (obr.6B) sice zabráníme obrácenému proudění, ale při zavření klapky by potom funkce zkratu ztratila význam a docházelo by k nežádoucím tlakovým prolínáním výtlačných výšek obou čerpadel, dále k ovlivnění regulace trojcestných ventilů a ve výsledku kolísání výkonu v soustavě. Proto musí být za všech provozních stavů zachován větší průtok primárním okruhem. Při této podmínce je pak nejvhodnější přepouštěcí ventil (obr.6C), který na základě snímaného tlakového rozdílu mezi rozdělovačem a sběračem otvírá a uzavírá zkratové propojení. Konečným důsledkem tohoto propojení s armaturou či bez ní je v každém případě přepouštění přívodní teplé vody zpět do okruhu kotle. Zapojení je nevhodné pro kondenzační kotel a pro kotel standardní je lépe zvolit zapojení s HVDT. Kotlovému čerpadlu totiž stačí překonat okruh pouze k HVDT a zpět, nezávisle na umístění a velikosti rozdělovače a sběrače, včetně případné tlakové ztráty vložené armatury.



Obrázek 6 – Hydraulické zapojení s beztlakým rozdělovačem-sběračem (bez HVDT), s koncovým zkratem (A), se zpětnou klapkou (B) anebo přepouštěcím ventilem (C)

2.5.2 ZAPOJENÍ S DVOUCESTNÝM REGULAČNÍM VENTILEM

Pokud zachováme tlakový rozdělovač a sběrač bez jejich vzájemného koncového propojení a ještě znovu pomineme použití HVDT, zamezíme tak v každém případě jakékoliv možnosti přepouštění přívodní teplé vody zpět do kotle. Zde přichází v úvahu dnes často opomíjené a méně obvyklé směšovací zapojení pomocí dvoucestného regulačního ventilu.

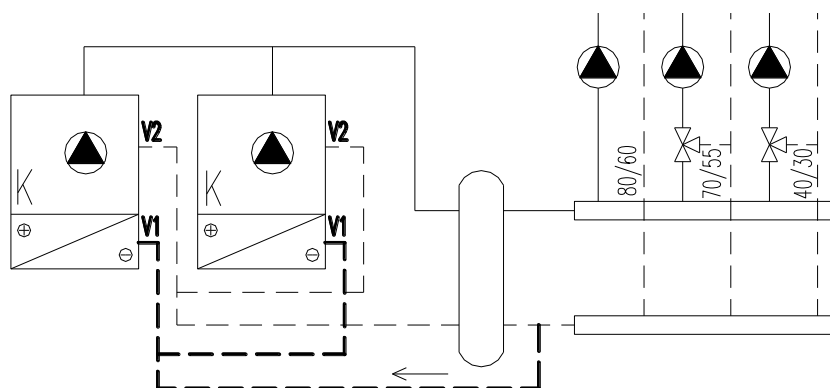


Obrázek 7 – Zapojení s dvoucestným regulačním ventilem a tlakovým R-S - bez HVDT

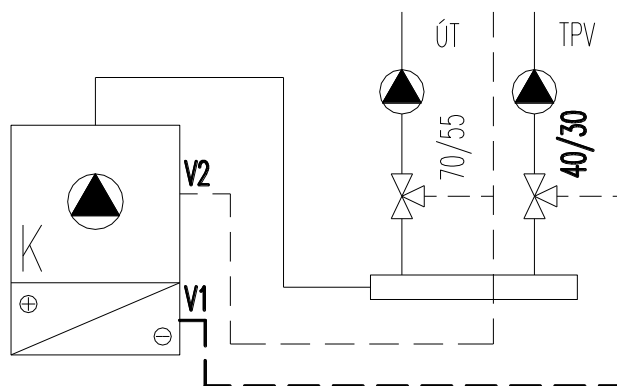
Není zde použit trojcestný směšovací ventil, u kterého by došlo k deformaci průtokové charakteristiky díky přímému tlaku od kotlového čerpadla, ale je použit přímý regulační ventil a princip kvalitativní regulace směšovaných topných okruhů s konstantním průtokem je přitom zachována [45]. Toto zapojení lze použít v případě jednoho kotle, nikoliv kaskády kotlů a při menším počtu topných okruhů. Tlakovou ztrátu přímého ventilu musí pokrýt kotlové čerpadlo. Další kapitoly obsahují zapojení s HVDT, u kterých je možné využít jeho přednosti tak, aby nebyla zvyšována teplota vratné vody zpět do kotle.

2.5.3 ZAPOJENÍ S HVDT VHODNÁ PRO KONDENZAČNÍ KOTLE

Přednosti funkce HVDT pro zapojení kaskády kotlů a pro soustavy většího rozsahu bylo snahou využít i v alternativních hydraulických zapojení s kondenzačním kotlem. Byly k tomu navrženy speciální konstrukce kondenzačních kotlů a to se dvěma oddělenými vstupy vratné vody do kotle na obrázku 8 a 9. Účelem bylo využít co nejnižší teploty vratné vody ze soustavy k maximální kondenzaci vodních par ze spalín. První vstup ve spodní části kotle byl určen pro nižší teplotu vratné vody, který ústil přímo do samostatného výměníku spaliny-voda. Druhý vstup určený pro vyšší teploty vratné vody ze soustavy, díky vyššímu teplotnímu spádu ostatních otopných okruhů nebo nežádoucímu směšování, byl instalován v horní části kotle. Jedná se především o případy stacionárních kotlů větších výkonů, kde se tyto speciální spalínové výměníky instalovaly a vyplatí se jejich investice v porovnání se ztrátou výkonu při klasickém zapojení s HVDT, bez tohoto opatření. Schéma zapojení se spalínovým výměníkem je na obr.8 dle [14]. Možností, jak využít alespoň částečně nízkou teplotu vratné vody při zapojení s HVDT, je potrubní napojení hned za sběračem (před vstupem do HVDT) a zamezit k možnému nežádoucímu směšování uvnitř HVDT.



Obrázek 8 – Napojení vratného potrubí před HVDT, s využitím výměníku spaliny-voda

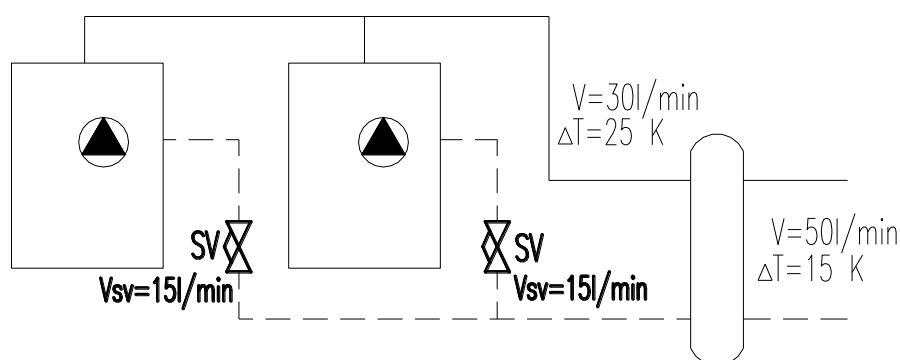


Obrázek 9 – Alternativní využití dvou vratných vstupů do kotle a to prostřednictvím přímého napojení z nízkoteplotního okruhu na výměník spaliny-voda

Dalším typem zapojení je přímé napojení vratného potrubí z nízkoteplotních otopných okruhů na obrázku 9. Jedná o okruhy podlahového vytápění s nízkou vstupní teplotou a větším objemovým množstvím vody. Zde je potenciál využití pro kondenzační kotle. Druhý vstup pro vysokoteplotní okruh je napojen do kotle samostatně.

2.5.4 ARMATURY K REGULACI

Vzhledem k problematice neřízeného zvyšování teploty vratné vody v případě kondenzačního kotle s HVDT na základě rozdílných průtoků v primárním a sekundárním okruhu jsou v literaturách zmíněny případy použití regulačních nebo vyvažovacích armatur, které by měly tyto průtoky v soustavě stabilizovat. Pro jeden nebo více kondenzačních kotlů zapojených do kaskády se doporučuje instalovat na vstup nebo výstup u každého kotle tlakový vyrovnávací nebo-li seřizovací ventil, který slouží k nastavení objemového průtoku každým kotlem, jak uvádí literatura [11]. Ten by měl zamezovat navýšení průtoku okruhem kotle, aby nedošlo k přepouštění v HVDT a následném snižování účinnosti kondenzačního kotle. Nastavení velikosti objemového průtoku na seřizovacím ventilu se stanovuje podle navrhovaného teplotního spádu v sekundárním okruhu a maximálního teplotního rozdílu v primárním okruhu kotle, který se pohybuje v rozmezí 20-25 K². Při tomto teplotním spádu primárního okruhu dosahuje kotel lepšího kondenzačního provozu, musí tomu být však přizpůsoben i jeho objemový průtok vzhledem ke stabilitě na obou stranách soustavy od HVDT. Výrobci kotlových sestav včetně hydraulických výhybek proto doporučují instalaci tohoto vyrovnávacího ventilu do primárního okruhu. Nastavení žádaného průtoku na ventilu se provádí za chodu oběhového čerpadla kotle. Při plném otevření ventilu je dosaženo nastaveného maximálního průtoku kotlem. Umístění seřizovacího ventilu je na obr.10.



Obrázek 10 – Umístění vyrovnávacího ventilu a nastavení průtoku podle teplotních spádů

² Maximální teplotní spád na kotli může být až 30K, kdy při této hodnotě rozdílu teplot regulace vyhodnotí fázi zpětné modulace hořáku až do vypnutí hořáku kotle.

O předchozím způsobu regulace průtoku můžeme mluvit o statické regulaci, kde je poloha vyvažovacího ventilu pevně nastavena. V okruhu primárním je tak umístěn zcela správně, protože tam se průtok zásadně nemění, pokud uvažujeme s oběhovým čerpadlem dosud s pevným nastavením otáček. V případě oběhových čerpadel elektronicky řízených by staticky nastavené vyvažovací ventily tvořily jen další vřazený hydraulický odpor navíc. Stávající instalované kotle mají nejčastěji dvou nebo třístupňové oběhové čerpadlo instalované již z výroby, které je při provozu pevně nastaveno.

Pokud bychom tímto způsobem chtěli nastavit jednotný průtok i pro sekundární okruh, tak by zde nastal problém. Směšovací regulační ventily propojené s ekvitermní regulací kotle jsou neustále v pohybu a za nimi proudí konstantní průtok soustavou, který zajišťuje sekundární oběhové čerpadlo v samostatné větvi. Průtok a teploty se tak mění v úseku od HVDT k rozdělovači-sběrači. Zde je na místě dynamická regulace pomocí tlakově ovládaných regulačních ventilů [15]. Tyto automatické vyvažovací ventily reagují na tlakové rozdíly v soustavě tak, že pružina s pístem uvnitř ventilu se při větším tlaku na ventil stlačí a změnou průtočného průřezu udržuje konstantní průtok. Pro směšovací okruhy s jednoduchými čerpadly ano, protože při uzavírání termohlavic na otopných tělesech dochází ke zvýšení dopravní výšky čerpadla při snížení průtoku soustavou. V tomto případě má smysl automatický regulátor průtoku do vratné větve instalovat, který díky rozdílu tlaku udrží konstantní průtok soustavou. Následně by tak nemělo dojít k přepouštění v HVDT při poklesu výkonu v soustavě nebo částečném zatížení, protože průtok zůstane na sekundární straně díky automatickým regulátorům zachován. Při udržení této stability v průtocích nedojde k navýšení teploty vratné vody do kondenzačního kotle. Správným udržením rovnováhy průtoků dojdeme i k rovnováze teplot otopné vody na jednotlivých větvích HVDT. Na stejném principu by měl pracovat i regulátor teplotního rozdílu, jak uvádí literatura [13]. Obecně, regulace průtoku škrcením, která zaručeně zpomalí průtok soustavou má vliv na zvýšení rozdílu teplotního spádu u otopných těles a zároveň k většímu ochlazení vratné vody do kotle, avšak nelze použít takové škrtící armatury na úkor práce oběhových čerpadel. Proto jsou v dnešní době optimálním řešením modulovaná oběhová čerpadla, která si změny průtočného množství umí řídit na základě aktuální potřeb otopné soustavy. Nelze však tyto statické armatury a elektronická modulovaná čerpadla kombinovat.

2.6 ELEKTRONICKY ŘÍZENÁ OBĚHOVÁ ČERPADLA

Od 1.1.2013 nastavila evropská směrnice³ nové požadavky na oběhová čerpadla a to prostřednictvím tzv. indexu energetické účinnosti (EEI), který nesmí být větší než 0,27. Stala se novým evropským standardem pro měření energetické účinnosti a nahradí tak současné označování štítky písmeny A-G. V letošním roce 2015 musí mít oběhová čerpadla ukazatel „EEI“ do 0,23 [41]. Rozšíření instalace čerpadel s automatickou regulací otáček do otopných soustav s kvalitativní regulací způsobilo instalování termostatických radiátorových ventilů (TRV) v dřívějších letech, které vlivem tepelných zisků během dne a následně nárůstu vnitřní teploty vzduchu uzavírají přívod vody do otopného tělesa. Dochází ke snižování průtoku soustavou a zvýšení dopravního tlaku klasického neregulovaného čerpadla, který může způsobit i nežádoucí hluk v rozvodech do otopných těles. Modulovaná čerpadla s vestavěným frekvenčním měničem dokáží na tuto změnu ihned zareagovat, nevytvářejí nadbytečný tlak a mohou tak přizpůsobit svoji dopravní výšku aktuálnímu průtoku a zároveň tlakové ztrátě potrubní sítě. Reagují tak změnou elektrického výkonu na aktuální potřeby tepla v soustavě. Budoucnost využití těchto oběhových čerpadel je vysoká i ve spektru možností elektronické komunikace a řízení. Jejich funkční a zároveň modulačně-regulační schopnosti jsou pro soustavu naprosto zásadní, protože mohou sami určovat potřebný průtok. Koncepce řízení výkonu soustavy se tímto mění a je potřeba tomu přizpůsobit i hydraulické zapojení včetně regulačních uzlů. Modulované čerpadlo může mnohé prvky otopné soustavy (HVDT) nepřímým nahradit a tak umožní jednoduchost zapojení a samotné instalace.

Základních principů práce elektronického čerpadla není mnoho, ale způsobů, jakým je možno čerpadlo elektronicky řídit je čím dál víc. Záleží na úrovni a rozsahu technické vybavenosti daného objektu a tím i pokročilosti v celém systému řízení, regulace a zabezpečení. V běžných instalacích otopných soustav nalezneme základní způsob řízení, který odpovídá funkci čerpadla s pevným nastavením otáček, a to zároveň ve spojení s některými staršími prvky (plynový kotel, HVDT). Pak je funkční využití elektronických čerpadel s pokročilou možností řízení téměř zbytečné. Příkladem je částečně modernizovaná otopná soustava, kde je sice vyměněno nové elektronické čerpadlo, ale stále je ručně nastaveno na pevný stupeň otáček tak, aby korespondovalo s koncepčním provozem původního, mnohdy zastaralého, zdroje tepla. Dalším příkladem je nově instalovaný

³ tzv. Směrnice EuP/ErP - stanovující požadavky na energetickou účinnost elektrických spotřebičů a výrobků

kondenzační kotel a zachováno původní HVDT. Vše provedeno pouhou záměnou, bez projektu modernizace otopné soustavy.

Hydraulická zapojení s řízením výkonu prostřednictvím změny průtoku díky modulovanému oběhovému čerpadlu by mohly být jednodušší a funkčně vhodnější. Základní pracovní principy regulace a funkce elektronicky ovládaných čerpadel jsou tato:

2.6.1 REGULACE NA KONSTANTNÍ DIFERENČNÍ TLAK

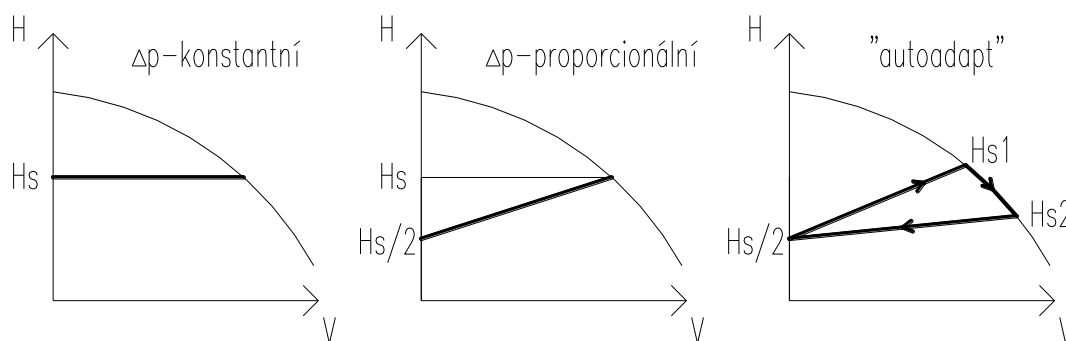
Oběhové čerpadlo nastaveno na konstantní diferenční tlak udržuje při jakýchkoliv změnách průtoků v soustavě stejný tlakový rozdíl. Nedochází k nárůstu výtlačné výšky čerpadla a zároveň i k nežádoucímu hluku v rozvodech díky nízkému průtoku a zvýšením rychlosti proudění v potrubí. Tento způsob nastavení čerpadla je dnes v soustavách s elektronicky řízenými čerpadly nejrozšířenější. Vhodný pro menší dvoutrubkové soustavy s malou tlakovou ztrátou⁴ potrubní sítě. Dále pro soustavy s termostatickými ventily a gravitační soustavy [16]. Regulací čerpadla na konstantní diferenční tlak umožníme funkci i regulačním a statickým vyvažovacím armaturám.

2.6.2 REGULACE NA PROPORCIONÁLNÍ TLAK

Pokud hluk v soustavě s termostatickými radiátorovými ventily přetrvává při minimálních průtocích je řešením regulace čerpadla na proporcionální tlak. Čerpadlo neudrží stejný dopravní tlak při všech průtocích, jak v předchozím případě, ale snižuje ho přímo úměrně se snižováním průtoku soustavou. Používá se zejména ve dvoutrubkových soustavách s většími tlakovými ztrátami⁵ a s přímo napojenými otopnými okruhy (bez HVDT). Dále u čerpadel v primárním okruhu s větší tlakovou ztrátou nebo u klimatizačních systémů [36]. Na stejném principu průběhu křivky proporcionálního tlaku pracuje i pokročilá funkce některých čerpadel s názvem autoadapt, která dokáže tyto křivky libovolně měnit podle aktuálních potřeb a chování soustavy.

⁴ Soustavy s dopravní výškou čerpadla pod 2m

⁵ Soustavy s dopravní výškou čerpadla nad 4m



Obrázek 11 – Způsoby regulace výtlaku elektronických čerpadel

2.6.3 REGULACE „AUTOADAPT“

Jedná se o patentovanou funkci oběhových čerpadel výrobců fy Grundfos [16], [36]. Umožňuje čerpadlu nalézt nejnižší potřebný tlak pro dostatečné zásobení soustavy a tím tak přizpůsobit svůj výkon a především snížit spotřebu elektrické energie. Tato funkce je nastavena z výroby nebo si ji lze uživatelsky přednastavit přímo na čerpadle. Při počáteční instalaci čerpadla do soustavy, zabudovaný software čerpadla nejprve analyzuje tlakové poměry a chování soustavy během několika dnů až týdnů, současně tak vyhodnocuje pracovní oblast čerpadla, ohraničenou minimální a maximální křivkou proporcionálního tlaku. V normálním provozu dokáže zareagovat na změny tlaku a průtoku v soustavě nastavením co nejnižšího dopravního tlaku tak, aby postačil výkonu soustavy a zároveň spotřeba el. energie na provoz čerpadla byla minimální. Svůj výkon si čerpadlo řídí samo. Funkce je zpravidla vhodná pro systém s otopnými tělesy s termostatickými ventily.

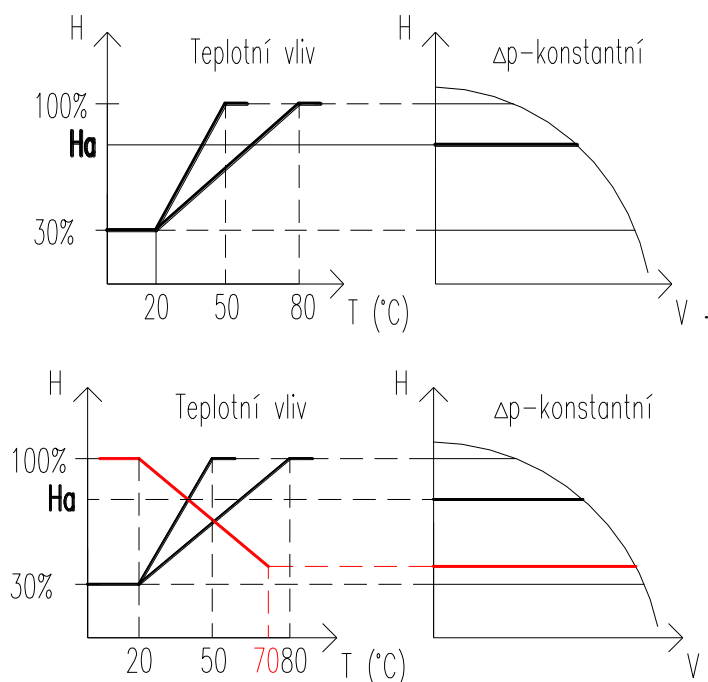
2.6.4 AUTOMATICKÝ NOČNÍ PROVOZ

Díky tomuto režimu umí čerpadlo rozpoznat změnu denního provozu za noční provoz, kdy soustava přechází do útlumu. Pokud teplotní snímač uvnitř čerpadla zaregistruje pokles teploty přírodní vody nižší jak 10-15 K v určitém časovém rozpětí, automaticky se přepíná do fáze redukováného provozu čerpadla. Stejným způsobem v závislosti na teplotě čerpané kapaliny opět přepne na normální denní provoz, který byl původně nastaven [16].

2.6.5 REGULACE S TEPLOTNÍM VLIVEM

Pokud jsou čerpadla nastavená v režimu regulace na konstantní anebo proporcionální tlak, může být jejich dopravní výška ovládána i podle teploty čerpané kapaliny. Je nutné nastavit na čerpadle její teplotní maximum a následně si čerpadlo, instalované v přírodní větvi do soustavy, podle aktuální teploty přírodní vody samo poměrově vyhodnotí odpovídající dopravní výšku a redukuje ji. Aktivace této funkce je

vhodná pro soustavy s regulací teploty přívodní vody a tedy i s proměnným průtokem, kde s přihlédnutím k teplotě přívodní vody lze čerpadlu ještě víc snížit výkon při nízkých požadavcích na teplo. Stejně tak pro jednotrubkové soustavy se stálým průtokem nebo systémy podlahové vytápění, kde nedochází k výrazným změnám a požadavky na teplo nejsou známy, tak lze výkon čerpadla snížit právě pomocí funkce teplotního vlivu přívodní vody [16]. Tento způsob je možné využít pro soustavu s ekvitermní regulací teploty přívodní vody. Pokud bychom uvažovali takovou regulaci podle teploty ve vratné větvi do kondenzačního kotle, muselo by čerpadlo dle hodnot snímaných teplot reagovat přesně opačně (obr.12b).



Obrázek 12 –Regulace s teplotním vlivem a) teplota přívodní vody b)teplota vratné vody

2.6.6 ROZŠÍŘOVACÍ MODULY K ČERPADLŮM

Existuje mnoho dalších způsobů řízení otáček čerpadla a to prostřednictvím externího analogového signálu v rozmezí 0-10 V. V rozmezí této stupnice je možné čerpadlu udělovat pokyny na zvýšení nebo snižování otáček na základě jiného nebo-li nadřazeného systému řízení. Může to být řídicí systém budovy anebo samotná hlavní automatika kotle, která vyhodnocuje výkon hořáku, a ostatní teplotní poměry v soustavě. Skrz tyto rozšiřovací moduly k čerpadlům je možné použít i komunikaci s různými systémy centrálního nebo

jiného specifického řízení. Nelze tyto nadstandardní možnosti použít u každého typu čerpadla, ale pouze u některých výkonnějších čerpadel⁶.

Všechny uvedené způsoby a možnosti nastavení regulace čerpadla nelze zkombinovat a provozovat dohromady. Podle druhu soustavy, jejího chování nebo už konkrétních problémů lze díky širokým možnostem regulace elektronicky řízených čerpadel přizpůsobit provozní podmínky. Výsledkem je především větší hydraulická stabilita soustavy a následně i nižší spotřeba elektrické energie na jejich provoz. Navíc, díky rozšíření komunikace s čerpadly pomocí analogového signálu 0-10V se otvírají nové možnosti optimalizace způsobů řízení, které lze využít pro žádoucí hydraulické chování okruhu soustavy s tímto čerpadlem. Může se jednat právě o primární okruh kondenzačního kotle s oběhovým čerpadlem a HVDT.

2.7 POKROČILÁ REGULACE A ŘÍZENÍ KONDENZAČNÍCH KOTLŮ

Kondenzační kotle vyráběné dnes jsou technologicky na mnohem vyšší úrovni, než standardní kotle, instalované v nedávné době a to v devadesátých letech minulého století. Vzhledem ke sdílení evropského společenství, musí ČR respektovat nejen místní předpisy, ale i zákony, nařízení, směrnice, vyhlášky a požadavky Evropské Unie, jako celku. Tyto instalované kotle prozatím mají ještě rezervu v životnosti, ale přísným požadavkům na spotřebu primární energie však tyto výrobky v současnosti i do budoucna nevyhovují. Cena nového kondenzačního kotle je výrazně vyšší, než u standardních typů kotlů, ale je důležité porovnat spotřeby energie při provozu těchto zařízení, které by měly vést provozovatele k využití předností nových výrobků za účelem nižší spotřeby energie při jejich provozu a zároveň i delší životnosti, díky jejich dokonalejší funkci a konstrukci. V disertační práci budou charakterizovány vlastnosti nových kondenzačních kotlů v návaznosti na hydraulická zapojení a regulační systémy, které by měly přispět ke změně koncepce projekčních návrhů a využít pokročilé možnosti speciální technologie, a to na úkor jiných doplňujících a přídatných zařízení, jakým může být HVDT. Cílem je měnit zažitá a dlouholeté zásady a principy nejen v projektování otopných soustav.

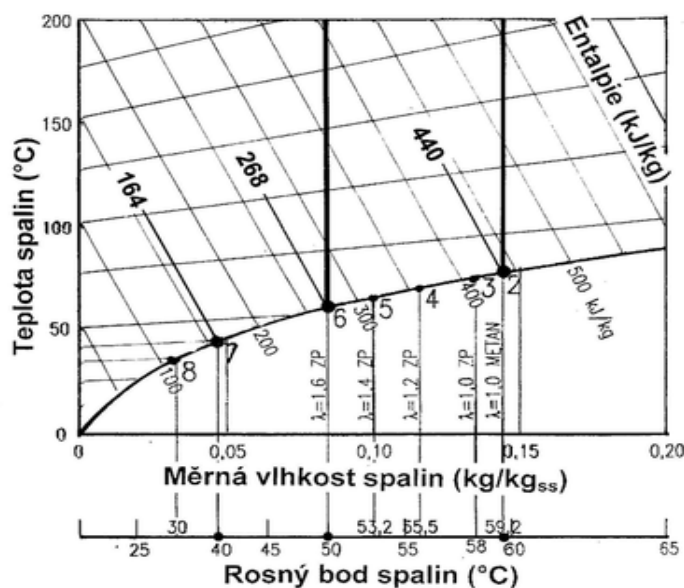
⁶ Např. výr. Willo Stratos+IF modul nebo výr. Grundfos Magna+Genibus modul

2.7.1 VLASTNOSTI A PRINCIPY

Hlavními částmi kondenzačního kotle je teplosměnný výměník a hořák. Materiál výměníku musí být obzvlášť odolný vůči agresivnímu kyselému kondenzátu, který při výměně energie pomocí kondenzace spalin vzniká. Může být ze slitin hliníku, křemíku nebo nejčastěji z ušlechtilé nerez-oceli. Dále záleží na jeho tvaru, velikosti, konstrukčním provedení a způsobu proudění spalin a otopné vody, na kterém závisí především množství předání tepla a také jeho výsledný hydraulický odpor. Ten musí pokrýt nejčastěji přímo integrované oběhové čerpadlo v kotli. Čím rozměrově menší kotel, tím větší bude tlaková ztráta jeho výměníku, proto mají závěsné kotle vždy vlastní zabudované čerpadlo, které musí tuto ztrátu překonat současně s tlakovou ztrátou otopné soustavy.

Druh hořáku a jeho modulační rozsah je velmi důležitý pro možnost přizpůsobit se požadavkům na teplo v závislosti na venkovní teplotě vzduchu. Mluvíme o regulaci výkonu podle venkovní teploty, nazývané ekvitermní regulací, na základě které je řízen výkon hořáku kotle spolu s výstupní teplotou přívodní vody do otopné soustavy. S modulačním rozsahem plynového hořáku je možné přizpůsobovat výkon soustavy a zároveň tedy i spotřebu zemního plynu. Nedochozí tedy k opakovanému zapínání a vypínání hořáku, jak tomu je u standardních typů kotlů s jednostupňovou nebo dvoustupňovou regulací. Kromě typu hořáku záleží účinnost provozu kotle na množství vzduchu obsažené ve směsi se zemním plynem určené ke spalování. S větším množstvím vzduchu se kvalita spalování zhoršuje a především klesá teplota rosného bodu spalin, která se tak přibližuje hodnotě teploty vratné vody zpět do kotle a klesá tak i množství tepla předaného mezi těmito dvěma teplonosnými látkami. Množství vzduchu je charakterizováno přebytkem vzduchu⁷ - λ . Některé kotle mají však i tu vlastnost, že dokáží rozpoznat aktuální chemické složení přivedeného zemního plynu a přizpůsobí tomu tak množství vzduchu pro spalování. Je snahou udržet po celou dobu provozu co nejnižší hodnotu přebytku vzduchu (λ), aby ve výsledku účinnost spalování a výměny tepla byla co nejefektivnější.

⁷ Viz kapitola 2.2.3- Teplota rosného bodu spalin



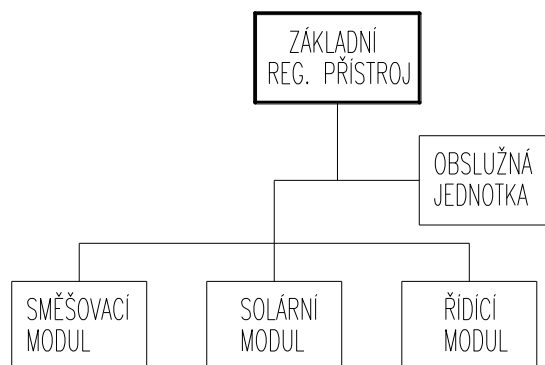
Obrázek 13 – Diagram h - x spalín pro stanovení rosného bodu, tepelného obsahu, teploty a měrné vlhkosti spalín ze spalování při různých přebytcích vzduchu (λ) Převzato z [5]

2.7.2 PROVOZNÍ POŽADAVKY

Dnes jsou nároky na zajištění provozu nového kotle minimální oproti starším standardním typům. Záleží ovšem na konkrétním typu kotle, velikosti a jeho výkonu. Tyto podmínky jsou zajištěny zejména vlastní automatickou regulací výkonu kotle spolu s vhodným hydraulickým zapojením. Požadavek na minimální objemový průtok kotlem je u většiny nových kotlů zcela odbourán. Maximální průtok kotlem je nezbytné při návrhu pokrytí tepelného výkonu hlídat, protože integrované čerpadlo je svým maximálním možným průtokem i výtlačnou výškou omezeno. Jmenovitý výkon kotle je určen při maximálním průtoku čerpadla a při spádu 20 K. Ten se však může lišit vůči teplotnímu spádu navrhovanému, který může být i max. 5-10 K a zároveň z toho plyne požadavek na větší objemový průtok soustavou, než co dovolí samotný kotel. Jedná se zejména o soustavy s podlahovým vytápěním. Teplota vratné vody, která musela být zajištěna při provozu vždy vyšší, je zde naopak požadována co nejnižší s ohledem na maximální teplotní spád zajišťující přenos maximálního výkonu $\Delta T < 30\text{K}$. Po překročení tohoto teplotního spádu na kotli ($\Delta T > 30\text{K}$) začne hořák kotle modulovat směrem dolů a pokud není stále žádný odběr tepla, kotel se po dosažení $\Delta T = 40\text{K}$ sám vypne. Je to jedna z bezpečnostních funkcí kotle z důvodu ochrany životnosti výměníku. Maximální teplotu přívodní vody je možné nastavit a dále si ji řídí a hlídá automatická regulace kotle, podle způsobu nastavení regulace.

2.7.3 REGULACE SOUSTAVY VYTÁPĚNÍ

Vlastní automatickou regulaci kotle obsluhuje systém, který se skládá ze základního regulačního přístroje, z přídatných elektronických regulačních modulů a obslužné jednotky. Základní regulační přístroj kotle obsluhuje hořák a bezpečnostní funkce kotle. Je propojen s elektronickými moduly a komponenty, které již nemají na funkci kotle přímý vliv. Obslužné jednotky slouží k aktivaci těchto modulů, k nastavení požadovaných parametrů a ke komunikaci s uživatelem.



Obrázek 14 – Schéma regulačního systému kotlové automatiky

2.7.4 FUNKCE SPECIÁLNÍCH PŘÍDAVNÝCH MODULŮ

Přídavných řídicích modulů pro možnost rozšíření systému ovládání je hned několik. Jedním z používaných může být směšovací modul, pomocí kterého lze regulaci kotle řídit každý směšovací okruh zvlášť, podle žádané přívodní teploty.

Dalším je solární modul, který umožňuje zapojit do regulačního systému solární ohřev koupelové pitné vody. Ten hlídá nejen teplotní rozdíl mezi teplotou v zásobníku a na solárních kolektorech, ale navíc umí variabilně zvyšovat a snižovat průtok oběhovým čerpadlem solárního okruhu, podle množství ohřáté vody v bivalentním zásobníku na teplou vodu. Optimalizuje režim dobíjení zásobníku kondenzačním kotlem při nedostatečném solárním zisku a tak snížit spotřebu primární energie [18].

Modul pro hlášení poruch slouží především pro komunikaci s nadřazeným řídicím systémem pomocí signálu 0-10 V, který tak může zadat buď požadovanou teplotu výstupní vody (tab.1) anebo požadovaný výkon kotle podle změny stupně jeho zatížení (tab.2). Jedná se o lineární průběh závislosti v obou případech. Tento způsob řízení záleží na konkrétním typu kotle a jeho úrovně možnosti nastavení regulace. Pokud hodnota nízkého zatížení kotle činí 20 % a řídicí signál je 1 V, pak jeho požadovaný výkon je pouze 10 % a je tedy nižší, než hodnota nízkého zatížení. Může tak dojít k cyklování kotle (střídavé zapínání a vypínání

kotle), což není provozně žádoucí. Proto by měl přejít kotel automaticky do režimu trvalého provozu podle nové hodnoty při opětovném signálu 2 V.

Vstupní napětí [V]	Teplota výstupní vody [°C]	Stav kotle
0	0	Vypnuto
0,5	0	Vypnuto
0,6	15	Zapnuto
5	50	Zapnuto
10	90	Zapnuto/max

Tabulka 1 – Řízení pomocí signálu 0-10V v závislosti na výstupní teplotě vody [18]

Vstupní napětí [V]	Výkon [%]	Stav kotle
0	0	Vypnuto
0,5	0	Vypnuto
0,6	6	Nízké zatížení
5	50	Částečné zatížení
10	100	Plné zatížení

Tabulka 2 – Řízení pomocí signálu 0-10V v závislosti na výkonu [18]

2.7.5 MODULY PRO ŘÍZENÍ HYDRAULICKÝCH ZAPOJENÍ S HVDT

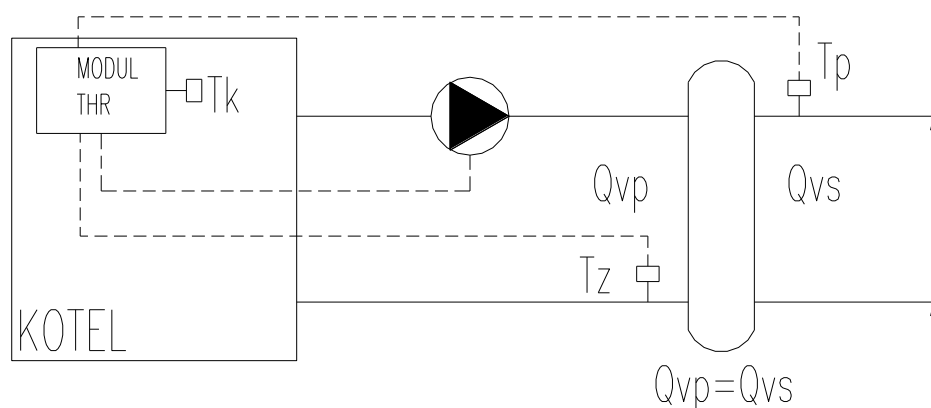
Řízení hydraulických zapojení s HVDT může zajistit přídatný modul regulace, jehož principem je snaha vyrovnat průtoky primárním a sekundárním okruhem. Dochází k tomu pomocí modulovaného čerpadla v kotli nebo samostatného čerpadla v primárním okruhu kotle, které v provozu přizpůsobuje průtok primárního okruhu na průtok v otopných okruzích. Modul termohydraulického rozdělovače umožňuje řízení soustav s HVDT a to na základě snímání teploty přívodní vody do sekundárního okruhu v horní části HVDT nebo až za ním. Automatika kotle vyhodnocuje teplotní rozdíl mezi snímanou teplotou za HVDT a vratnou vodou ze soustavy tak, že na základě odchylek od nastavených hodnot přizpůsobuje průtok kotlovým okruhem prostřednictvím snížení nebo zvýšení otáček kotlového čerpadla. Tím je oběhové čerpadlo řízeno v závislosti na výkonu kotle [18,19,20] .

Jiný zvaný čerpadlový modul společně s hlavním regulačním přístrojem slouží už přímo k ovládání externího čerpadla v primárním okruhu zdroje. Dochází k řízení otáček čerpadla pomocí signálu 0-10V⁸ a to na základě teplotního spádu (ΔT -regulace) anebo v závislosti na výkonu hořáku [19]. V rámci řízení podle ΔT -regulace je snímána jednak

⁸ Viz. odst. 2.6.6- Rozšiřovací moduly k čerpadlům

teplota v HVDT (T_{s1}), dále teplota v přívodní větvi sekundárního okruhu (T_{s2}) a teplota na kotli (T_k). Čerpadlový modul upravuje objemový průtok primárním okruhem na průtok v otopných okruzích podle těchto snímaných teplot. Kontrola stejných průtoků závisí na teplotním rozdílu mezi teplotou na kotli (T_k) a teplotou v HVDT (T_{s1}). Pokud jsou v souladu nebo aspoň v rozmezí přípustných regulačních odchylek, je dále kontrolována teplota přívodní do sekundárního okruhu (T_{s2}). Kotlové čerpadlo vyrovnává průtok primárním okruhem na průtok v otopných okruzích ve snaze nenavýšovat teplotu vratné vody do kotle v případě rozdílných průtoků.

Pokud je čerpadlo řízeno signálem 0-10V v závislosti na výkonu kotle, teplotní snímače (T_{s1} , T_{s2}) není potřeba instalovat, ale princip vyrovnávání obou průtoků zůstává.



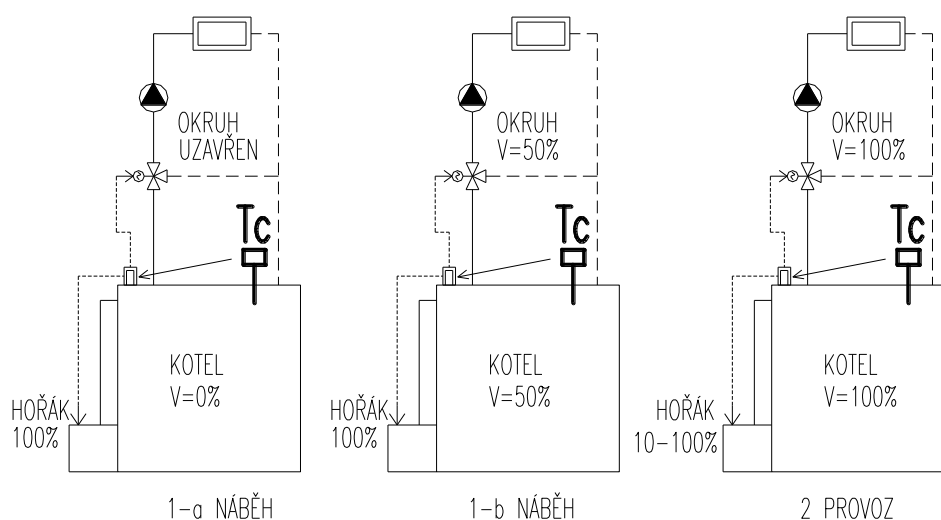
Obrázek 15 – Řízení otáček čerpadla v primárním okruhu na základě ΔT -regulace

2.8 TRENDY NOVÝCH SOUSTAV BEZ HVDT

U klasických ocelových nebo litinových kotlů s větším výkonem bylo vždy snahou používat co nejjednodušší hydraulická zapojení a není tomu jinak i dnes. Pro přenesení velkých výkonů prostřednictvím objemového průtoku je zapotřebí jednak větších rozměrů potrubí a jednak příslušné velikosti přídavných zařízení jako je i HVDT nebo další přimíchávací kotlové čerpadlo. Pořizovací náklady na otopnou soustavu se mimo nákladný zdroj tepla se mohou o tyto prvky výrazně zvýšit. Platí, čím větší instalovaný kotel, tím větší a dražší ostatní zařízení. Nové kotle o větším výkonu se díky vlastní konstrukci a pokročilému systému řízení a regulace snaží zajistit, aby naopak jejich hydraulická zapojení do soustavy byla velmi snadná a jednoduchá, bez těchto dalších zařízení.

Stacionární ocelové kotle mohou mít velký vodní objem, díky širokým stěnám výměníku, které zajišťují minimální hydraulický odpor. Proudění vody probíhá na základě vlastní cirkulace a gravitačním silám. Není tak zapotřebí zajistit minimální průtok vody

kotlem pomocí přídavného oběhového čerpadla. Druhý požadavek na minimální dovolenou teplotu vratné vody do kotle kvůli nežádoucímu vzniku kondenzátu na otopných plochách při náběhu kotle, může odbourat vlastní pokročilá regulace kotle. Záleží na typu a kvalitě konstrukce kotle a možnostech provozování hořáku. Některé kotle mají speciální regulační systém pro řízený náběh, který umožňuje zcela upustit od kotlového čerpadla a zároveň neomezovat teplotu vratné vody, která může být v případech útlumu kotle příliš nízká. Tento systém řízeného náběhu kotle pracuje na základě snímání a kontroly teploty vody a možnosti včasného regulačního zásahu. Hlavní snímač teploty je umístěn v kotli za připojením vratné otopné vody do kotle, kde již dochází ke smíchání s vodou v kotli.

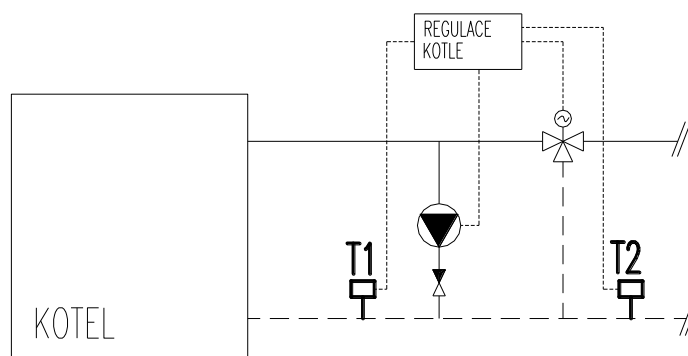


Obrázek 16 – Princip řízeného náběhu kotle pomocí snímání teploty

Principem regulace ve fázi náběhu kotle je uzavření přívodu ohřáté vody v kotli do okruhu spotřebiče na obrázku 16(1-a). Toto uzavření může proběhnout pomocí trojcestného směšovacího ventilu nebo jiné regulační armatury v daném okruhu. V počáteční fázi náběhu hořák kotle pracuje na plný výkon při nulovém průtoku. Dochází k rychlému nárůstu teploty kotlové vody, kterou hlídá hlavní teplotní snímač (Tc). V druhé fázi, jakmile dojde k překročení určité hodnoty snímané teploty, regulace kotle dá povel k částečnému otevření směšovacího ventilu do okruhu spotřebiče a to na poloviční objemový průtok vody kotlem (1-b). Následně se zvyšuje teplota vratné vody do kotle a potom až dochází k úplnému otevření směšovacího ventilu (2). Až v této fázi přebírá regulační funkci hořák kotle a řídí výstupní teplotu kotlové vody, podle potřebného výkonu soustavy. [20]

V ostatních případech, kde kotel nemá tak široké možnosti regulace a řízení, a je potřeba dodržovat minimální teplotu vratné vody do kotle, aby neklesla pod žádanou úroveň, je nezbytné přimíchávací čerpadlo a zkrat s trojcestným směšovacím ventilem v okruhu

kotle (obr.17). Když klesne teplota T2 pod určitou mez, je spuštěno oběhové čerpadlo ve zkratu. Pokud to nestačí a není dosaženo žádané teploty na čidle T1, dojde k uzavírání přívodu trojcestného směšovače do spotřebních okruhů.



Obrázek 17 – Zapojení s kotle s přimíchávacím čerpadlem a trojcestným směšovacím ventilem

2.9 KASKÁDY KONDENZAČNÍCH KOTLŮ

Kaskády kotlů, které tvoří společné zapojení několika kotlů o nižším výkonu, mají svá specifika, jak z hlediska hydrauliky, tak především společné regulace. Výhod kaskádovitého-stupňovitého řešení nárůstu výkonu zdroje tepla je využíváno především ve větších soustavách, jako jsou bytové domy, administrativní budovy, kde musí být pokryt větší tepelný výkon a zajištěna záloha zdroje.

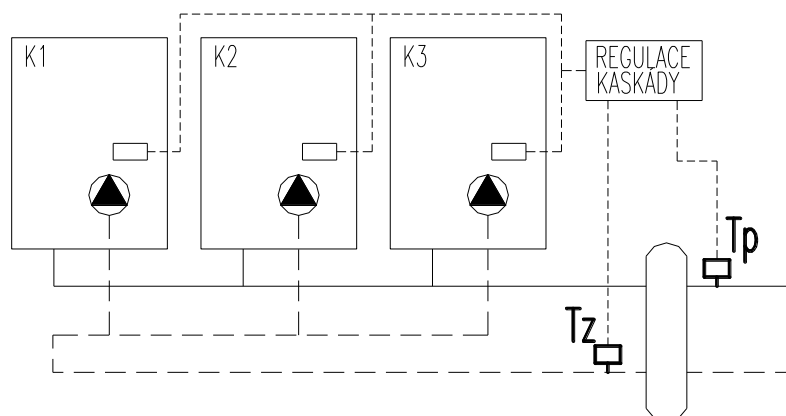
2.9.1 REGULACE KASKÁD

Kaskádní způsob provozu nejčastěji využijí kondenzační kotle. Jejich schopnost široké modulace výkonu je v zapojení do kaskády plně využita. Správnou funkci kaskády kotlů zajišťuje automatická kaskádní regulace a řízení spolu s propojením na automatiku jednotlivých kotlů. Díky tomu, že jsou jednotlivé kotle typově stejné, i co týká způsobu a úrovně regulace, může nadřazená regulace určená pro kaskádu kotlů správně fungovat a tak řídit výkon jednotlivých kotlů zároveň. Výrobci kotlů mají buď vlastní systémy regulace anebo typové, které znají jednotlivé parametry daných kotlů a tak může regulační systém s kaskádou kotlů plně spolupracovat. Samotné řízení probíhá pomocí napěťového signálu 0-10V [21]. Jednotlivé hodnoty napětí odpovídají požadovaným výkonovým parametrům. Výkon kaskády vyhodnocuje systém řízení na základě snímané přívodní teploty do soustavy. Logika automatického řízení kaskády kondenzačních kotlů by měla být taková, že díky rozvrstvení požadovaného výkonu soustavy do více zdrojů zajistí jednak plné využití modulačního rozsahu, dále vyšší účinnost kotle při nižším modulovaném

výkonu (kotel pracuje při nižších teplotách a zároveň i nižším teplotním spádu) a celkově tak optimální práci několika zdrojů za účelem ekonomicky úsporného provozu. Toto digitální programové nastavení a provázání regulace s kotli dále zohledňuje konstrukční vlastnosti kotle, jako je teplotní setrvačnost, náběh a stabilizaci hořáku, plynulé připojení druhého kotle atd. Investiční náklady kaskád jsou však vysoké. Kaskáda znamená zapojení nejméně dvou kondenzačních kotlů, náročnější systém regulace a také nezbytné hydraulické oddělení pomocí HVDT.

2.9.2 HYDRAULICKÉ ZAPOJENÍ S VÍCE KOTLI

Kaskáda kotlů musí být hydraulicky propojena s HVDT. Jednotlivé kotle mají každý vlastní oběhové čerpadlo, které na základě pokynu regulace zapíná na nastavený stupeň otáček a vypíná po uplynutí doby doběhu po vypnutí hořáku daného kotle. Jednotlivé spínání a vypínání kotlů ovládá nadřazená regulace pro všechny kotle. Objemový průtok se tedy nemění pouze na sekundární straně spotřebičů, ale dochází i ke změnám objemového průtoku na straně kotlů. Záleží na aktuálním chodu počtu kotlů a jejich oběhových čerpadel. Díky různé čerpací práci na primární i sekundární straně se použití HVDT jeví jako nevyhnutelné. Důsledky nerovnováhy průtoků a teplot jsou tak výraznější a častější. Je otázkou, jakou měrou se tyto hydraulické změny podílejí na skutečné účinnosti kotlů kaskády jako celku, vzhledem k jejich preferovanému ekonomicky úspornému provozu.



Obrázek 18 – Zapojení více kotlů do kaskády s HVDT a schéma principu regulace

Kotle v kaskádě jsou řízeny tak, aby bylo dosaženo požadované teploty na výstupu z HVDT (T_p), nebo-li čidlo společného náběhu [46]. Obvykle je to maximální teplota požadovaná jedním ze sekundárních okruhů. Čidlo teploty na vratném potrubí (T_z) by mělo sloužit k rozpoznání nadměrného objemového průtoku primárním okruhem kotlů. To znamená, že při vyšší teplotě, která neodpovídá zvolenému teplotnímu spádu při daném

průtoku dojde následně k vypnutí jednoho kotle z chodu a následně i jeho oběhového čerpadla. Správné nastavení jmenovitého rozsahu průtoku pomocí minimálních a maximálních otáček umožní strategii řízení otáček čerpadla podle výkonu zdroje nebo na konstantní ΔT , které spolu s volbou strategie řazení kotlů omezí přimíchávání výstupní vody do zpátečky ke kotli [46]. To znamená, že při zvýšení teploty vratné vody v primárním okruhu kotle (např. při tepelných ziscích během dne), by čerpadlo mělo snížit svůj výkon resp. otáčky tak, aby se zvýšil teplotní spád na kotli při sníženém průtoku. Zároveň by tak objemový průtok primárním okruhem odpovídal objemovému množství v sekundárním okruhu a mohl by díky řízeným čerpadlům na něj pružně kdykoliv reagovat. Některé nové systémy kotlů a příslušné regulace již toto umožňují [46].

2.10 OBNOVA TEPELNÝCH SOUSTAV V RÁMCI EU

Součástí požadavků evropských směrnic a prováděcích vyhlášek, týkající se energetické náročnosti budov, bude mimo jiné vykonávání povinných kontrol kotlů, které zahrnují zejména kontrolu účinnosti zdroje, vycházející ze skutečného experimentálního měření prováděného při těchto kontrolách [30], [31].

2.10.1 FÁZE ZATEPLOVÁNÍ BUDOV

Na funkci zdroje a efektivitu provozu otopné soustavy má vliv i tepelně-technický stav celé budovy, kterou teplem otopný systém zásobuje. Díky snaze snižovat energetickou náročnost budov na vytápění, docházelo k rapidnímu zateplování obvodových plášťů budov a zároveň k výměně otvorových výplní. Tím dochází ke zlepšování tepelně-technických parametrů obálky budovy. Tepelná ztráta objektu může být najednou až o polovinu nižší, ale stávající otopný systém zůstává zachován. V některých případech dojde současně i k rekonstrukci sekundární otopné soustavy, kterou může být instalace termostatických ventilů včetně termostatických hlavice na otopná tělesa, instalace směšovacích uzlů s elektronicky řízenými čerpadly na jednotlivých spotřebních větvích z rozdělovače. To je vše v pořádku, pokud je soustava po instalaci i řádně vyregulovaná. Najednou soustava předává tolik tepla, kolik je podle skutečných venkovních podmínek zapotřebí. Ovšem v mnoha případech se setkáváme s tím, že primární strana zdroje, když mluvíme o hydraulickém oddělení otopné soustavy pomocí HVDT, zůstává v původním zastaralém stavu. Tuto skutečnost potvrdily přímé obhlídky v různých kotelnách, které byly učiněny za účelem výběru otopných soustav pro uskutečnění experimentálního měření, zpracovaných v této disertační práci.

2.10.2 ÚSKALÍ VÝMĚN ZDROJE TEPLA

Druhým krajním případem po zateplení objektu může být naopak pouhá výměna starého kotle za nový zdroj se stejným výkonem, kde nebyla stanovena výpočtem nová tepelná ztráta objektu po zateplení. Pak se může stát, že předdimenzovaný kondenzační kotel, který má omezenou modulaci výkonu hořáku nepracuje v optimálním kondenzačním provozu a zároveň dochází k jeho soustavnému zapínání a vypínání - nežádoucímu cyklování, při kterém dochází k nadměrné spotřebě zemního plynu. Opět není dosaženo energetických úspor [29]. O konkrétním problematice a úskalích při úpravách otopné soustavy po zateplení objektu pojednává literatura [22]. Poukazuje na to, že díky nesouladu provedeného zateplení objektu s následujícími úpravami na otopné soustavě nedosáhnou uživatelé očekávaných úspor ve spotřebě energie na výrobu tepla.

2.10.3 PRAVIDELNÉ KONTROLY PODLE LEGISLATIVY

Na základě již zmíněných povinných pravidelných kontrol kotlů, stanovené doposud prováděcí vyhláškou č. 276/2007 [42] vycházející ze zákona č.406/2000⁹, která má kontrolovat účinnost kotle. Rozmezí pravidelných kontrol se rozlišuje podle výkonu kotle a druhu paliva. Tyto kontroly může provádět pouze osoba přezkoušená ministerstvem průmyslu a obchodu [42]. Obsahem těchto kontrol podle zmíněných vyhlášek je pouze vyhodnocení stavu kotle, podle experimentálního měření účinnosti kotle a kouřovodu, jeho příslušenství, zabezpečení a regulace, dále se kontroluje dokumentace, provozní předpisy atd. [23]. Kontrola celé otopné soustavy jako celku, s návazností na daný objekt není dosud v rámci těchto kontrol vyžadována. Kontrole nepodléhá stav otopných těles, rozvodů, a dalšího technického vybavení. V konečném hodnocení není třeba ani konkrétní klasifikační ukazatele, ale pouze slovní ohodnocení, které může být i velmi subjektivní. Důsledkem těchto nekomplexních a nesouvisle pojatých kontrol u nás může být pak opravdu pouhá výměna starého kotle za nový o stejném výkonu. Výstupy z těchto kontrol pak nabudou pouze úřední rámeček. Není tomu tak v Německu, kde se tyto pravidelné kontroly tepelných soustav provádějí v souladu s DIN EN 15378 [24]. Tato norma řeší jednak kontrolu zdroje (samostatná dílčí měření-provedená 3 - komínová ztráta, ztráta povrchem a ventilační ztráta), dále jeho způsob a míru využití regulace kotle. Dále hodnotí stav rozvodů tepla, hydraulické seřízení a vyregulování, druh a způsob provozování čerpadel, tepelné izolace a nakonec i hodnotí samotné předávání tepla v místnostech a úroveň regulace vnitřní

⁹ Již nahrazen zákonem č.318/2012 Sb.s platností od 1.1.2013 [41]

teploty [24]. Bodové ohodnocení má předepsaný rozsah, a hodnotí se o kolik je možný potenciál zlepšení daného kritéria. Na základě celkového počtu bodů následuje slovní a detailní doporučení pro provozovatele. Výsledný protokol o kontrole je velice přehledný i pro samotného provozovatele [23,24]

Tyto nápravná opatření, která doporučí samotná kontrola otopné soustavy by měla být zohledněna i v další fázi případného vypracování projektové dokumentace na modernizaci otopné soustavy.

2.11 ZHODNOCENÍ SOUČASNÉHO STAVU PROBLEMATIKY

2.11.1 HYDRAULIKA VS. REGULACE A ŘÍZENÍ

Hydraulické poměry v otopné soustavě jsou stále předmětem mnoha odborných článků a polemik. Často je zmíněno hydraulické zapojení s HVDT v negativním smyslu, jako nevhodné a málo doporučované řešení. Přesto, že důvody známé jsou, objevuje se toto zapojení i v nově instalovaných soustavách. Problematice hydraulického zapojení s HVDT je stále svým způsobem ustupováno a vyčíslením skutečných ztrát snížené efektivity provozu kondenzačních kotlů díky HVDT se odborná literatura dopodrobna nezabývá. Snímání teplot otopné vody je součástí funkce automatické regulace daného kotle, ovšem slouží pouze pro jeho vnitřní regulaci. Snímání a měření objemových průtoků prakticky neexistuje vůbec. Když nejsou tyto veličiny objektivně známy, pak nemůže být kladen důraz na to, aby došlo k nápravě ve stávajících soustavách a především k optimalizaci návrhu v nových projekčních řešeních. Současné, odborné veřejnosti méně známé principy by to měly umožnit, jak je blíže popsáno v kapitole 2.6. Doposud to spadá spíše do oboru elektrotechniky, měření a řízení, než-li samotné hydrauliky a termodynamiky.

Dalším nezbytným faktorem je, že do návrhu hydraulického zapojení a regulace otopné soustavy projektanta vytápění stále více zasahují přímo výrobci nových zařízení zdrojů tepla, kteří dodají kompletní vybavení zdroje tepla, včetně nezbytného příslušenství, kterým může být i regulace celého otopného systému (systém MaR). Na jednu stranu by měli tímto usnadnit projektantovi otopné soustavy práci s návrhem i přesto, že cena tohoto komplexního vybavení včetně zařízení MaR výrazně narůstá. To je však na zvážení investora. Na druhou stranu pod dojmem tohoto snadného řešení můžou vyvstat nečekané problémy tam, kde rozsah funkce takového systému je vyčerpaná nebo není v technickém souladu s ostatními použitými výrobky, kterým může být i HVDT. Příkladem takového komplexně dodaného zařízení je právě kondenzační kotel s vlastní automatickou regulací

výkonu. Někteří výrobci kotlů však pamatují na druh instalačního zapojení s HVDT a snaží se věnovat jeho optimalizaci v návaznosti na pokročilý systém měření, regulace a řízení (fy Brilon a.s.- kotle Geminox) [46]. Ovšem doposud pouze na úrovni interních informací.

2.11.2 HYDRAULICKÉ CHOVÁNÍ HVDT

Rozdílné výtlačné výšky oběhových čerpadel primární a sekundární strany znamenají různé objemové průtoky na obou stranách od HVDT, které jsou příčinou nežádoucího promíchání a teplotních změn na přívodních a vratných větvích. Tyto změny lze teoreticky stanovit na základě kalorimetrické rovnice. Lépe je vycházet i při tomto teoretickém výpočtu z výchozích skutečně naměřených hodnot při provozu konkrétní soustavy. Tyto údaje je možné získat pouze experimentálním měřením. Díky němu je možné poznat skutečný způsob provozu soustavy a s ním spojené termodynamické projevy, které jsou již odkloněny od teorie kalorimetrické rovnice. Při běžných provozních režimech soustavy jsme schopni experimentálně určit velikost rozdílu v objemových průtocích a zároveň i změny teplot přívodní a vratné otopné vody, které HVDT díky nerovnováze objemových průtoků umožní.

Jeden přístup k měření by mohl zmapovat průběh běžného topného režimu soustavy během dne. To znamená bez jakýchkoliv umělých a manuálních zásahů do provozu soustavy a její regulace. Tímto způsobem je provedena diagnostika, v jakých hydraulických poměrech soustava převážně pracuje během dne, zjišťování velikosti nadprůtoků nebo podprůtoků, dále změn v teplotních poměrech, i míru odezvy na regulační zásahy atd. Ve shrnutí, do jaké míry soustava s HVDT pracuje stabilně nebo naopak v dynamických výkyvech a tak i neoptimálním provozu. Tento způsob diagnostiky by vypověděl o provozní kvalitě návrhu projektového řešení, způsobu zapojení, instalovaného zařízení a zejména o efektivitě řízení a automatické regulace systému.

Druhým přístupem je záměrná změna různých vzájemných poměrů průtoků na jedné i druhé straně od HVDT. Tím bychom cíleně zjišťovali, jak se nám s rozdílným vzájemným poměrem průtoků mění teploty na jednotlivých větvích HVDT. Na základě těchto výsledků je možné vyčíslit efektivitu stávajícího provozu i u ostatních soustav s HVDT a to především s většími instalovanými výkony, dále optimalizovat projekční navrhování a aplikovat tyto hodnoty do systému MaR. Tento postup však nelze aplikovat v běžně provozované otopné soustavě, která sice umožní získat reálně naměřená data z provozu, ale v omezeném rozsahu a množství. Doposud však tento způsob diagnostiky a zkoumání prezentován nebyl.

Dalším zkoumaným aspektem je hydraulické a provozní chování HVDT podle jeho typu a velikosti, vzhledem k instalovanému výkonu soustavy, která je tabulkově určena pouze maximálním průtočným množstvím při jmenovitém výkonu soustavy. I to může mít vliv na celkové dynamické chování a hydraulickou stabilitu HVDT. Ve stávajících i nových soustavách s kondenzačními kotli, kde funkce HVDT může narušovat efektivitu provozu, není doposud doporučeno vhodnější řešení ve způsobu hydraulického zapojení nebo lépe celá změna koncepce způsobu zapojení nezbytných komponentů určených k předání potřebné energie od zdroje ke spotřebiči. Soustavy s HVDT najdeme jak v plynových kotelnách bytových domů, tak i v předávacích stanicích pro větší domovní bloky budov. Aktuálním trendem je navíc odpojování z centrálních zdrojů tepla (horkovodní a parovodní předávací stanice) a přechod na plynové kotelny s kondenzačními kotli v případě městských bytových domů. Hlavním aspektem této snahy je jednak cena za odebraný 1 GJ tepla v porovnání s cenou za vytápění zemním plynem nebo v kombinaci s instalovaným tepelným čerpadlem. Nevýhodou je také stáří centrálních předávacích stanic a jejich rozvodů, které cenu tepla jednak zvyšují, ale stejně tak i jejich případná revitalizace a výměna za nové zařízení v objektu jsou pro konečné spotřebitele příliš nákladné.

Ve starších soustavách je regulace omezená a jednoduchá, při které HVDT splňoval téměř všechny požadavky na funkci zdroje a provoz soustavy té doby. Není tak možné tento prvek včleňovat do nově instalovaných soustav dnes, když samotné zdroje tepla disponují moderní funkční technologií za účelem úspory provozu.

3 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Cílem disertační práce je prokázat experimentálním měřením, jak fungují některé otopné soustavy s hydraulickým vyrovnávačem dynamických tlaků provozované dnes a do jaké míry dochází k teplotním změnám přívodní a vratné otopné vody při nerovnováze objemových průtoků na straně zdroje tepla, tak na straně spotřebičů tepla.

Z výsledků měření stanovit vhodný rozsah vzájemného poměru průtoků v otopných soustavách s hydraulickým vyrovnávačem dynamických tlaků.

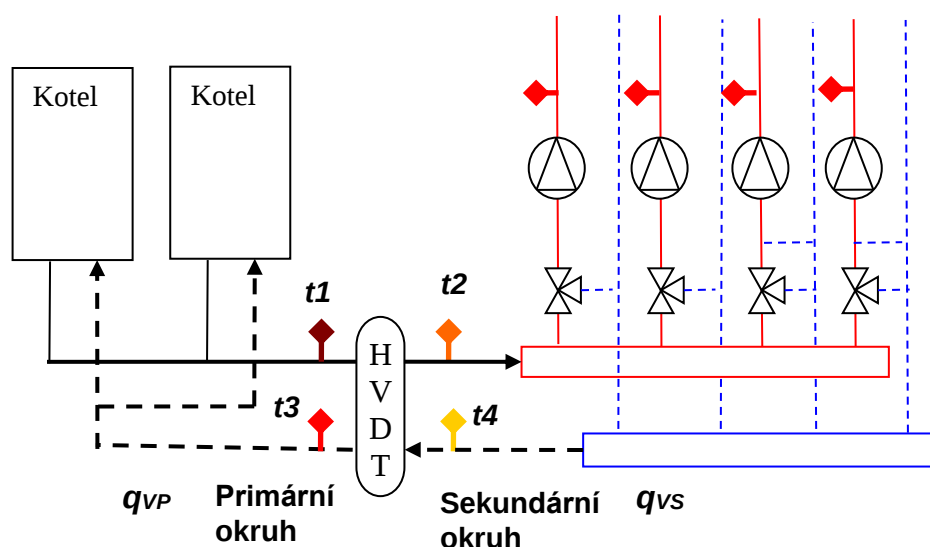
3.1 SPECIFIKACE DÍLČÍCH CÍLŮ

- Experimentální diagnostika provozu otopné soustavy s hydraulickým vyrovnávačem pomocí měření objemových průtoků a povrchových teplot na primární straně zdroje tepla a na sekundární straně spotřebičů tepla.
- Změny v objemových průtocích za účelem zkoumání hydraulických a termodynamických projevů v těchto soustavách při jejich nerovnováze
- Vyjádření vzájemného poměru mezi objemovými průtoky na obou stranách HVDT vzhledem k naměřeným rozdílům v teplotách přívodních a vratných otopných větví
- Validace teoreticky stanovených hodnot z kalorimetrické rovnice s experimentálně naměřenými hodnotami
- Korelace stability a chování HVDT při termodynamických dějích
- Komparace dílčích výsledků mezi rozdílnými velikostmi a typy hydraulických vyrovnávačů
- Stanovení přípustného rozsahu vzájemného poměru objemových průtoků, platného pro zapojení otopných soustav s hydraulickým vyrovnávačem dynamických tlaků

4 METODY ŘEŠENÍ

4.1 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

Na obr.19 je znázorněno typické schéma zapojení primárního a sekundárního okruhu teplovodní soustavy, ve kterých proběhlo experimentální měření. Na straně primární je zdroj tepla, kotel, nebo kotle zapojené do kaskády s vlastními oběhovými čerpadly a na straně sekundární je několik otopných větví, které mohou pracovat s odlišným teplotním spádem a jsou všechny napojeny na beztlaký rozdělovač a sběrač. Tyto základní prvky soustavy rozděluje hydraulický vyrovnávač dynamických tlaků.



Obrázek 19 – Schéma zapojení primárního a sekundárního okruhu s HVDT

4.1.1 MĚŘENÉ VELIČINY

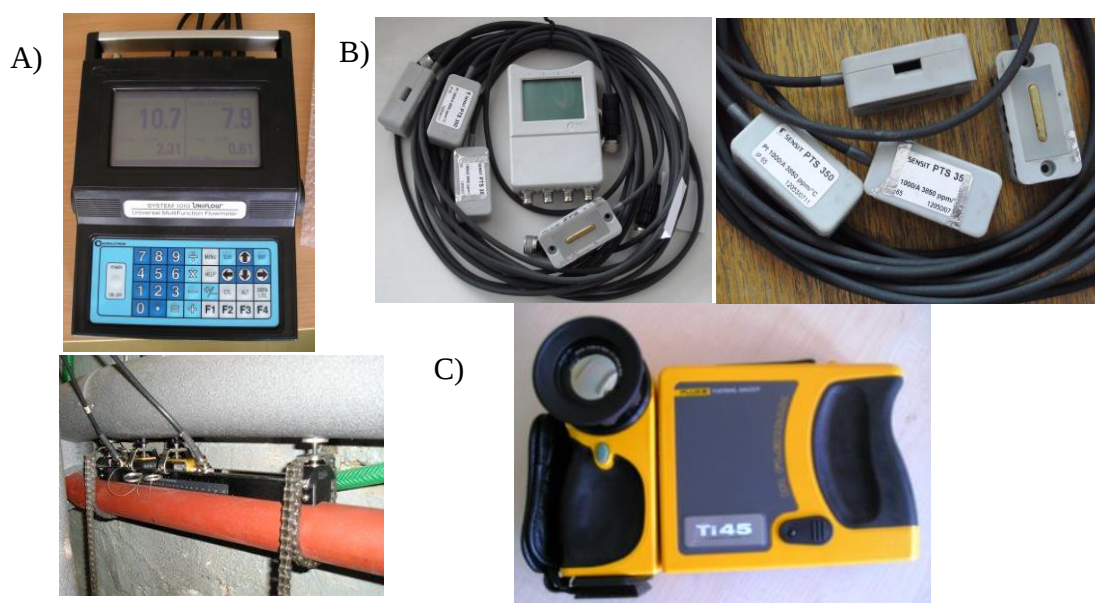
Zvolenou experimentální metodou bylo přímé měření teplot na jednotlivých vstupních a výstupních potrubích do/z HVDT, jak vidíme schematicky body t_1, t_2, t_3, t_4 na obr. 19. Další veličinou byl objemový průtok v uzavřené soustavě. Ten byl snímán současně na dvou místech otopné soustavy. Jednak v okruhu zdroje tepla (primární okruh) a to před hydraulickým vyrovnávačem a druhý objemový průtok byl měřen v okruhu spotřebních větví (sekundární okruh), hned za hydraulickým vyrovnávačem (směrem od zdroje).

- t_1 - teplota přívodní topné vody z kotle (primární okruh) [°C]
- t_2 – teplota přívodní topné vody do soustavy (sekundární okruh) [°C]
- t_3 - teplota vratné ochlazené vody zpět do kotle (primární okruh) [°C]

- t_4 – teplota vratné ochlazené vody ze soustavy (sekundární okruh) [°C]
- q_{VP} – objemový průtok primárním okruhem [l/min]
- q_{VS} – objemový průtok sekundárním okruhem [l/min]

4.1.2 MĚŘÍCÍ PŘÍSTROJE

- Ultrazvukový průtokoměr dvoukanálový SYSTEM 1010 Uniflow
- Teploměr čtyřkanálový SO141 + 4x příložná sonda (na potrubí) PTS350-2/E
- Termokamera FLUKE Ti 45



Obrázek 20 – A) Průtokoměr ultrazvukový, B) Teploměr + příložná sonda, C) Termokamera

Popis přístrojů:

- **Ultrazvukový průtokoměr dvoukanálový SYSTEM 1010 Uniflow**

Jedná se přenosný průtokoměr, určený k montáži na potrubí. Skládá se jednak z měřících sond, upevňovacího systému a hlavního datového panelu s grafickým displejem a možností nastavení a ukládání měřených dat s analogovým výstupem. Pro všechna měření uvedena v disertační práci byla použita jedna z měřících metod a to odrazová metoda nebo také nazývána reflexní metoda. Druhou z metod je metoda přímá, která je doporučována pouze pro měření průtoku na plastovém potrubí. Rozdíl je v upevnění měřících sond a tím v dráze zvukového paprsku. V každém jiném případě je doporučeno použití metody odrazové, která umožňuje dosáhnout vyšší přesnosti měření a je odolnější v abnormálních podmínkách v podobě příčného proudění hlavního proudu v potrubí.

Uvedené přesnosti přístroje:

Přesnost doby průchodu: 1-2% z indikovaného průtoku

(lepší než 0,5% je možné dosáhnout s kalibrací)

Průtoková citlivost: $0,015 \text{ m.s}^{-1}$

Stabilita nuly: $<0,015 \text{ m.s}^{-1}$

- **1x čtyřkanálový teploměr S0141+ 4x příložná sonda na potrubí „PTS 350“**

Datalogger je určen pro záznam teploty (4x teplotní vstupy), který je prováděn do energeticky nezávislé elektronické paměti.

Přesnost vstupu teploty Pt1000/3850ppm (bez sond): $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ od -50 do $+100^{\circ}\text{C}$

Rozlišení záznamu: $0,1^{\circ}\text{C}$

- **Termokamera FLUKE Ti 45**

Termokamera s technologií Fluke IR-Fusion®

Přesnost: $\pm 2^{\circ}\text{C}$ nebo 2% (platí vyšší hodnota)

Korekce emisivity: $0,1$ až $1,0$ (přírůstky po $0,01$)

Teplotní citlivost při zobrazování (NETD): $\leq 0,08^{\circ}\text{C}$ (80 mK) při 30°C

4.1.3 POSTUP MĚŘENÍ

Čtyři příložné sondy byly připevněny v místě os jednotlivých potrubí, vstupující do/z HVDT. Teploty byly zaznamenávány po pravidelném časovém intervalu 30 s. Dvoukanálový ultrazvukový průtokoměr umožňuje měřit a zaznamenávat dva průtoky (kanálové vstupy) současně. Průtok byl měřen jednak v primárním okruhu, tak ve stejném časovém okamžiku v sekundárním okruhu ve stejném intervalu jako teploty. Měřicí sondy průtokoměru byly připevněny na přímý úsek potrubí a to min. $15 \times \text{DN}$ potrubí před měřicím místem a min. $5 \times \text{DN}$ potrubí za. Pokud tyto doporučené vzdálenosti nemohly být splněny v daných podmínkách, byl průtokoměr umístěn do nejpřímějšího úseku, co byl na v místě měření k dispozici. Po instalaci přístrojů na potrubí (4x teplotní sonda a 2x snímače průtokoměru) bylo spuštěno zaznamenávání měřených dat. Podle aktuálních měřených hodnot na displeji průtokoměru a pomocí termokamery byly tak nejprve zmapovány a zaznamenány počáteční provozní chody soustavy. Jak systém pracuje včetně povelů automatické regulace, a to bez zásahů provozovatele. Při těchto normálních podmínkách byly hodnoty zaznamenávány po nějakou dobu. Až soustava dále nevykazovala jiné dynamické změny, bylo další snahou a fází měření do soustavy manuálně zasahovat, abychom dosáhli změn v hydraulických poměrech na obou stranách hydraulického vyrovnávače. V průběhu celého měření byly současně pořizovány snímky termokamerou, jako možnost dalšího zkoumání, ověřování a porovnání naměřených hodnot se skutečným chováním hydraulického vyrovnávače při těchto změnách v objemových průtocích [37].

4.2 METODIKA ZPRACOVÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT

4.2.1 TEORIE LINEÁRNÍ ZÁVISLOSTI

Lineární závislost dvou proměnných lze postihnout jejich vynesím do grafu. Vyjádření míry lineární závislosti dvou proměnných nám umožní stanovit korelační koeficient nebo-li Pearsonův korelační koeficient. V případě korelace nestanovujeme rovnici přímky závislosti, což je úlohou lineární regrese, ale můžeme si přímku představit jako vyjádření lineárního vztahu a z odchylek bodů od přímky pak odhadnout míru tohoto vztahu. Pearsonův korelační koeficient lze vyjádřit [38], [17]:

$$\text{corr}(X, Y) = \frac{\text{cov}(X, Y)}{\sigma_X \sigma_Y} = \frac{E[(X - \mu_X)(Y - \mu_Y)]}{\sigma_X \sigma_Y} \quad (4)$$

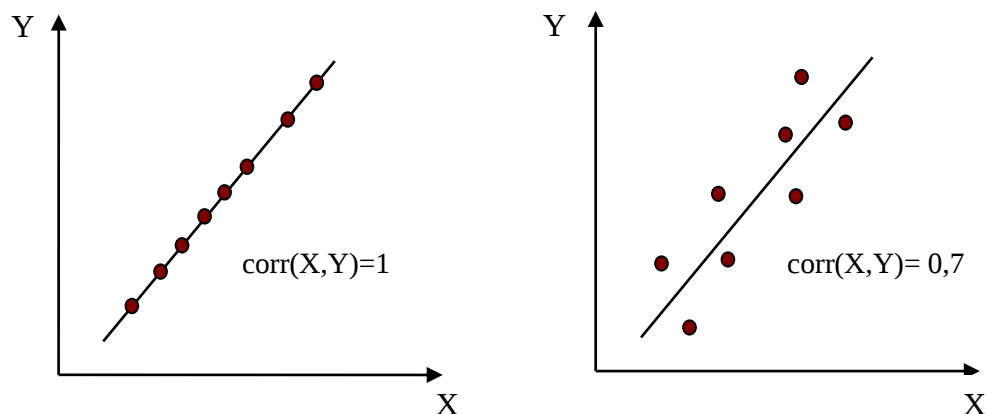
kde

$\text{corr}(X, Y); \rho_{XY}$	Pearsonův korelační koeficient
$\text{cov}(X, Y)$	kovariance proměnných X a Y
σ_X	směrodatná odchylka proměnné X
σ_Y	směrodatná odchylka proměnné Y
$\mu_X; \bar{x}$	střední hodnota nebo-li očekávaná hodnota proměnné X
$\mu_Y; \bar{y}$	střední hodnota nebo-li očekávaná hodnota proměnné Y

$$\rho_{XY} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad [39] \quad (5)$$

Předpokladem je, že obě veličiny X a Y jsou kvantitativní náhodné veličiny se společným dvourozměrným normálním rozdělením.

Koeficient korelace nabývá hodnot z intervalu $\langle -1, 1 \rangle$. Hodnota korelačního koeficientu +1 značí zcela přímou závislost. Pokud je korelační koeficient roven 0, pak mezi proměnnými není žádná statisticky zjištělná lineární závislost a veličiny jsou nekorelované. Při nulovém korelačním koeficientu na sobě veličiny mohou záviset, pouze tento vztah nelze vyjádřit lineární funkcí, a to ani přibližně [39].



Obrázek 21 – Vyjádření korelační závislosti náhodných veličin X, Y

Hodnoty získané experimentálním měřením bylo možné přímo vyjádřit graficky. Toto vyjádření ukázalo trend závislosti změn teplot na změnách objemového průtoku během celého měření. Změna průtoku na primární nebo sekundární straně v uzavřené soustavě ovlivnila hodnoty teplot na přírodních a vratných větvích podle zákonů zachování energie.

$$Q_P + Q_S + Q_Z = 0 \quad (6)$$

Q_P [W]...Předávaný výkon zdroje tepla

Q_S [W]...Předávaný výkon na straně spotřebiče

Q_Z [W]...Ztráty z přenosu tepla přes stěnu potrubí a ztráta akumulací, předpokladem je

$Q_Z = 0$, pro další zpracování a použití *kalorimetrické rovnice* [27]

$$Q_P = Q_S \quad [\text{W}] \quad (7)$$

$$m_P \cdot c_P \cdot (t_1 - t_3) = m_S \cdot c_S \cdot (t_2 - t_4) \quad (8)$$

Ve zkráceném zápisu a předpokladu, že $c_P = c_S$:

$$\frac{m_P}{m_S} = \frac{(t_1 - t_3)}{(t_2 - t_4)} \quad (9)$$

Při předpokladu hodnoty hustoty vody $\rho = 1000 \text{ kg.m}^{-3}$ je vyjádřen vzájemný poměr pomocí přímo měřených objemových průtoků:

$$\frac{m_P}{m_S} \cong \frac{q_{mP}}{q_{mS}} \cong \frac{q_{VP}}{q_{VS}} = P \quad [-] \quad (10)$$

Vzájemný poměr průtoku v primárním okruhu a průtoku v sekundárním okruhu soustavy

$$\frac{q_{VP}}{q_{VS}} = \frac{(t_1 - t_3)}{(t_2 - t_4)} \quad (11)$$

Čtyři veličiny teplot a dvě veličiny objemových průtoků byly zjišťovány přímým měřením v jeden časový okamžik. Záznam byl prováděn po intervalu 30 s a celková doba měření trvala na každém místě přibližně 2 hodiny, podle možností měnit hydraulické podmínky v dané soustavě.

Graf E.(1-8).1 - Diagnostika teplotních poměrů

Při dosažení zaznamenaných hodnot objemových průtoků do „vzájemného poměru“

$\frac{q_{VP}}{q_{VS}}$, byly graficky znázorněny spojitě křivky průběhů všech naměřených teplot (t_1, t_2, t_3, t_4)

v pořadí tak, jak postupně probíhalo měření při jednotlivých změnách objemového průtoku na jedné nebo druhé straně. Tím také docházelo ke změnám teplot na jednotlivých větvích.

Vyjádřeno funkční závislostí:

$$y = f(x) \Rightarrow t_i = f\left(\frac{q_{VP}}{q_{VS}}\right) \quad (12)$$

Graf E.(1-8).2a,b - Porovnání teoreticky stanovených teplot s naměřenými hodnotami

Za účelem porovnání teoretického základu platnosti kalorimetrické rovnice s naměřenými hodnotami podle rovnice (8) byly naměřené objemové průtoky a z nich stanovené vzájemné poměry seřazeny podle velikosti, nezávisle na průběhu měření. Na postupné změně velikosti poměru byly z ostatních naměřených hodnot teplot a objemových průtoků početně vyjádřeny a v každém bodu měření graficky znázorněny hodnoty teplot, které mají největší vliv na celkovou efektivitu provozu soustavy :

t_2 - teplota přívodní topné vody do soustavy (sekundární okruh) $[\text{°C}]$

t_3 - teplota vratné ochlazené vody zpět do kotle (primární okruh) $[\text{°C}]$

$$t_{2v} = t_4 - t_3 \cdot P + t_1 \cdot P \quad (13)$$

$$t_{2v} = t_4 - t_3 \cdot \frac{q_{VP}}{q_{VS}} + t_1 \cdot \frac{q_{VP}}{q_{VS}} \quad (14)$$

$t_1, t_3, t_4, q_{VP}, q_{VS}$ jsou změřené hodnoty v jednom bodě měření.

$$t_{3v} = \frac{1}{P} \cdot (t_4 - t_2) + t_1 \quad (15)$$

$$t_{3v} = \frac{q_{VS}}{q_{VP}} \cdot (t_4 - t_2) + t_1 \quad (16)$$

$t_1, t_2, t_4, q_{VP}, q_{VS}$ jsou změřené hodnoty v jednom bodě měření.

Hodnoty stanovené tímto výpočtem byly vyneseny do grafu spolu s hodnotami teplot t_2, t_3 přímo naměřenými. Tím, že se jedná o vzájemně na sobě nezávislou množinu počtu bodů, a nebylo by z ní dobře rozpoznat, který znázorněný bod měření náleží bodu výpočtu, byla každou množinou bodů proložena přímka nebo křivka tak, aby byla patrná tendence vzájemného rozdílu při různých poměrech průtoků. V některých případech byla vyjádřena graficky znázorněna zároveň i velikost odchylky mezi hodnotami změřenými a stanovenými výpočtem:

$$\varepsilon_{3P} = |(t_3 - t_{3v})| ; \varepsilon_{2P} = |(t_2 - t_{2v})| \quad \text{při } q_{VS} \leq q_{VP} \vee P \geq 1 \quad (17)$$

$$\varepsilon_{3S} = |(t_3 - t_{3v})| ; \varepsilon_{2P} = |(t_2 - t_{2v})| \quad \text{při } q_{VS} \geq q_{VP} \vee P \leq 1 \quad (18)$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \varepsilon_i \quad (19)$$

Velikost odchylky nám vyjadřuje jednak ztráty Q_z (ztráta přenosu tepla přes stěnu potrubí a ztráta akumulací), ale zároveň i možné chyby měření (kap. 4.2.2).

Na základě tohoto grafického porovnání a respektování možných chyb a okrajových vlivů je možné dál pracovat s naměřenými hodnotami teplot v daných bodech naměřených objemových průtoků.

Graf E.(1-8).3 - Rozdíly teplot na přívodních větvích t_1, t_2 a vratných větví t_3, t_4

Dále byla ve všech naměřených bodech znázorněna nerovnováha mezi naměřenými teplotami přívodního potrubí otopné vody z kotle (t_1) a teplotou přívodního potrubí otopné vody do soustavy (t_2), ke kterým docházelo postupně během měření.

$$t_1 - t_2 = f\left(\frac{q_{VP}}{q_{VS}}\right) \quad \Leftrightarrow \quad q_{VS} \geq q_{VP} \quad (20)$$

Stejně tak i mezi naměřenou teplotou vratné větve do kotle (t_3) a teplotou vratné větve ze soustavy (t_4):

$$t_3 - t_4 = f\left(\frac{q_{VP}}{q_{VS}}\right) \quad \Leftrightarrow \quad q_{VS} \leq q_{VP} \quad (21)$$

Obecně: $y = f(x) \Rightarrow \Delta t = f\left(\frac{q_{VP}}{q_{VS}}\right) \quad [^{\circ}\text{C}] \text{ nebo } [\text{K}] \quad (22)$

Mezi oběma křivkami rozdílu teplot je přímá závislost s křivkou vzájemného poměru objemových průtoků:

Popis v grafech:

$$\bullet \Delta t_{PRRIVO} = |(t_1 - t_2)| = \Delta T_{PRRIVO} \quad [^{\circ}\text{C}] \text{ nebo } [\text{K}] \quad (23)$$

Rozdíl teplot mezi přívodním potrubím otopné vody z kotle primárního okruhu (před HVDT) a přívodním potrubím otopné vody za HVDT do sekundárního okruhu spotřebičů.

$$\bullet \Delta t_{VRAT} = |(t_3 - t_4)| = \Delta T_{VRAT} \quad [^{\circ}\text{C}] \text{ nebo } [\text{K}] \quad (24)$$

Rozdíl teplot vratného potrubí otopné vody v primárním okruhu (vstupní voda do kotle) a vratným potrubím otopné vody ze sekundárního okruhu spotřebičů.

Graf E.(1-8).4 - Střední hodnoty z intervalů rozdílů teplot a vzájemný poměr průtoků

Soustava v první fázi měření byla ponechána v režimu vlastní regulace, aby byl zmapován reálný provozní stav. Postupně tak vznikaly v průběhu měření intervaly, během kterých byly hodnoty měřených průtoků i teplot v čase velmi ustálené a neměnné. Za účelem zjišťování teplotních rozdílů na základě různých vzájemných poměrů průtoků byly tyto jednotlivé, v čase ustálené hodnoty rozděleny do intervalů, ze kterých pak byly vyjádřeny střední hodnoty měřených veličin. [17]

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad \vee \quad \bar{y} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n y_i \quad (25)$$

Vyjádření středních hodnot veličin v případě tohoto experimentálního měření:

$$\bar{P} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n P_i \quad \vee \quad \bar{t} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n t_i \quad \vee \quad \Delta \bar{t} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \Delta t_i \quad (26)$$

Průběh měření provázely úseky, během kterých byly hodnoty měřených průtoků i teplot v čase velmi ustálené a neměnné. Za účelem zjišťování teplotních rozdílů na základě různých vzájemných poměrů průtoků byly tyto hodnoty rozděleny do intervalů, ze kterých pak byly vyjádřeny střední hodnoty měřených veličin. Tímto způsobem došlo k eliminaci časových prodlev jednotlivých ustálených intervalů, a také především k odstranění hodnot měření viditelně zatížené hrubou chybou [26], [17]. Patří k nim různé neustálené provozní stavy a dynamické jevy jako je vypnutí hořáku kotle nebo čerpadla kotle, dále uzavřený směšovací regulační ventil na sekundární otopné větvi nebo nevhodné hydraulické zapojení. Všechny tyto různorodé a vedlejší projevy každé soustavy budou konkrétně popsány u jednotlivých experimentů. Bylo nezbytné je během měření poznamenat, aby mohly být mezi výstupními hodnotami lépe identifikovány, popsány anebo případně odstraněny.

Automatický systém regulace a její nastavení každé soustavy nebyly předmětem zkoumání přesto, že měly na kvantitu výstupních hodnot a jejich další použití zásadní vliv.

Další fází během měření byla záměrná změna hydraulických poměrů, pokud to daná soustava umožňovala. Stejným způsobem byly zpracovány i tyto ustálené intervaly hodnot. Za účelem přehlednosti výsledků v grafech a možnosti dosažení funkční závislosti rozdílů v teplotách na velikosti vzájemného poměru byl sestaven bodový graf středních hodnot měřených veličin.

$$\bar{y} = f(\bar{x}) \quad \Rightarrow \quad \Delta \bar{T}_{PRŮVOD} = f\left(\frac{\bar{q}_{VP}}{\bar{q}_{VS}}\right) \quad \Leftrightarrow \quad q_{VP} \leq q_{VS} \quad \Leftrightarrow \quad P \leq 1 \quad (27)$$

$$\vee \quad \Delta \bar{T}_{VRAT} = f\left(\frac{\bar{q}_{VP}}{\bar{q}_{VS}}\right) \quad \Leftrightarrow \quad q_{VP} \geq q_{VS} \quad \Leftrightarrow \quad P \geq 1 \quad (28)$$

Byl posuzován jednak rozdíl mezi teplotami přívodních větví při nadprůtoku sekundárním okruhem a rozdíl mezi teplotami vratných otopných větví při nadprůtoku primárním okruhem. Následně byla těmito body proložena křivka závislosti.

4.2.2 OKRAJOVÉ VLIVY A CHYBY MĚŘENÍ

- Setrvačnost ohřátí tloušťky stěny ocelového potrubí proudící kapalinou
- Teploty vody v potrubí byly skutečně řádově vyšší, než měřené hodnoty na jeho povrchu
- Místo přiložení termočlánku po obvodu daného rozměru potrubí s ohledem na množství průtoku proudící skrz daný průřez (DN) potrubí
- Způsob přiložení termočlánku a nerovnoměrná síla jeho připevnění na potrubí
- Byla provedena kalibrace přístroje na hodnotu nula. Pak byla případná chyba měření na přístroji pro obě hodnoty průtoků stejná.
- Automatická regulace soustavy, která ovlivňuje dynamické procesy uvnitř potrubní soustavy i během fáze měření

Každý experiment byl proveden pouze jednou, aby byl znázorněn reálný provozovaný stav v dané otopné soustavě s HVDT. Nebylo účelem opakovat měření a dále hodnotit celkový provoz dané soustavy během topného období. Navíc, každá otopná soustava byla originálním hydraulickým zapojením včetně způsobu provozování a nastavení regulace. Z toho plyne, že každé měřicí místo umožnilo rozdílný průběh a rozsah naměřených dat. V disertační práci byla naměřená data z každé soustavy zpracována podrobně a samostatně vyhodnocena v rámci každé měřené otopné soustavy. Shrnutí všech

výsledků a vzájemné porovnání mezi jednotlivými místy měření bylo provedeno až v závěru, pokud to naměřené hodnoty a zpracované výsledky jednotlivých experimentů umožnily. V každé kapitole o experimentu dané soustavy bude podrobný popis průběhu měření a okolních vlivů tak, aby bylo jasné, jestli naměřené hodnoty a zpracované výsledky některých soustav je možné vzájemně mezi sebou porovnat a použít do závěrečného shrnutí o závislosti teplot t_2, t_3 na změnách vzájemného průtoku či nikoliv.

4.2.3 SEZNAM EXPERIMENTŮ PODLE TYPU A VELIKOSTI HVDT

- E.1 –HVDT 2“ D=108mm (DN100) $Q_{MAX} = 4m^3.hod^{-1}$
- E.2 – HVDT II (atyp-hrnatý) rozměry 135x120x905mm $Q_{MAX} = 8m^3.hod^{-1}$
- E.3- HVDT II D=159mm (DN150) $Q_{MAX} = 8m^3.hod^{-1}$
- E.4- HVDT II D=159mm (DN150) $Q_{MAX} = 8m^3.hod^{-1}$
- E.5- HVDT D=76mm (DN65) , vzhledem k dimenzi přípojných hrdel DN50 nesplňoval typické výrobní rozměry
- E.6- HVDT IV D=219mm (DN200) $Q_{MAX} = 20m^3.hod^{-1}$
- E.7- HVDT IV D=219mm (DN200) $Q_{MAX} = 20m^3.hod^{-1}$
- E.8- HVDT IV D=219mm (DN200) $Q_{MAX} = 20m^3.hod^{-1}$

5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

5.1 EXPERIMENT E.1

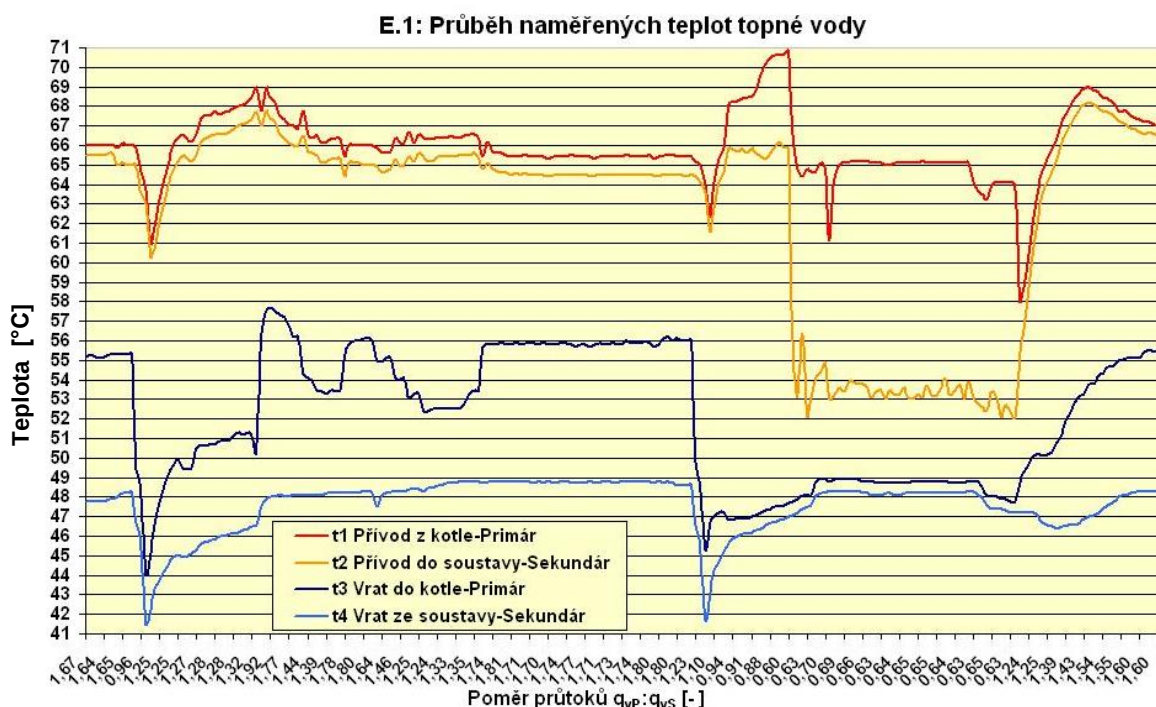
- **Primární strana:** kaskáda dvou kondenzačních kotlů
- **Sekundární strana:** 1x směšovací okruh pro otopná tělesa s elektronicky řízeným oběhovým čerpadlem, 1x větev pro přípravu teplé vody s třístupňovým oběhovým čerpadlem
- **Typ a rozměry HVDT:** HVDT 2“-závitové připojení 2“ (4xDN50), průměr HVDT $D=108\text{mm}$ (DN100), výška $L=600\text{mm}$.
- **Jmenovitý průtok:** $Q_{MAX} = 4\text{m}^3.\text{hod}^{-1}$



Obrázek 5.1.1 – HVDT 2“ ; Sekundární strana soustavy s umístěním průtokoměru a teplotních čidel

5.1.1 DIAGNOSTIKA TEPLOTNÍCH POMĚRŮ V SOUSTAVĚ E.1

Průběh všech naměřených teplot přívodních a vratných větví t_1, t_2, t_3, t_4 v závislosti na vzájemném poměru průtoků je znázorněn v grafu E1.1. Čím se vzájemný poměr vzdaluje od hodnoty rovnováhy $P = 1,0$, tím je větší rozdíl v objemových průtocích na obou stranách HVDT a dochází k nežádoucímu směšování přívodní a vratné otopné vody. Při větším průtoku v primárním okruhu je hodnota vzájemného poměru průtoků $P \geq 1,0$ a rozdíl v teplotách se projeví na vratných větvích t_3 a t_4 , naopak teploty v přívodních větvích t_1 a t_2 jsou téměř vyrovnány. V opačném případě většího průtoku v sekundárním okruhu a vzájemném poměru $P \leq 1,0$ se ukazuje rozdíl v teplotách v přívodních větvích (t_1, t_2) a vyrovnání teplot vratných větví (t_3, t_4).



Graf E1.1– Průběh naměřených teplot na přívodních a vratných větvích v závislosti na změnách poměru průtoků -E.1 – HVDT 2“

Na znázorněných křivkách jsou zřetelné i regulační zásahy soustavy, kdy kotel vypnul a teploty otopné vody současně poklesly. Vzápětí došlo k zapnutí hořáku a jejich prudkému vzestupu. Změna provozního trendu soustavy, převládajícího nadprůtoku primárním okruhem kotle $P \geq 1$, musela být manuálně provedena tak, aby bylo umožněno změřit i teplotní rozdíly přívodních větví při větším průtoku v sekundárním okruhu $P \leq 1$. Dosažené hodnoty vzájemného poměru se pohybovaly nejčastěji v rozmezí $0,63 \leq P \leq 0,7$. Konečnou fází měření byla soustava vrácena do stavu jako na začátku, čemuž odpovídají i poslední průběhy teplot v grafu E1.1 a hodnoty vzájemného poměru na ose x $P \geq 1$.

- **Zhodnocení provozu vůči kondenzačnímu kotli:**

Teplota vratné vody ze sekundárního okruhu spotřebiče t_4 se udržovala po dobu měření převážně na hodnotě $48\text{ }^{\circ}\text{C}$. Při běžném provozování soustavy a nadprůtoku v primárním okruhu zdroje docházelo k ohřátí vratné vody do kondenzačního kotle až na teplotu $t_3 = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

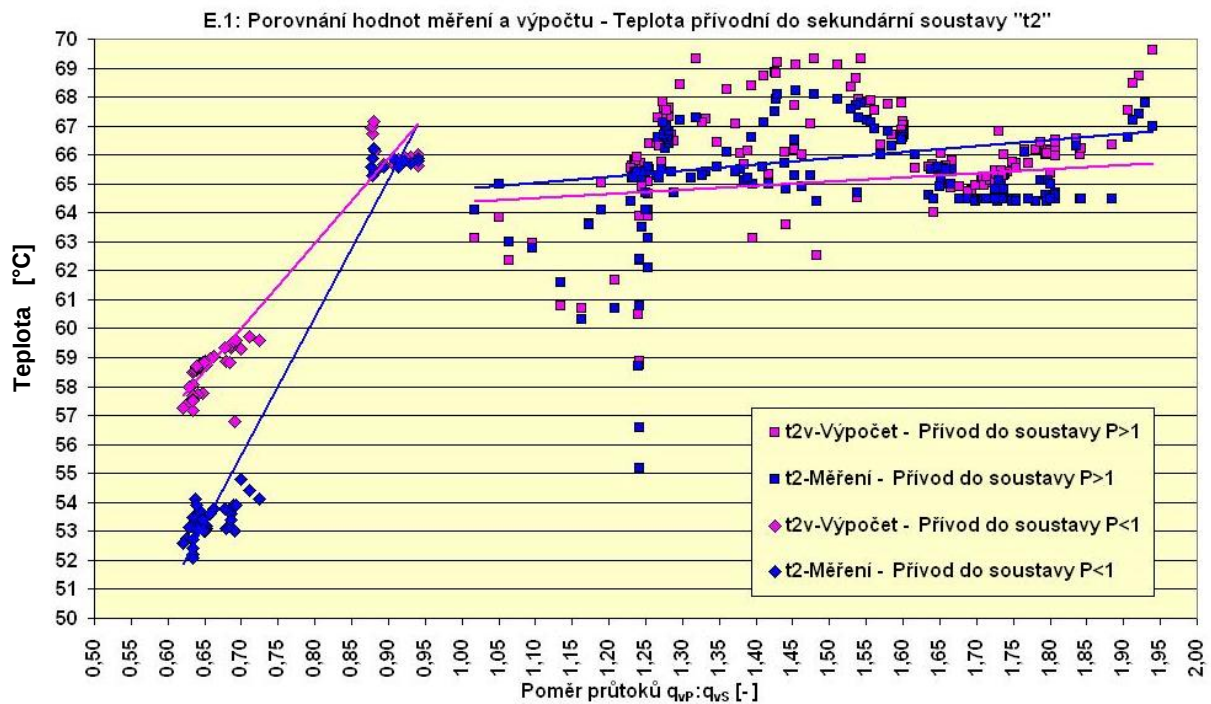
- **Porovnání přívodní teploty t_2 do soustavy v závislosti na poměru průtoků:**

V dalším grafu E1.2a je porovnání naměřených hodnot teploty přívodní do soustavy t_2 (sekundární okruh) a hodnoty této teploty početně vyjádřené z ostatních naměřených veličin v daný okamžik měření. Bylo zvoleno porovnání hodnot podle velikosti poměru

průtoků a rozlišeno porovnání hodnot teploty t_2 při poměru $P \geq 1,0$ (nadprůtok primárním okruhem) a zvlášť hodnot zjištěných při vzájemném poměru $P \leq 1,0$ (větší průtok sekundárním okruhem). Proložení jednotlivých množin bodů přímkami je za účelem srovnání skutečných rozdílů mezi nimi (14).

$$t_{2v} = t_4 - t_3 \cdot \frac{q_{VP}}{q_{VS}} + t_1 \cdot \frac{q_{VP}}{q_{VS}} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$t_1, t_3, t_4, q_{VP}, q_{VS}$ jsou naměřené hodnoty v jednom bodě měření.



Graf E1.2a – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu přívodní větve do soustavy t_2 - E.1 – HVDT 2“

Hodnoty měřené s vypočtenými jsou nejvíc totožné podle grafu při vzájemném poměru průtoků $0,9 \leq P \leq 1,2$. Při jiném poměru se odchylka mezi nimi zvyšuje a při téměř dvojnásobném nadprůtoku v sekundárním okruhu činí průměrná odchylka až $\bar{\varepsilon}_2 = 6^{\circ}\text{C}$. Z grafu je dále vidět, že skutečná hodnota přívodní teploty do soustavy předpokládaná podle výpočtu z naměřených hodnot vychází vyšší než ukazují hodnoty skutečně změřené. V rámci současného trendu kondenzační techniky využívané u běžných otopných soustav jsou významnější hodnoty teploty t_2 právě při poměrech $P \geq 1,0$. Tento dílčí poznatek bude mít vliv na celkové zhodnocení vhodného rozsahu vzájemného poměru průtoků vzhledem k požadovaným teplotám pro optimální provoz otopné soustavy s HVDT.

Rozdíl teplot [$^{\circ}\text{C}$] však již není tak výrazný při dvojnásobně větším průtoku v primárním okruhu zdroje při hodnotách poměru $P \geq 1,2$. Obě přímky jsou téměř rovnoběžné a průměrná odchylka z těchto množin byla stanovena na $\bar{\varepsilon}_2 \leq 1^{\circ}\text{C}$.

$$\varepsilon_2 = |(t_{2v} - t_2)| ; \varepsilon_3 = |(t_{3v} - t_3)|$$

Za zmínku stojí celkový rozsah hodnot teploty přívodní na ose y, který lépe demonstruje téměř plochý tvar proložené přímky poměru $P \geq 1,0$, do kterého lze ještě pojmut hodnoty teploty t_2 při poměru $P = 0,85$. Pro provozní režim to znamená, že teplota odpovídá teplotě výstupní z kotle t_1 , a jen nepatrně vzroste při větším poměru, naopak razantně klesne při nedostatečném průtoku primárním okruhem kotle, jehož výstupní teplota z kotle a zároveň i teplota t_1 před HVDT zůstala neměnná (graf E.1.1).

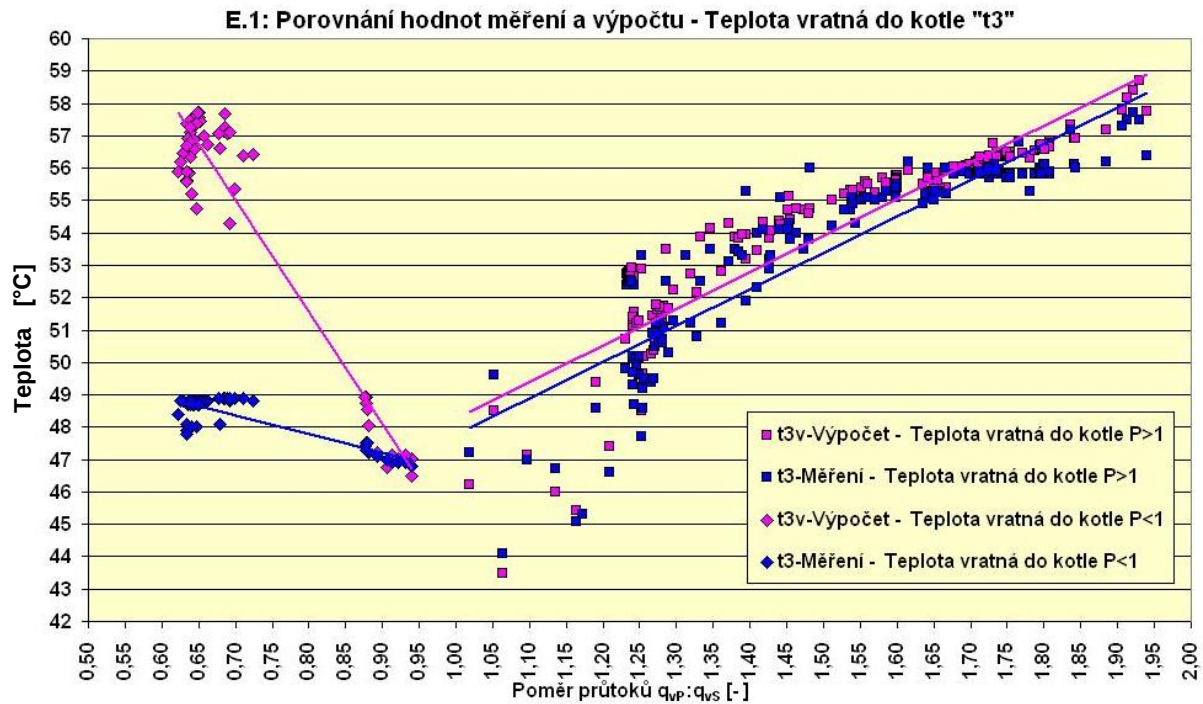
- **Porovnání vratné teploty t_3 do zdroje v závislosti na poměru průtoků:**

Stejným způsobem byly vyjádřeny hodnoty teploty vratné vody do kotle t_3 (primární okruh). Tendence jsou velmi obdobné z předchozím vyjádřením teploty t_2 . Zde je průběh lineárních přímek množin bodů při hodnotách poměru $P \geq 1,0$ dokonce téměř rovnoběžný a stanovená průměrná odchylka byla $\bar{\varepsilon}_3 = 0,5^{\circ}\text{C}$. Naopak odchylka při hodnotách poměru $0,6 \leq P \leq 0,7$ činila $\bar{\varepsilon}_3 = 8^{\circ}\text{C}$. V případě teploty t_3 jsou důležité hodnoty při poměrech $P \geq 1,0$, kdy dochází u kondenzačních kotlů k jejímu nežádoucímu ohřátí právě při větších průtocích primárním okruhem. Podle těchto výsledků ji lze teoreticky určit při známých parametrech objemových průtoků a teplot v této soustavě.

Dalším potvrzením je shodně vzestupná tendence teploty vratné do kondenzačního kotle t_3 . Její strmý nárůst je hned v počáteční fázi mírného nadprůtoku primárním okruhem při poměrech $1,25 \leq P \leq 1,3$. Následující průběh s rostoucí nerovnováhou při poměrech $P \geq 1,3$ je již pozvolný. Přesto bylo provozních bodů v tomto rozsahu během měření získáno hodně, což v důsledku není optimální skutečností provozního stavu, kdy nám celkově teplota vzrostla o rozdíl asi 7°C od teploty vratné ze soustavy t_4 .

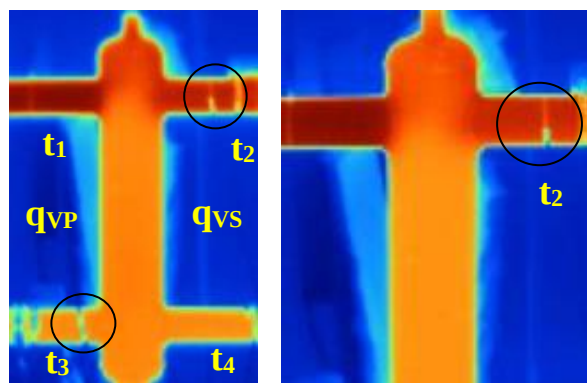
$$t_{3v} = \frac{q_{VS}}{q_{VP}} \cdot (t_4 - t_2) + t_1 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$t_1, t_2, t_4, q_{VP}, q_{VS}$ jsou změřené hodnoty v jednom bodě měření.



Graf E1.2b – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu vratné vody do kotle t_3 (primární okruh) - E.1 – HVDT 2

Tímto porovnáním teplot t_3 i t_2 je možné sledovat jak chyby samotného měření, tak zároveň i odchylky reálného měření hodnot za běžného provozu a jejich teoretického výpočtu. Chyby měření nám vyjadřují stanovené průměrné odchylky $\bar{\varepsilon}_3 = 0,5^\circ\text{C}$ a $\bar{\varepsilon}_2 \leq 1^\circ\text{C}$ při hodnotách poměru $P \geq 1,0$ - nadprůtoku v primárním okruhu. Zabývat se výraznou odchylkou při poměrech $P \leq 0,8$ v obou případech a objasnit její příčinu je možné i pomocí termovizních snímků, které byly během měření pořizovány (obr.5.1.2). Ty mohou poskytnout další kontrolu naměřených hodnot příložným čidlem. Podle nich je rozložení teplot po povrchu průřezu potrubí rovnoměrné a nedochází k žádnému vrstvení proudu po průřezu díky rozdílům teplot.



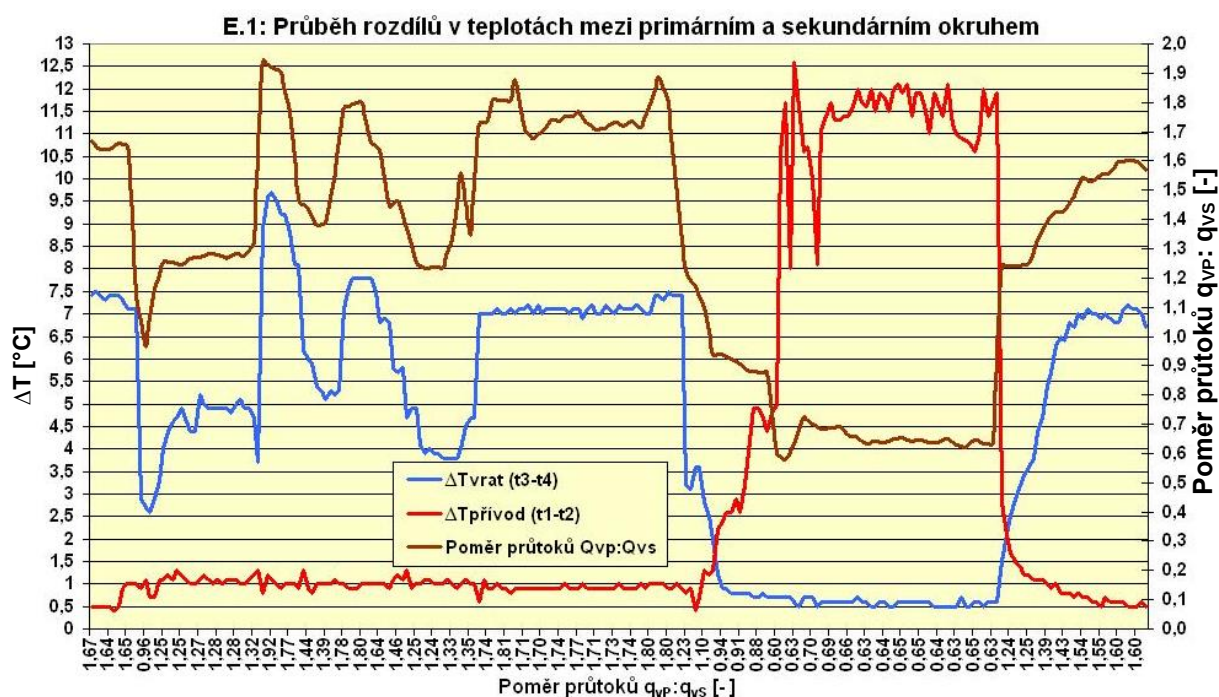
Obr. 5.1.2 – Rozložení teplot po povrchu potrubí při poměru $q_{vp}:q_{vs} = 0,63$

Závěrem pro tento způsob porovnání teoretického předpokladu a experimentálního měření je v obou případech stejný. Při shodných objemových průtocích $P \cong 1,0$ se soustava chová podle zákonů zachování energie, z kterého vychází kalorimetrická rovnice. S přípustnou, ale stabilní odchylkou lze tvrdit to samé i v širokém rozsahu poměru od $P \geq 1,0$ (větší průtok primárním okruhem kotlů). V obou případech se hydraulický úsek s HVDT chová podle známých teoretických předpokladů.

Není tomu tak při opačném poměru objemových průtoků $P \leq 0,9$ a hydraulické zapojení s HVDT se nechová podle předpokladu kalorimetrické rovnice.

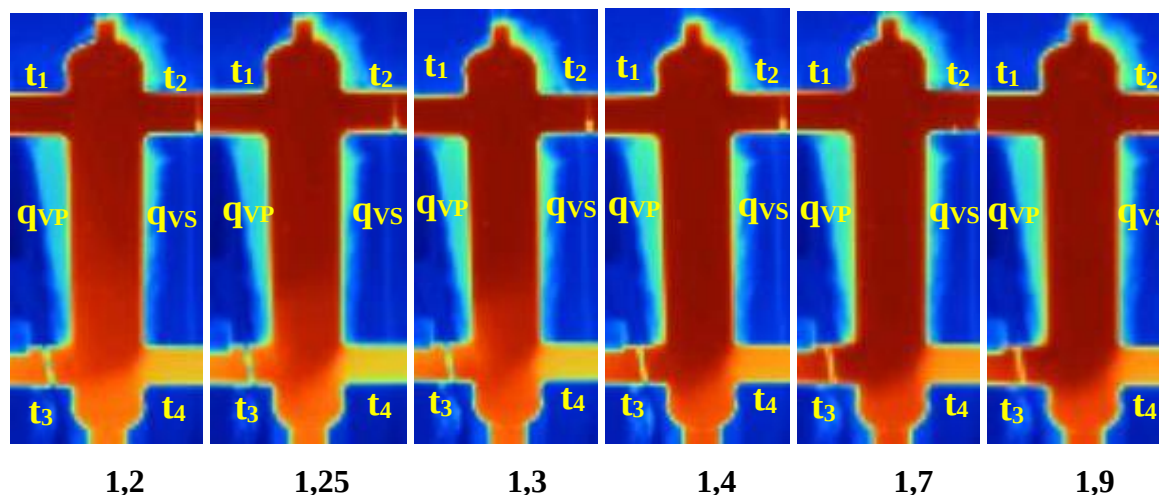
5.1.2 ROZDÍLY TEPLOT PODLE POMĚRU PRŮTOKŮ $Q_{VP}:Q_{VS}$

Aby byla závislost mezi změnou v průtoku a změnami teplot lépe prokázána, byly všechny hodnoty spojitě vyjádřeny pomocí teplotních rozdílů a to včetně znázorněné křivky vzájemného poměru průtoků (graf 1.3a). Na hlavní ose y jsou znázorněny teplotní rozdíly a na vedlejší ose y je vyjádřena aktuální měřená hodnota vzájemného poměru průtoků. Rozdíly v teplotách se mění podle toho, jaký je podíl nerovnováhy v průtocích. Při $P \geq 1$ rostou rozdíly mezi teplotami vratných větví t_3 a t_4 , pokud $P \leq 1$, tak převažoval větší průtok sekundárním okruhem a roste rozdíl teplot mezi přívodními větvemi t_1 a t_2 . Odpovídají tomu i tvary průběhu křivek teploty a změny poměru obou průtoků.

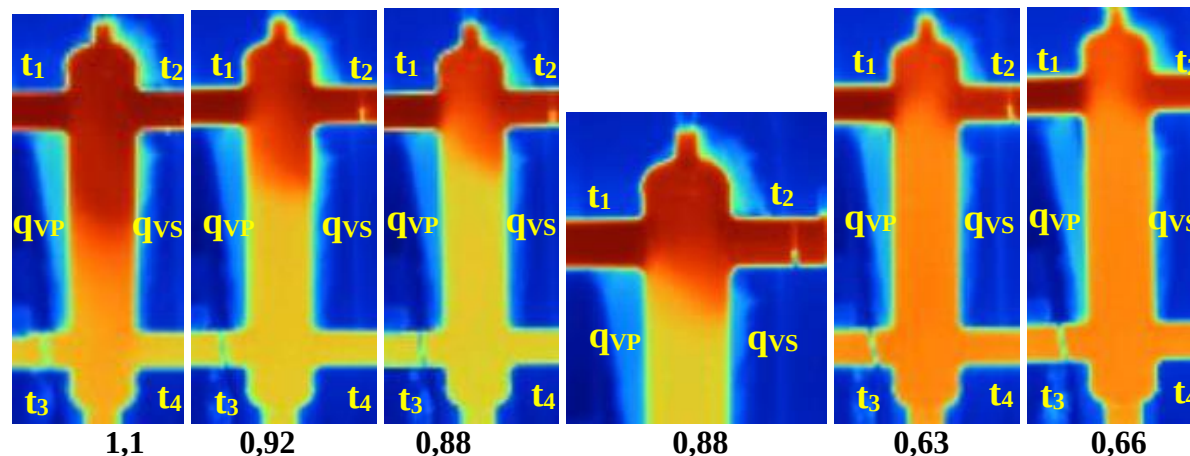


Graf E1.3a – Graf rozdílů teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.1 – HVDT 2“

Znázornění celého průběhu měření jasně ukazuje dynamickou závislost, jakou mají rozdílné průtoky na primární a sekundární straně soustavy díky oddělení HVDT vliv na změny teplot otopné vody v dané soustavě i přesto, že příložná čidla byla umístěna pouze na povrchu potrubí. Dalším vyjádřením dynamických změn uvnitř HVDT jsou termovizní snímky zachycených při různých vzájemných poměrech průtoků P na obrázcích 5.1.2a,b,c.

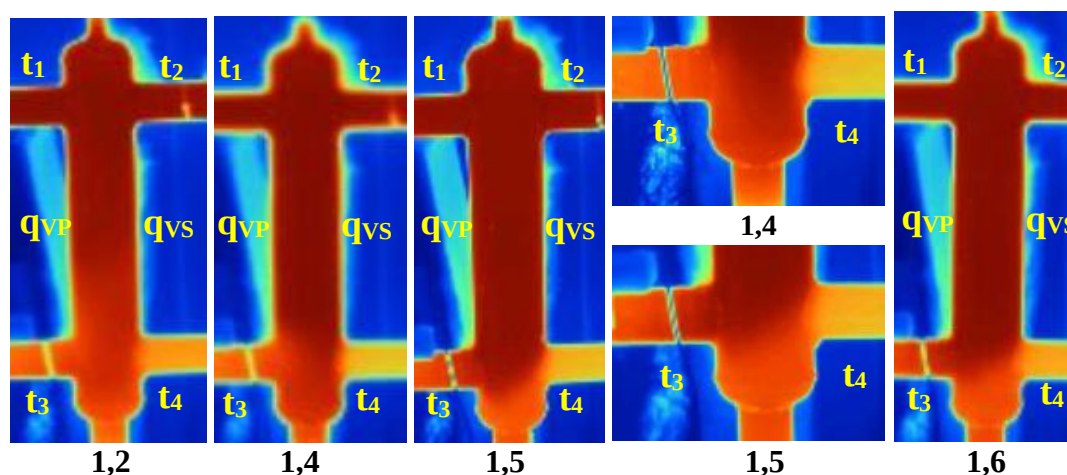


Obr. 5.1.2a – Termovizní porovnání rozložení teplot po povrchu potrubí při poměru $q_{vp}:q_{vs} > 1$ - nadprůtok v primárním okruhu kotle E.1 – HVDT 2“



Obr. 5.1.2b – Termovizní porovnání rozložení teplot po povrchu potrubí při poměru $q_{vp}:q_{vs} < 1$ - nadprůtok v sekundárním okruhu spotřebičů E.1 – HVDT 2“

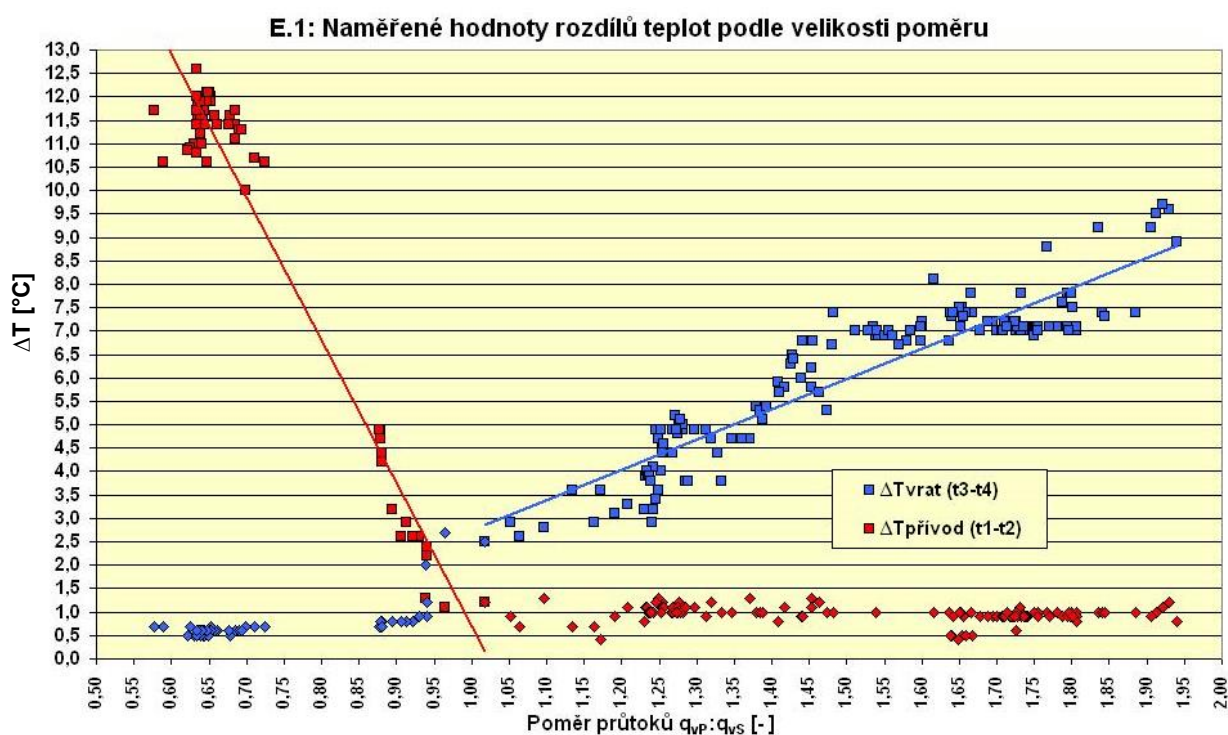
Na obrázku 5.1.2a jsou znázorněny snímky z počáteční fáze měření, která demonstruje především běžný provozní stav soustavy a to většího objemového průtoku v primárním okruhu kotle při vzájemných poměrech $P \geq 1$. V druhé části se pomocí manuální regulace přiblížil vzájemný poměr průtoku $P = 1$ a pokles průtoku primárním okruhu dále pokračoval až na hodnotu $P = 0,63$ (obr. 5.1.2b).



Obr. 5.1.2c – Termovizní porovnání rozložení v poslední fázi měření

$q_{vp}:q_{vs} > 1$ - nadprůtok v primárním okruhu spotřebičů E.1 – HVDT 2“

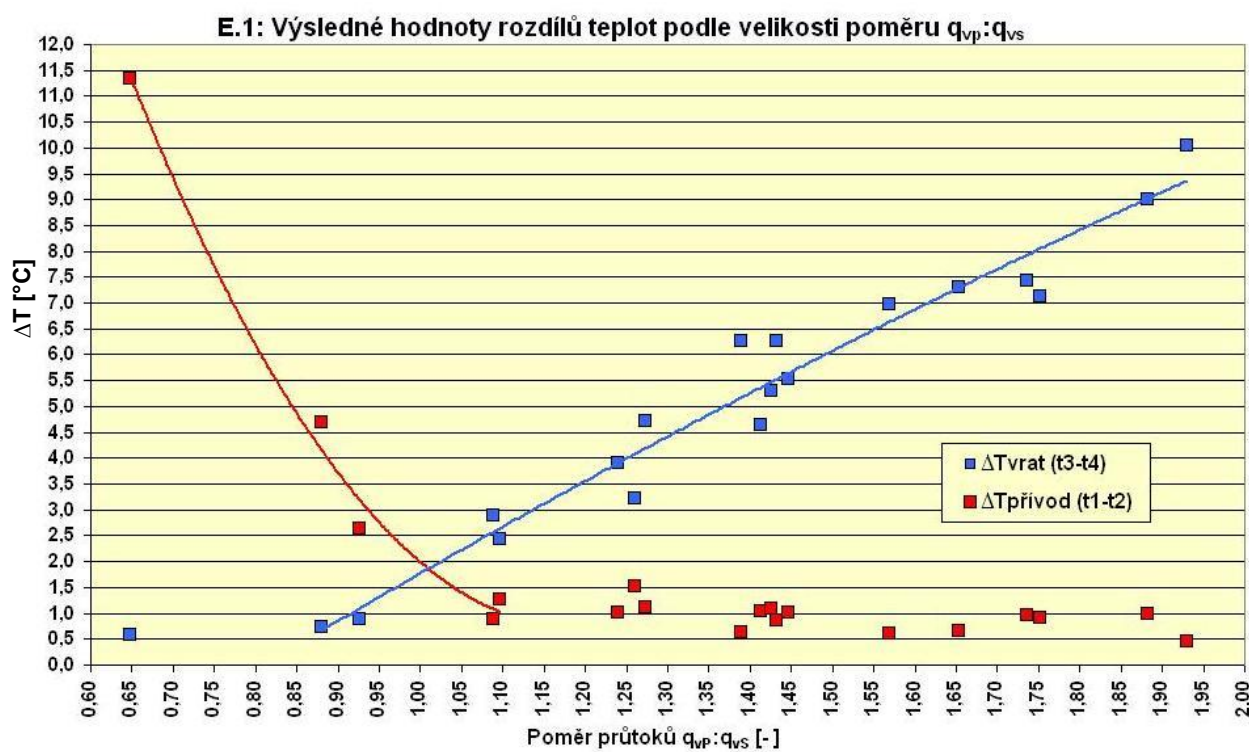
V poslední části měření hořák i čerpadlo kotle navýšily svůj výkon a soustava plynule přešla do normálního provozu - nadprůtoku v primárním okruhu (obr. 5.1.2c).



Graf E1.3b – Bodový graf jednotlivých měřících bodů rozdílů teplot na přívodních a vratných větvích v závislosti na změnách poměru průtoků -E.1 – HVDT 2“

Pokud provedeme úpravu naměřených rozdílů teplot a vyjádříme jednotlivé body měření přímo podle velikosti vzájemného poměru průtoků nezávisle na posloupnosti měření, je možné těmito množinami bodů vyčíslených rozdílů proložit přímkou lineární funkční závislosti na velikosti poměru rozdílu v průtocích (graf E1.3b). Množina bodů $P \leq 1$ na levé

straně spolu s přímkou značí významné rozdíly mezi přívodními teplotami t_1 a t_2 a pravá strana bodů grafu $P \geq 1$ rozdíly v teplotách vratných t_3 a t_4 . Výsledným grafem jednotlivých měřených úseků a z nich stanovených středních hodnot znázorňuje graf E1.4.



Graf E1.4 – Graf středních hodnot intervalů rozdílů teplot na přívodních a vratných větvích v závislosti na změnách poměru průtoků -E.1 – HVDT 2“

Prázdné úseky v obou grafech potvrzují, že nebylo během měření možné dosáhnout všech provozních stavů vzájemných poměrů v dané soustavě, ale je možné pomocí lineární závislosti přibližně odhadnout míru tohoto vztahu i v těchto neměřených místech. Tyto hodnoty je ale možné doplnit nebo porovnat s naměřenými úseky experimentu v jiné soustavě.

5.2 EXPERIMENT E.2

V pořadí druhé měření proběhlo v kotelně pro pěti-podlažní bytový dům.

Primární strana: 2x plynový kotel starší výroby

Sekundární strana: nový rozdělovač-sběrač „kombi“; 2x větev ÚT s elektronicky řízenými oběhovými čerpadly; 1x větev pro přípravu TV + oběhové čerpadlo s konstantním nastavením otáček

Typ a rozměry HVDT: HVDT II atypicky kvádr , přírubové připojení potrubních větví v dimenzi 4x DN65, rozměry HVDT 135x120x905mm, (výrobce K.T.O.)



Obr. 5.2a – HVDT II



Primární strana zdroje

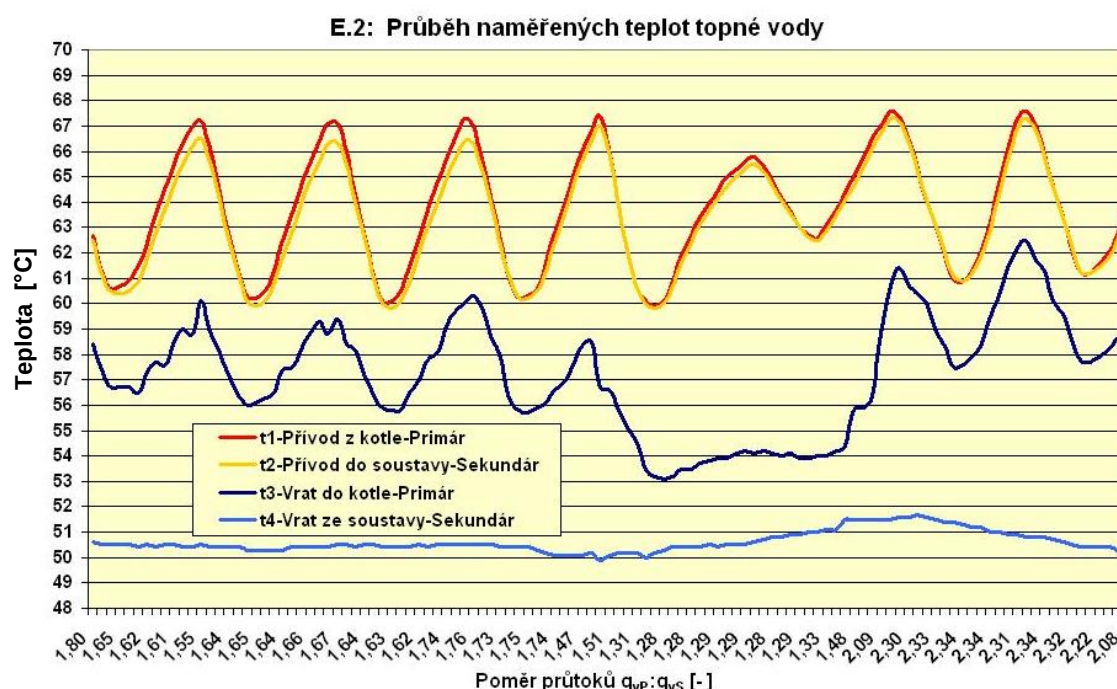


Sekundární strana



Obr. 5.2b 4x teplotní čidla Qvs-snímače v sek.okruhu Qvp-snímače prim.okruhu

5.2.1 DIAGNOSTIKA TEPLOTNÍCH POMĚRŮ V SOUSTAVĚ E.2



Graf E2.1– Graf průběhu naměřených teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.2 – HVDT II

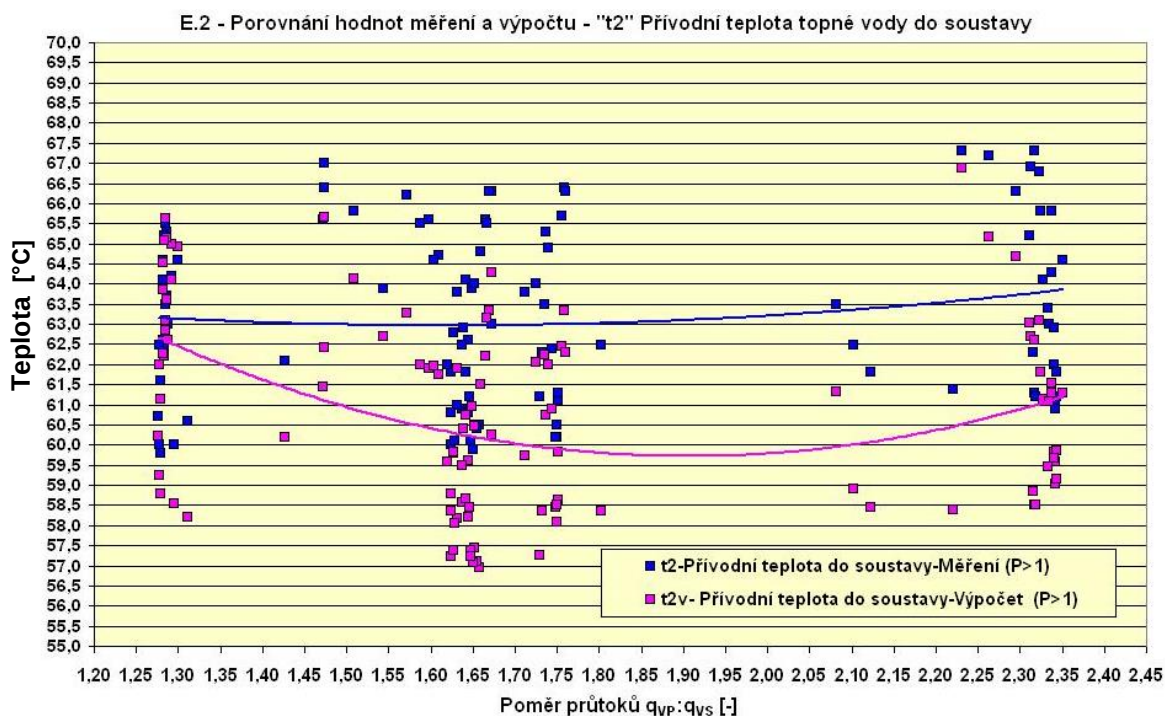
Teplota přívodní vody z kotle t_1 se v pravidelných úsecích mění v rozsahu $60^{\circ}\text{C} \leq t_1 \leq 67^{\circ}\text{C}$. Automatická regulace kotle pravidelně spíná a vypíná hořák na základě teplotního rozdílu na kotli a podle nastavené spínací difference regulátoru kotle. Tento způsob regulace ovlivňuje veškerý průběh ostatních teplot v soustavě, a nemají na něj změny v průtoku zcela zásadní vliv (graf E2.3). Tímto způsobem je regulována většina soustav se staršími plynovými kotli, u kterých neumožňuje hořák plynulou modulaci výkonu.

- **Zhodnocení způsobu provozování otopné soustavy:**

Průtok primárním okruhem převyšoval průtok na sekundární straně až trojnásobně, jak je vidět z hodnot poměru na ose x (graf E2.1). Oběhové čerpadlo v primárním okruhu zdroje (Grundfos UPS 40-60/2F) bylo pevně nastaveno na daný stupeň otáček a udávalo průtok cca $q_{vP} = 12 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$. Nebylo možné toto nastavení změnit. Přestože dostatečný odběr a potřeba tepla nebyla soustavou avizována, primární okruh zdroje včetně čerpadla pracuje beze změn a bez návaznosti na aktuální stav potřeby otopné soustavy.

- **Porovnání přívodní teploty t_2 do soustavy v závislosti na poměru průtoků:**

I přes tyto provozní podmínky bylo provedeno porovnání teplot t_2 a t_3 vyjádřených jednak pomocí výpočtu z ostatních naměřených hodnot s hodnotami teplot přímo změřenými.



Graf E2.2a – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu přívodní vody do soustavy t_2 (sekundární okruh) - E.2 – HVDT II

$$\varepsilon_2 = |(t_2 - t_{2v})| \quad \text{při } q_{vs} \leq q_{vp} \vee P \geq 1; \quad \bar{\varepsilon}_2 = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \varepsilon_i$$

Přívodní teplota do soustavy t_2 při těchto vzájemných poměrech $P \geq 1,2$ by měla být téměř rovna teplotě přívodní z kotle t_1 , jak ukazují shodné průběhy obou teplot v grafu E2.1 a nemělo by docházet k výkyvům či poklesům výkonu na sekundární straně. Rozsah rozptylu hodnot v grafu E2.2a odpovídá rozsahu teplotní difference spínání hořáku ($60^\circ\text{C} \leq t_1 \leq 67^\circ\text{C}$). Průměrná odchylka chyby ze všech naměřených bodů mezi výpočtem a měřením byla $\bar{\varepsilon}_2 = 2,78^\circ\text{C}$, a to bez zahrnutí vyrovnaných hodnot v bodech poměrů v úseku $1,25 \leq P \leq 1,3$. Množiny bodů byly za účelem lepšího zobrazení průběhu nárůstu a poklesu velikosti odchylky ε_2 proloženy křivkami polynomu 2. stupně.

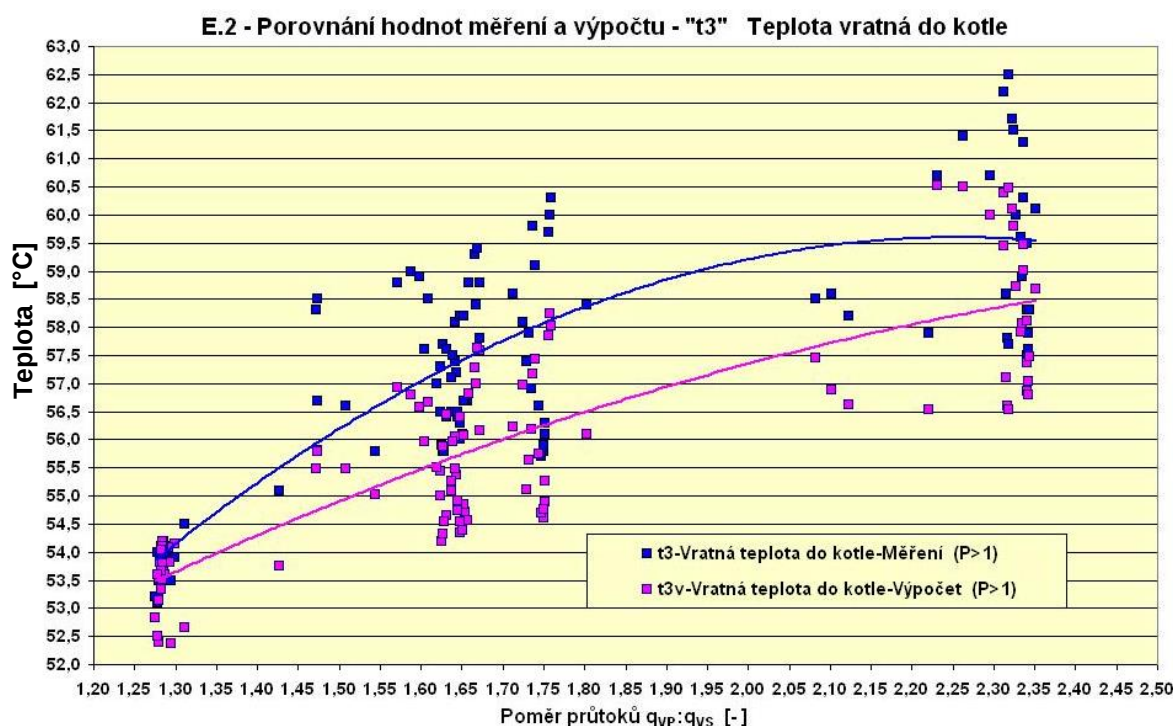
Hodnotným prvkem záměru experimentu bylo, že při větších jak dvojnásobných průtocích primárním okruhem $2,1 \leq P \leq 2,4$ již nedochází k větším rozdílům teplot a naopak se soustava stabilizuje.

- **Porovnání vratné teploty t_3 do zdroje v závislosti na poměru průtoků:**

Velmi podobnou tendenci má i v pořadí druhé porovnání teploty vratné do kotle t_3 v grafu E2.2b. Teplota je v naměřené škále poměru $P \geq 1,0$ na rozdíl od teploty t_2 s rostoucí tendencí podle výše nadprůtoku v primárním okruhu kotlů $P \geq 1,0$.

$$\varepsilon_3 = |(t_3 - t_{3v})| \text{ při } q_{VS} \leq q_{VP} \vee P \geq 1; \bar{\varepsilon}_3 = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \varepsilon_i$$

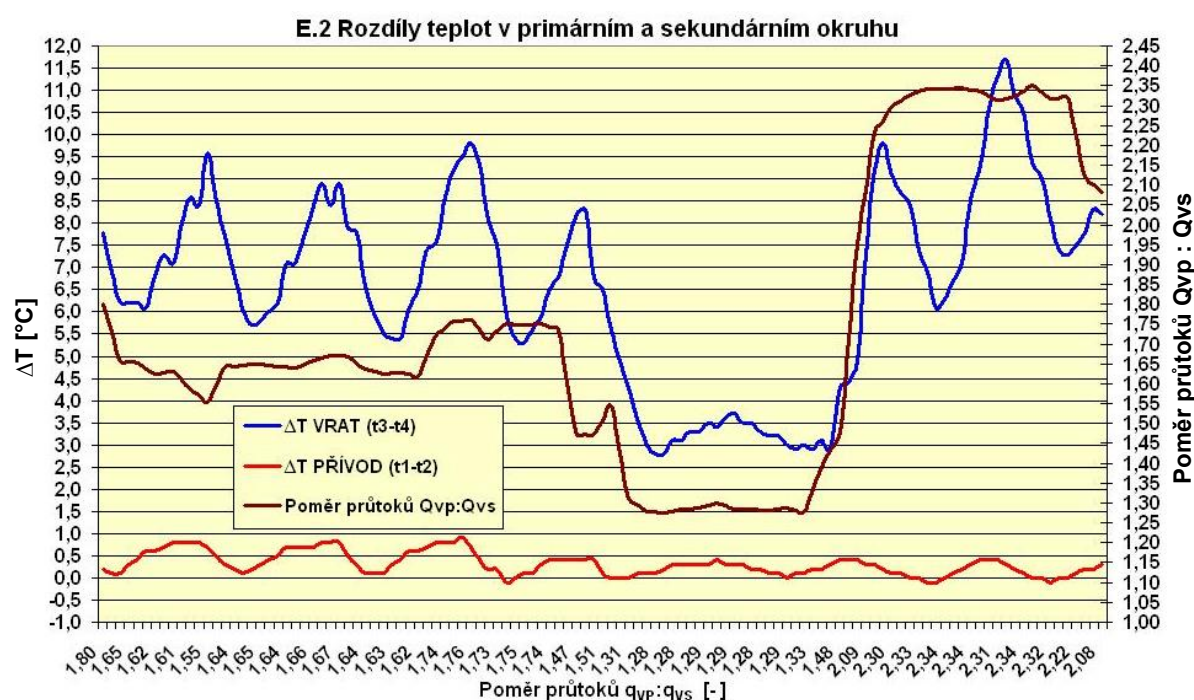
Průměrná odchylka chyby byla dokonce nižší $\bar{\varepsilon}_{3P} = 1,55^\circ\text{C}$ a oběma množinami byla taktéž proložena křivka polynomu 2. stupně pro účely zobrazení průběhu nárůstu a poklesu velikosti odchylky ε_3 v různých naměřených poměrech průtoků. Z výsledků se potvrdila lineárně rostoucí tendence teploty t_3 s narůstajícím podílem převahy objemového průtoku v primárním okruhu $1,3 \leq P \leq 1,8$.



Graf E2.2b – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu vratné větve do kotle t_3 (primární okruh) -E.2 – HVDT II

5.2.2 ROZDÍLY TEPLOT PODLE POMĚRU PRŮTOKŮ $Q_{VP}:Q_{VS}$

V grafu E2.3a je znázorněná křivka všech naměřených bodů poměru průtoků vůči rozdílům teplot přívodních a vratných větví. Tvar průběhu změny průtoků neodpovídá tvaru křivky naměřených teplotních rozdílů, jak bylo zřejmé u předchozího místa měření (graf E1.3a). Naopak modrá křivka rozdílu vratných větví ΔT_{VRAT} v případě většího průtoku primárním okruhem plně koresponduje s tvarem křivky změn přívodní teploty z kotle t_1 (graf E2.1) a rozkmitu amplitudy spínacího cyklu hořáku. Tento způsob regulace má výrazný vliv na teplotní poměry v soustavě. Není odezva regulace výkonu zdroje na minimální odběr tepla v sekundární soustavě spotřebičů. Díky změřeným hodnotám průtoků na obou stranách a vyhodnocenému až trojnásobku jejich rozdílu se tento nadbytek otopné vody vrací přes HVDT zpět do kotle. I to je příčinou výrazného rozdílu mezi vratnými větvemi, který neklesne pod hodnotu $\Delta T_{VRAT} = 5^\circ\text{C}$, střídavě roste až na $\Delta T_{VRAT} = 10^\circ\text{C}$ a zase klesá v pravidelných intervalech stejně, jako spíná a vzápětí vypíná hořák kotle.

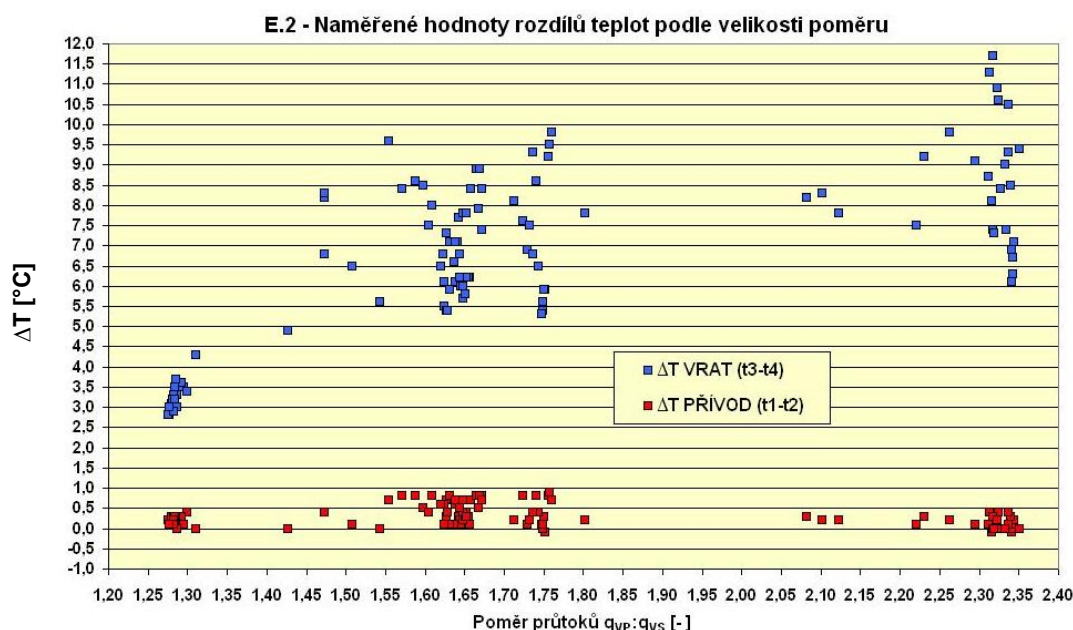


Graf E2.3a – Graf rozdílů teplot na přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.2 – HVDT II

Rozdíl v teplotách přívodních větví je zanedbatelný a pohybuje se $\Delta T_{PŘÍVOD} \leq 1^\circ\text{C}$, včetně chyb měření, protože nadprůtok primárním okruhem převládá po celou dobu a nebylo možné dosáhnout opačné nerovnováhy. Ve snaze o vyrovnání velikosti primárního

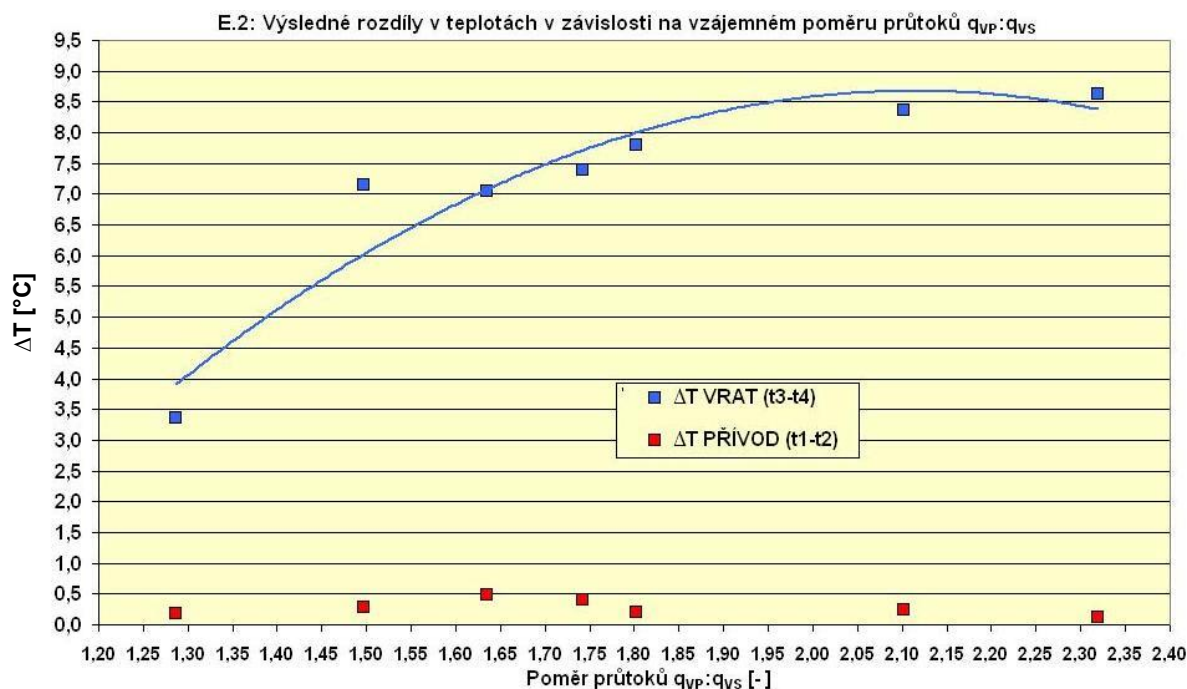
a sekundárního průtoku bylo dosaženo nejnižšího poměru $P \cong 1,3$ a to ručním nastavením oběhového čerpadla v jedné sekundární větvi určené pro vytápění na maximální stupeň otáček. Při tomto snížení vzájemného poměru najednou došlo i k výraznému snížení rozdílu teplot $2^{\circ}\text{C} \leq \Delta T_{\text{VRAT}} \leq 3^{\circ}\text{C}$. Tím se prokázalo, že vyrovnaním objemových průtoků, lépe řečeno vyrovnaním výroby a potřeby tepla začala soustava fungovat hydraulicky i teplotně správně a k přebytku tepla nedochází. Za tímto naměřeným úsekem byly otáčky sekundárního čerpadla vráceny zpět do původní polohy. Následně došlo k automatickému uzavírání trojcestného regulačního ventilu na otopné větvi právě díky předchozímu navýšení průtoku otopnou soustavou. Následkem bylo ještě markantnější snížení průtoku v sekundárním okruhu a tak i výraznému nárůstu vzájemného poměru až na hodnotu $P = 2,3$. Tímto byla soustava uvedena do původního stavu a měření bylo záhy ukončeno.

V grafu E2.3b jsou znázorněny všechny body měření. Velký rozptyl vyjádřených rozdílů mezi teplotami přírodních a vratných větví je dán způsobem regulace přírodní (kotlové) vody t_1 , jak naznačily již předchozí grafy E2.1 a E2.3a. Aby bylo dosaženo objektivních výsledků, co se týká rozdílů teplot v závislosti na průtoku, byly vyjádřeny střední hodnoty z amplitud těchto měřených úseků v grafu E2.4.. Výsledný počet hodnot byl malý, protože nebylo možné dosáhnout jiných hodnot rozdílů mezi průtoky a tak i více různých vzájemných poměrů při tomto nastaveném způsobu provozování této soustavy.

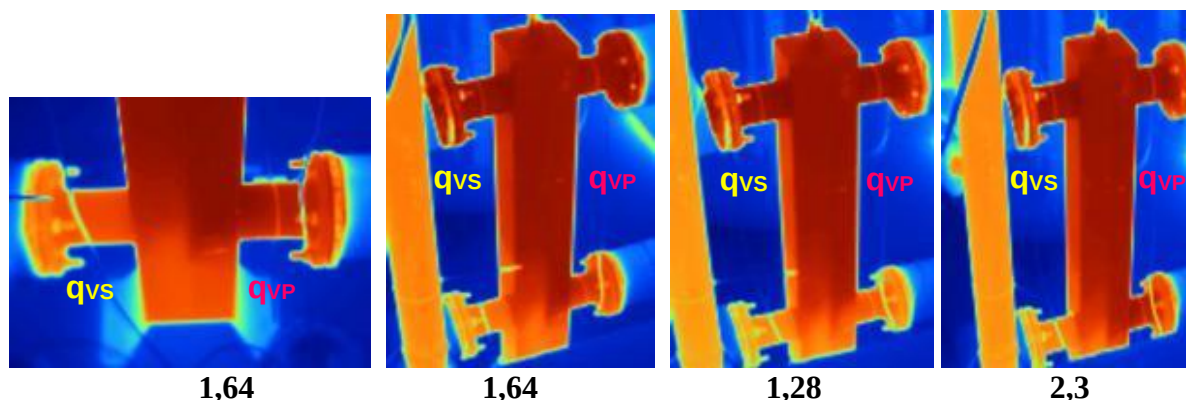


Graf E2.3b – Bodový graf jednotlivých měřících bodů rozdílů teplot přírodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.2 – HVDT II

Z obou grafů rozdílů teplot je patrné, že vzájemný poměr $P \geq 2$ nemá další tendenci nárůstu rozdílu teplot mezi vratnými větvemi a naopak dochází k jeho stabilizaci..



Graf E2.4 – Graf středních hodnot intervalů rozdílů teplot na přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.2 – HVDT II



Obr. 5.2.2 –Termovizní rozložení teplot po povrchu při poměru $q_{VP}:q_{VS} > 1$, E.2 – HVDT „II“

Nebylo možné termokamerou zachytit HVDT z přímého směru, díky betonovému ochrannému soklu, který HVDT zakrýval. Teplotní rozdíly při různých poměrech $P \geq 1$ nejsou tak výrazné. Ze spodní části snímků je zřejmé vnitřní uspořádání konstrukce, která by měla patrně zamezit vzájemnému promíchání jednotlivých proudů po celé výšce HVDT.

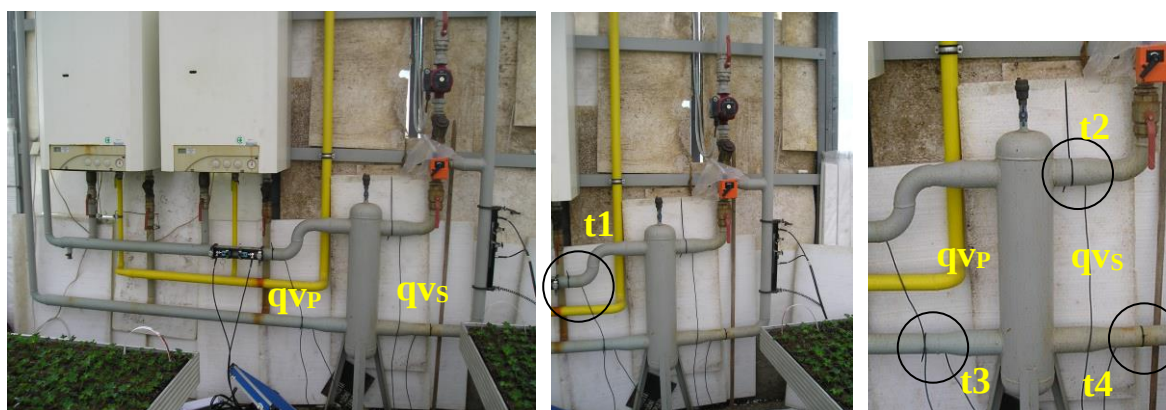
5.3 EXPERIMENT E.3

Experimentální měření HVDT proběhlo v soustavě vytápění zahradních skleníků. Pro tyto soustavy je typická velmi nízká teplotní setrvačnost otopné soustavy a vysoké tepelné ztráty proskleného objektu. Hydraulicky mohou být tyto soustavy velmi složité, proto je zde instalace HVDT na místě. Potrubní rozvody nebyly tepelně izolovány a plynové kotle nebyly kondenzační.

Primární strana: 2x plynový kotel Therm DUO 50T (2x 49 kW), včetně oběh.čerpadel

Sekundární strana: tříotáčkové oběhové čerpadlo a trojcestná směšovací regulační klapka.

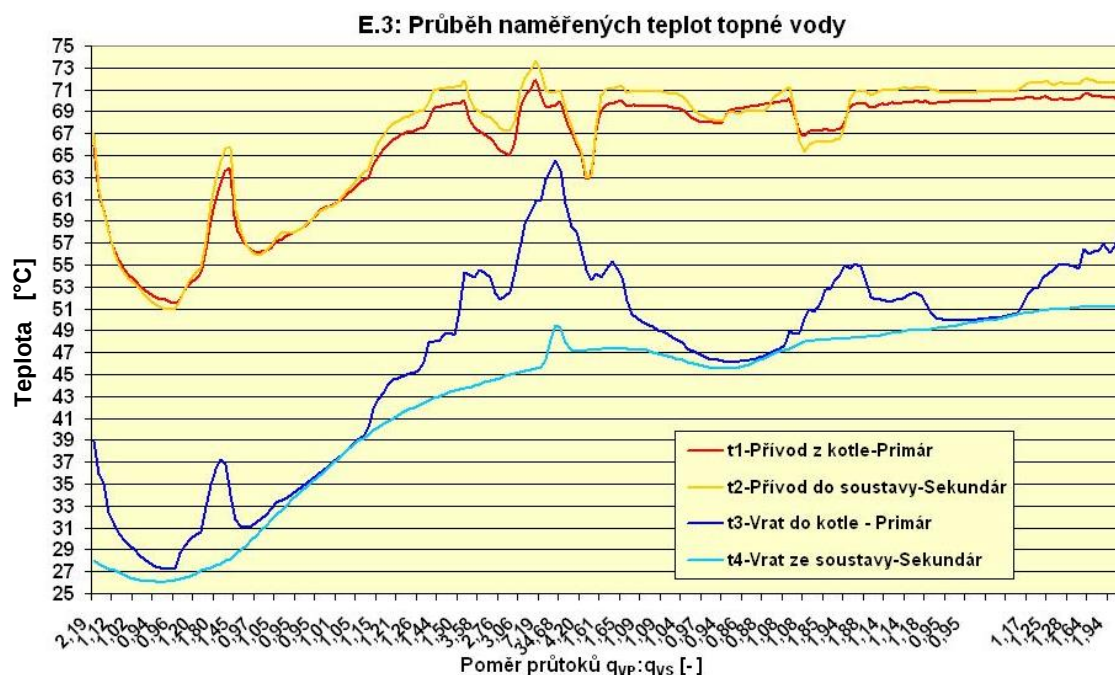
Typ a rozměry HVDT: HVDT II – bez přírub, připojení svarem 2 1/2“ (DN65), průměr D=159mm (DN150), výška L=780mm, jmenovitý průtok až $8 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$.



Obr. 5.3 Primární strana zdroje, Sekundární strana, HVDT II (E.3)

V průběhu měření docházelo k rychlým dynamickým změnám při provozu a tedy i hydraulických poměrů, oproti klasickým otopným soustavám sloužící pro vytápění obytných prostor. Pro tyto soustavy je důležitý rychlý náběh na plný výkon a následné vypnutí kotle při rychlém dosažení požadované vnitřní teploty ve skleníku tak, aby nedošlo k přetopení daného prostoru. V provozu byly od začátku měření oba plynové kotle, které udávaly relativně konstantní průtok $70 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 4,2 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$. Rozměry a dimenze HVDT však odpovídá dovolenému jmenovitému průtoku až $8 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$.

5.3.1 DIAGNOSTIKA TEPLOTNÍCH POMĚRŮ V SOUSTAVĚ E.3



Graf E3.1– Graf průběhu naměřených teplot na přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.3 – HVDT II

První graf teplot E3.1 ukazuje všechny naměřené hodnoty teplot při vyjádřených poměrech průtoků. Asi uprostřed měření uzavřel trojcestný ventil vstup přívodní otopné vody do soustavy t_2 a sekundární průtok v místě mezi ním a HVDT se přiblížil hodnotě $q_{vs} \cong 0,01 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Hodnota vzájemného poměru průtoků rázem vzrostla až na hodnotu průtoků v primárním okruhu kotle $P = 34,68$. Zároveň tak došlo na primární straně kotle k okamžitému prohřátí vratné větve zpět do kotle a teplota t_3 se razantně přiblížila teplotě t_1 . Teplotní spád primárního okruhu byl v tu chvíli pouze $\Delta T = 4^\circ\text{C}$. Tím, že bylo čidlo teploty t_4 umístěno v dostatečné vzdálenosti od HVDT, nedošlo díky prohřátí přípojného potrubí ke zkreslení hodnot této teploty. Upravený rozsah všech naměřených hodnot bez této výrazné odchylky je znázorněn v dalších grafech.

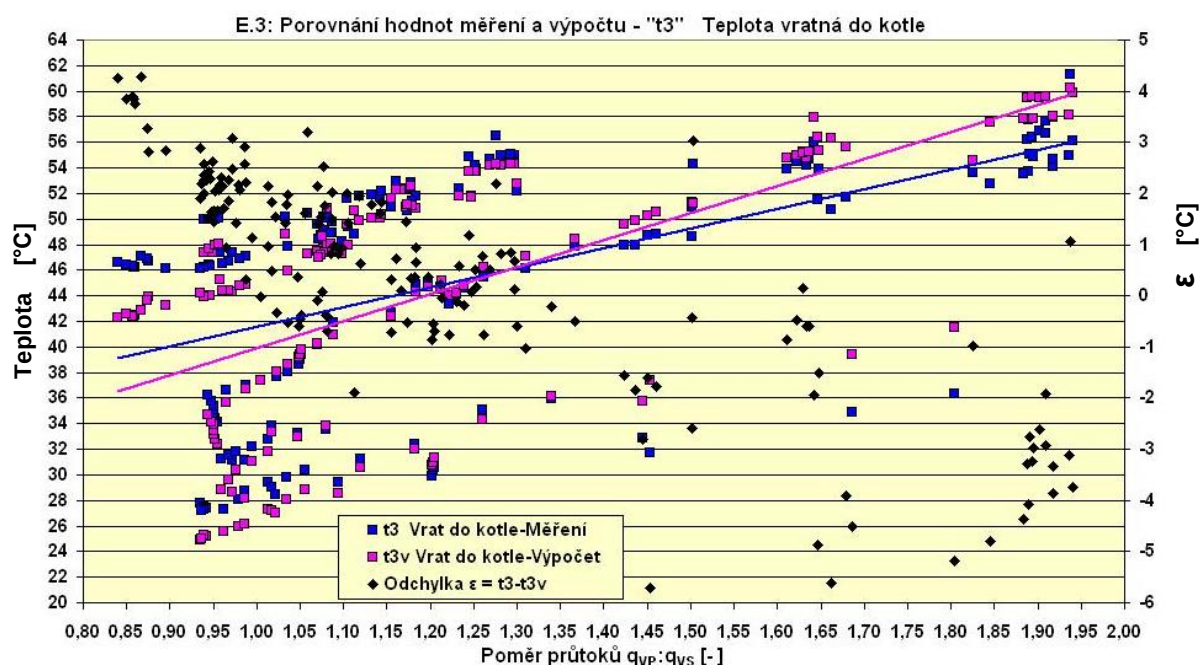
- **Zhodnocení způsobu provozování otopné soustavy:**

Celé měření proběhlo převážně při větším průtoku primárním okruhem kaskády kotlů anebo při rovnováze obou průtoků, jak je patrné již z hodnot poměru průtoků osy x v grafu E3.1. Bylo provedeno porovnání naměřené hodnoty teploty t_3 , která se mění v závislosti míry nadprůtoku v primárním okruhu zdroje.

- **Porovnání vratné teploty t_3 do zdroje v závislosti na poměru průtoků:**

Vypočtená odchylka ε_3 se pohybovala ve větším rozsahu kladných i záporných hodnot a to v závislosti na rozdílech mezi oběma průtoky. V grafu porovnání jsou zároveň znázorněny i velikosti odchylek v každém měřeném bodu. Odchytky měření od výpočtu jsou nejmenší v rozsahu vzájemného poměru průtoků $0,95 \leq P \leq 1,3$. V ostatních vzájemných poměrech jsou odchylky výrazné a kolísají v celkovém rozsahu hodnot $|\varepsilon_{3\max} - \varepsilon_{3\min}| = 10^\circ\text{C}$. Oběma množinami byla taktéž proložena přímka, za účelem lepší přehlednosti kladné nebo záporné polohy jednotlivých množin bodů.

$$\varepsilon_3 = (t_3 - t_{3v}) \quad [^\circ\text{C}]$$



Graf E3.2a – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu vratné vody do kotle t_3 (primární okruh)-E.3 – HVDT II

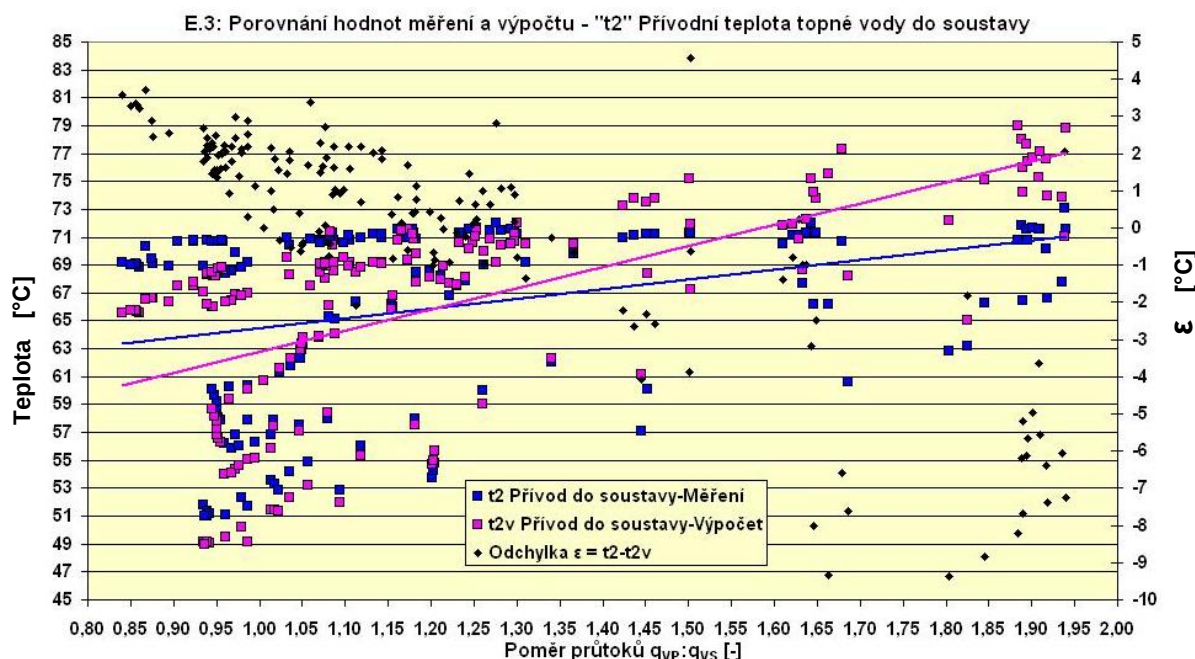
Charakter změny hodnot z výpočtu podle kalorimetrické rovnice je strmější, než přímka hodnot skutečně naměřených. To je příznivé zejména při hodnotách poměru $P \geq 1,3$.

- **Porovnání přívodní teploty t_2 do soustavy v závislosti na poměru průtoků:**

Přívodní teplota t_2 do soustavy při těchto hydraulických poměrech (nadprůtok primárním okruhem) ovlivňována nebyla a podle grafu teplot E3.1 opisovala křivku přívodní teploty t_1 z kotle. Přesto bylo provedeno stejné porovnání hodnot naměřených s hodnotami stanovenými výpočtem včetně jejich odchylek a graficky vyjádřeno. Obě hodnoty jsou v rovnováze při intervalu vzájemného poměru $0,95 \leq P \leq 1,3$ stejně, jako v předchozím

grafu u teploty t_3 . V dalších poměrech odchylka narůstá a dosáhne díky některým extrémům celkového rozsahu až $|\varepsilon_{2\max} - \varepsilon_{2\min}| = 13^\circ\text{C}$. Na tuto teplotu má vliv především množství průtoku sekundárním okruhem, proto body v poměru $P \leq 1,2$. Naměřené hodnoty podle proložené přímky jsou příznivě vyšší, díky ploššímu tvaru přímky oproti hodnotám z teoretického výpočtu, což je žádoucí zejména při nadprůtoku sekundárním okruhem.

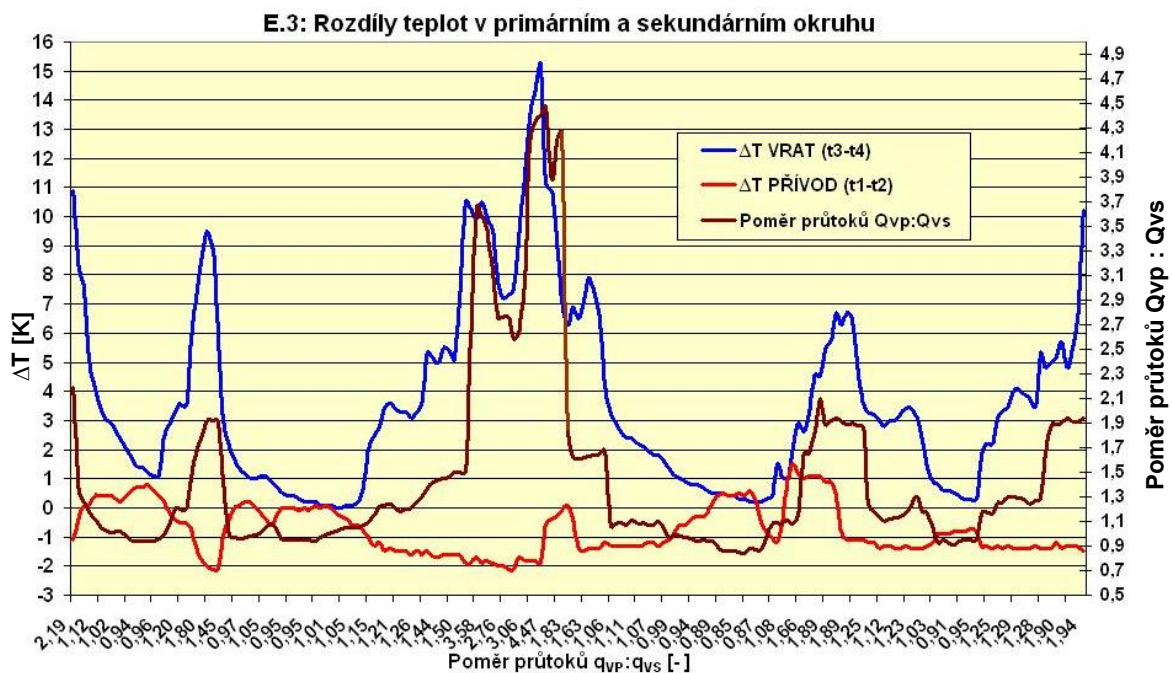
$$\varepsilon_2 = (t_2 - t_{2v}) \quad [^\circ\text{C}]$$



Graf E3.2b – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu přívodní vody do soustavy „ t_2 “ (sekundární okruh) E.3 – HVDT II

Nepotvrdila se nám zde však akceptovatelná míra odchylky hodnot obou teplot při poměrech $1,5 \leq P \leq 2,0$, jak tomu bylo v experimentu E.1 a E.2.

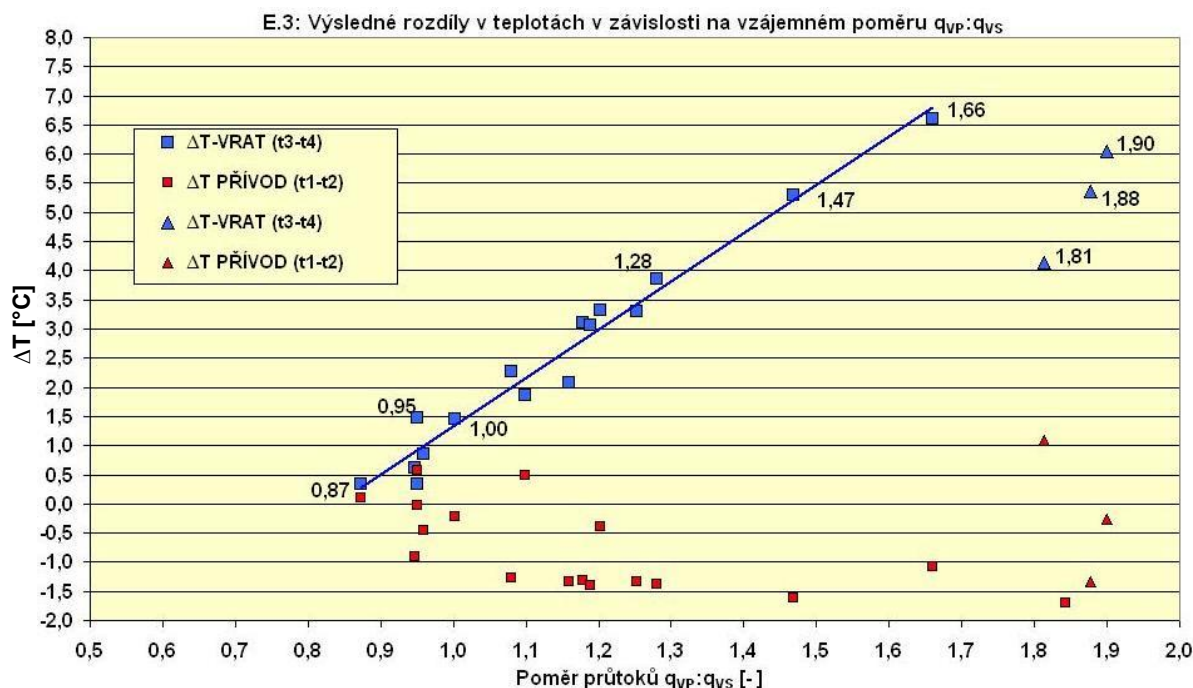
5.3.2 ROZDÍLY TEPLOT PODLE POMĚRU PRŮTOKŮ $Q_{VP}:Q_{VS}$



Graf E3.3 – Graf rozdílů teplot na přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.3 – HVDT II

Ze všech naměřených hodnot teplot a průtoků byly vyjádřeny průběhy rozdílů mezi teplotami vratných větví t_3, t_4 a teplotami přívodních větví t_1, t_2 , v závislosti na vzájemném poměru objemových průtoků. Dynamika hydraulických poměrů u této soustavy v čase byla velmi výrazná, což se projevilo změřením a vyhodnocením vzájemných poměrů průtoků a zároveň i velkých rozdílů v teplotách (graf E3.3). Nadprůtok primárním okruhem kaskády kotlů střídalo vyrovnaní hydraulických poměrů obou okruhů, způsobené nejčastěji polohou otevření trojcestného regulačního ventilu. Odezva regulace sekundárního okruhu pro vytápění plochy ve skleníku byla velmi rychlá právě díky nízké tepelné setrvačnosti proskleného objektu. Přestože vzájemný poměr dosáhl během měření hodnot až $P \geq 4,5$ (graf E3.1), rozdíl teplot vratných větví nevzrostl lineárně s tímto rozdílem, ale přiblížil se maximální hodnotě teplotního spádu soustavy $\Delta T_{VRAT} = 15^\circ\text{C}$. Hodnotnější výsledky nám poskytne četnost výsledků naměřených rozdílů v teplotách při poměrech $P \leq 2,0$, které jsou obvyklejší svojí periodicitou při běžném provozování i u ostatních otopných soustav. Závěrečný graf výsledných rozdílů teplot E3.4 je složen ze středních hodnot těchto měřených úseků $P \leq 2,0$. Výraznějšího nadprůtoku v sekundárním okruhu během měření dosaženo nebylo, proto je křivka lineární funkce proložena pouze těmito hodnotami rozdílů teplot vratných větví. Kolísání rozdílů teplot přívodních větví $\Delta T_{PŘÍVOD}$ v rozsahu do

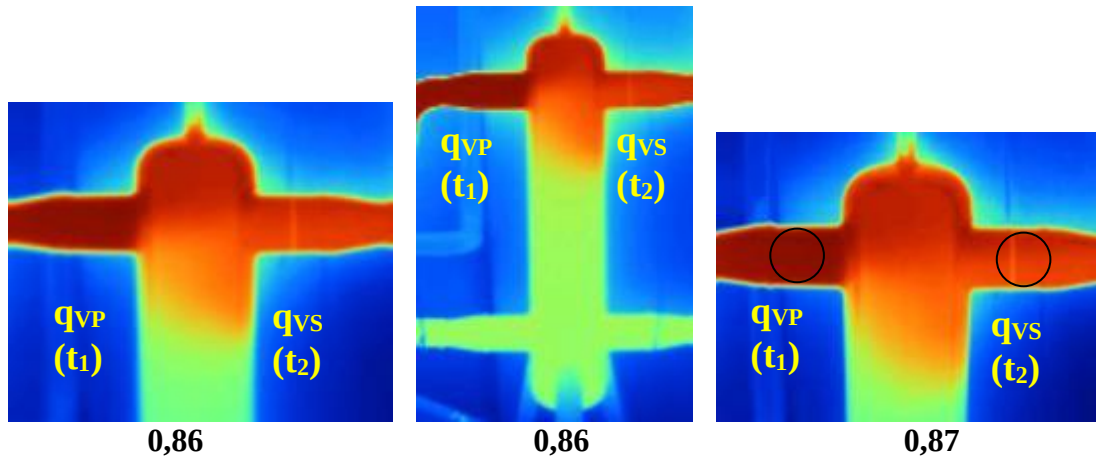
záporných hodnot může být způsobeno chybou měření, jako je míra přitlačení teplotního čidla na osu potrubí v případě teploty t_1 přívodní vody v primárním okruhu kotle (obr.3.1a).



Graf E3.4 – Graf středních hodnot intervalů rozdílů teplot na přívodních a vratných větvích v závislosti na změnách poměru průtoků -E.3 – HVDT II

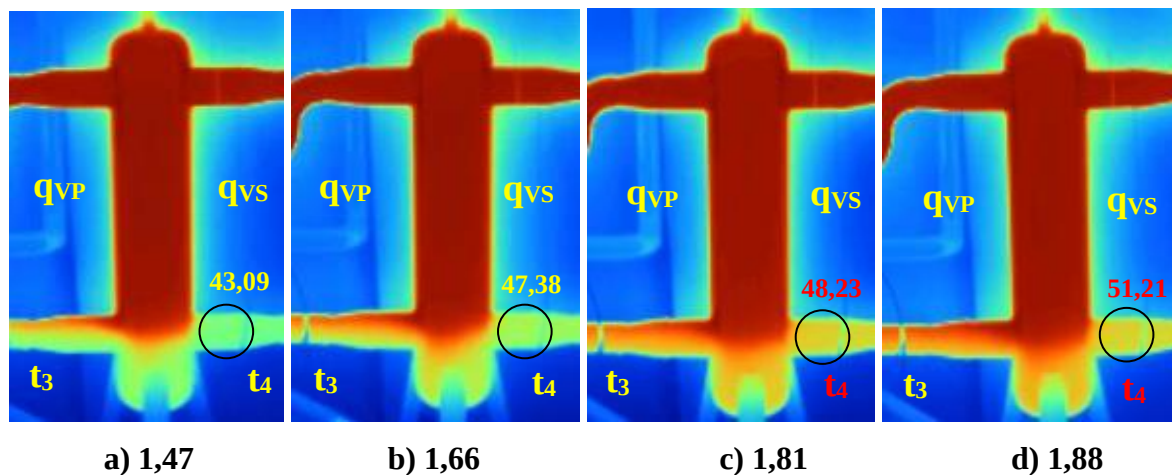
Dynamiku otopné soustavy s HVDT pro skleníky při různých vzájemných poměrech průtoků ukazují termovizní snímky, které byly pořízeny během měření a mohou objasnit a lépe demonstrovat průběh termodynamických dějů v samotném HVDT. Obrázek 5.3.2 objasnil chybu měření v instalaci teplotního čidla t_1 . Podle snímků je jasné, že při poměru $P \leq 0,87$ je teplota t_2 v sekundárním okruhu nižší, protože již dochází ke směšování přívodní a vratné vody ze soustavy. Průměrná hodnota z rozdílu teplot $t_1 - t_2$ naměřeného úseku však činila pouze $\Delta T_{P\check{R}\check{I}VOD} = 0,34K$ (graf E3.4). Korekci chyby rozdílu teplot v tomto bodě poměru lze provést podle nejnižší záporné hodnoty jejich rozdílu (-1,61K) z vyhodnocených poměrů $P \geq 1,1$.

$$\Delta T_{P(0,87)} = |\Delta T_{P_{\max}} - \Delta T_{P_{\min}}| = |0,34 - (-1,61)| = 1,94 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 5.3.2 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $q_{VP} : q_{VS}$

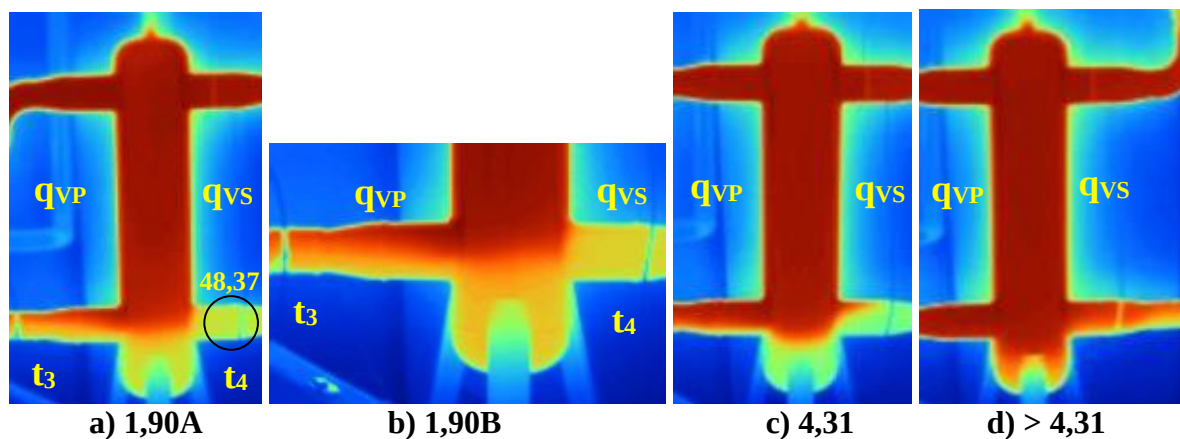
Chyba v měření v případě čidel t_3, t_4 na vratných větvích se nepotvrdila. V bodu poměru $P \leq 0,87$ je střední hodnota rozdílu z teplot $t_3 - t_4$ v tomto úseku zanedbatelná $\Delta T_{V(0,87)} = 0,1^\circ\text{C}$ (graf E3.4).



Obr. 5.3.3 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $q_{VP} : q_{VS}$

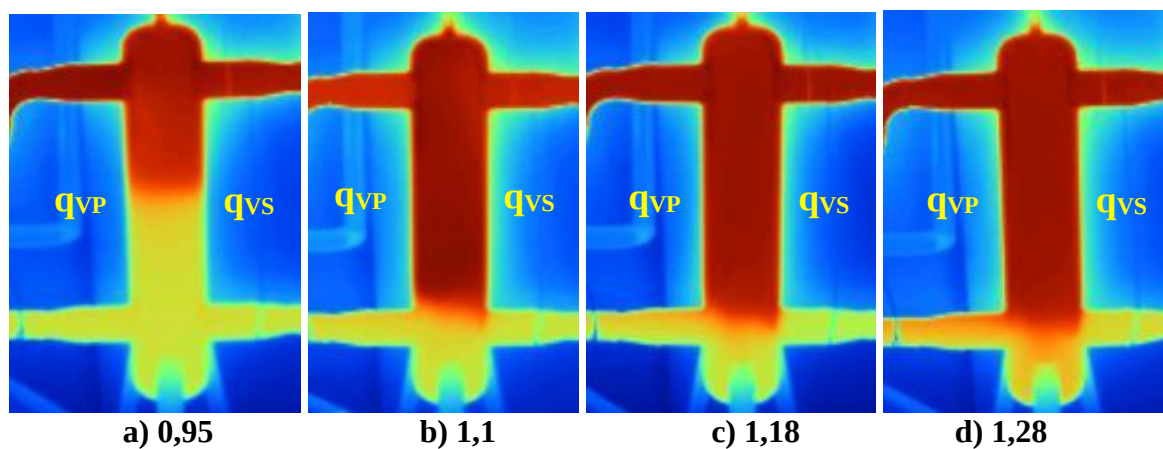
Dalšími odchylkami od funkční závislosti bodů a proložené přímky jsou odlišně znázorněné body (mimo funkční závislost) v grafu E3.4 v poměrech $1,81 \leq P \leq 1,90$. Přestože se vratná teplota ze soustavy t_4 může lišit, jak potvrzují snímky 5.3.3a) a 5.3.3b), není touto změnou v případě snímků 5.3.3c) a 5.3.3d) daná odchylka rozdílu teplot způsobena. Teplota t_4 ze soustavy v prvním případě vzrostla asi o 4°C , ale navýšením průtoku primárním okruhem tím lineárně vzrostl i rozdíl teplot $t_3 - t_4$, jak ukazují střední hodnoty v těchto bodech poměrů v grafu E3.4. Příčiny odchylek a menších hodnot rozdílů teplot při větších hodnotách poměru $1,81 \leq P \leq 1,90$ mohou být jednak ve výkyvech samotné regulace, ale především i v celkové nestabilitě hydraulických projevů spojených s nežádoucí

mírou prohřívání celé větve vratné otopné vody ze soustavy, přestože teplotní čidlo t_4 bylo instalováno do vzdálenosti až 650mm od HVDT. Detailní snímky této nerovnováhy vyjadřuje obr. 5.3.4 c), d).



Obr. 5.3.4 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $q_{VP} : q_{VS}$

Naopak velmi stabilně s projevuje termodynamika HVDT při vzájemných poměrech $0,95 \leq P \leq 1,3$ podle obr.5.3.5.



Obr. 5.3.5 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $q_{VP} : q_{VS}$

5.4 EXPERIMENT E.4

V objektech skleníků se vyskytovalo větší počet identických hydraulických zapojení, jako předchozí. Byl vybrán ještě jeden tentýž samostatný okruh otopné soustavy, aby bylo provedeno nové měření s jiným, ale typově i rozměrově stejným HVDT.

Primární strana: 2x plynový kotel Therm DUO 50T (2x 49 kW), včetně oběh.čerpadel

Sekundární strana: tříotáčkové oběhové čerpadlo a trojcestná směšovací regulační klapka.

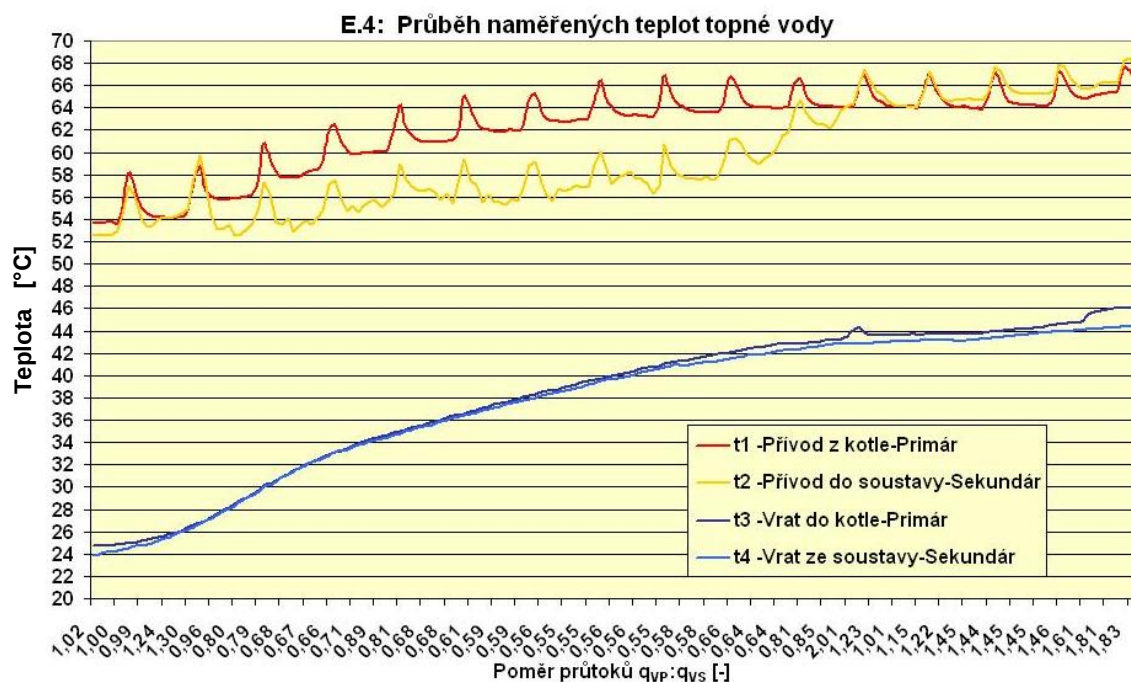
Typ a rozměry HVDT: HVDT II – bez přírub, připojení svařem 2 1/2“ (DN65), průměr $D=159\text{mm}$ (DN150), výška $L=780\text{mm}$, jmenovitý průtok až $8\text{ m}^3.\text{hod}^{-1}$.



Obr. 5.4.1 *Primární strana zdroje, Sekundární strana, HVDT II (E.4)*

5.4.1 DIAGNOSTIKA TEPLOTNÍCH POMĚRŮ V SOUSTAVĚ E.4

Měření probíhalo za jiných vnějších podmínek, než předchozí. Při zahájení procesu měření byla soustava v náběhu, což je vidět na postupně rostoucí přívodní teplotě, stejně tak na teplotách vratné vody (graf E4.1). V provozu byl pouze jeden kotel ze dvou a umožnil průtok primárním okruhem $38\text{ l}.\text{min}^{-1} = 2,3\text{ m}^3.\text{hod}^{-1}$ během měření. Průběh křivky přívodní teploty t_1 má zcela jiný tvar, než u předchozího experimentu E.3. Primární strana kotle nereagovala na zvýšený nadprůtok v sekundárním okruhu zapnutím druhého kotle, aby se zvýšil i objemový průtok v primárním okruhu. Pomalý náběh jednoho kotle a nižší průtok tak umožnil naměřit vzájemné poměry při nestandardním nadprůtoku sekundárním okruhem. Spínací teplotní difference kotle se udržovala na $\Delta T = 4\text{ }^\circ\text{C}$. Z nižších hodnot poměru $P \leq 1,0$ bylo tak možné zkoumat teplotní rozdíl i mezi přívodními teplotami t_1 a t_2 , oproti předchozímu experimentu E.3



Graf E4.1– Graf průběhu naměřených teplot na přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.4 – HVDT II

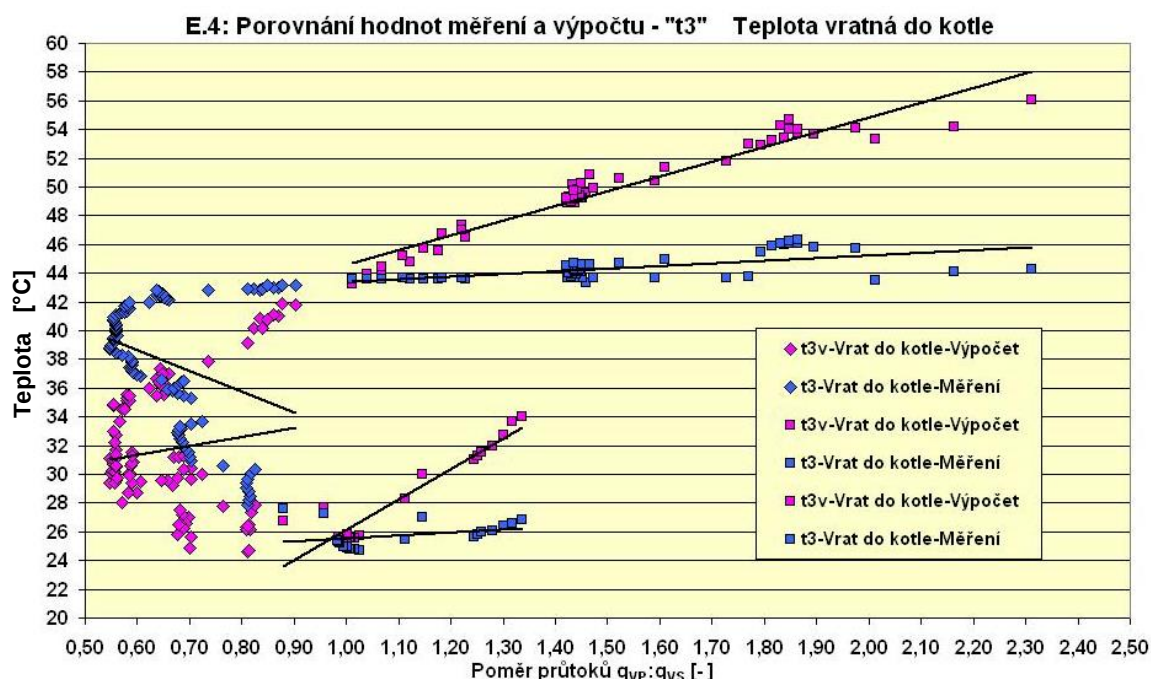
- Zhodnocení způsobu provozování otopné soustavy:**

Dalším zajímavým prvkem ke konci procesu měření bylo, že přestože se průtok v sekundárním okruhu snížil až pod hodnotu průtoky primárního okruhu při provozu jednoho kotle, nedošlo k výraznému vzrůstu rozdílu mezi teplotami vratných větví. Naopak teploty jsou stále téměř vyrovnány, jak ukazuje graf teplot E4.1.

- Porovnání vratné teploty t_3 do zdroje v závislosti na poměru průtoků:**

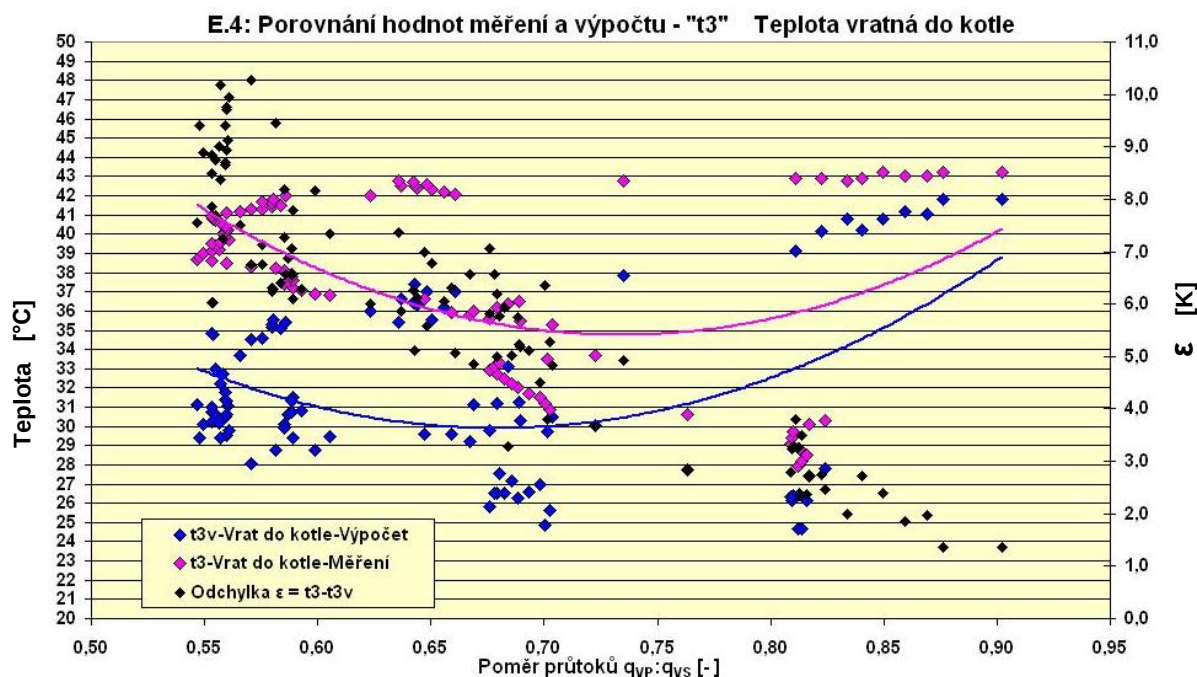
Dalším dokumentováním tohoto netypického průběhu termodynamického děje v této soustavě je graf porovnání výpočtu a skutečného měření teploty vratné vody do kotle t_3 (E4.2a) a následně i termovizní snímky (obr.5.4.2).

Tento graf zřetelně ukazuje rozdílné hodnoty teploty stanovené teoretickým výpočtem z kalorimetrické rovnice a hodnotou naměřenou, která se při vzrůstajícím nadprůtoky v primárním okruhu skoro nezmění. Data měření při poměrech $P \geq 1,0$ byla rozdělena na dvě sady proložené přímkami.

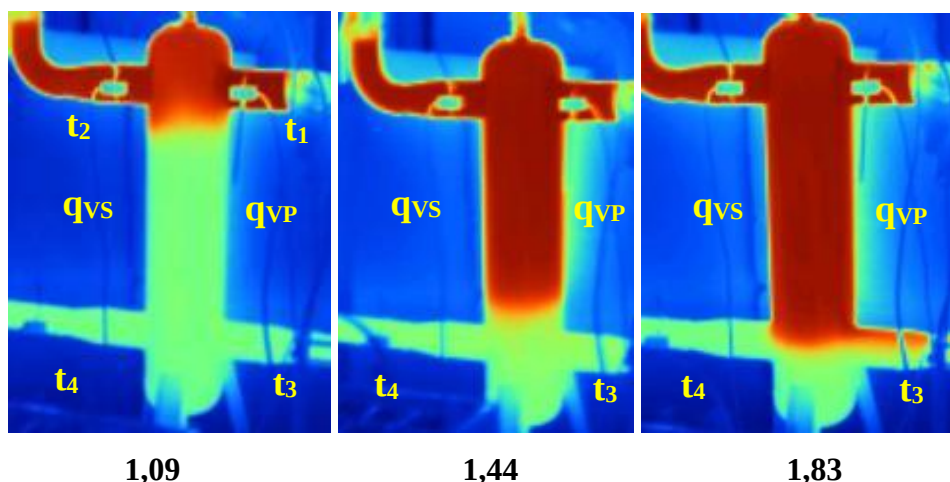


Graf E4.2a – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu vratné vody do kotle t_3 ve všech naměřených bodech (primární okruh) -E.4 – HVDT II

Obdobnou tendenci má sada bodů i rozdíl pomocných přímek při poměrech $P \leq 1,0$. S růstem rozdílu poměru průtoků se zvyšuje nesoulad výpočtu a měření. Detail tohoto rozsahu poměru $0,5 \leq P \leq 1,0$ znázorňuje graf E4.2b včetně odchylek hodnot v každém bodu, která dosahuje až $\varepsilon_{3\max} = 10^\circ\text{C}$.



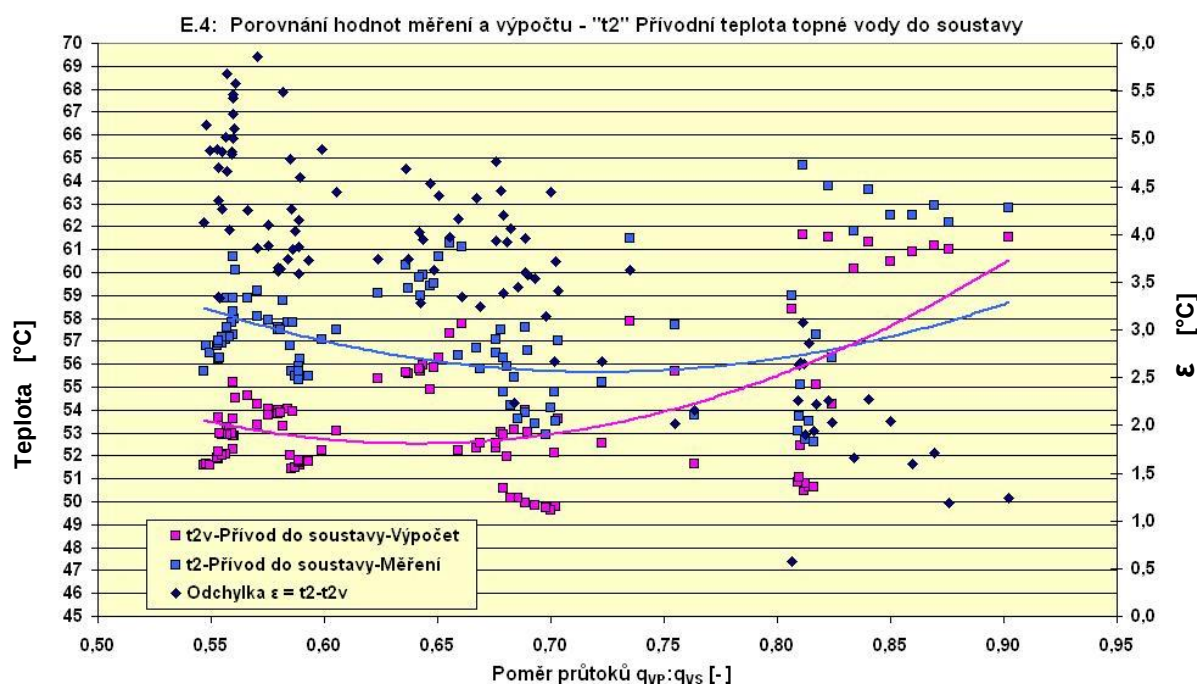
Graf E4.2b – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu vratné vody do kotle t_3 při poměru průtoků $P < 1,0$ (primární okruh) -E.4 – HVDT II



Obr. 5.4.2 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $P \geq 1,0$

- Porovnání přívodní teploty t_2 do soustavy v závislosti na poměru průtoků:

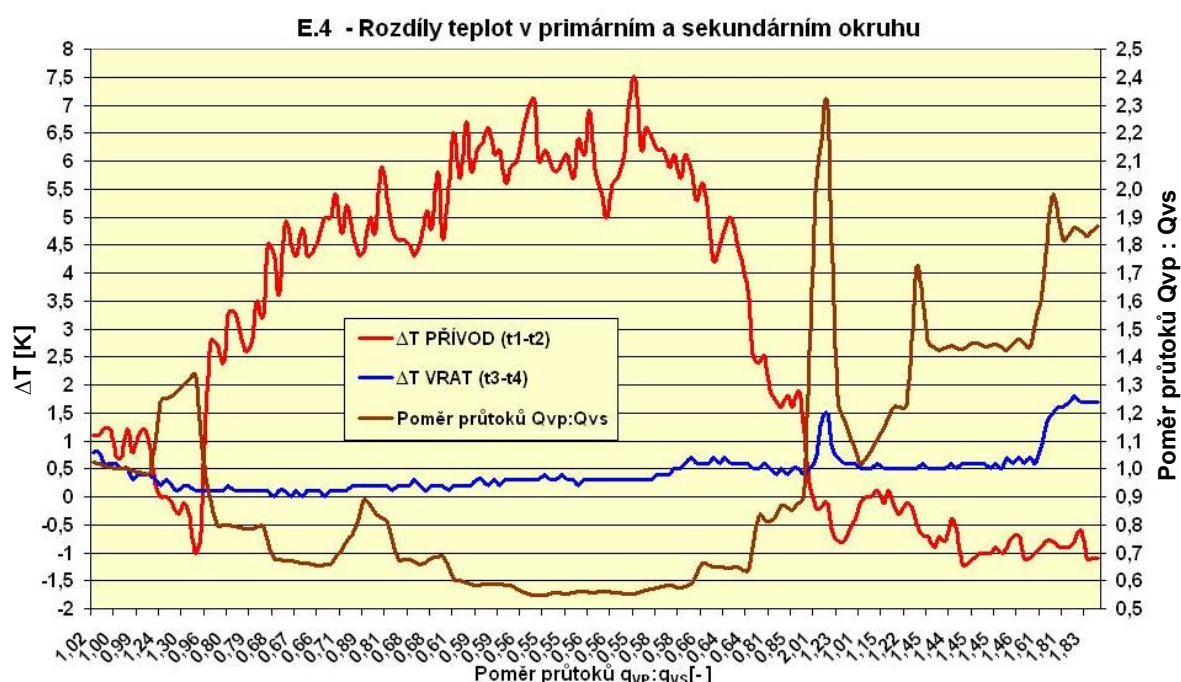
Rozdíl výpočtu a měření vyjádřený odchylkou v jednotlivých bodech měření byl stanoven i pro teplotu t_2 v grafu E4.2c, protože se při poměrech $P \leq 1,0$ (vyšším průtoku sekundárním okruhem) liší od teploty přívodní z kotle t_1 . Odchylka byla nižší, než u teploty t_3 a pohybovala se do $\varepsilon_{2\max} = 6^\circ\text{C}$. Při hodnotách poměru blízkého $P \approx 1,0$ byly odchylky v porovnání minimální, jak nám ukazují předchozí grafy (E4.2a,b). Stejně jako u předchozího měření E.3 jsou příznivější hodnoty naměřené, ale jejich celková tendence vyjádřená křivkou neodpovídá lineárnímu poklesu, jak se projevilo u předchozích míst.



Graf E4.2c – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu vratné vody do kotle t_2 při poměru průtoků $P < 1,0$ (primární okruh) -E.4 – HVDT II

5.4.2 ROZDÍLY TEPLOT PODLE POMĚRU PRŮTOKŮ $Q_{VP}:Q_{VS}$

Hodnot naměřených při poměru průtoků $P \geq 1,0$ bylo méně proti předchozímu měřicímu místu E.3. Navíc se hydraulické poměry v celém rozsahu $1,0 \leq P \leq 2,3$ měnily v čase velmi rychle. To mohlo být příčinou nízkých rozdílů mezi teplotami vratných větví, které se díky teplotní setrvačnosti hydraulického zapojení HVDT nestačily ani projevit. Variabilita rozdílů v přívodních větví teplot t_1, t_2 při nižších poměrech průtoků odpovídá spínací diferenci kotle a právě z této první fáze měření byl sestaven bodový graf středních hodnot. Graf E4.3 postihuje všechny naměřené hodnoty v průběhu, jak následovaly a graf E4.4 střední hodnoty z intervalů vzájemných poměrů $P \leq 1,0$ ve stupňovitém pořadí.

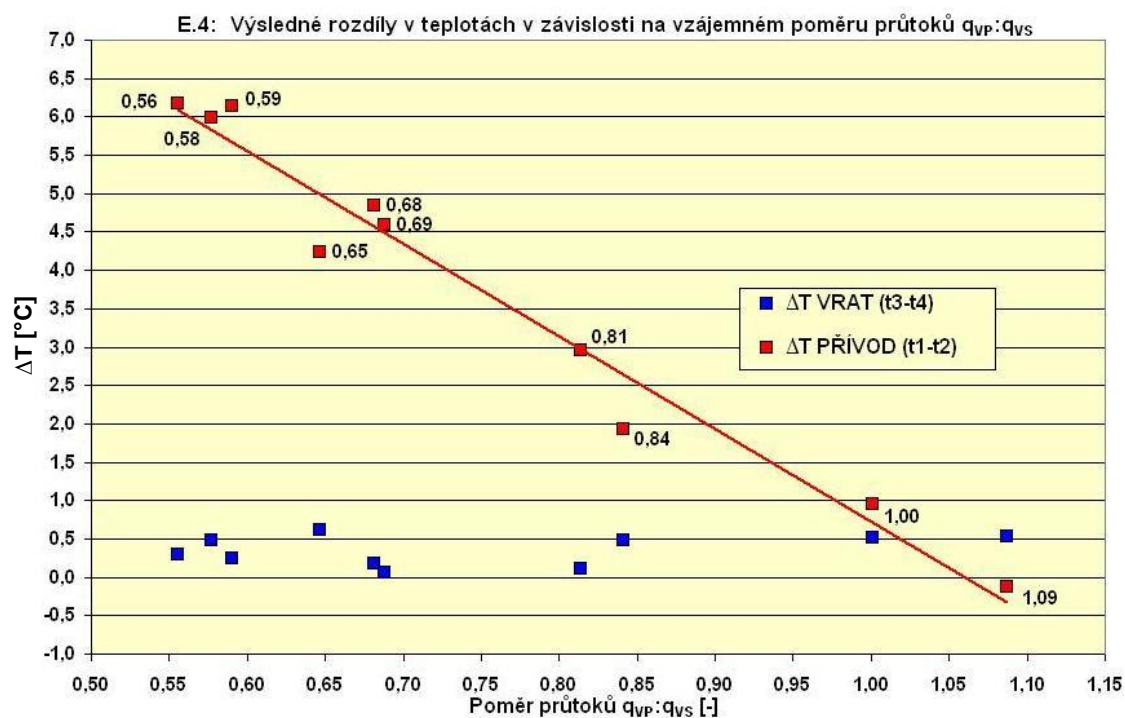


Graf E4.3 – Graf rozdílů teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.4 – HVDT II

Rozdíl teplot vratných větví t_3, t_4 při nadprůtoku primárním okruhem se v tomto případě sice nepotvrdil, můžeme alespoň odhalit a stanovit přípustnou chybu měření a to v případě instalace přívodních čidel teplot t_1, t_2 , kdy se naměřený rozdíl v poměrech $P \geq 1,4$ udržel v záporných hodnotách, což je proti teoretickému předpokladu rovnosti obou teplot za těchto hydraulických podmínek.

$$\varepsilon_P = \Delta T_{P(1,44;1,83)} = (t_1 - t_2) = |\Delta T_{P_{\min}}| = |(-0,90)| = 0,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

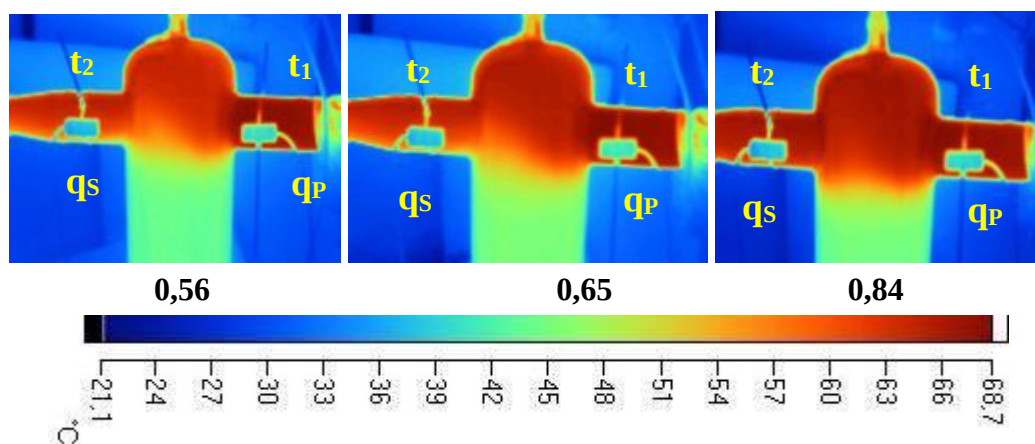
Skutečně by tedy znázorněné hodnoty rozdílů teplot přívodních větví $\Delta T_{P_{\text{přívod}}}$ v grafu E.4.4 měly být o tuto korekci vyšší a celá lineární přímka posunuta směrem vzhůru.



Graf E4.4 – Graf středních hodnot intervalů rozdílů teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.4 – HVDT II

V opačném případě nadprůtoku v sekundárním okruhu se rozdíl teplot vratných větví podle grafu E4.4 pohyboval v rozmezí této chyby měření:

$$\varepsilon_V = \Delta T_{(P \leq 1,0)} = (t_3 - t_4) = 0,07 - 0,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$



Obr. 5.4.3 Termovizní znázornění HVDT při různých poměrech průtoků $P \leq 1,0$

5.5 EXPERIMENT E. 5

Primární strana: 1x plynový kotel Therm DUO (18-45 kW)

Sekundární strana: 2 x směšovací okruh s vlastním oběhovým čerpadlem

Typ a rozměry HVDT: HVDT D=76x3,2 (DN65), výška: 750 mm, připojení hrdel 60,3x2,9 (DN50), netypová velikost a rozměry



Obr. 5.5.1 Primární a sekundární strana otopné soustavy, HVDT (E.5)

Vzájemné propojení přívodního a vratného potrubí nebylo v obvyklých rozměrech typického HVDT. Toto potrubí (DN65) bylo jen o jednu dimenzi větší, než samotná přípojná potrubí (DN50). Otopná soustava sloužila také pro vytápění vnitřního prostoru skleníku. Netradiční způsob tohoto hydraulického spojení negativně ovlivnilo další průběh měření a to v rozsahu možnosti dosáhnout množství potřebných dat. Chování teplotnosné kapaliny bylo značně ovlivněno větší rychlostí proudění uvnitř HVDT, odpovídající jmenovitému průtoku kotlem. Přesto byla diagnostika soustavy provedena.

1) Na základě jmenovitého výkonu kotle a naměřeného teplotního spádu ($\Delta T = 15^\circ\text{C}$) stanovíme maximální průtok v soustavě:

$$m = \frac{Q}{1,163 \cdot 15} = \frac{45000}{1,163 \cdot 15} = 2580 \text{ l.hod} = 2,58 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} = 7,16 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Maximální rychlost v přípojném potrubí (DN50) při maximálním průtoku:

$$v = \frac{m}{S} = \frac{7,16 \cdot 10^{-4}}{23,3283 \cdot 10^{-4}} = 0,307 \text{ m.s}^{-1} < 0,5 - 0,9 \text{ m.s}^{-1} \text{ (doporučená podle [9])}$$

Max. rychlost v HVDT (DN65) při maximálním průtoku:

$$v = \frac{m}{S} = \frac{7,16 \cdot 10^{-4}}{38,0459 \cdot 10^{-4}} = 0,188 \text{ m.s}^{-1} < 0,1 - 0,2 \text{ m.s}^{-1} \text{ (doporučená podle [9])}$$

Z výsledných rychlostí v porovnání k doporučeným hodnotám vyplývá, že v optimální dimenzi nejsou ani přípojná potrubí, ani samotný potrubní zkrat hydraulického propojení (HVDT), vzhledem k parametru maximálního výkonu kotle. Vnitřní světlost připojovacích potrubí je téměř porovnatelná s dimenzí HVDT. Skutečná rychlost proudění v přípojných potrubích je nižší (ad1), než je běžné u jiných typových HVDT (ad2) a blíží se hodnotou rychlosti jen o dimenzi většího HVDT. Nejedná se tedy o standardní hydraulické oddělení proudu prostřednictvím řádově odlišných rychlostí díky patřičnému rozdílu v dimenzích, jak je obvyklé u konstrukčních řešení tohoto prvku otopné soustavy.

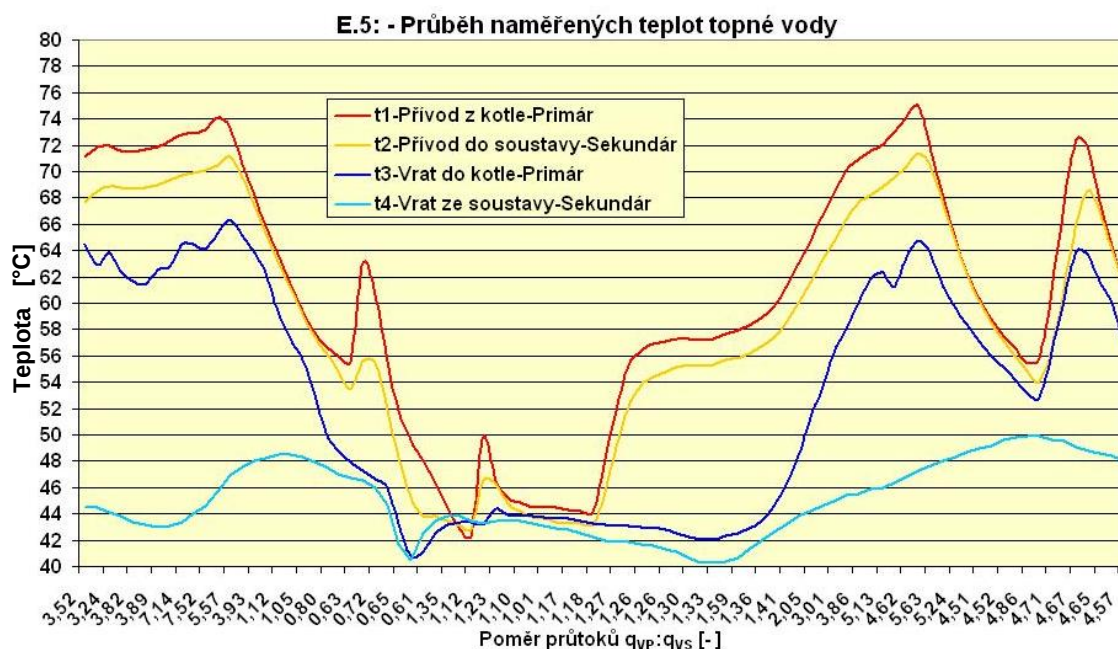
Podle typové řady výrobců HVDT by tomuto objemovému průtoku správně odpovídal rozměr závitových hrdel min. DN40 a rozměr HVDT v DN100 (HVDT vel.2“)

2) Porovnání hodnot rychlostí proudění pro typově správnou velikost HVDT:

$$v = \frac{m}{S} = \frac{7,16 \cdot 10^{-4}}{13,7228 \cdot 10^{-4}} = 0,52 \text{ m.s}^{-1} \text{ (DN40)} \approx 0,5 - 0,9 \text{ m.s}^{-1}$$

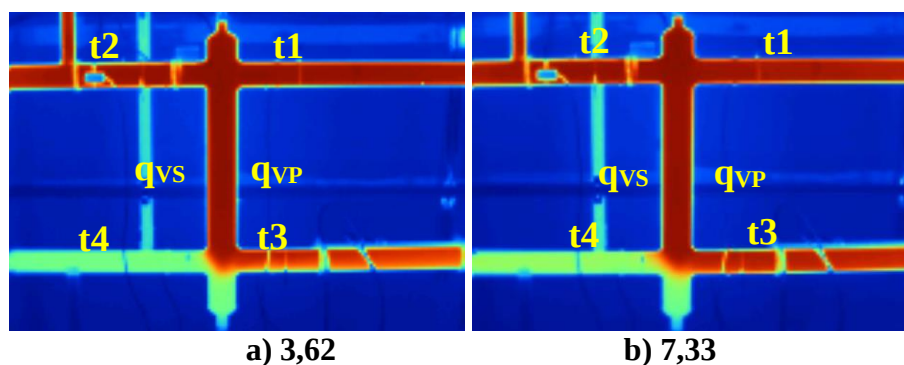
$$v = \frac{m}{S} = \frac{7,16 \cdot 10^{-4}}{78,5398 \cdot 10^{-4}} = 0,091 \text{ m.s}^{-1} \text{ (DN100)} \approx 0,1 - 0,2 \text{ m.s}^{-1}$$

5.5.1 DIAGNOSTIKA TEPLOTNÍCH POMĚRŮ V SOUSTAVĚ E.5

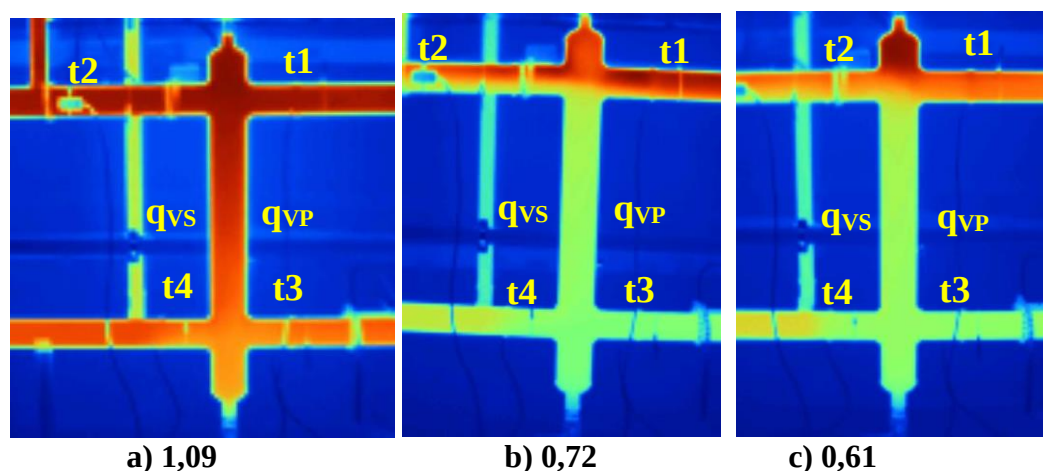


Graf E5.1– Graf průběhu naměřených teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.5 – „HVDT“

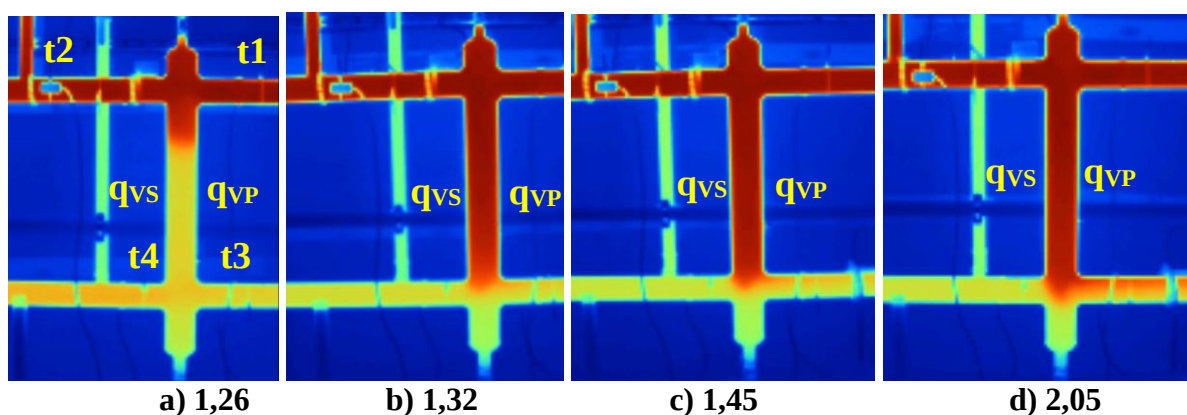
Na počátku měření nebyl zajištěn odběr soustavou, proto vznikly velké rozdíly v objemových průtocích v podobě stanovených vzájemných poměrů $3,5 \leq P \leq 7,5$. Oběhové čerpadlo kotle si přisávalo přes HVDT zpět (obr.5.5.2). Po zapnutí oběhového čerpadla v sekundárním okruhu došlo na okamžik k vyrovnání obou průtoků a zároveň tak i přívodních a vratných teplot. Docházelo však stále k poklesu přívodní teploty z kotle (t_1), stejně tak i objemového průtoku až do úplného vypnutí hořáku (obr.5.5.3). Za tento krátký časový úsek teplota přívodní vody t_1 klesla na $t_1 = 42^\circ\text{C}$ (graf E5.1). Po dalším zapnutí hořáku kotle byl zaznamenán nárůst přívodních teplot t_1, t_2 i vzájemného poměru průtoků, který následně způsobil rozdíl mezi teplotami vratných větví t_3, t_4 . (obr.5.5.4)



Obr. 5.5.2 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $P \geq 3,5$



Obr. 5.5.3 HVDT při vzájemných poměrech $P \leq 1,09$, kdy došlo k vypnutí kotle

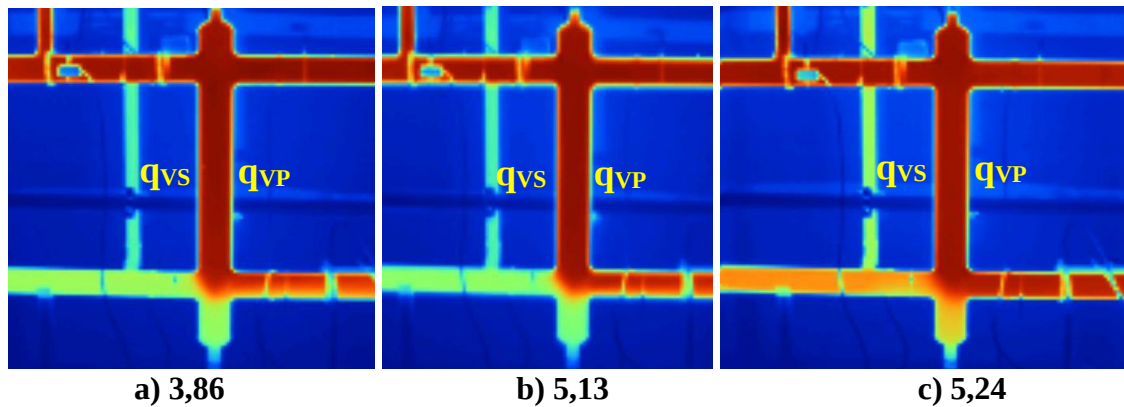


Obr. 5.5.4 HVDT při vzájemných poměrech $1,0 \leq P \leq 1,5$, po zapnutí kotle

Když došlo k nárůstu výkonu a požadovanému odběru tepla otopnou soustavou, teplota vratná ze soustavy t_4 vzrůstá a trojcestný regulační ventil začal uzavírat přívod topné vody v přímém směru z kotle. Průtok sekundárním okruhem tímto okamžitě klesá. To je patrné až z pětinasobných hodnot vzájemného poměru průtoků na ose x. Vzápětí hořák kotle vypnul a teploty se přiblížily hodnotě teploty vratné ze soustavy t_4 (graf E5.1). Došlo sice k několika opakování tohoto spínacího cyklu, ale soustava již teplo neodebrala, proto byly zachovány stále velké rozdíly v průtocích v podobě vzájemných poměrů $P \geq 4,5$, až do ukončení měření.

- **Zhodnocení způsobu provozování otopné soustavy:**

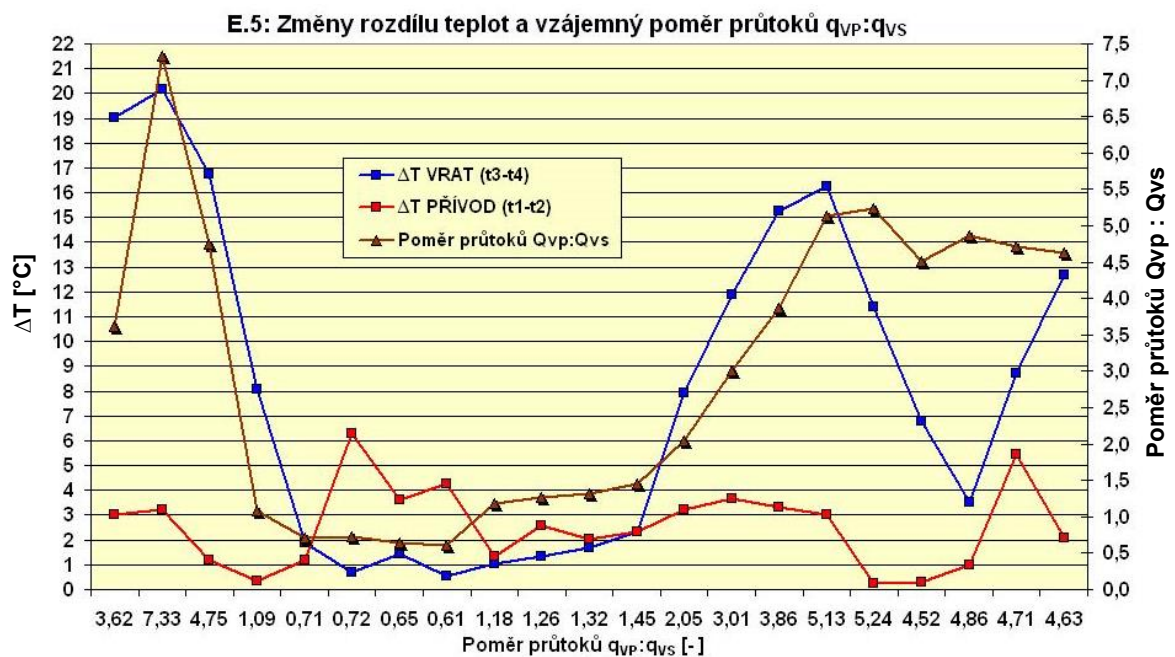
Náhlé dynamické změny v proudění způsobené několikanásobně rozdílnými průtoky při nezajištění odběru sekundární soustavou a bezesporu daným konstrukčním řešením HVDT, nebyly tyto naměřené hodnoty teplot pro další způsob hodnocení jejich rozdílu v závislosti na vzájemném poměru průtoků zcela vhodné, jak se lze přesvědčit z těchto grafických vyjádření a termovizních obrázků.

Obr. 5.5.5 HVDT při vzájemných poměrech $P \geq 3,0$

Porovnání změřených teplot t_2 a t_3 s hodnotami vyjádřenými výpočtem z ostatních naměřených veličin bylo velmi zkresleno a nebude tedy dále rozvedeno. Pro lepší poznatky vlivu změny vzájemného poměru a dynamiky soustavy na termodynamické děje v soustavě byly naměřená data vyhodnocena alespoň částečně.

5.5.2 ROZDÍLY TEPLOT PODLE POMĚRU PRŮTOKŮ $Q_{VP}:Q_{VS}$

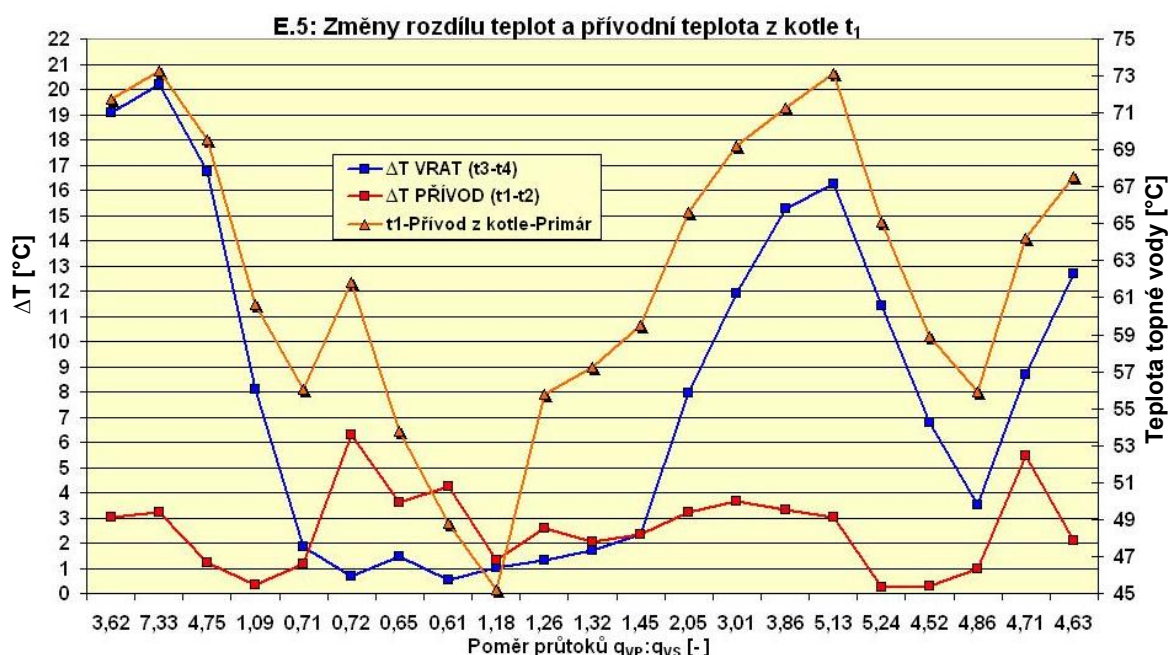
Na obrázku v grafu E5.2 je uveden průběh měření tak, jak následoval a jedná se o úpravu na menší počet hodnot než v případě grafu E5.1 tak, aby lépe vynikla závislost mezi vytvořenými rozdíly v teplotách na základě aktuální naměřené velikosti vzájemného poměru průtoků. Pohyboval se střídavě v rozmezí $0,6 \leq P \leq 7,3$.



Graf E5.2a – Rozdíly teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.5 – „HVDT“

Změny rozdílů v průtocích probíhaly v čase tak rychle a širokém rozsahu, že intervaly ustálených hodnot ani nemohly vzniknout. Dynamické a provozní změny v soustavě neumožnily stabilnější průběh během měření a hodnoty rozdílů teplot na jednotlivých větvích v závislosti na vzájemném poměru průtoků jsou tím velmi ovlivněny. Z grafu E5.2a nelze tvrdit, že by závislost rozdílu teplot na vzájemném poměru nebyla pravdivá. Křivka rozdílu vratných teplot t_3, t_4 vzájemný poměr objemových průtoků P následuje, ale jsou také úseky, kde je křivka poměru výrazně mimo ní. Pokud bychom zkoumali u tohoto druhu soustavy pouze užší rozsah poměru $0,6 \leq P \leq 2,0$, nebyly by rozdíly v závislosti na poměru patrný skoro vůbec, jak je vidět i z tohoto grafu měření. Příčina v rychlosti změn v soustavě, díky střídavému náběhu a vypnutí kotle, malému odběru soustavy a především konstrukčního řešení HVDT se opět tady projevila.

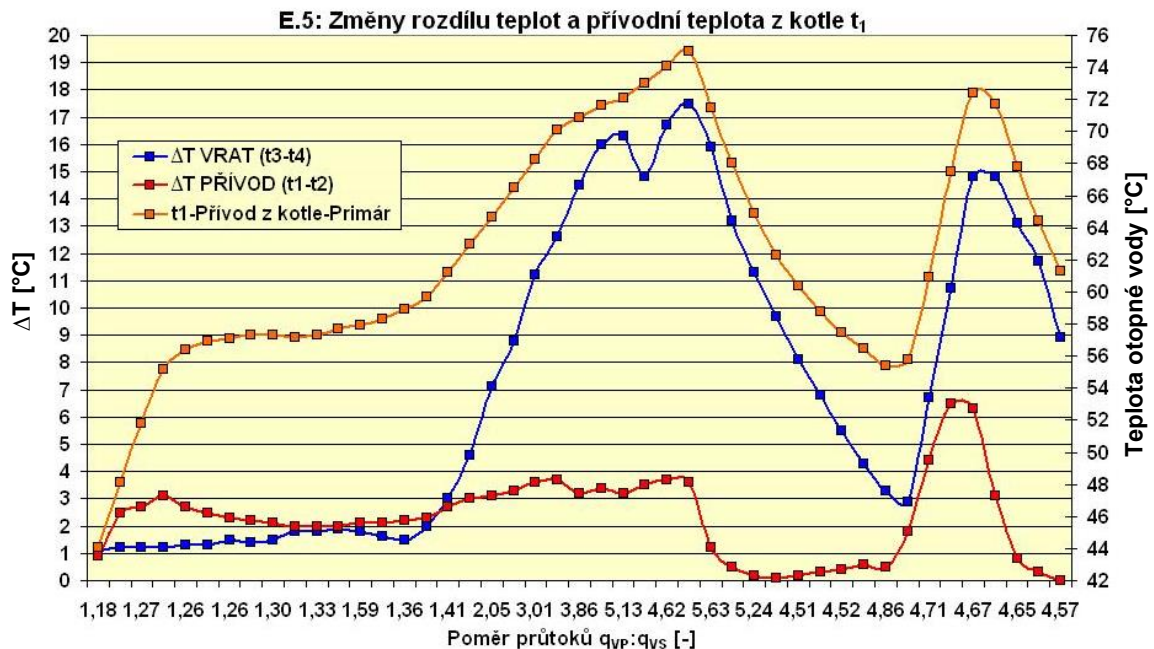
Budeme tedy nejprve vycházet z předchozího grafu teplot E5.1, kde jsou výrazné rozdíly až $\Delta T_{(t1)} = 30^\circ\text{C}$ v teplotě přívodní vody z kotle t_1 . Její průběh je vyjádřen současně s rozdíly teplot z grafu E5.2b. Křivka teploty t_1 zcela pravdivě koresponduje s oběma rozdíly teplot lépe, než v předchozím grafu (E5.2a) křivka poměru průtoků P .



Graf E5.2b –Rozdíly teplot přívodních a vratných větví v závislosti na přívodní teplotě z kotle „ t_1 “ -E.5 –„HVDT“

Dominantní vliv teploty t_1 na teplotní difference při několikanásobných rozdílech v průtocích je ověřena i pomocí předchozích termovizních snímků (obr. 5.5.5). Naopak vzájemný poměr průtoků na změnu teplot v jednotlivých větvích při jeho několikanásobných

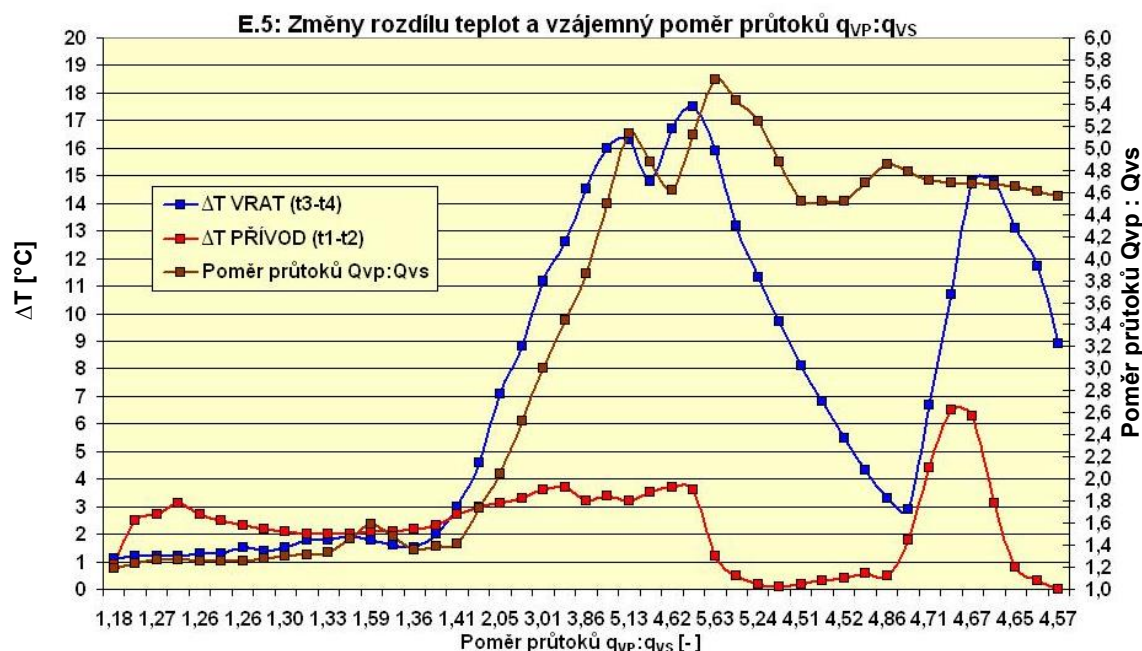
diferencích se výrazně neprojevuje. Podrobněji zkoumaným úsekem měření bude oddíl dat, který má počátek od sepnutí hořáku a náběhu kotle až po konec měření (v grafech 5.2a,b uprostřed osy x, interval poměru $P(1,18;4,63)$). Korektní provoz soustavy nám dokumentují termovizní snímky z obr.5.5.4, při hodnotách poměru $1,26 \leq P \leq 2,05$. Na počátku teplota přívodní teploty t_1 prudce vzrostla a ustálila se na hodnotě asi 57°C po nějakou dobu. Zároveň docházelo k pomalému prohřívání HVDT při kolísání hodnot vzájemného poměru průtoků v rozsahu $1,26 \leq P \leq 1,41$, ale stále bez zvýšení rozdílu teplot mezi vratnými větvemi do kotle t_3, t_4 , přestože převládá po celou dobu větší průtok primárním okruhem. Každá vzdálenost mezi body grafu představuje interval záznamu hodnot 30 s, tedy celkem měl tento měřený úsek od počátku dobu trvání asi 8 min.



Graf E5.2c – Rozdíly teplot přívodních a vratných větví v závislosti na přívodní teplotě z kotle „ t_1 “ podrobně -E.5 – „HVDT“

Křivka poměru průtoků v následujícím grafu E5.2d v tomto úseku přesně kopíruje, sice nepatrně, ale viditelně vzestup křivky rozdílu ΔT_{VRAT} až po hodnotu $P \leq 1,41$. Potom nastane zlom obou křivek a prudký nárůst průtoků v primárním okruhu. Rozdíl mezi vratnými větvemi prudce stoupá od hodnoty poměru průtoků dále $P \geq 2,05$, ačkoliv teplota přívodní z kotle t_1 narůstá v porovnání s poměrem průtoků i bodů rozdílu vratných teplot mnohem pomaleji. Zde je výrazná převaha v řízení změn teplot změnou průtoků. Dokonce se projeví i v tak výrazném bodu poměru, jako je $P = 5,1$, kdy poklesem poměru na hodnotu $P = 4,6$ klesne zároveň i naměřený rozdíl asi o $\Delta T_{VRAT} = 2\text{K}$ a to bez zakolísání stálého

vzestupu teploty přívodní t_1 . Velmi krátkou tendenci však záhy mění vypnutí hořáku v kotli při dosažení max. teploty přívodní $t_1 = 75^\circ\text{C}$. Následuje opačný proces poklesu teplot t_1 a t_2 při chladnutí primárního okruhu bez ohledu na stabilní hodnotu $P = 4,6$ vzájemného poměru průtoků.



Graf E5.2d – Rozdíly teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků - podrobně -E.5 – „HVDT“

Shrnutí dílčích poznatků v experimentu E.5:

Vzájemný poměr objemových průtoků má vliv při stabilizaci nebo růstu přívodní teploty ze zdroje t_1 . Ne zcela však při jejím poklesu, kdy začne chladnout i veškerá otopná voda v ostatních větvích. Tím dochází k celkovému poklesu teploty otopné vody v soustavě, bez přímé závislosti na objemových průtocích na jedné a druhé straně od HVDT.

5.6 EXPERIMENT E.6

Za účelem srovnání různých velikostí HVDT dle výkonu a rozsahu soustavy bylo měření provedeno i na větších typech HVDT a to velikost „IV“.

Primární strana: kaskáda 3x plynových kotlů Vaillant, každý s vlastním oběhovým čerpadlem vně kotle

Sekundární strana: rozdělovač-sběrač kombi, 2x směšovací okruhy pro vytápění, včetně oběhových čerpadel Grundfos Magna, 1x větev pro přípravu teplé vody

Typ a rozměry HVDT: typová velikost HVDT IV (výr.ETL-Ekotherm) – jmenovitý průtok až 20 m³/hod, D=219mm, d=108 (připojovací hrdla)



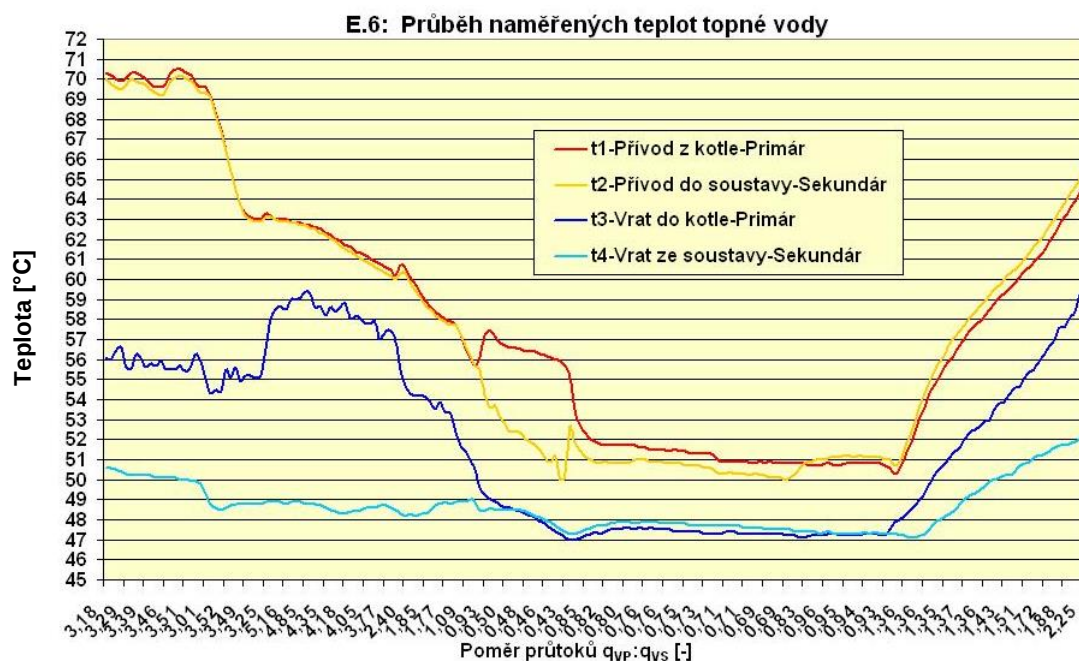
Obr. 5.6.1 Primární a sekundární strana otopné soustavy, HVDT (E.6)

Otopná soustava sloužila k zásobování tepla pro bytový dům. Se zateplením bytového domu prošel novými instalacemi i sekundární okruh otopné soustavy, jak napovídají z obrázku nová oběhová čerpadla s automatickou regulací otáček Grundfos Magna na otopných větvích z rozdělovače. Primární strana okruhu se třemi stacionárními kotli zůstala zachována původní, včetně HVDT.

5.6.1 DIAGNOSTIKA TEPLOTNÍCH POMĚRŮ V SOUSTAVĚ E.6

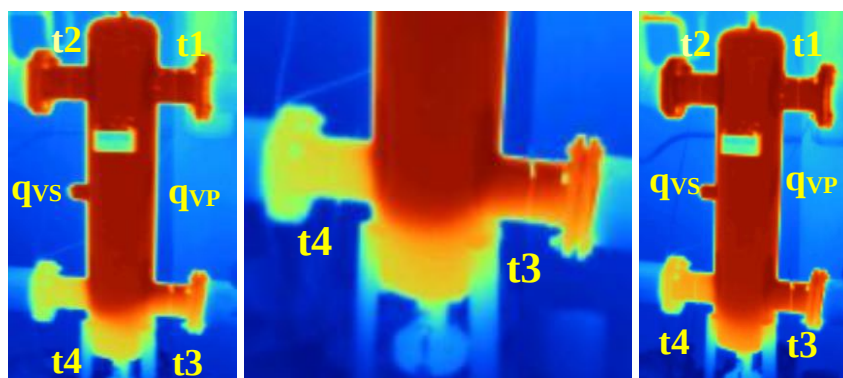
Na počátku měření byla tepelná soustava během dne v bytovém domě dostatečně naakumulovaná včetně zásobníku na teplou vodu. Směšovací regulační ventily uzavíraly přívod do soustavy od HVDT a proto byl průtok v sekundární straně velmi nízký. Primární strana kotlů však stále vykazovala troj až pětinasobně větší průtok v tomto útlumovém režimu (obr.5.6.2a,b,c). Částečné vyrovnaní průtoků bylo docíleno až ručním vypnutím kotle kvůli změnám vzájemného poměru objemových průtoků. Doba doběhu jeho primárního

čerpadla byla velmi dlouhá a trvala asi 20 min, ale přívodní teplota z kotlů t_1 začala postupně klesat a hořák kotle byl v provozu pouze jeden ze tří. Nestačil však velké množství oběhové vody ohřívat na požadovanou výstupní teplotu t_1 . Pro termovizní snímkování nebylo dostatek přístupového prostoru, proto jsou snímky HVDT pořizovány mírně zešikma.



Graf E6.1– Průběh naměřených teplot na přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.6 – HVDT IV(1.)

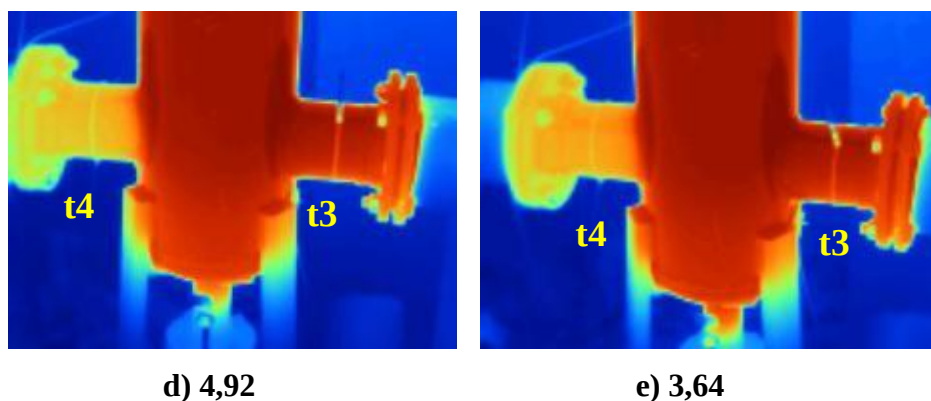
Jakmile ustal prudký pokles přívodní teploty t_1 na hodnotě 63°C , zapnulo oběhové čerpadlo i třetího kotle. Maximální jmenovitý průtok primárním okruhem soustavy asi $q_{VP} = 17 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ zvýšil vzájemný poměr průtoků (obr.5.6.2a) a zároveň se projevil nový nárůst vratné teploty t_3 zpět do zdroje, jak je vidět z grafu teplot E6.1. Oběhová čerpadla všech tří kotlů byla sice v chodu, ale hořák kotle pouze jeden, docházelo tedy postupně k vyrovnání přívodní a vratné teploty primárního okruhu na pouhý rozdíl $t_1 - t_3 = 4 \text{ K}$.



a) 3,36A

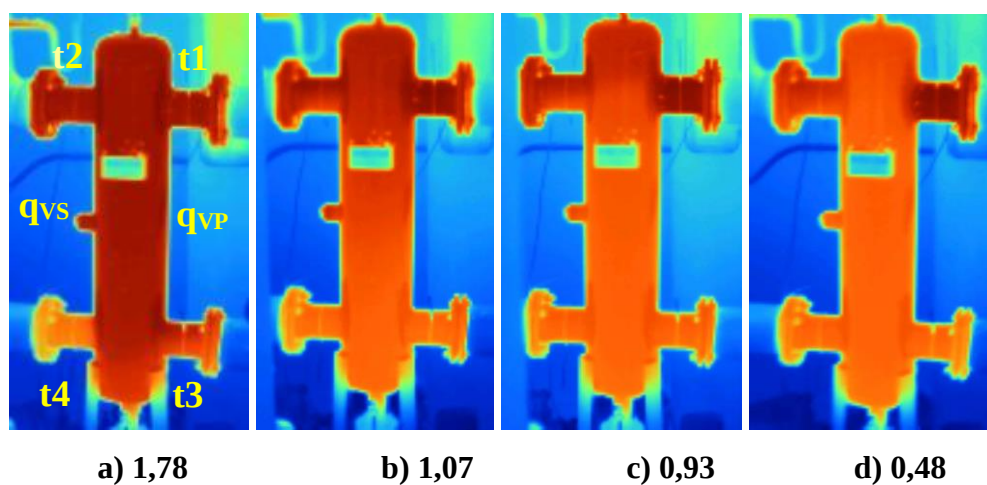
b) 3,36B

c) 3,34



Obr. 5.6.2 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $P \geq 3,3$ na počátku měření

S poklesem teploty přívodní došlo k otevírání trojcestného směšovacího ventilu a tak navyšování průtoku na sekundární straně (obr. 5.6.2e). Poté konečně vypnulo 1x oběhové čerpadlo (obr.5.6.3a), a vzápětí regulace vyslala požadavek na dobití akumulčního zásobníku na teplou vodu. V tuto chvíli nastalo vyrovnání průtoků na obou stranách HVDT, ale při stálém poklesu přívodní teploty (5.6.3b). Náhle vypnulo i druhé čerpadlo na primární straně a důsledkem byly hodnoty vzájemného poměru $P \leq 1,0$. Převládl průtok na sekundární straně a projevil se rozdíl mezi přívodními teplotami t_1, t_2 , zatímco teploty vratných větví t_3, t_4 se téměř vyrovnávají (5.6.3c). Dosavadní pokles přívodní teploty z kotle t_1 z původních 70 °C až na 50 °C způsobil, že nyní nemohlo dojít k dobití zásobníku a ani ke splnění požadavku dodávky tepla na vytápění. V grafu E6.1 to znázorňují hodnoty přívodních teplot t_1, t_2 kolem 51°C, které se tak velmi přiblížily hodnotám teplot vratných t_3, t_4 (47 °C). Rozdíl mezi nimi klesl pouze na 4 K ($t_1 - t_3 = t_2 - t_4 = 4$ K) podle obr.(5.6.3d).

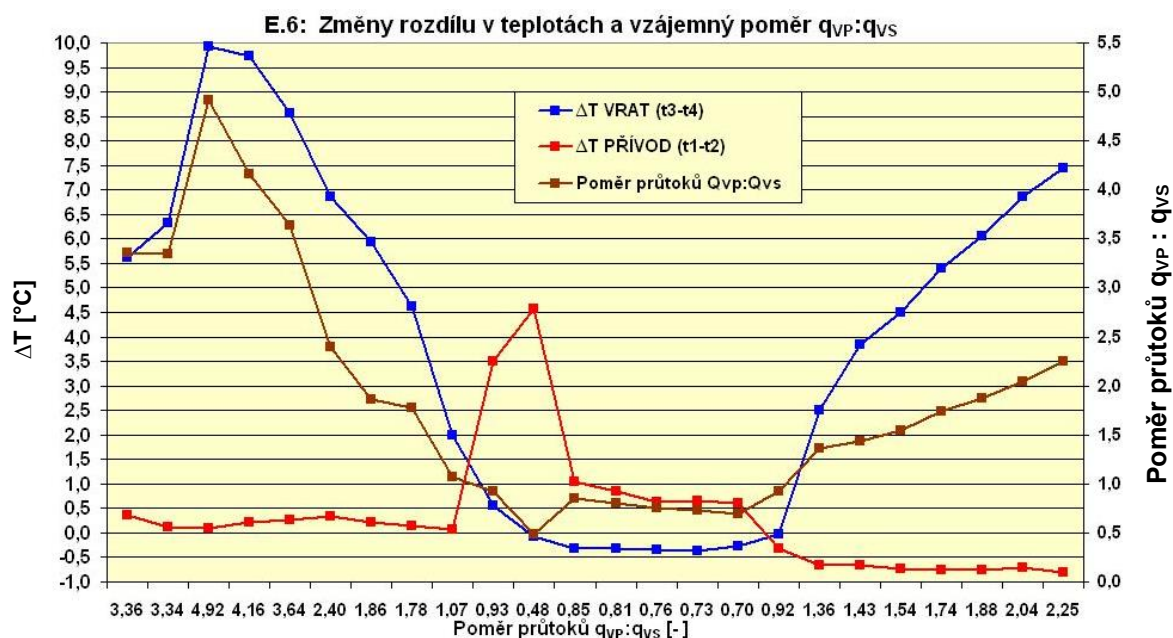


Obr. 5.6.3 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $P \geq 3,3$ na počátku měření

Přestože bylo dosaženo minimálního průtoku v primárním okruhu kotlů oproti počátečnímu stavu jeho nadprůtoku, ocitl se okruh zdroje v útlumu. Při vyrovnaní všech teplot na minimální teplotní spád soustavy nedocházelo k přenosu tepla pomocí čerpaného množství teplonosné kapaliny. V tuto chvíli nemá velikost vzájemného poměru žádný vliv na výrazné rozdíly mezi teplotami, protože jejich maximální možná difference bude vždy rovna aktuálnímu nebo danému teplotnímu spádu. Po tomto úseku, který trval asi 30 min byly kotle i oběhová čerpadla náhle spuštěny a postupně přívodní teplota t_1 rostla až na 67°C . Trojcestné směšovače na sekundární straně postupně uzavírali a průtok primárním okruhem zanedlouho předčil sekundární průtok, což nám koresponduje i s nárůstem rozdílu teplot mezi vratnými větvemi t_3, t_4 . Soustava tímto byla převedena do původního stavu a měření bylo ukončeno.

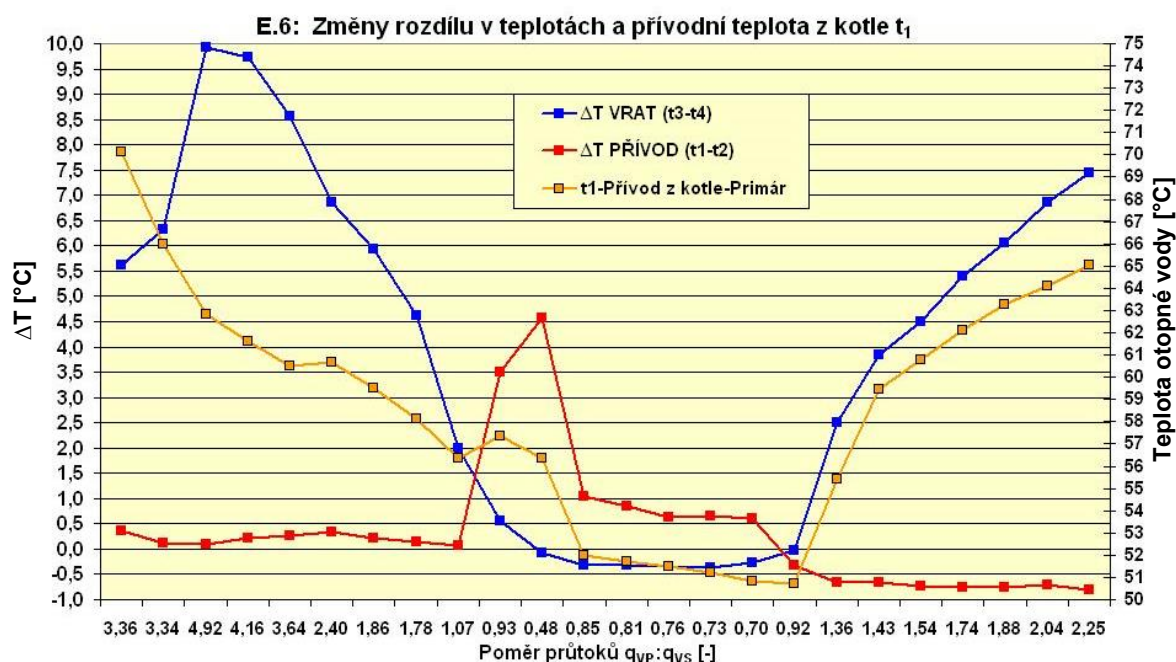
5.6.2 ROZDÍLY TEPLOT PODLE POMĚRU PRŮTOKŮ $Q_{VP}:Q_{VS}$

V průběhu měření probíhaly hydraulické změny díky dané regulaci kaskády kotlů anebo pomocí manuálního zásahu. Všechny tyto okrajové jevy byly zapisovány a v předchozím odstavci popsány. Aby bylo možno lépe a přehledněji získat závislost mezi změnou teplot a objemovým průtokem v jednotlivých okruzích, byl počet hodnot redukován rozdělením podle ustálených intervalů vzájemného poměru i teplot s vyjádřením jejich středních hodnot.



Graf E6.2a – Rozdíly teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.6 –HVDT IV (1.)

Vzájemný poměr obou průtoků se pohyboval relativně v široké škále hodnot, vzhledem k charakteru soustavy zásobování teplem sloužící pro bytový dům. Jeho prvotní stav při zahájení spolu s hodnotami až na konci měření vypovídají o silné nerovnováze mezi objemovým průtokem, co vynaloží oběhová čerpadla kotlů vůči minimální potřebě přenosu tepelné energie v sekundárním okruhu spotřebičů. Navzdory těmto velkým rozdílům mezi objemovými průtoky, výkyvům v regulaci a provozu během měření i jiných okrajových vlivů, křivka vzájemného poměru „ P “ svým obrysem ovlivňuje aktuální nerovnost mezi teplotami v celém rozsahu. Natolik přesvědčivou tendenci v porovnání s poměrem průtoků nemá na druhém grafu závislosti E6.2b přívodní teplota ze zdroje t_1 . Její dlouhodobý pokles v první části grafu podíl na klesající rozdíl teplot může mít, ale její průběh nepotvrdil dominantní vliv a to zejména při náhlém zvýšení průtoku primárním okruhem kotlů na hodnotu $P = 4,92$. Bylo nezbytné zahrnout do těchto grafů i hodnoty ve fázi útlumu soustavy, kdy teplotní spád soustavy byl minimální díky vychladnutí přívodních teplot až na $t_1 = 51^\circ\text{C}$. V této fázi nemůže mít změna vzájemného poměru průtoků na znázorněné rozdíly teplot výraznější vliv, než co do velikosti aktuálního teplotního spádu soustavy ($t_1 - t_3 = t_2 - t_4 = 4^\circ\text{C}$), jak již bylo zmíněno v závěru předchozí kapitoly o diagnostice.

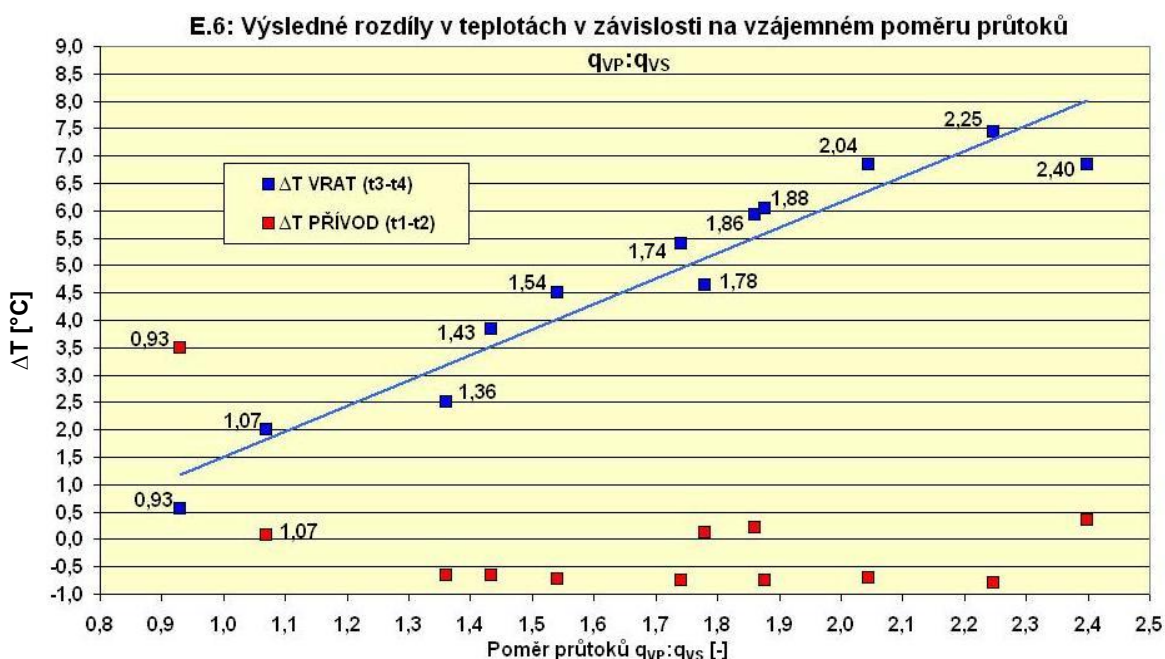


Graf E6.2b – Rozdíly teplot přívodních a vratných větví v závislosti na přívodní teplotě z kotle „ t_1 “ -E.6–HVDT IV (1.)

Rozhodující pro význam rovnováhy mezi průtoky je změna tendence křivek rozdílů mezi body poměru $P = 1,07$ a $P = 0,93$ (uprostřed grafu E6.2b). Rozdíl přívodních teplot

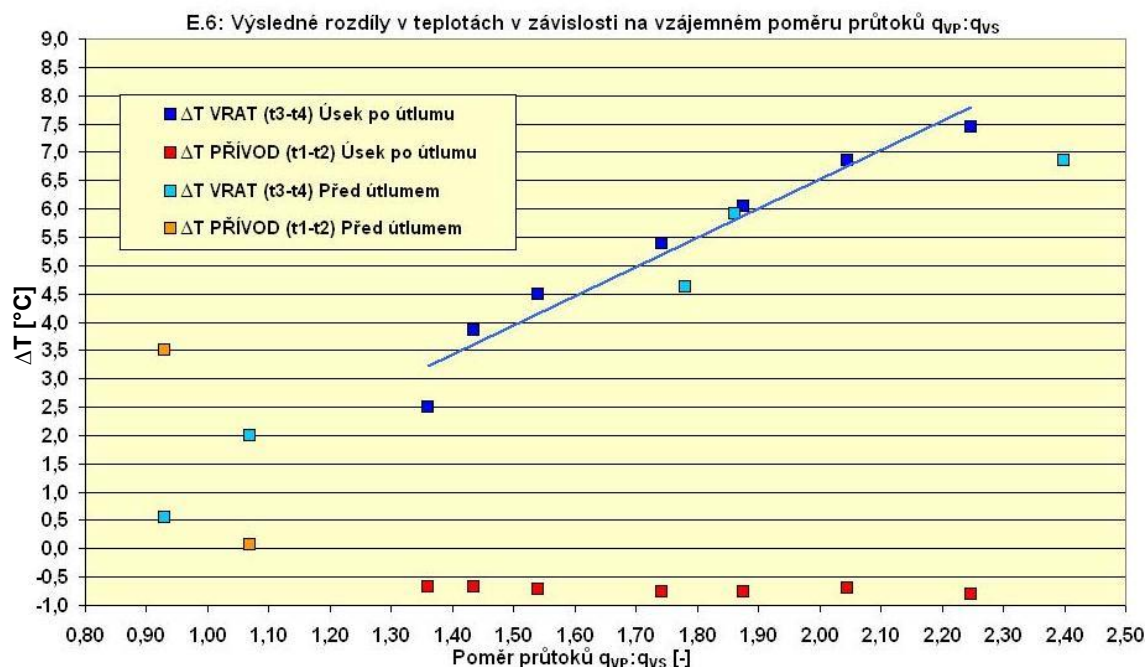
doposud $\Delta T_{PŘÍVOD} = 0,5 \text{ °C}$ náhle prudce vzrostl, zatímco v dalším bodě pouze polovičního průtoku primárního okruhu $P = 0,48$ se rozdíl stačil vyšplhat na $\Delta T_{PŘÍVOD} = 4,5 \text{ °C}$. Následujícím zvýšením průtoku v primárním okruhu se razantně teplota přívodní vody t_1 ochladila, protože hořák nefungoval ani jeden. Tím došlo i k poklesu přívodní teploty do soustavy t_2 , a tak snížení jejich vzájemného rozdílu teplot. Otopná soustava byla v útlumu.

V dalším stadiu měření při zapnutí jak čerpadla, tak hořáku kotle dochází k novému náběhu soustavy. S rostoucím primárním průtokem okruhu kotle roste i přívodní teplota do soustavy a současně tak i rozdíl mezi vratnými teplotami $\Delta T_{VRAT} = t_3 - t_4$. Na základě všech okrajových jevů bylo do celkového grafu závislosti poměru a výsledných rozdílů vloženo pouze část jeho celkového naměřeného rozsahu $0,93 \leq P \leq 2,40$, tedy úseky hodnot, které jsou sledované pro tento typ soustav a především jsou to hodnoty významné pro zapojení s kondenzačními typy kotlů. Právě u nich se potvrzuje klíčový význam v nežádoucích rozdílech teplot a tak i nestabilitě hydraulického zapojení s HVDT. Předchozí hodnoty rozdílů teplot z grafů E6.2a,b byly seřazeny podle růstu velikosti vzájemného poměru do grafů E6.4a,b. Zároveň těmito body byla proložena přímka lineární funkce za účelem ověření závislosti růstu a tendence rozdílů teplot vratných větví s narůstajícím vzájemným poměrem průtoků.



E6.4a – Celkový graf „středních hodnot“ intervalů rozdílů teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků - E.6 – HVDT IV (1.)

Pro lepší rozpoznání původu odchylek mezi znázorněnými body v grafu E6.4a byly barevně odlišeny body naměřené nejprve v první fázi měření, kdy přecházela soustava postupně do útlumu (světle modrá) a body při opětovném náběhu soustavy (tmavá modrá) v grafu E6.4b.



E6.4b – Graf středních hodnot intervalů rozdílů teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků (*podle fází měření*) -E.6 – HVDT IV (1.)

Shrnutí dílčích poznatků v experimentu E.6:

.V tomto případě odhalilo experimentální měření význam i několikanásobného rozdílu velikosti mezi průtoky, který se projevil navýšením rozdílu teplot mezi vratnými teplotami do zdroje při větším průtoku primárním okruhem kotlů. Maximálně dosažený teplotní rozdíl je v každém případě omezen aktuálním teplotním spádem zásobujícího okruhu, nezávisle na velikosti vzájemného poměru průtoků. Jeho význam je klíčový pro nežádoucí rozdíl teplot právě v hodnotách sledovaného vzájemného poměru $0,5 \leq P \leq 2,0$, což potvrdilo i toto experimentální měření soustavy s mnohem větším instalovaným tepelným výkonem (300 kW- vel.HVDT IV).

5.7 EXPERIMENT E.7

Posledním měřicím místem byla plynová kotelná pro objekty studentských kolejí. Sloužila jak pro teplovodní vytápění pro ubytovací objekty, tak pro zásobování vzduchotechnického zařízení v menze a v garážích. HVDT měl typovou velikost „IV“ stejnou, jako byl HVDT v předchozím měření E.6.

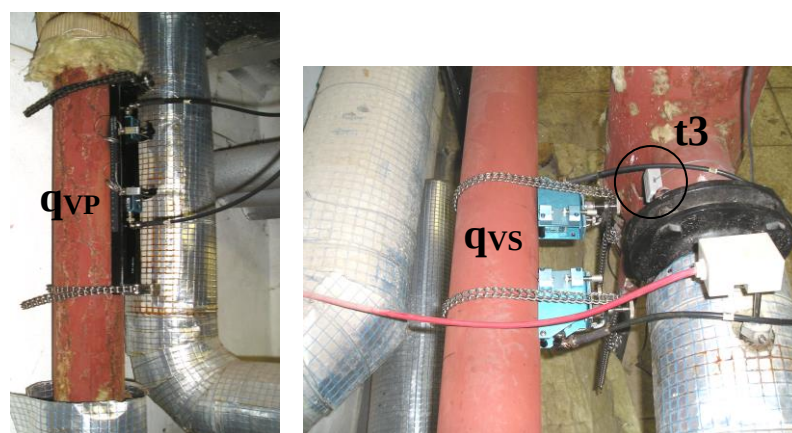
Primární strana: kaskáda 2x plynových kotlů 50 kW, 2x oběhové čerpadlo v zapojení paralelním nastaveno na konstantní stupeň otáček. V provozu bylo pouze jedno čerpadlo, druhé sloužilo pravděpodobně jako záloha.

Sekundární strana: potrubní rozdělovač a sběrač, včetně samostatných okruhů s oběhovými čerpadly pro ústřední vytápění, vzduchotechniku a přípravu teplé vody.

Typ a rozměry HVDT: HVDT „IV“ – průtok max. 20 m³/hod, D=219mm, d=108 (hrdla)



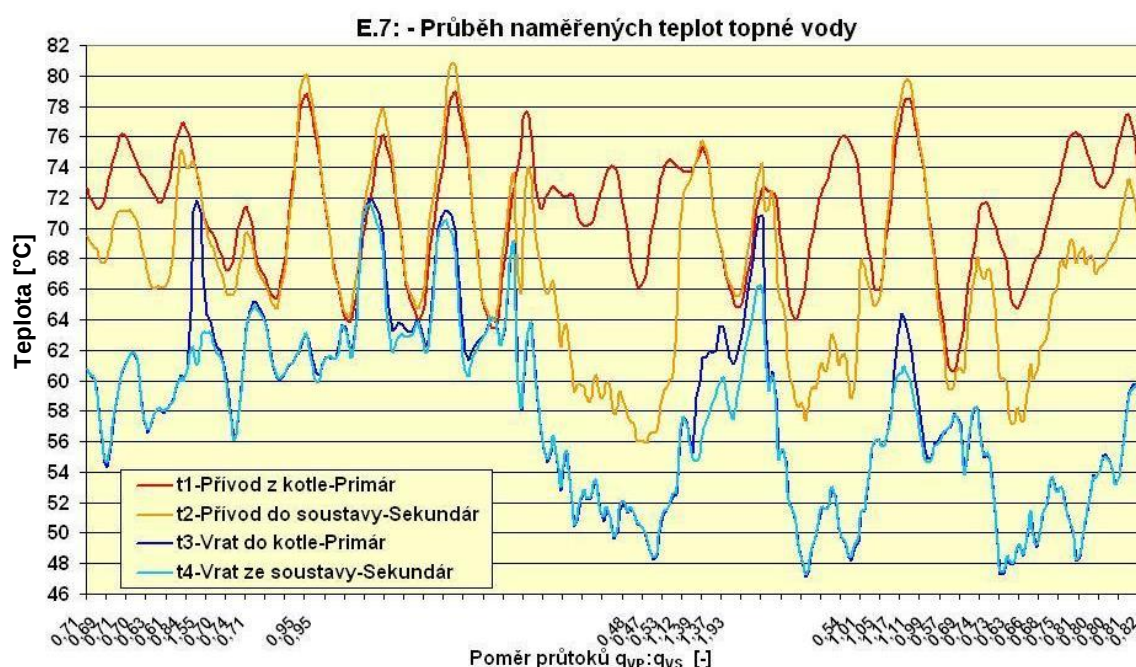
Obr. 5.7.1 Primární a sekundární strana otopné soustavy, HVDT IV (E.7)



Obr. 5.7.2 Průtokoměr instalovaný v primárním okruhu zdroje a v sekundárním okruhu otopné soustavy, HVDT IV (E.7)

5.7.1 DIAGNOSTIKA TEPLOTNÍCH POMĚRŮ V SOUSTAVĚ E.7

Provozovatel plynové kotelny sám upozornil, že přívodní teplota do soustavy t_2 , kterou snímají ponorným čidlem je ve skutečnosti nižší, než přívodní teplota vody na výstupu z kotle t_1 . V grafu E7.1, který znázorňuje výsledky celého průběhu naměřených teplot na všech větvích, se tvrzení potvrdilo. Příčina poklesu teploty je pravděpodobně v nerovnováze mezi velikostmi objemových průtoků na jedné a druhé straně od HVDT. Podle naměřených dat objemových průtoků a jejich stanoveném poměru má zjevně sekundární soustava spotřebních větví větší odběr, než co mohla poskytnout primární strana kotlů v provozu s jedním oběhovým čerpadlem. Převažovaly hodnoty vzájemného poměru průtoků na ose x nabývající hodnot $P \leq 1,0$ po většinu doby měření.



Graf E7.1– Průběh naměřených teplot na přívodních a vratných větvích v závislosti na změnách poměru průtoků -E.6 – HVDT IV(2.)

Signál jednoho páru snímačů průtoků na sekundární straně vypadal, proto nejsou uvedeny všechny naměřené poměry na ose x.¹⁰ Nezdá měření průtoků v sekundárním okruhu byl alespoň příznivý pro získání spousty dat o teplotách. V grafu E7.1 jsou teploty vratných větví t_3, t_4 vyrovnané, protože převládá po celou dobu větší objemový průtok v sekundárním okruhu otopných větví a tak rozdíly v teplotách jsou pouze mezi přívodními teplotami t_1 a t_2 a nemůže dojít ke změnám teploty vratné vody do kotle t_4 . Ta vzrostla

¹⁰ Následující den bylo provedeno další měření s novou instalací snímačů ve stejné soustavě – Experiment E.8

pouze na okamžik při dynamických změnách jako bylo náhlé vypnutí oběhového čerpadla otopné větve pro vzduchotechniku. Stávající kotle nebyly kondenzační, proto je zde příliš nízká teplota vratná t_4 hlídaná, kvůli ochraně kotle během útlumu soustavy. Při neznámé hodnotě objemového průtoku na sekundární straně (díky výpadkům signálu čidel průtoku) docházelo podle grafu mnohdy k celkovému vyrovnání, jak obou přívodních teplot t_1, t_2 , tak i vratných teplot t_3, t_4 , jak napověděl počátek zaznamenané hodnoty poměru $P = 0,95$. Předpokladem termodynamické stability mezi oddělenými okruhy prostřednictvím HVDT je vzájemný poměr průtoků v rozmezí $0,95 \leq P \leq 1,1$. Z intenzity dynamických změn teplot i průtoků v této soustavě vyplývá, že variabilita aktuální potřeby tepla pro provoz studentských kolejí byla velmi pružná a HVDT je tady funkčně zcela na místě.

Rekapitulace dat o měření objemových průtoků:

- Primární strana zdroje (v provozu bylo 1x oběhové čerpadlo ze dvou instalovaných) a objemový průtok se pohyboval v této naměřené hodnotě, kterou nebylo možné změnit:

$$Q = 158 - 179 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 9,5 - 10,8 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

- Sekundární strana otopných větví: umožnila variabilitu změn objemových průtoků pomocí vypnutí příslušných oběhových čerpadel na větvích (ÚT-budova C, ÚT-menza, ÚT - garáže, VZT-menza). Bylo dosaženo těchto provozních stavů s objemovými průtoky:

100% -ní provoz: $Q = 340 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 20,4 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$

Vypnuto-budova C a menza: $Q = 170 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 10,2 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$

Vypnuto-budova C, menza, garáže: $Q = 90 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 5,5 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$

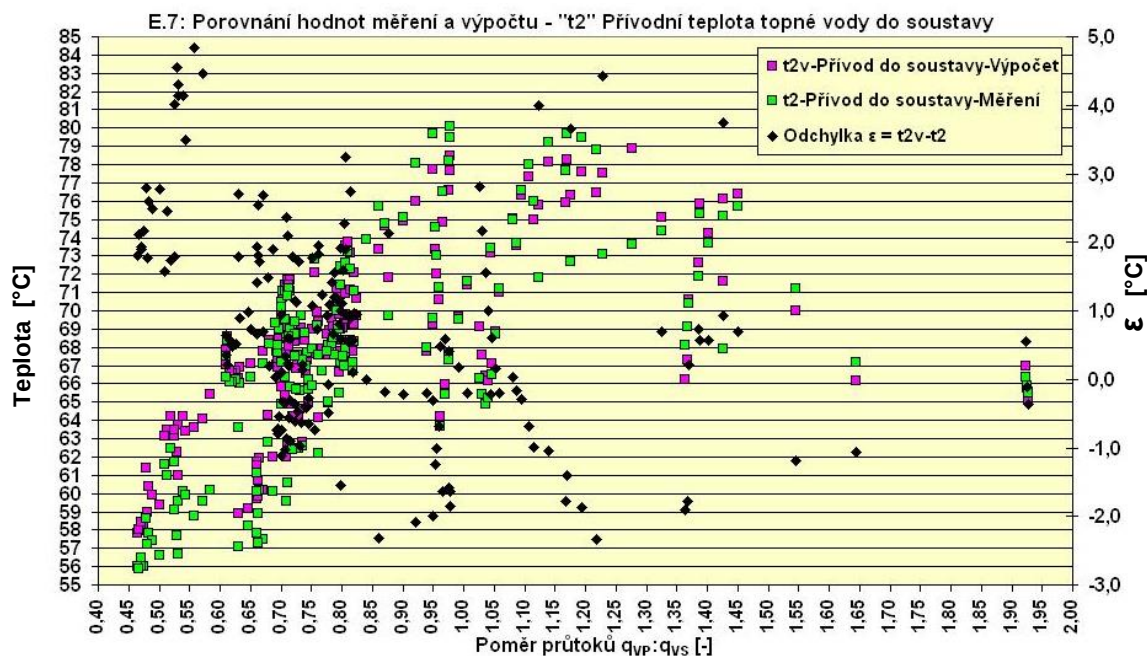
Získané údaje o objemových průtocích byly zaměřeny zejména na přívodní teplotu t_2 do soustavy spotřebičů tak, abychom určili míru jejího poklesu během normálního provozu, oproti výstupní teplotě z kotlů¹¹.

- **Porovnání přívodní teploty t_2 do soustavy v závislosti na poměru průtoků:**

Graf porovnání teploty E2.7a ukazuje jednak rozsah hodnot teploty t_2 $55^\circ\text{C} \leq t_2 \leq 80^\circ\text{C}$, ale především i četnost výsledků podle vzájemného poměru průtoků P (osa x). Přestože byly naměřené hodnoty rozděleny do dvou bloků a barevně rozlišeny, jejich počet byl největší mezi poměry $0,7 \leq P \leq 0,85$ s tím, že rozsah teplot se v tomto poměru pohyboval v nejčastěji v rozmezí $62^\circ\text{C} \leq t_2 \leq 72^\circ\text{C}$, to je s rozdílem až 10 K .

¹¹ Výstupní teplota z kotle $\approx$ přívodní teplota ze zdroje t_1

Přestože uvedené hodnoty poměru se nejeví jako alarmující, vzhledem k rozdílu velikosti objemových průtoků na jedné a druhé straně, jsou tyto rozdíly teplot velmi výrazné, když navíc maximální hodnota teploty přívodní do soustavy t_2 dosahovala horní hranice naměřeného rozsahu $t_2 = 80^\circ\text{C}$ už od poměru $P \cong 0,95$.



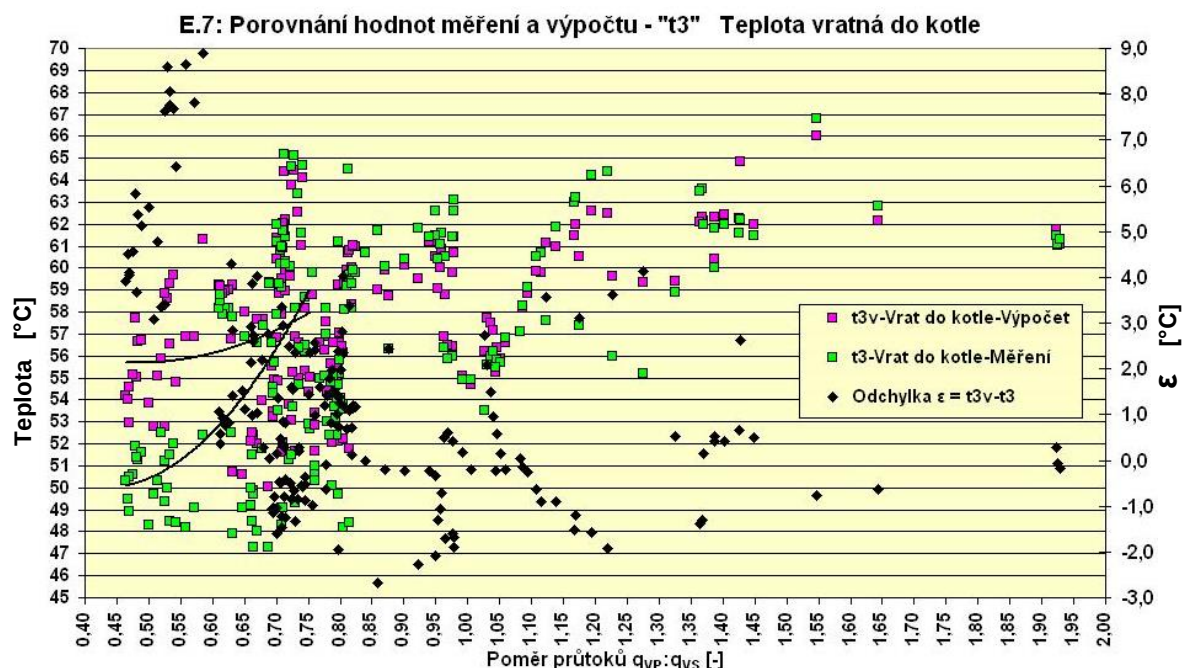
Graf E7.2a – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu přívodní vody do soustavy t_2 ve všech bodech měření - E.7 – HVDT IV (2.)

Hodnoty teploty t_2 vyjádřené z výpočtu (fialové body) vycházeli příznivěji vyšší, než hodnoty zjištěné experimentálním měřením. Jejich vzájemná odchylka však nebyla výrazná právě při nejčastěji naměřených hodnotách. Dosáhla extrému až při nízkých hodnotách poměru $P \leq 0,6$.

Hodnota průměrné kladné odchylky teploty t_2 : $\bar{\varepsilon}_{t_2}(P \leq 0,6) = 1,88^\circ\text{C}$

Hodnota průměrné kladné odchylky teploty t_2 : $\bar{\varepsilon}_{t_2}(P \geq 0,6) = 1,26^\circ\text{C}$

Hodnota průměrné záporné odchylky teploty t_2 : $\bar{\varepsilon}_{t_2}(P \geq 0,7) = -0,92^\circ\text{C}$



Graf E7.2b – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu vratné vody do kotle t_3 ve všech bodech měření E.7 – HVDT IV (2.)

- Porovnání vratné teploty t_3 do zdroje v závislosti na poměru průtoků:**

Vratná teplota do kotle t_3 na straně primárního okruhu také dosahovala velkého rozsahu změn. Četnost bodů je největší v intervalu poměru $0,7 \leq P \leq 0,85$ stejně, jako u předchozího grafu porovnání teploty t_2 . Rozsah teplot při tomto poměru se pohyboval v rozmezí $50^\circ\text{C} \leq t_3 \leq 65^\circ\text{C}$. Celkový rozptyl odchylek výpočtu a měření vratné teploty t_3 je větší, než byl u teploty t_2 , ale odchylka při vzájemných poměrech $P \geq 0,6$ byla jen o málo vyšší. Naopak průměrný extrém rozdílu výpočtu a měření při poměrech $P \leq 0,6$ narostl výrazněji, což je zřejmé ze znázorněných velikostí odchylek na vedlejších osách y.

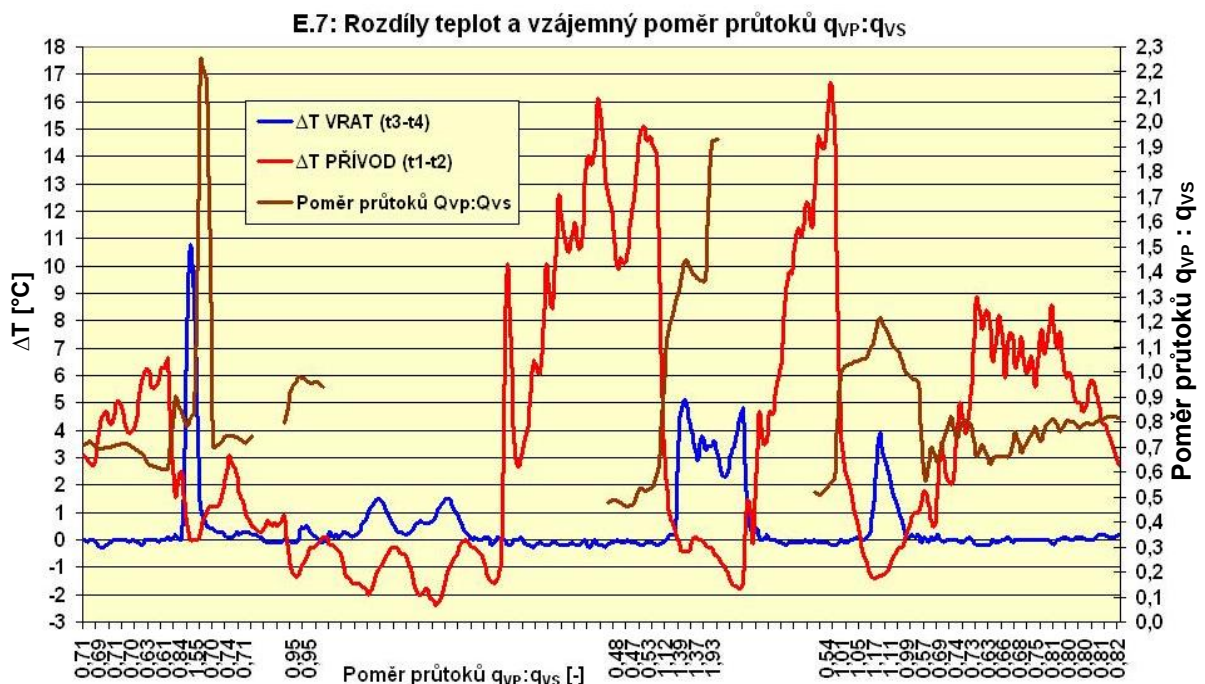
Hodnota průměrné kladné odchylky teploty t_3 : $\bar{\varepsilon}_{t_3}(P \leq 0,6) = 5,77^\circ\text{C}$

Hodnota průměrné kladné odchylky teploty t_3 : $\bar{\varepsilon}_{t_3}(P \geq 0,6) = 1,52^\circ\text{C}$

Hodnota průměrné záporné odchylky teploty t_3 : $\bar{\varepsilon}_{t_3}(P \geq 0,7) = -0,93^\circ\text{C}$

5.7.2 ROZDÍLY TEPLOT PODLE POMĚRU PRŮTOKŮ $Q_{VP}:Q_{VS}$

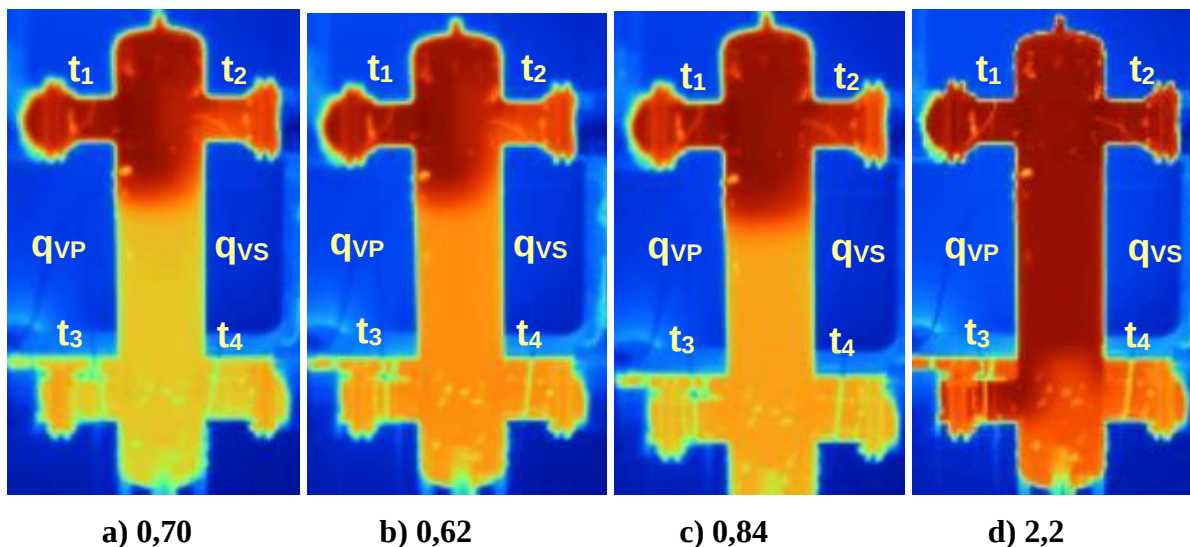
Snaha zprovoznit měřicí kanál průtoku na sekundární straně od HVDT byla alespoň podnětem pro vznik většího počtu dat o teplotách v soustavě v běžném provozu. Celková doba měření byla o to delší než u předchozích experimentů. Skutečný vzájemný poměr průtoků sice místy znám nebyl, ale teploty přílohných čidel zaznamenávaly nepřetržitě po intervalu 30s. Proto z nich byly alespoň vyjádřeny vzájemné rozdíly jak mezi vratnými teplotami t_3, t_4 , tak mezi přívodními teplotami t_1, t_2 . Zároveň byly prováděny i snímky termokamerou, kterými je možné identifikovat dynamický proces změn teplot a následně je potom porovnat se snímky, u kterých byl naměřený poměr průtoků znám.



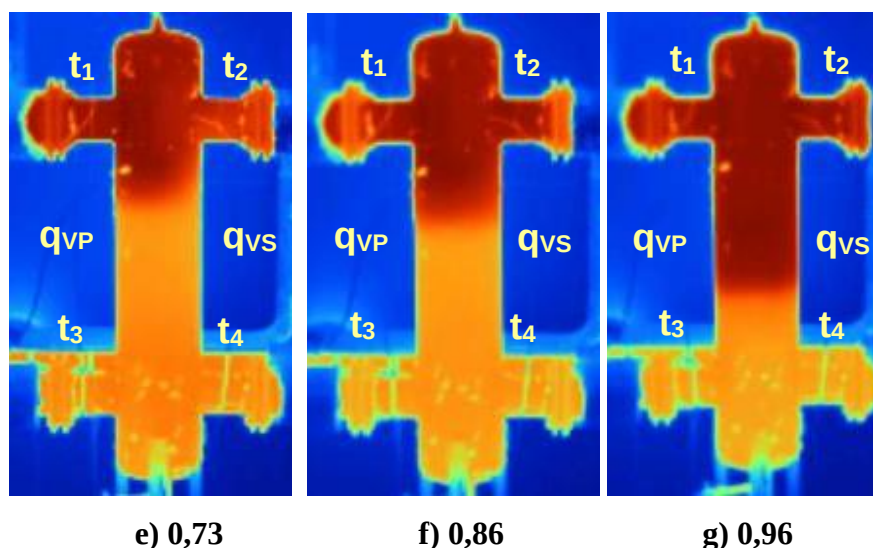
Graf E7.3 – Rozdíly teplot na přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.7 –HVDT IV (2.)

Podle grafu můžeme rozeznat výrazné rozdíly mezi teplotami přívodních větví t_1, t_2 . Vzájemný poměr se na počátku měření pohyboval v hodnotách $0,6 \leq P \leq 0,7$ s rozdíly teplot kolem $3\text{ K} \leq \Delta T_{\text{PŘÍVOD}} \leq 6,5\text{ °C}$. Měřicí čidla zareagovala i na prudký pokles průtoku v sekundárním okruhu, který způsobil strmý nárůst rozdílu mezi vratnými teplotami t_3, t_4 , jejichž rozdíl vzrostl na okamžik až na $\Delta T_{\text{VRAT}} = 10\text{ °C}$ a rozdíl mezi průtoky až na dvojnásobek $P = 2,2$. Vzápětí zapnuly oběhová čerpadla otopných větví a průtok v sekundárním okruhu vzrostl natolik, že vzájemný poměr průtoků se vrátil na původní hodnotu $P = 0,7$.

Druhý velmi krátký úsek hodnot blízký rovnováhy poměru $P \cong 0,95$ naznačil, že dosáhnout teplotní rovnováhy, mezi dvojicemi přívodních a vratných větví, je v této soustavě možné. Rozdíl vratných teplot se vychýlil nad svoji pevnou linii $\Delta T_{VRAT} \cong 0^\circ\text{C}$, podle kterého je možné předpokládat překročení vzájemného poměru průtoků $P \geq 1,0$. Za tímto úsekem převládl průtok sekundárním okruhem a znázorněné rozdíly přívodních teplot t_1, t_2 dosáhly rozdílu až $\Delta T_{PRRIVO} = 16^\circ\text{C}$. Termovizní snímky z tohoto průběhu potvrdily naměřené jak teplotní, tak hydraulické poměry.



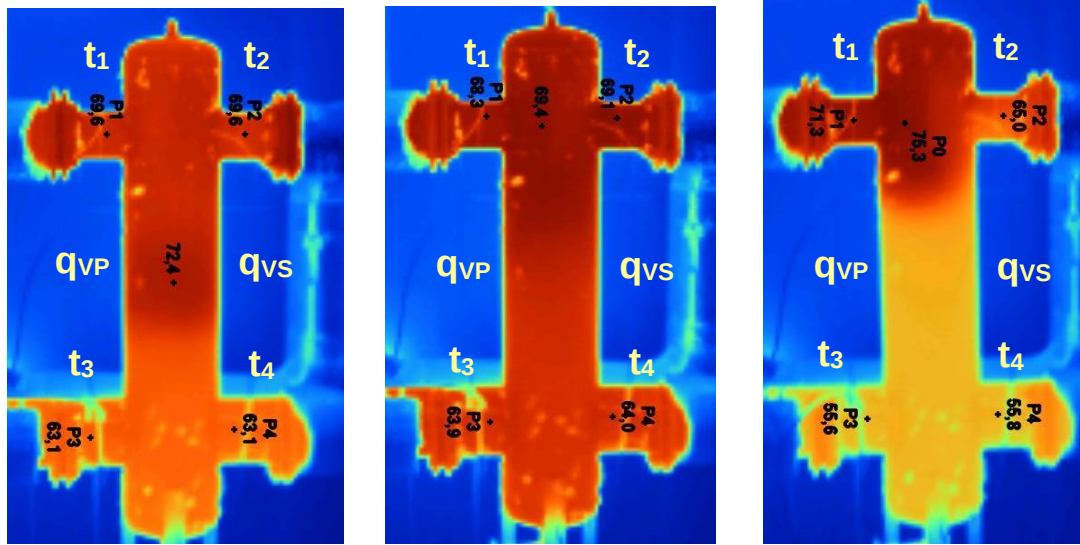
Obr. 5.7.3 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $q_{VP}:q_{VS}$ z první fáze měření



Obr. 5.7.4 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $q_{VP}:q_{VS}$

Úsek, kde jeden z měřících kanálů nefungoval jsou k dispozici data o teplotách a k nim náležité termovizní obrazy. Můžeme alespoň porovnat naměřené hodnoty rozdílů

teplot v grafu E7.3 s povrchovými teplotami na jednotlivých větvích zaznamenané termovizní diagnostikou. Pod obrázkem 5.7.5 jsou hodnoty povrchových teplot vypsány.



1) 12:47:30

2) 12:51:30

3) 12:58:00

Obr. 5.7.5 Termovizní snímky HVDT v úseku neznámých poměrů průtoků

1) $P1 = t_1 = 69,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P2 = t_2 = 69,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P3 = t_3 = 63,1\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P4 = t_4 = 63,1\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\Delta T_{\text{PŘŘÍVO}} = (t_1 - t_2) = 0\text{ }^{\circ}\text{C} ; \Delta T_{\text{VRAT}} = (t_3 - t_4) = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

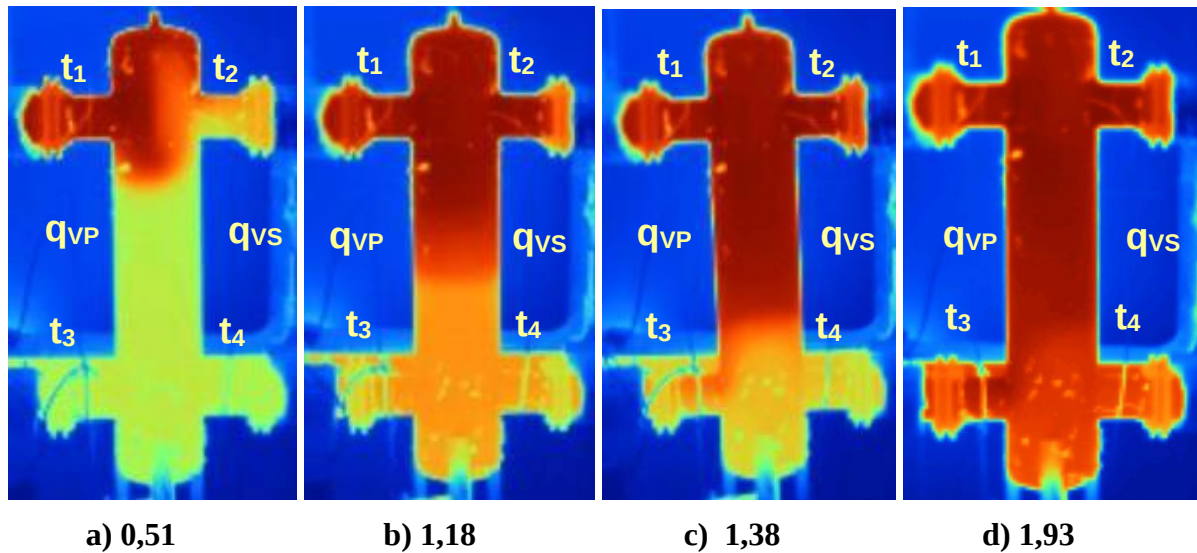
2) $P1 = t_1 = 68,3\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P2 = t_2 = 69,1\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P3 = t_3 = 63,9\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P4 = t_4 = 64,0\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\Delta T_{\text{PŘŘÍVO}} = (t_1 - t_2) = -0,8\text{ }^{\circ}\text{C} ; \Delta T_{\text{VRAT}} = (t_3 - t_4) = -0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$$

3) $P1 = t_1 = 71,3\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P2 = t_2 = 65,0\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P3 = t_3 = 55,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P4 = t_4 = 54,6\text{ }^{\circ}\text{C}$

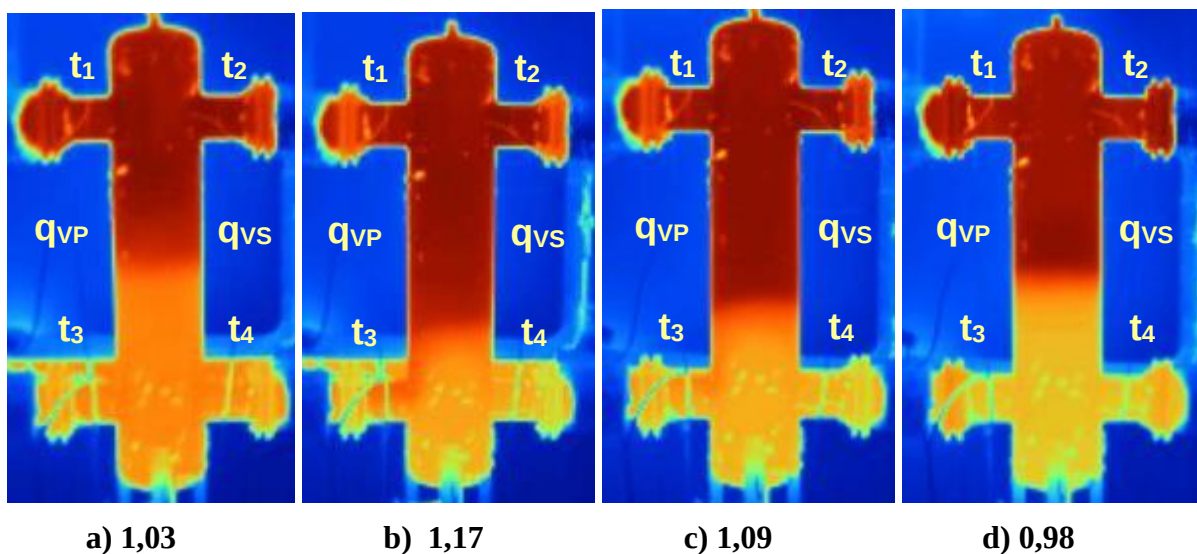
$$\Delta T_{\text{PŘŘÍVO}} = (t_1 - t_2) = 6,3\text{ }^{\circ}\text{C} ; \Delta T_{\text{VRAT}} = (t_3 - t_4) = 0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Uvedené tři snímky a z nich odvozené teploty potvrdily jednak průběh naměřených teplot z grafu E7.1, ale zároveň i rozdíly mezi přívodními a vratnými teplotami větví vyjádřené v grafu E7.3, při neznámých hodnotách vzájemného poměru. Z prvních dvou je patrné, že došlo k vypnutí čerpadel všech větví na sekundární straně a nedocházelo k odběru tepla. Teplotní spád soustavy klesl na $\Delta T = t_1 - t_3 = t_2 - t_4 = 6,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Došlo k celkovému promíchání otopné vody ze všech jednotlivých větví právě uvnitř HVDT. To mohlo být příčinou poklesu rozdílu mezi teplotami přívodních větví t_1, t_2 až do záporných hodnot. Až v pořadí třetí snímek ukazuje jasnou převahu velikosti průtoku v sekundárním okruhu.



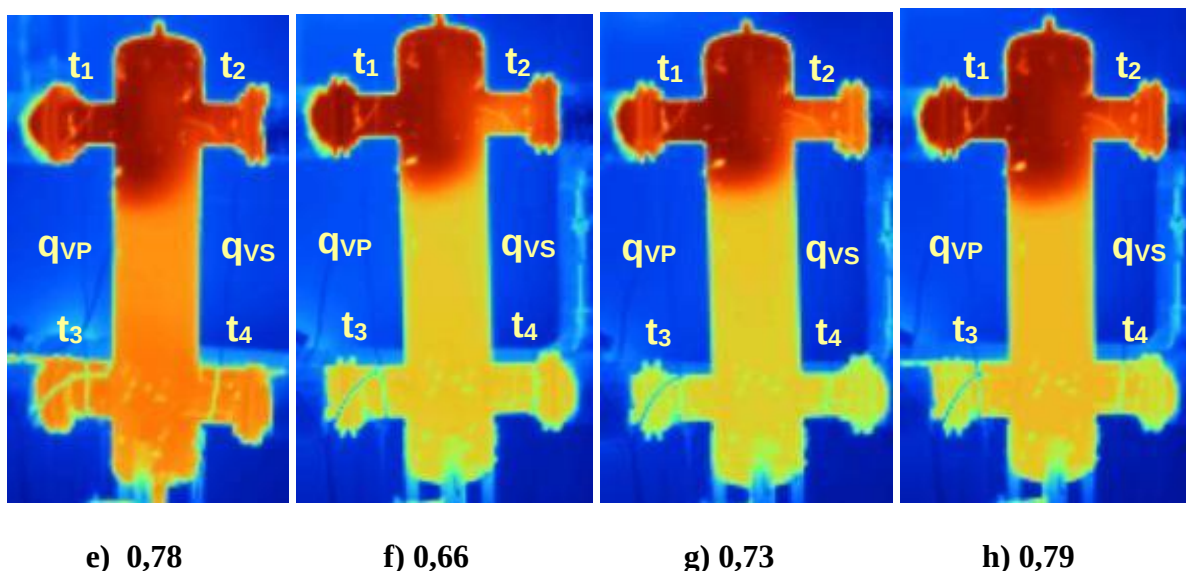
Obr. 5.7.6 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech „ P “ v druhé fázi

Další naměřený úsek včetně objemových průtoků pojal četné dynamické změny jejich poměru. Počáteční maximální hodnota průtoku v sekundárním okruhu $P = 0,48$ rázem klesla na minimum a vzájemný poměr vzrostl téměř dvojnásobně na $P = 1,93$ (obr. 5.7.6). Vypnutím čerpadel v sekundárním okruhu klesl průtok a prudce tak klesl rozdíl mezi přívodními teplotami t_1, t_2 na rozdíl $\Delta T_{PŘŘÍVO} \leq 0^\circ\text{C}$. Rozdíl mezi vratnými teplotami t_3, t_4 v tomto úseku stačil narůst pouze na $\Delta T_{VRAT} \leq 5^\circ\text{C}$. Výkyvy při vypnutí sekundárních čerpadel byly pouze nárazové, jak je vidět z ostrých hodnot amplitud křivky vzájemného poměru. Rozdíly v teplotách přívodních větví t_1, t_2 byly trvalejšího charakteru a především maximální rozdíl v grafu $\Delta T_{PŘŘÍVO} = 16,5^\circ\text{C}$ by měla být alarmující pro provozovatele.



Obr. 5.7.7 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $1,0 \leq P \leq 1,2$

Poslední a nejdelší kompletně naměřený úsek potvrdil hodnoty naměřené na počátku, a stejně tak typický provozní stav této soustavy. Bylo v něm zároveň dosaženo hodnot kolem rovnovážného stavu průtoků $1,0 \leq P \leq 1,2$, které mohou být těmi nejsledovanějšími vzájemnými poměry pro soustavy s HVDT obecně. Velmi korektním způsobem tyto vzájemné poměry zachytila termovizní diagnostika (obr. 5.7.7).

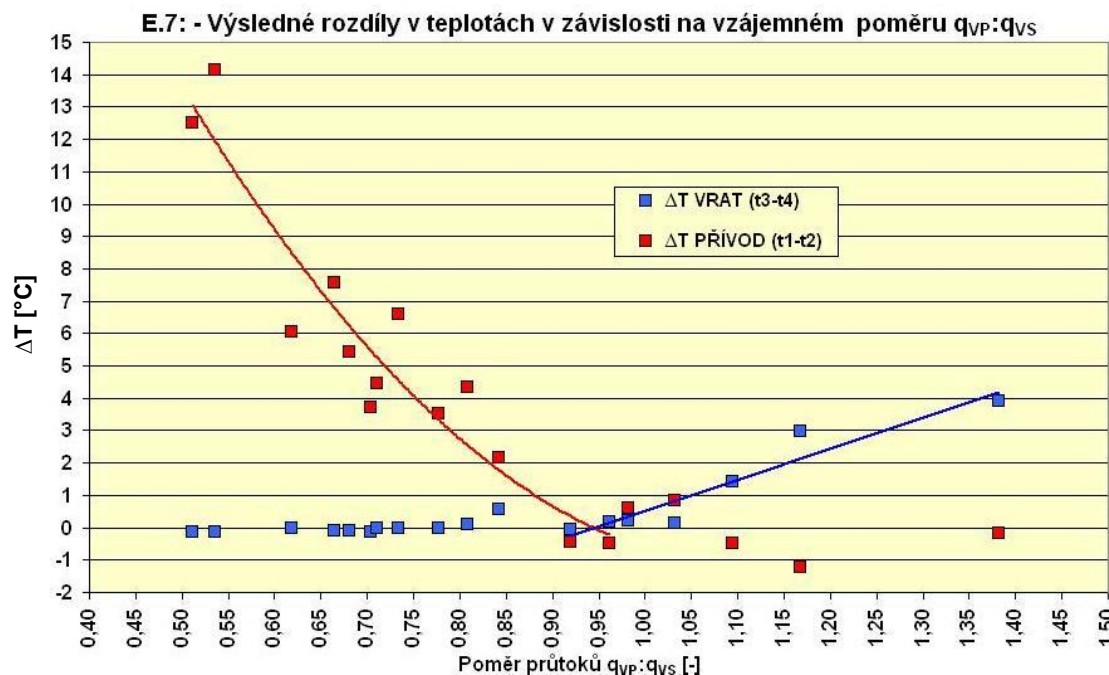


Obr. 5.7.8 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech v třetí fázi

Rozdíl od předchozích měření a snímkování HVDT byl v dosažení velmi stabilních rozložení teplot v celém průběhu měření a to za všech provozních stavů. Jedním z možných vysvětlení je, že nemuselo být do provozu soustavy manuálně zasahováno, protože samotná soustava pracovala v širokém rozsahu výkonů na sekundární straně otopných větví. Ze snímků, kdy docházelo ke vzájemnému vyrovnání průtoků v obou okruzích je patrné vrstvení a především ustálení ohřáté vody nad proudem ochlazené vytvořením hrany mezi nimi, jak ukázaly obrázky (obr.5.7.4g a obr. 5.7.7.d). Na snímku (obr.5.7.3a) je znatelná vnitřní přepážka v horní části HVDT, která brání průchodu přívodní vody z kotle t_1 a umožňuje tak přimíchávat chladnější vratnou vodu t_4 zpět do soustavy. O to větší je nežádoucí pokles přívodní teploty do soustavy t_2 .

Závěrečné vyhodnocení závislosti rozdílů teplot při vzájemných poměrech průtoků obsahovaly pouze kompletně naměřené jednotlivé body měření, které byly po intervalech odděleny a z nich byly vyjádřeny střední hodnoty. V grafu E7.4 jsou tyto hodnoty znázorněny v závislosti na velikosti vzájemného poměru průtoků. V tomto průběhu měření bylo získáno více bodů rozdílů teplot mezi přívodními větvemi t_1, t_2 ($P \leq 1,0$). Opačná

nerovnováha vzájemného poměru $P \geq 1,0$ byla v soustavě dosažena pouze ojediněle na velmi krátkou dobu.



Graf E7.4 – Střední hodnoty intervalů rozdílů teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.7 – HVDT IV (2.)

Shrnutí dílčích poznatků v experimentu E.7:

Naměřené hodnoty potvrdily, že při běžném denním provozu studentských kolejí se soustava pohybuje v podprůtoku primární strany kotlů a to díky provozování pouze jednoho čerpadla v paralelním zapojení, nastaveného na maximální stupeň otáček. Přesto, že odběr na sekundární straně je během dne proměnný, nemůže toto čerpadlo pokrýt 50-100 % výkonu soustavy. Důsledkem potřeby většího odběru tepla v sekundárním okruhu je jednak pokles přívodní teploty do soustavy díky propojení HVDT, ale především vyšší čerpací práce sekundárních čerpadel při kvalitativním způsobu regulace, kdy pro pokrytí aktuální potřeby tepla musí být provozovány po delší dobu a při 100 %-ní potřebě provozu nemusí vůbec k celkovému pokrytí dojít, právě díky snížené přívodní teplotě ($\Delta T=14-16$ °C).

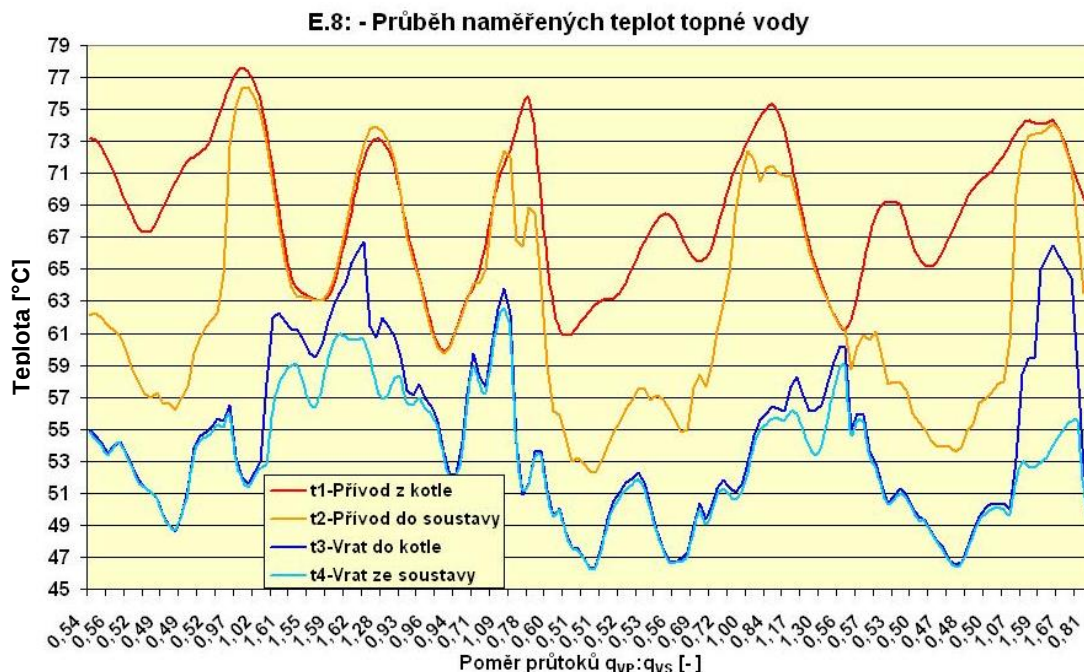
Náročnost technické přípravy měření HVDT IV (odbalení a odstranění tepelné izolace, včetně drátované Al-folie), oškrábání barvy a rzi na potrubí pro osazení průtokoměrných čidel, a především nezdaru při snímání čidel průtoků v jednom kanálu, bylo následující den měření ve stejné soustavě uskutečněno znovu. Cílem bylo ověření již naměřených hodnot a možnost zpřesnit výsledky pomocí většího množství naměřených dat o průtocích a teplotách.

5.8 EXPERIMENT E. 8

Závěr předchozího měření dal příčinu zahájit další den nové měření ve stejné soustavě. Zachováno bylo stejné umístění měřící techniky (body instalace průtokoměrných a teplotních čidel). Provoz soustavy setrval ve stejném trendu, jako předchozí den měření. Kotlové čerpadlo bylo v provozu pouze jedno a sekundární čerpadla otopných větví nezávisle zapínaly a vypínaly podle pokynů automatické regulace.

5.8.1 DIAGNOSTIKA TEPLOTNÍCH POMĚRŮ V SOUSTAVĚ E.8

Počet naměřených bodů teplot v závislosti na objemovém průtoku byl nižší než v předchozím dni, ale za to každý naměřený bod byl daty kompletní a celá sada měření proběhla bez výpadku čidel průtoku jednoho nebo druhého měřícího kanálu.

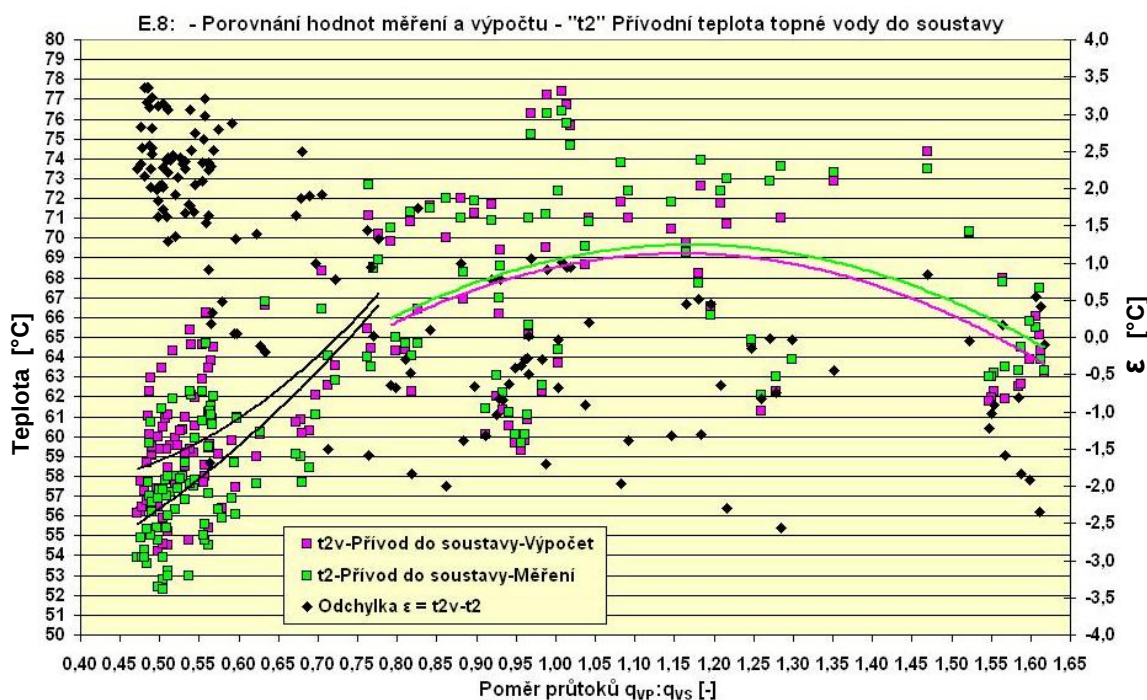


Graf E8.1– Průběh naměřených teplot na přívodních a vratných větvích v závislosti na změnách poměru průtoků -E.8 – HVDT IV(2.)

Nízké hodnoty počátečních vzájemných poměrů průtoků v grafu teplot E8.1 potvrdily až dvojnásobně větší průtok v sekundárním okruhu spotřebních větví ($P \cong 0,5$). Je to znát především ve výrazném rozdílu přívodní teploty z kotle t_1 (před HVDT) a skutečné přívodní teploty do soustavy t_2 (za HVDT). Jeho správnou funkci však záhy ověřilo vyrovnění obou dvojic teplot při rovnovážném poměru blízkému $P \cong 1,0$. Objemový průtok v sekundární okruhu klesal i nadále pod hodnotu průtoku daného kotlovým čerpadlem $P \geq 1,0$, což se projevilo nárůstem teploty vratné vody do kotle t_3 , díky přimíchání ohřáté

vody z horní části HVDT. Teplota vratná ze soustavy t_4 byla v tuto chvíli nižší, než skutečná vratná teplota do kotlů zpět t_3 . Primární objemový průtok kotlovým okruhem překonal sekundární průtok spotřebičů pouze 1,5-násobně větší hodnotou (na rozdíl od předchozích dvojnásobně nižších hodnot poměrů $P = 0,5$ při opačném stavu objemových průtoků). Rozdíl mezi teplotami vratných větví t_3 a t_4 není tak výrazný, jak u rozdílu mezi přívodními teplotami t_1 a t_2 . Možné příčiny budou lépe a podrobněji popsány v další kapitole zaměřené na teplotní rozdíly. Podíl na tom bude mít v každém případě zvýšení teploty vratné z okruhu spotřebičů t_4 .

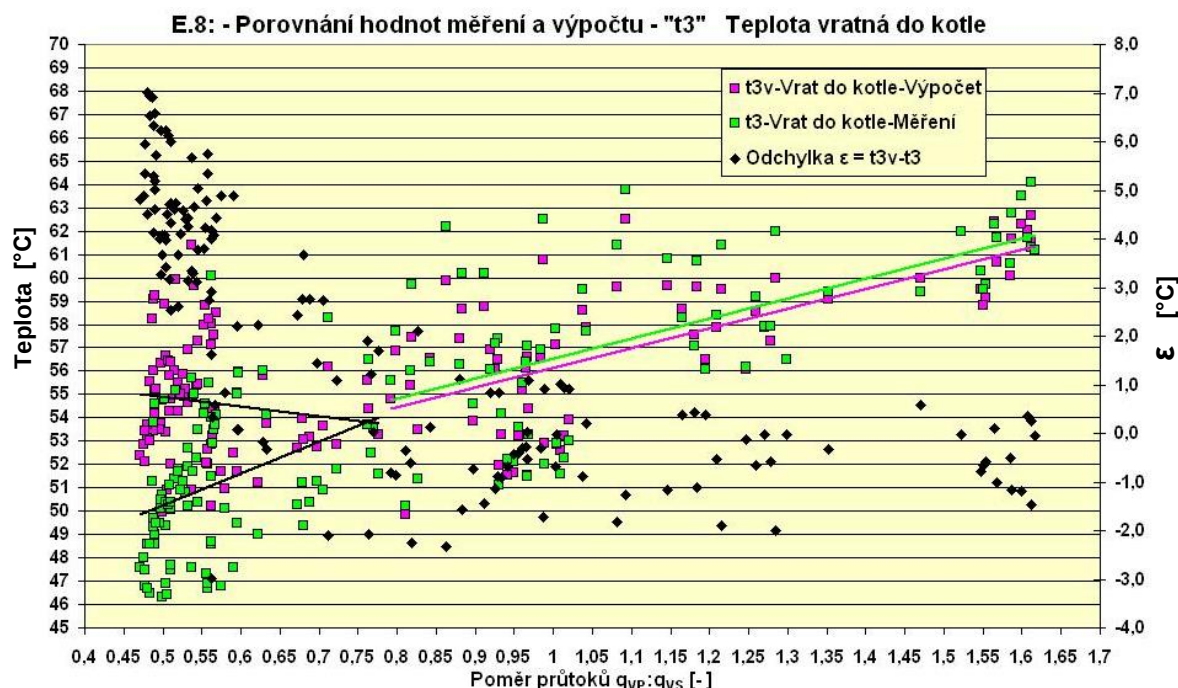
Za tímto úsekem přešla soustava plynule do běžného provozního trendu nadprůtoku v sekundárním okruhu spotřebičů a s občasnými výkyvy přiblížení k hodnotě rovnováhy $P \approx 1,0$ v něm setrvala až do konce procesu měření.



Graf E8.2a – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu přívodní vody do soustavy „ t_2 “ ve všech bodech měření E.8 – HVDT IV (2.)

Graf E8.2a vyjadřuje hned několik výsledných hodnocení. Celkovou četnost bodů hodnot teplot podle naměřeného vzájemného poměru průtoků během měření. Dále všechny hodnoty přívodní teploty do soustavy t_2 měřené a druhé validované z kalorimetrické rovnice pomocí ostatních naměřených hodnot v daném okamžiku. Měřené veličiny jsou zatíženy chybou, kterou ovlivňuje spousta okrajových vlivů, ale také především ojedinělý plynulý dynamický proces uvnitř konkrétní soustavy. Proto je z těchto hodnot porovnání vyjádřená

alespoň skutečná odchylka, která je proměnlivá, ale pohybuje se ve vymezeném rozsahu kladných a záporných hodnot. Kontrolní proložení křivkami bodů měření a výpočtu má cíl ilustrovat odlišný průběh velikosti odchylky při různých poměrech průtoků v celém jeho rozsahu. Negativním výsledkem je celkový rozsah na hlavní ose y skutečně naměřených hodnot přírodní teploty t_2 proudící do soustavy za HVDT (zelené body v grafu E8.2a). Minimální hodnoty klesly při obvyklých poměrech průtoků až na $t_2 = 52^\circ\text{C}$, přitom teplota přírodní z kotle t_1 pravidelně cyklovala v mezích přibližně od $65^\circ\text{C} \leq t_1 \leq 75^\circ\text{C}$.

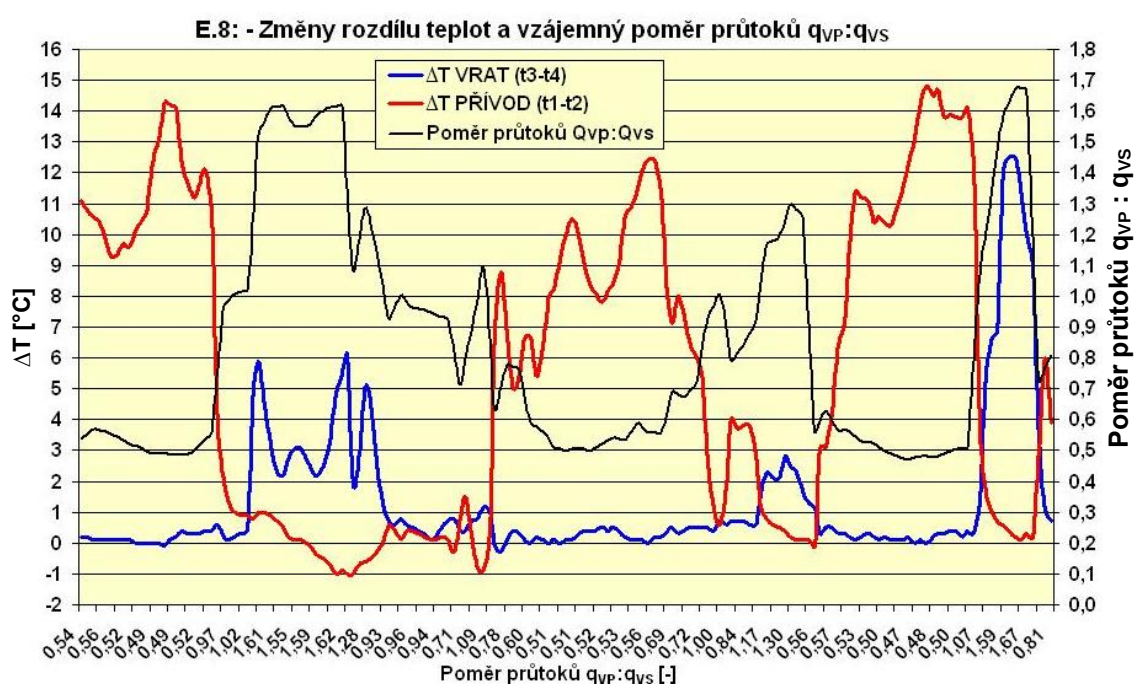


Graf E8.2b – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu vratné vody do kotle „ t_3 “ ve všech bodech měření E.8 – HVDT IV (2.)

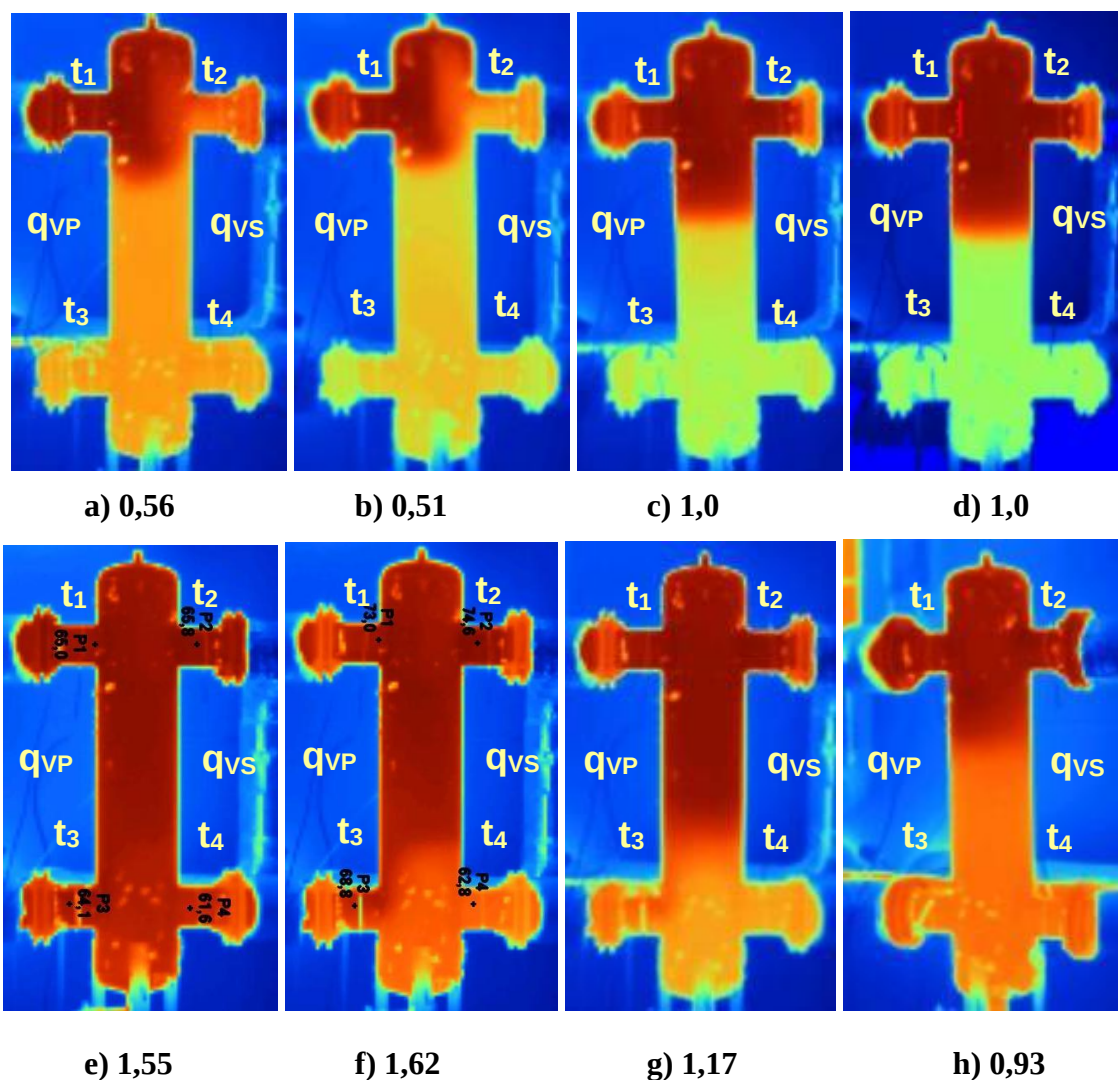
Podobným průběhem, četností i tendencí odchylky je graf porovnání teploty vratné do kotle t_3 . Na rozdíl od proměnného průběhu hodnot teploty t_2 v předchozím grafu, má teplota t_3 od začátku do konce vzestupnou tendenci. S rostoucím vzájemným poměrem její hodnota přímo úměrou stoupá. Ukazují to jasně hodnoty získané měřením, oproti teoretickým hodnotám z výpočtu (zelené body v grafu E8.2b). Vratná teplota do kotle t_3 není zatížena vlivem přírodní teploty z kotle t_1 , která se mění v pravidelných cyklech podle nastavení regulace spínání a vypínání hořáku. Ovlivnění teplot daným nastavením regulace výkonu soustavy byl obvyklým jevem u výkonově menších typů otopných soustav v předchozích zpracovaných experimentech. V tomto případě se nadřazený vliv přírodní teploty t_1 ze zdroje nepotvrdil.

5.8.2 ROZDÍLY TEPLOT PODLE POMĚRU PRŮTOKŮ $Q_{VP}:Q_{VS}$

Vyjádřené rozdíly teplot přívodních a vratných větví úzce navazují na graf teplot E8.1 v předchozím kapitole. Maximální teplotní rozdíl přívodní vody z kotle t_1 a přívodní vody do soustavy t_2 dosáhl $\Delta T_{PŘÍVOD} = 14^\circ\text{C}$ při dvojnásobně větším průtoku v sekundárním okruhu spotřebičů. Výrazný nadprůtok sekundárními otopnými větvemi byl nejčastějším trendem hydraulických poměrů v této soustavě. Rozdíl vratných teplot t_3 a t_4 nabyl hodnoty do $\Delta T_{VRAT} = 6^\circ\text{C}$ při zvýšení hodnoty poměru mezi objemovými průtoky na $P \geq 1,5$. Následně potom docházelo zase k poklesu na obvyklou hodnotu $P \leq 1,0$. Termovizní snímky z tohoto úseku mohou objasnit, proč k výraznějšímu navýšení rozdílu vratných větví v úseku $P \geq 1,5$ nedošlo. Po vypnutí některého z čerpadel v sekundárním okruhu se průtok soustavou na okamžik vyrovnal (obr.5.8.1c.d), a následně na to hořák kotle vypnul a teplota přívodní klesla z původních $t_1 = 77^\circ\text{C}$ až na $t_1 = 63^\circ\text{C}$ (obr. 5.8.1e). Nízký teplotní spád v okruhu způsobil zároveň i nepatrný rozdíl teplot vratných větví s minimálním projevem závislosti na okamžité velikosti vzájemného poměru průtoků P .

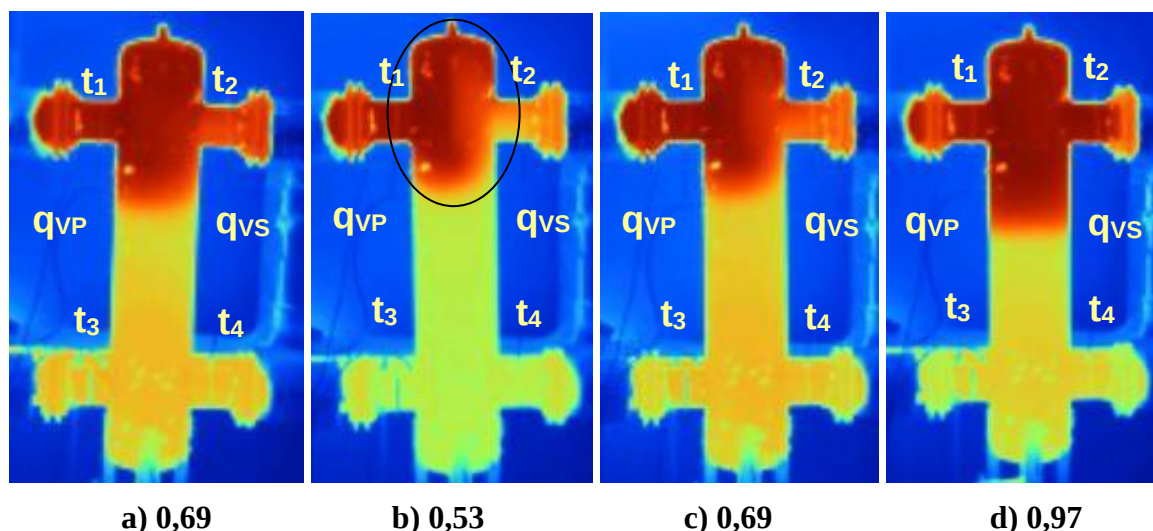


Graf E8.3a – Rozdíly teplot na přívodních a vratných větvích v závislosti na změnách poměru průtoků -E.8 –HVDT IV (2.)

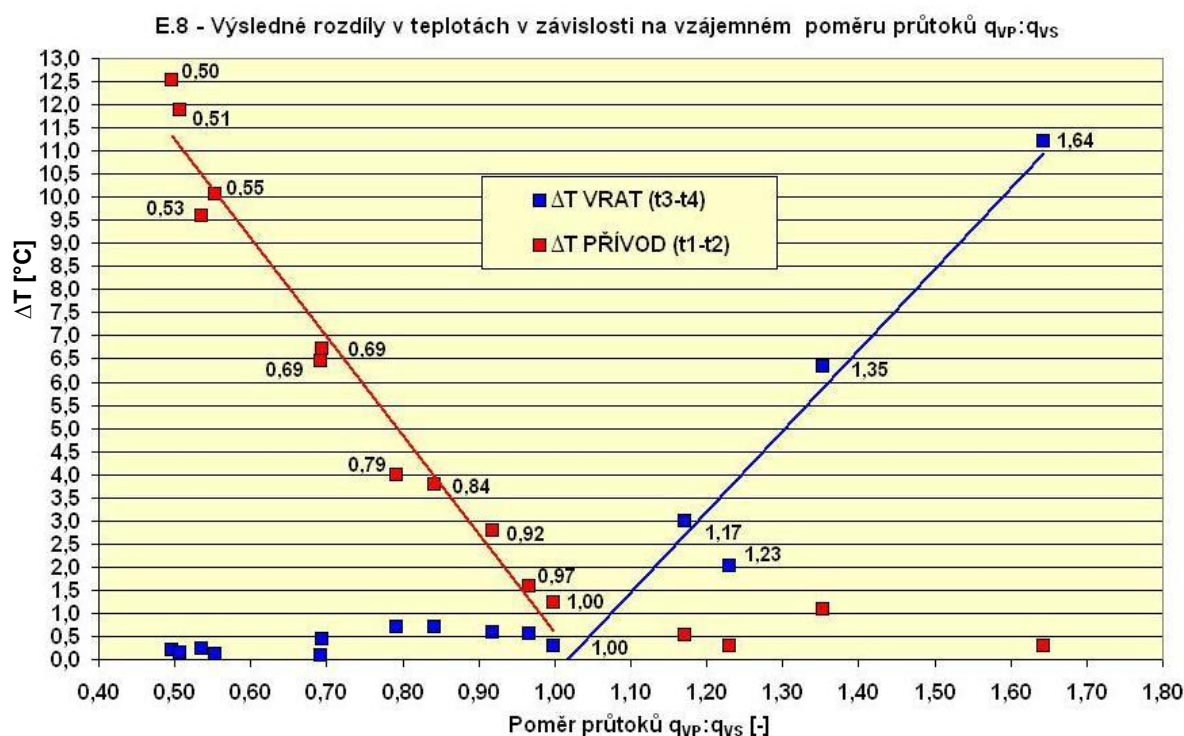


Obr. 5.8.1 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $q_{VP}:q_{VS}$ v první fázi měření

Vzápětí hořák kotle zapnul a postupným zvyšováním teploty přívodní t_1 se opět zvýšil i průtok sekundárním okruhem spotřebičů. Vzájemný poměr průtoků se snižuje (obr. 5.8.1.g,h). Následují termovizní obrázky HVDT při maximálním průtoku v sekundárním okruhu při vzájemném poměru objemových průtoků $P \geq 0,5$ (obr. 5.8.2). Rozdíly přívodních teplot t_1 a t_2 v grafu dosahují hodnoty $\Delta T_{PŘÍVOD} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ v rámci tohoto úseku. Na obr. 5.8.2b) je uprostřed horní části HVDT zřetelně vidět vnitřní rozdělení válce přepážkou. Ta navíc tvoří hydraulický odpor ve směru přívodního proudu otopné vody do okruhu soustavy. Teplý přímý proud od kotle musí tak přepážku obtékat ze stran. V tomto případě je vložena přepážka nežádoucím prvkem uvnitř HVDT, protože je další příčinou velmi výrazných změřených rozdílů mezi skutečnými teplotami na jedné a druhé straně HVDT v horní části přívodních větví otopné vody od zdroje do soustavy.



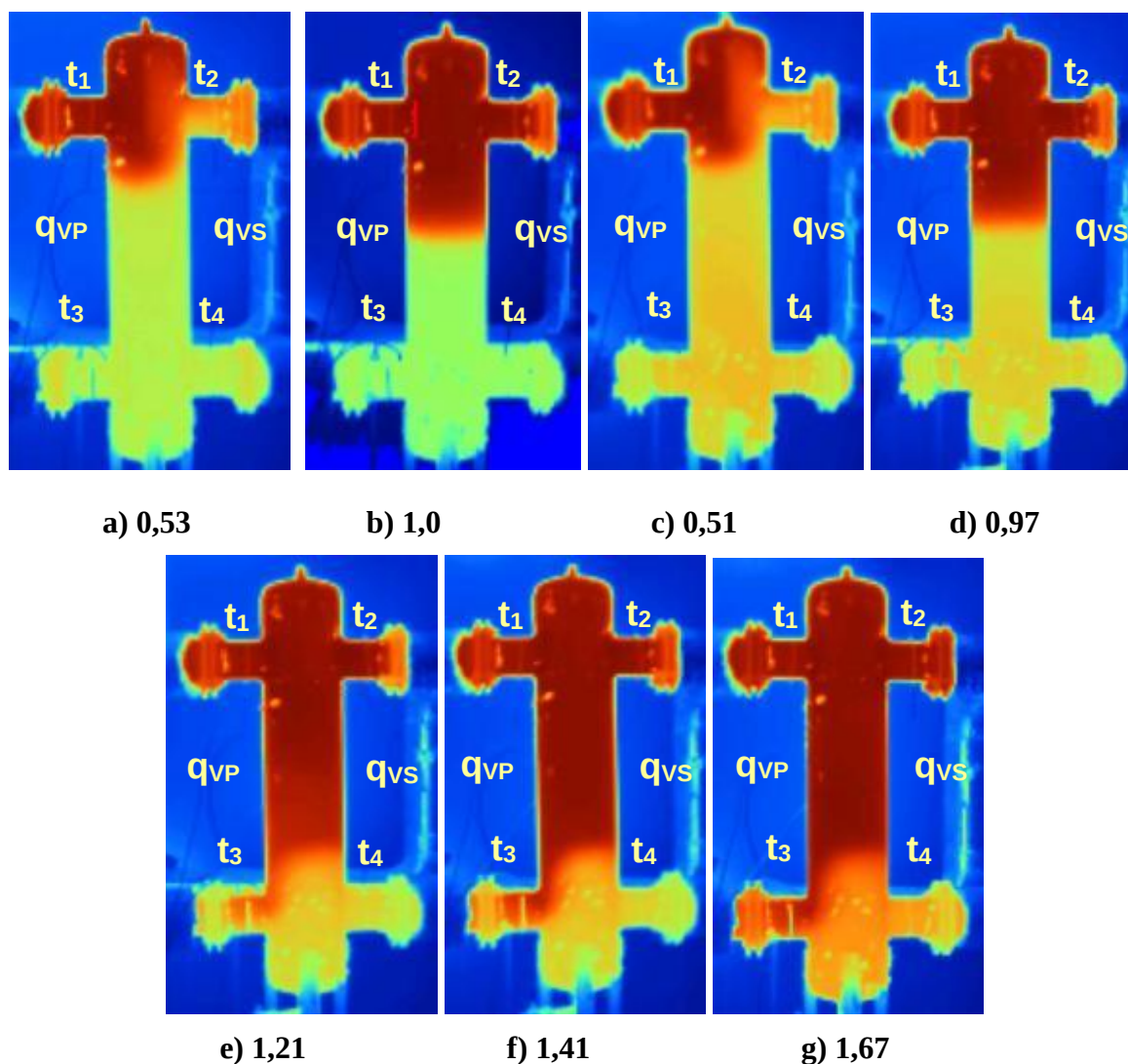
Obr. 5.8.2 Termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $q_{VP}:q_{VS}$ ke konci měření



Graf E8.4 – Střední hodnoty intervalů rozdílů teplot přívodních a vratných větví v závislosti na změnách poměru průtoků -E.8 – HVDT IV (2.)

Výsledné hodnoty rozdílů teplot v tomto měření jsou analogické s výsledky z předchozího měření v experimentu E.7. Bylo zde naměřeno více hodnot při různých vzájemných poměrech, opět převládají hodnoty rozdílu přívodních teplot v části $P \leq 1,0$. Výsledná křivka má lineární funkční závislost. V předchozím měření byl patrný větší rozptyl výsledků díky výpadkům ultrazvukového signálu při měření průtoků na jednom z měřících

kanálů. Experimentem E.8 byly doplněny další hodnoty do celkové diagnostiky hydraulického chování v této soustavě.



Obr. 5.8.3 Další termovizní snímky HVDT při vzájemných poměrech $q_{VP}:q_{VS}$

Termovizní snímky na obr. 5.8.3 potvrzují velmi ustálené hydraulické chování HVDT (vel. IV). Při dosažení větších průtoků primárním okruhem $P \geq 1,0$ si HVDT výraznou oddělující hranu ochlazené a teplé části zachoval, narozdíl od velikostně menších HVDT v předchozích experimentech.

6 VÝSLEDKY ZPRACOVÁNÍ

Experimentální měření potvrdila, že každá otopná soustava je originálním samostatným zařízením. Jedna pracuje stále v nadprůtoku primárním okruhem zdroje, jiná zase v podprůtoku a třeba i ve velmi omezeném provozním rozsahu hydraulických změn. Vyhodnocení ekonomiky provozu soustav nebude v této práci posuzováno, přestože skutečný provoz byl odhalen díky experimentálnímu měření. Disertační práce spočívá v ověření termodynamické stability soustavy při nerovnováze objemových průtoků v soustavách s hydraulickým vyrovnávačem dynamických tlaků.

Z rozboru zpracování dat každého měřicího místa vyplývají velmi podobné tendence chování soustavy s hydraulickým zapojením s HVDT obecně.

6.1 SHRUTÍ DÍLČÍCH VÝSLEDKŮ EXPERIMENTÁLNÍCH MĚŘENÍ

Jednotlivá experimentální měření byla podrobně analyzována v předchozích kapitolách. Některá měření proběhla v totožných soustavách (experiment E.3 a E.4-skleníky) nebo dokonce na stejném HVDT (experiment E.7 a E.8). Provoz kaskády kondenzačních kotlů byl předmětem prvního experimentu E.1, u kterého vyhodnocení širokého rozsahu dat vypovídá o flexibilitě a nových možnostech řízení takové soustavy, která sloužila pro bytový dům. Konzervativní výsledky vzhledem k dílčím cílům disertační práce poskytla experimentální měření v soustavách E.2, E.5 a E.6.

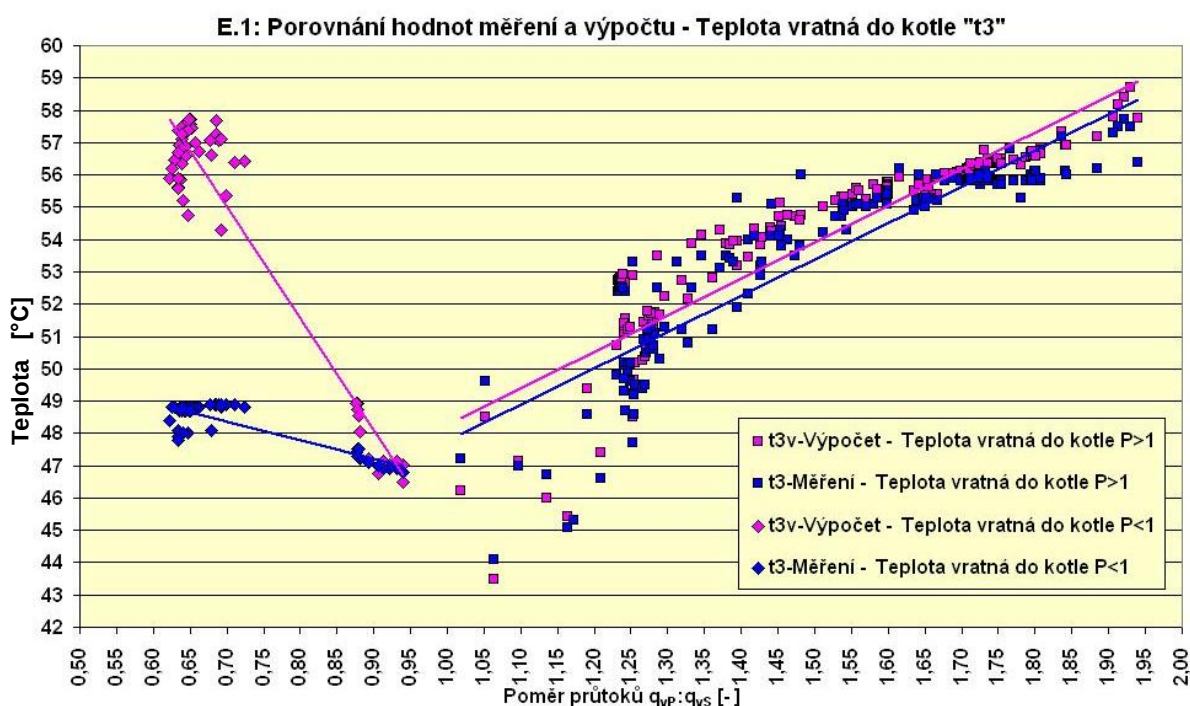
6.1.1 VALIDACE TEORETICKY STANOVENÝCH HODNOT S EXPERIMENTEM

Různorodé chování a provoz otopných soustav byly v každém místě měření podrobně popsány. Každá podkapitola o teplotních poměrech obsahuje grafické znázornění průběhu všech snímaných teplot a to v závislosti na aktuálně měřených objemových průtocích. Graf ukazuje celkový provozní trend dané soustavy a její hydraulické chování. Obsahuje výchozí data, ze kterých plynou všechna dílčí vyhodnocení, vyjádřená v grafech následujících. Množství dat nelze v něm s určitou přesností navzájem porovnat. Aby bylo možné provést další vyhodnocení, byla tato data zpracována a ověřena jejich korektnost pomocí zákonů o zachování energie. Pro proudění teplonosné látky v uzavřených otopných soustavách platí kalorimetrická rovnice.

$$Q_P = Q_S \quad [\text{W}]$$

$$m_P \cdot c_P \cdot (t_1 - t_3) = m_S \cdot c_S \cdot (t_2 - t_4)$$

Teoretický předpoklad kalorimetrické rovnice byl validován s hodnotami experimentálně naměřenými v každém experimentu. Spočíval v dosazení všech konkrétních naměřených hodnot teplot a objemových průtoků z určitého časového záznamu do vztahu kalorimetrické rovnice mimo jednu hodnotu teploty, která byla z těchto dosazených hodnot následně vyjádřena. Takto stanovené hodnoty všech bodů měření byly konfrontovány v jednom grafu s teplotou, fyzicky změřenou v daném bodě. Validace byla provedena jednak pro teplotu vratnou do kotle t_3 , a pro teplotu přívodní do soustavy t_2 .



Graf E1.2b – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu vratné vody do kotle „t3“ (primární okruh)-E.1 – HVDT 2

$$t_{3v} = \frac{q_{VS}}{q_{VP}} \cdot (t_4 - t_2) + t_1$$

$t_1, t_2, t_4, q_{VP}, q_{VS}$ jsou změřené hodnoty v jednom bodě měření.

Zhodnocení chyb a odchylek měřených hodnot a výpočtu – „teplota t3“:

Odchylka mezi teplotou t_3 naměřenou a její hodnotou vyjádřenou výpočtem t_{3v} z ostatních přímo změřených hodnot se projevuje velmi stabilně při větším průtoku primárním okruhem, jak je vidět z obou proložených téměř rovnoběžných přímek v poměrech objemových průtoků $P \geq 1,0$. Se zvyšujícím se vzájemným poměrem $P \geq 1,0$

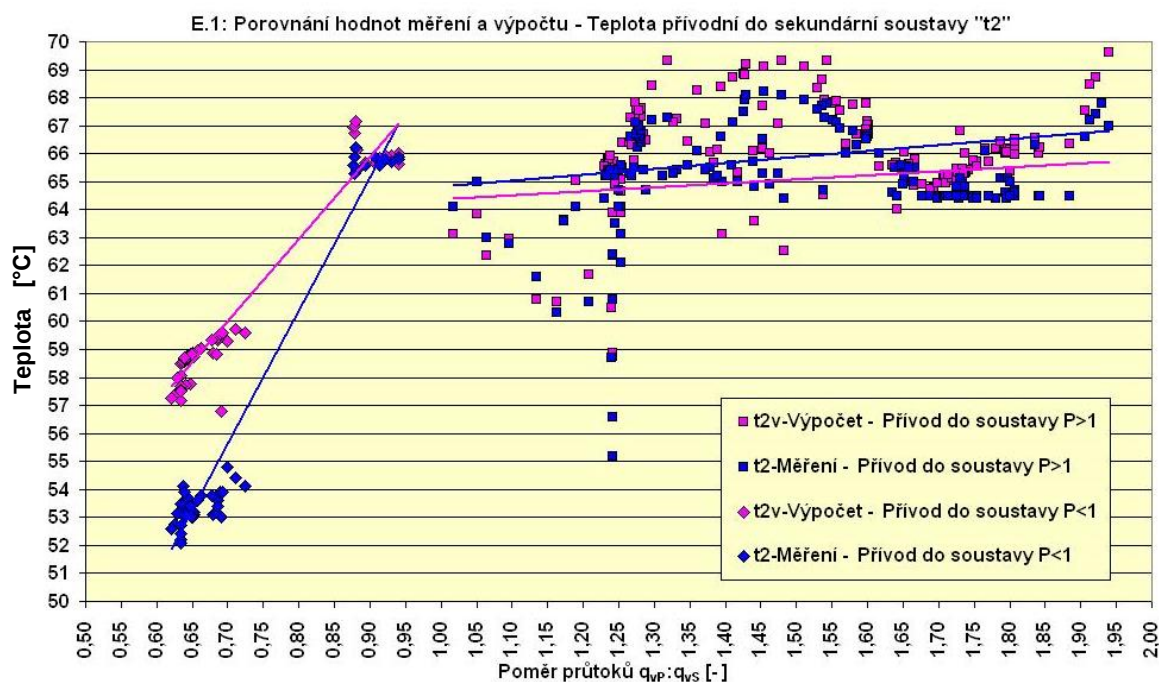
roste teplota vratné vody do kotle, díky většímu objemovému průtoku v primárním okruhu kotle. Strměji roste v intervalu $1,0 \leq P \leq 1,25$ a za hodnotou $P \cong 1,4$ se nárůst teploty stabilizuje a je nižší.

Rovnovážná oblast vzájemných poměrů objemových průtoků $0,9 \leq P \leq 1,1$ vypovídá o dosažení hydraulické a termodynamické rovnováhy soustavy v zapojení s HVDT i platnosti kalorimetrické rovnice, protože teploty t_3 a t_{3v} se téměř překrývají.

Opačný jev nižšího objemového průtoku v primárním okruhu $P \leq 0,85$ vyjádřil hodnoty stanovené výpočtem oproti měření t_{3v} až o 8 -10 °C rozdílné. V tomto režimu však dochází k malé výrobě tepla zdrojem proti aktuální potřebě výkonu sekundární soustavy. Tím, že je veškeré teplo předáváno do okolí koncovými prvky v místnostech, a zdroj tepla v tuto chvíli další teplo nevyrábí nebo vyrábí pouze jen částečný výkon, vždy se bude ochlazená otopná voda a nemůže nastat opačný jev zvyšování vratné teploty do zdroje směrem od spotřebičů. Kalorimetrickou rovnici nelze v tomto případě uplatnit a teplota vratná do zdroje bude vždy rovna teplotě vratné ze soustavy a bude záviset na aktuálním výkonu zdroje tepla, nikoliv na aktuálním rozdílu v objemových průtocích.

Zhodnocení chyb a odchylek měřených hodnot a výpočtu – „teplota t_2 “:

Velmi podobný průběh a vyhodnocení zobrazuje graf porovnání měření a výpočtu teploty přívodní do soustavy spotřebičů t_2 . Rozdíl průběhu mezi oběma proloženými křivkami v grafu E.1.2a při poměrech $P \geq 1,0$ je téměř minimální. Plochý tvar křivek však neskryje kolísání teploty přívodní do soustavy t_2 během měření, které je nezávislé na aktuálním poměru objemových průtoků $P \geq 1,0$, ale odpovídá teplotě výstupní t_1 ze zdroje.



Graf E1.2a – Porovnání naměřených hodnot a hodnot stanovených výpočtem pro teplotu přívodní větve do soustavy t₂ E.1 – HVDT 2“

$$t_{2v} = t_4 - t_3 \cdot \frac{q_{vp}}{q_{vs}} + t_1 \cdot \frac{q_{vp}}{q_{vs}}$$

$t_1, t_3, t_4, q_{vp}, q_{vs}$ jsou naměřené hodnoty v jednom bodě měření.

Stabilita soustavy se potvrdila stejně jako v předchozím grafu v poměrech $0,9 \leq P \leq 1,1$, s přijatelným rozdílem teplot ještě při hodnotě $P \cong 0,85$. Se zvýšením průtoku na straně spotřebičů nad velikost objemového průtoku zdrojem a tedy vzájemných poměrech objemových průtoků $P \leq 0,85$ dochází k razantnímu poklesu teploty t_2 proudící do soustavy spotřebičů, nezávisle na výstupní teplotě t_1 ze zdroje. Hodnoty přívodní teploty t_{2v} stanovené z kalorimetrické rovnice (fialové body) svým průběhem potvrzují teoretické uplatnění i za poměrů průtoků $P \leq 0,75$. Reálně změřená teplota t_2 proudící do soustavy byla však až o 5 °C nižší, proti teoreticky stanoveným hodnotám. Rozdíl může být způsobený i umístěním čidla na potrubí v závislosti na vrstvení otopné a ochlazené proudící otopné vody po průřezu potrubí. Z termovizních obrázků (obr.5.1.2b) však toto tvrzení patrně nebylo, v porovnání s ostatními obrázky při jiných vzájemných poměrech.

Experimentálním měřením se potvrdilo, že v oblastech dvojnásobně většího průtoku v okruhu spotřebičů proti objemovému průtoku zdrojem (díky oddělení HVDT), je snížení teploty proudící do spotřebičů velmi výrazné a znamená pokles výkonu distribuční soustavy a růst čerpací práce oběhových čerpadel. Otopná soustava se v této extrémní nerovnováze

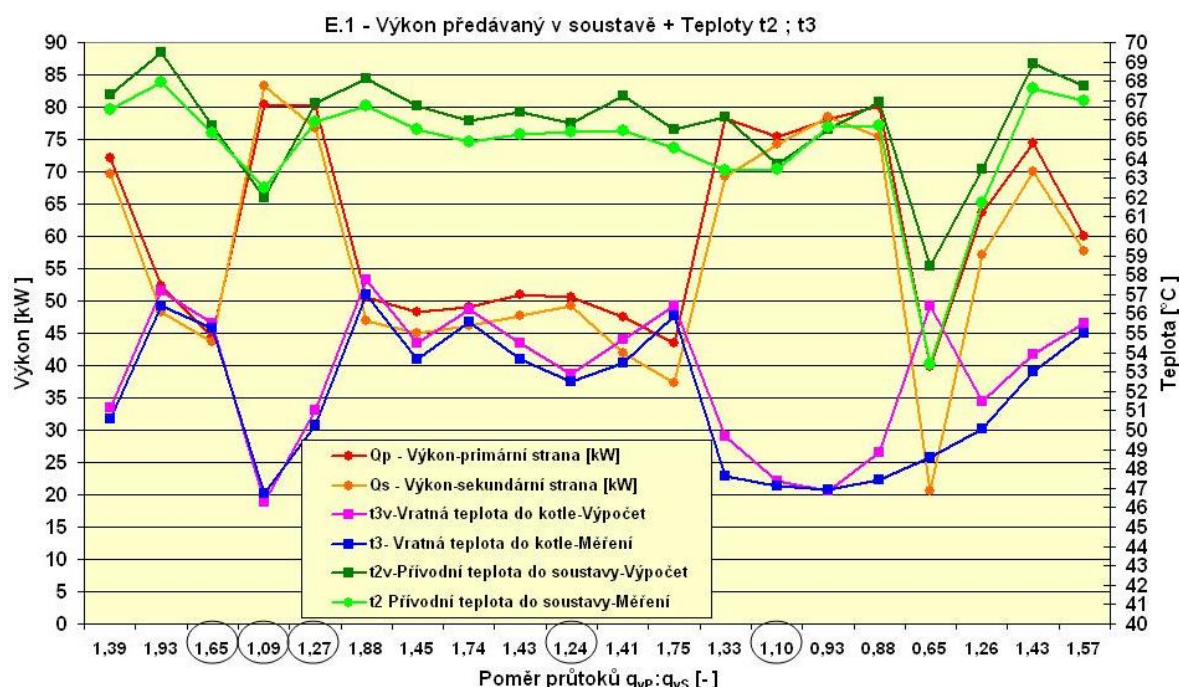
chová nestabilně a nelze z teoreticky správně určit velikost poklesu této teploty, jak nám potvrdil celkový graf naměřených a vypočtených hodnot teplot t_2 .

Teoretický význam tohoto dílčího závěru lze podpořit grafem stanovení celkového výkonu soustavy [kW] a to na základě naměřených teplot a objemových průtoků. V následujícím grafu byly stanoveny výkony na primární straně a na sekundární straně ze středních hodnot intervalů měřených veličin v experimentu E.1. Body červené a oranžové křivky by se podle teorie kalorimetrické rovnice měly vždy překrývat.

$$Q_p = \bar{m}_p \cdot c \cdot (\bar{t}_1 - \bar{t}_3) \quad [\text{kW}]$$

$$Q_s = \bar{m}_s \cdot c \cdot (\bar{t}_2 - \bar{t}_4) \quad [\text{kW}]$$

$$Q_p \cong Q_s$$



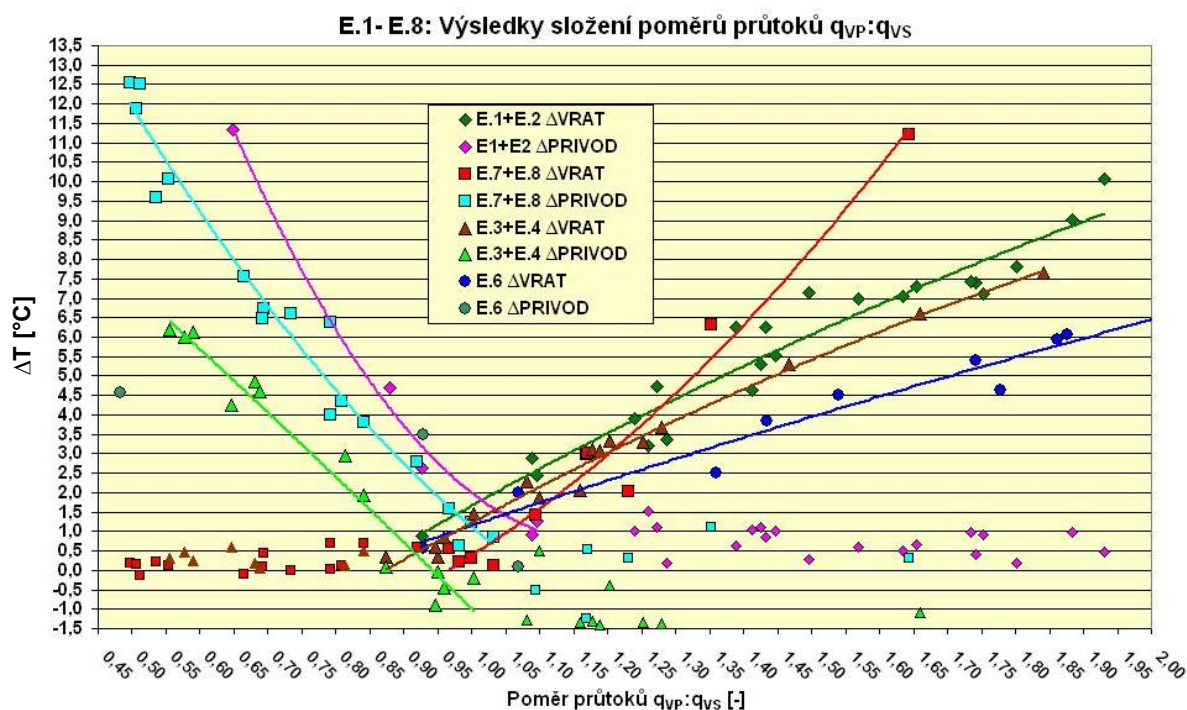
Graf E1.5 – Porovnání měřených hodnot teplot a celkového předávaného výkonu soustavy s hodnotami teoreticky stanovenými – E.1 - HVDT 2“

Body v grafu znázorňují aktuální předávaný výkon na straně zdroje (červená křivka) a výkon na straně otopné soustavy za HVDT (oranžová křivka). Dále byly vloženy do grafu hodnoty naměřené a stanovené teoreticky teplot t_2 a t_3 . Porovnání potvrzuje při jakých poměrech objemových průtoků se soustava chová téměř stabilně. Tam, kde se body křivek porovnání zároveň ve všech třech hodnotách překryly, byly tyto vzájemné poměry průtoků na ose x vyznačeny.

Hodnoty vzájemných poměrů průtoků a celková stabilita soustavy s HVDT potvrdila možnost použití a platnosti teoretického základu v kalorimetrické rovnici v rozsahu poměru $0,9 \leq P \leq 1,3$.

6.1.2 TEPLOTNÍ ROZDÍLY DÍKY HYDRAULICKÉMU ODDĚLENÍ

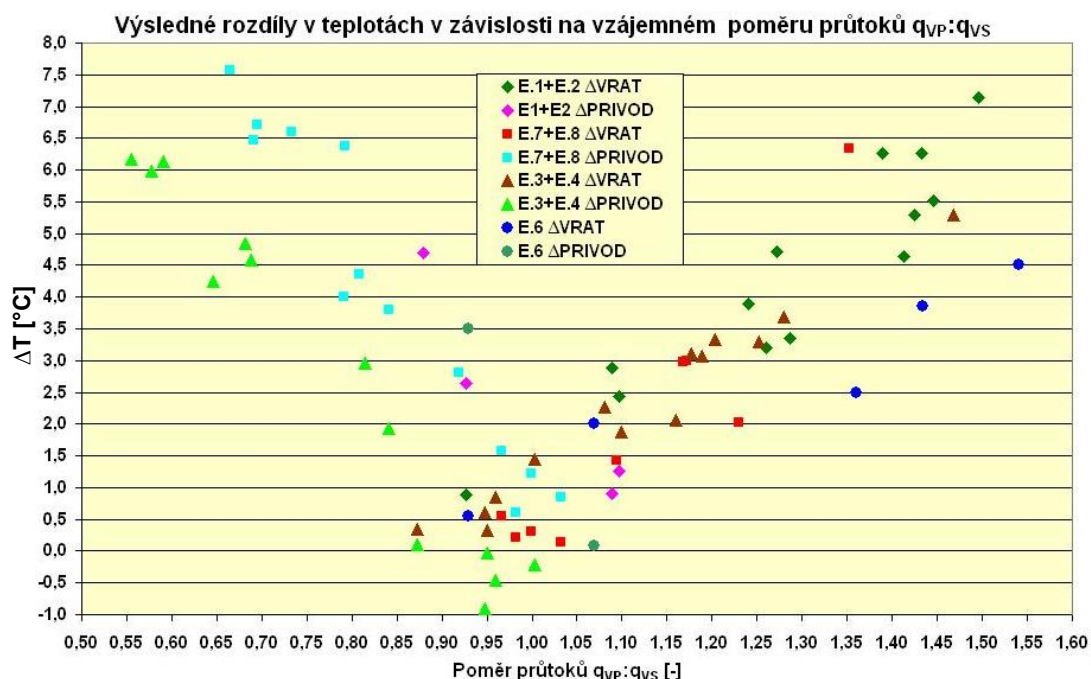
Tendence rozdílů teplot $\Delta T_{PŘÍVOD}$ a ΔT_{VRAT} jsou u všech měřicích míst obdobné. Vzájemné porovnání mezi jednotlivými soustavami E.1-E.8 umožnilo použít graf středních hodnot výsledných rozdílů teplot (grafech č.4) každého experimentu. Porovnání je nezávislé na způsobu provozování dané soustavy i na typu a velikosti konkrétního HVDT v nich. Výsledek závislosti rozdílů přívodních a vratných teplot otopné vody na daném poměru průtoků v rozmezí $0,45 \leq P \leq 2,0$ je zobrazen v grafu následujícím a každé měřicí místo je odlišeno jinou barvou. Blízkost bodů hodnot rozdílů teplot je zřejmá právě v oblasti rovnovážného stavu průtoků a tedy jejich poměru $P \cong 1,0$. Nejmenší rozptyl a zároveň výraznější hustota jednotlivých bodů rozdílů teplot z různých měřicích míst je udržována v rozmezí poměru $0,95 \leq P \leq 1,3$. V tomto rozmezí rozdílů mezi oběma průtoky je zachována optimální hydraulická stabilita. A to nezávisle na způsobu provozu otopné soustavy a velikosti (typu) HVDT podle přenášeného tepelného výkonu.



Graf 6.1.2a – Porovnání všech měřicích míst experimentu E.1 – E.8 a jejich naměřených hodnot rozdílů teplot

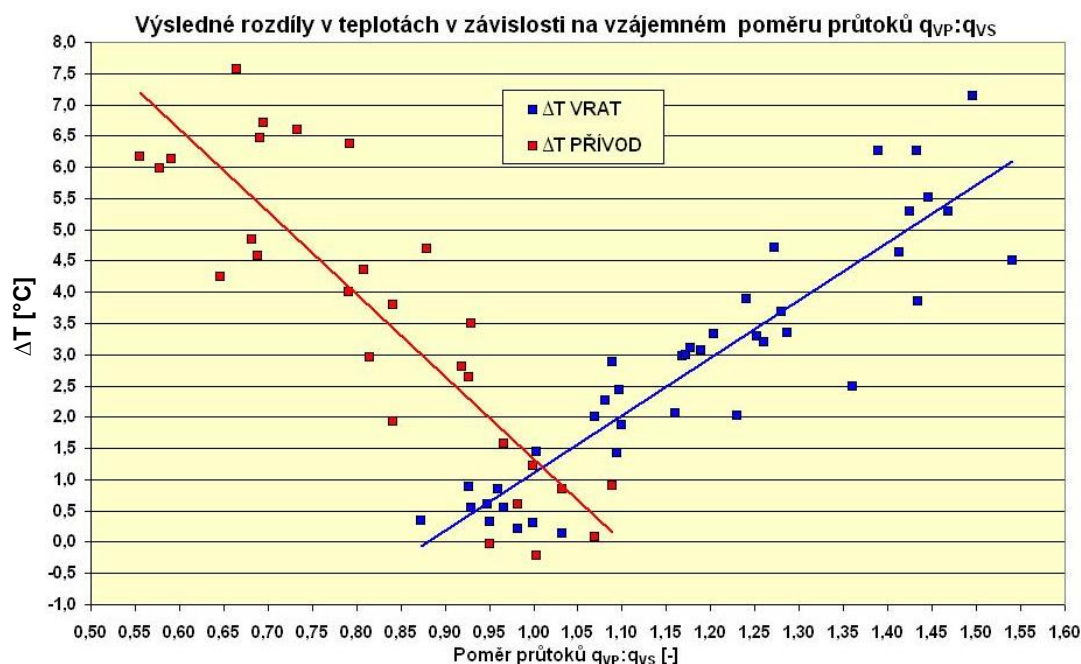
Rozptyl hodnot rozdílů teplot vratných a přívodních větví je v krajních oblastech poměrů $P \geq 1,3$ a $P \leq 0,8$ mnohem širší a je znát, že každá soustava se v těchto oblastech nerovnováhy začne chovat odlišně. Pomocné křivky byly proloženy body rostoucích rozdílů teplot pro lepší přehlednost trendu jednotlivých měřicích míst. V grafu 6.1.2a byly zároveň znázorněny i body minimálních rozdílů teplot, které byly měřeny vždy současně a to $\Delta T_{PŘÍVOD} \cong 1^\circ\text{C}$ při hodnotách poměru $P \geq 1,0$ a zároveň $\Delta T_{VRAT} \cong 1^\circ\text{C}$ při hodnotách poměru $P \leq 1,0$. Ty však nejsou předmětem zkoumání, nýbrž slouží pro ověření správnosti měření, určení odchylek a okrajových vlivů

Vymezení krajních hodnot intervalu $0,5 \leq P \leq 1,6$ v grafu 6.1.2b je patrnější seskupení bodů rozdílů teplot blízkých $P \cong 1,0$. Extrémní hodnota vzájemného poměru nerovnováhy $P \cong 0,5$ mezi objemovými průtoky nebyla standardní situací, kromě soustavy měření E.7+E.8. V rámci experimentálního měření byla v některých dalších soustavách dosahována uměle a to vypnutím nebo změnou otáček oběhového čerpadla v sekundárním okruhu.. V této oblasti hodnot je navíc mnohem výraznější difference mezi trendy jednotlivých soustav než v opačném extrému dvojnásobně většího objemového průtoku zdrojem $P \cong 1,95$. Nebylo možné zajistit ustálené okrajové podmínky v každé soustavě a ještě navíc při všech sledovaných vzájemných poměrech průtoků. Množství dat je v oblasti poměru $P \leq 0,8$ omezené.

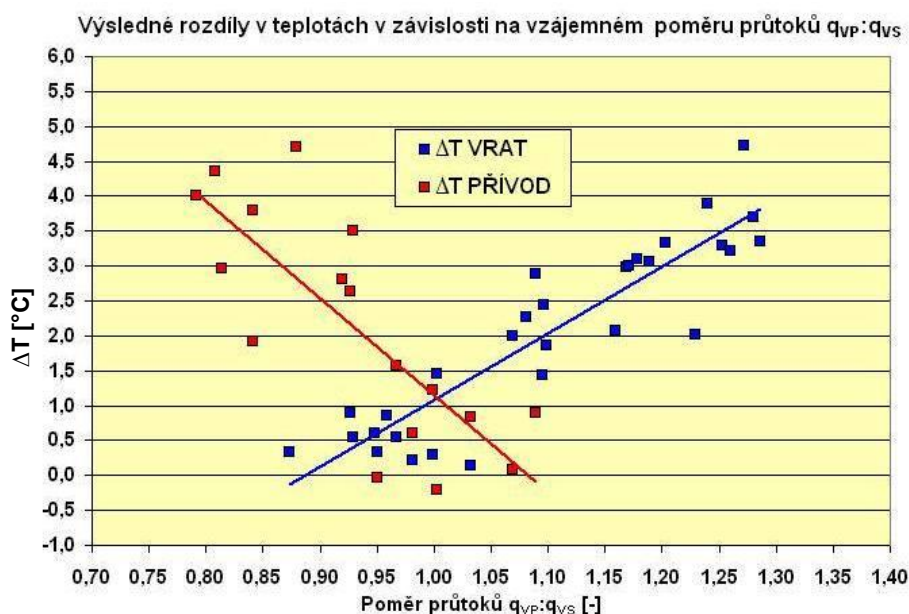


Graf 6.1.2b – Rozdíly teplot v poměru $0,5 \leq P \leq 1,6$ v experimentech E.1 – E.8

Standardem provozování u náhodně vybraných soustav byl větší průtok primárním okruhem zdroje. Interval $0,9 \leq P \leq 1,3$ prokázal velmi úzký rozptyl výsledných rozdílů teplot mezi všemi experimentálně měřenými soustavami. Výsledkem je hydraulická stabilita a analogie mezi otopnými soustavami obecně. Celková tendence rozdílů teplot u měřených soustav s HVDT je obsahem následujícího grafu 6.1.2c. Všechny soustavy nezávisle na typu a velikosti konkrétního HVDT byly sloučeny a barevně rozlišeny pouze na rozdíly teplot přírodních a vratných větví. Oběma množinami byly proloženy přímky lineární závislosti.



Graf 6.1.2c – Rozdíly teplot v poměru $0,5 \leq P \leq 1,6$ v měřicích místech experimentu E.1 – E.8



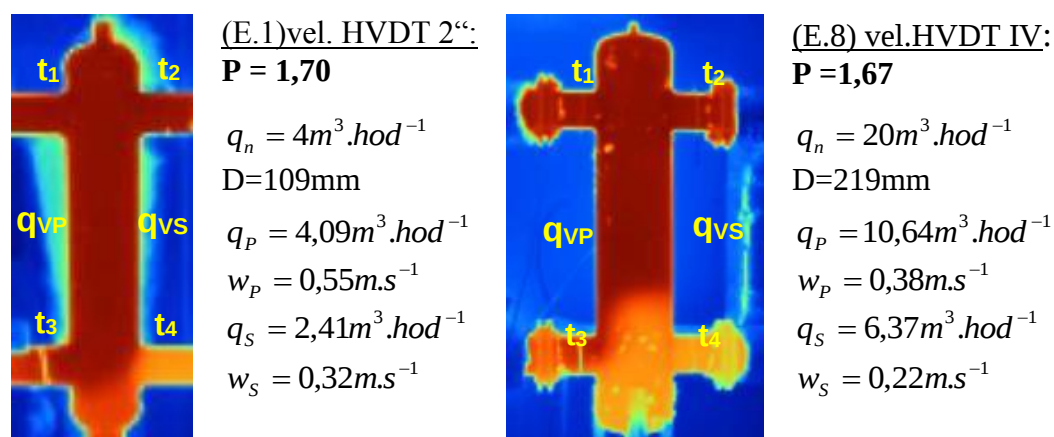
Graf 6.1.2d – Rozdíly teplot v poměru $0,8 \leq P \leq 1,3$ v měřicích místech experimentu E.1 – E.8

Širší rozptyl hodnot $\Delta T_{přřív}$ se projevuje při hodnotách poměru $P \leq 0,8$, a ΔT_{vrat} při vzájemných poměrech $P \geq 1,3$, jak už bylo v předchozích odstavcích popsáno. Sledovaný interval poměru objemových průtoků $0,8 \leq P \leq 1,3$; v krajních mezích vykazuje rozdíl teplot přívodních větví $\Delta T_{přřív} \cong 4^\circ\text{C}$ a rozdíl teplot vratných větví $\Delta T_{vrat} \cong 4^\circ\text{C}$ v grafu 6.1.2d.

6.1.3 KOMPARACE HYDRAULICKÉHO CHOVÁNÍ RŮZNÝCH HVDT

Projevy ustálenosti samotného tělesa HVDT při termodynamických dějích, umožnily termovizní snímky HVDT pořizované během experimentálního měření. Zobrazeny byly již u každého měřicího místa a popsány podle aktuálního vzájemného poměru objemových průtoků v daném okamžiku. Průběh termodynamických dějů by lépe prezentoval termovizní videozáznam, ale v tomto případě bylo snímků pořizováno velké množství v krátkých intervalech. Z něj byly vybrány ty, které nejlépe vystihovaly teplotní rozložení po povrchu HVDT při aktuálně zkoumaném a zároveň zaznamenaném vzájemném poměru objemových průtoků.

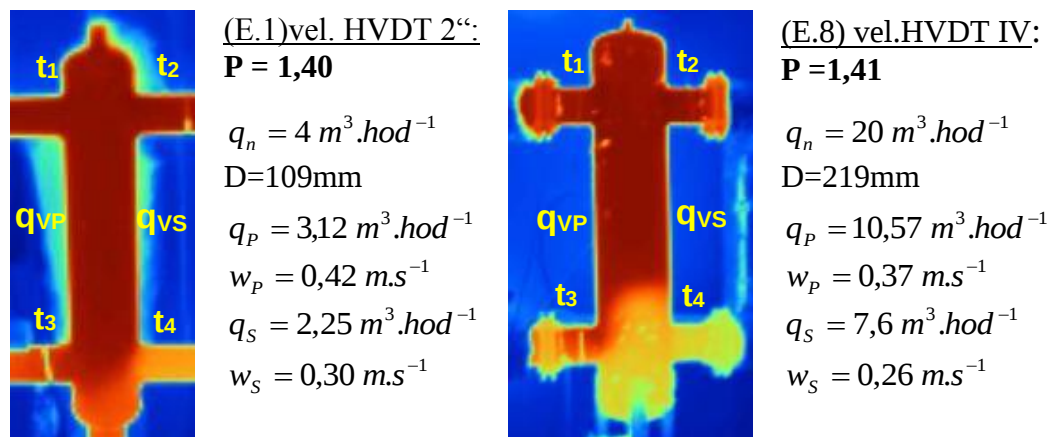
Snímky HVDT při daném poměru průtoků bylo zajímavé porovnat mezi sebou. Z hlediska stejné tvarové konstrukce, ale jiné velikosti byly zvoleny pro porovnání HVDT experimentu E.1 a experimentu E.8 (E7.). Termovizní rozložení teplot po povrchu HVDT při různých vzájemných poměrech nebylo účelem porovnávat s předchozími výsledky naměřených rozdílů teplot v grafech (6.1.2a).



Obrázek 22 – Termovizní porovnání rozložení teplot po povrchu HVDT při poměru **P=1,7** - nadprůtok v primárním okruhu kotle **E.1 a E.8**

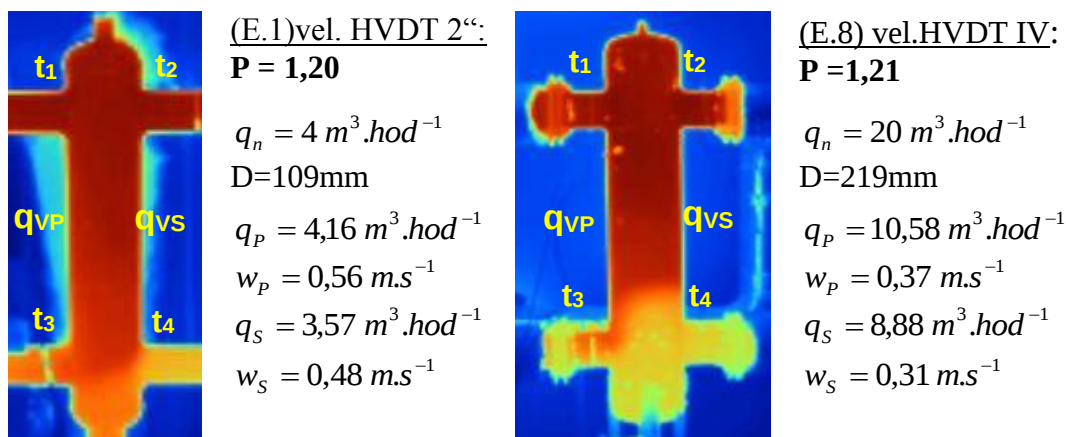
Průběh teplotního rozložení ve válcích různého průměru a velikosti je při daném poměru jiný a příznivěji vypadá teplotní obraz většího HVDT IV. Výrazný tvar oddělení přívodní otopné vody od vratné ochlazené se projevil zde i za extrémní nerovnováhy

objemových průtoků. Hlavní linie oddělení se stále drží ve spodní třetině válce, a při levém okraji dochází ke strhnutí teplejšího proudu podél stěny vlivem nárůstu rychlosti proudění ve vratném hrdle zpět ke zdroji-kotli (E.8) vel. HVDT IV. U menšího typu (E.1) HVDT 2“ plně rozvinuté proudění teplejšího proudu ve spodní části zcela zaplňuje celý průřez vratného potrubí v dimenzi DN50.



Obrázek 23 – Termovizní porovnání rozložení teplot po povrchu HVDT při poměru **P=1,4** - nadprůtok v primárním okruhu kotle **E.1 a E.8**

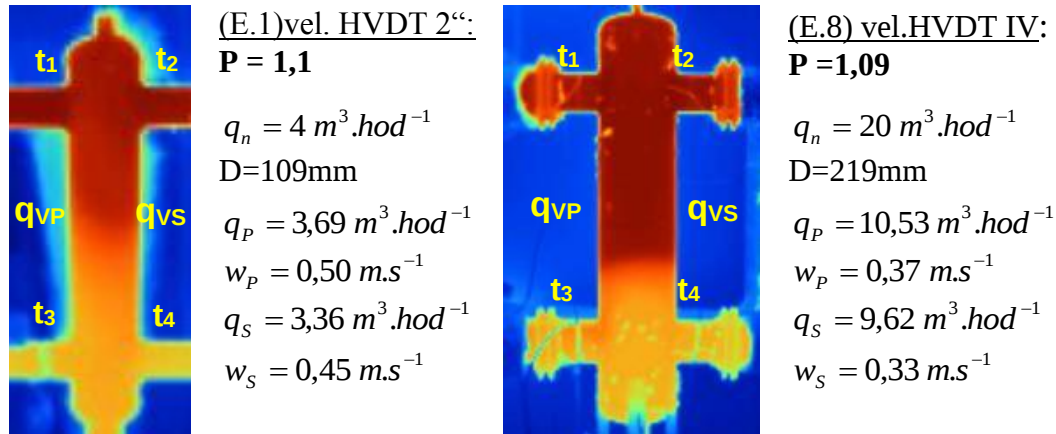
Velmi podobný průběh má obraz rozložení teplot ještě i při nižším rozdílu $P = 1,4$. Vzájemný poměr $P = 1,2$ blízký rovnováze obou průtoků sice zachovává tvar teplotního rozložení předchozích, ale dochází k odlivu teplého proudu ze spodní části směrem vzhůru a povrch HVDT se postupně ochlazuje.



Obrázek 24 – Termovizní porovnání rozložení teplot po povrchu HVDT při poměru **P=1,2** - nadprůtok v primárním okruhu kotle **E.1 a E.8**

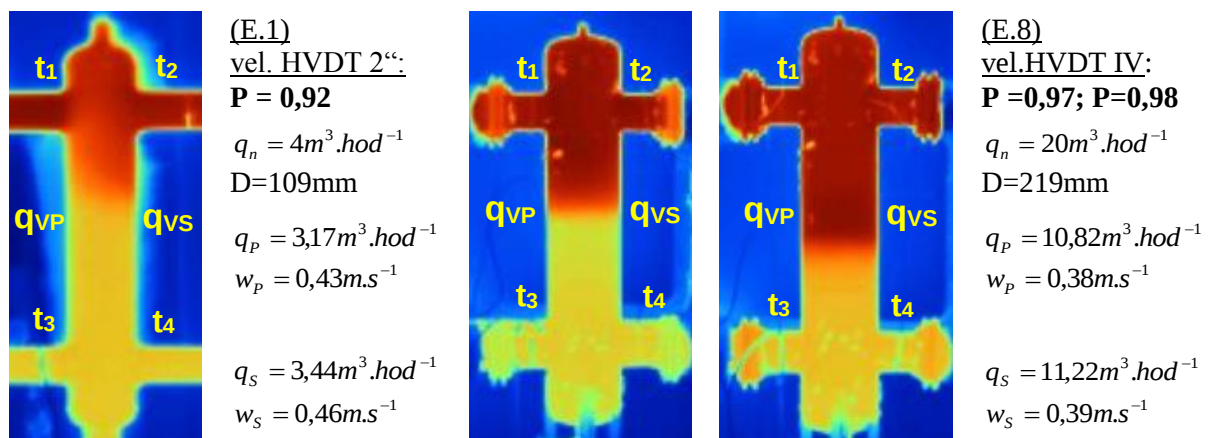
Vzájemný poměr rovnováhy $P = 1,1$ ukazuje stabilnější chování HVDT IV. Rozhraní mezi proudy tvoří výrazně ustálený teplotní zlom ve spodní části válce. Důvodem jsou jednak nízké rychlosti proudění, a především velké množství akumulované otopné vody v průřezu potrubí DN200. Linie oddělení u HVDT 2“ není tak zřetelně ohraničena, rychlosti

proudění jsou větší. Chladnější proud prostupuje rychleji vzhůru při levém okraji, u HVDT IV je to nepatrně při pravém.



Obrázek 25 – Termovizní porovnání teplot po povrchu HVDT při poměru **P=1,1**

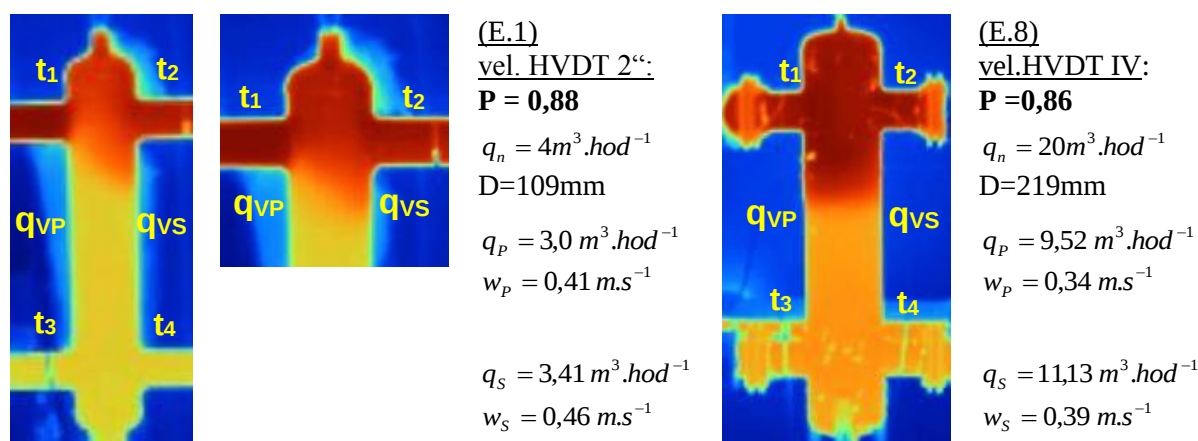
Vliv akumulace a nižší rychlosti otopné vody se projevuje i za vyrovnaní poměru $P = 0,97$. Celý objem válce jmenovitého průměru 200mm stoupá po výšce vzhůru v jedné přímé linii vlivem stálého snižování rozdílu v objemových průtocích a poměru $P \cong 1,0$. Obráz proudění ve válci HVDT 2“ a průměru přibližně 100mm ukazuje při levém okraji pronikání chladnějšího objemu do horní části mezi přívodní proud od kotle. Objemový průtok v okruhu spotřebičů překročil velikost průtoku primárním okruhem kotlů a zde již dochází ke směšování ochlazené otopné vody t_4 do přívodní větve ke spotřebičům t_2 , na rozdíl od projevu HVDT IV. Nárůst objemového průtoku okruhem spotřebičů, který překročí velikost průtoku v kotlovém okruhu snižuje skutečnou teplotu přívodní otopné vody do soustavy.



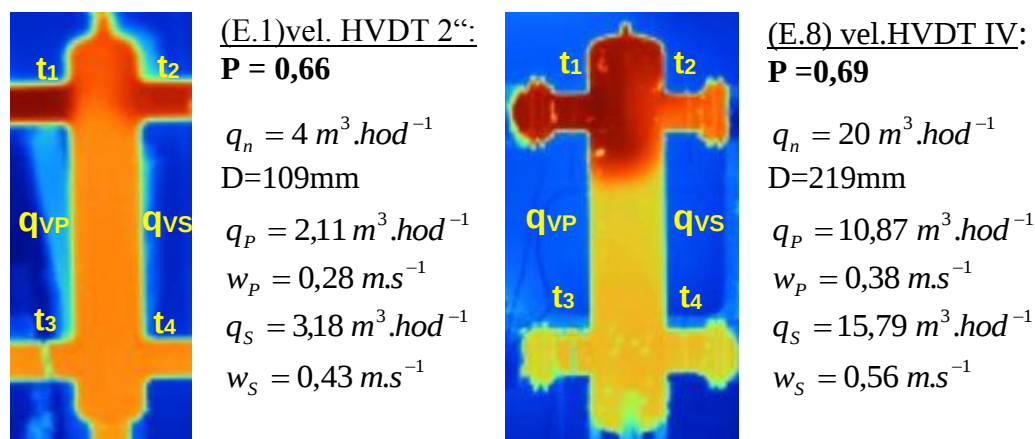
Obrázek 26 – Termovizní porovnání teplot po povrchu HVDT při poměru **P=0,92 a P=0,97**

Termografické zobrazení obou HVDT při hodnotách $P = 0,86$ a $P = 0,88$ ještě více diferencuje skutečné teploty. Obrázek 27 HVDT IV nevykazuje téměř žádný rozdíl

teplot, přesto byly naměřeny teploty s vyhodnoceným rozdílem až $\Delta T_{přřivo} = 3,6^\circ\text{C}$. Ze snímků je patrné, že oválný povrch po stranách většího HVDT IV zasahuje teplý proud mnohem víc než HVDT 2“, kde ze spodní části prostupuje chladný proud přímo skrz přívodní trasu otopné vody do soustavy. Jednou z příčin může být rozdílné uspořádání v horní části v podobě oddělující přepážky uvnitř většího HVDT IV. Obrisy přepážky jsou patrné až z hydraulických projevů ve snímku HVDT IV při poměru $P = 0,69$ (obrázek 28).



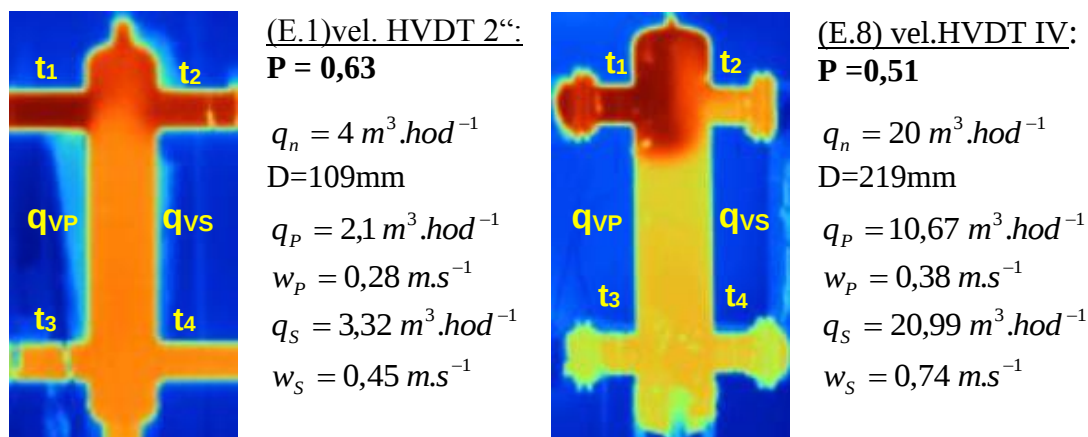
Obrázek 27 – Termovizní porovnání teplot po povrchu HVDT při poměru **P=0,88 a P=0,86**
- nadprůtok v sekundárním okruhu spotřebních větví **E.1 a E.8**



Obrázek 28 – Termovizní porovnání teplot po povrchu HVDT při poměru **P=0,66 a P=0,69**
- nadprůtok v sekundárním okruhu spotřebních větví **E.1 a E.8**

Přepážka rozráží proud přívodní otopné vody jednak do stran, a částečně skrz její děrování prostoupí dál do přívodního potrubí sekundárního okruhu spotřebičů. Tak dochází k většímu ohřátí povrchu stěn po obvodu, jak zachytily termovizní snímky většího HVDT IV. Instalovaná přepážka přívodní proud především zpomalí. Proud se roztříští do všech stran tak, že směrem dolů vytěsňuje sice ochlazený proud vratné vody ze soustavy

pronikající ze spodní části, ale ten si razí cestu nejmenšího odporu a to podél pravého okraje HVDT a vzápětí je strháván do přírodního potrubí ke spotřebičům t_2 .



Obrázek 29 – Termovizní porovnání teplot po povrchu HVDT při poměru **P=0,63 a P=0,51**
- nadprůtok v sekundárním okruhu spotřebních větví **E.1 a E.8**

Velké rozdíly v zachycených obrazech se projevují zejména při extrémních rozdílech v objemových průtocích na jedné a druhé straně. V případě menší soustavy (E.1) vel. HVDT 2“ byl dosažen téměř dvojnásobně menší průtok na primární straně kotlů $P = 0,63$ vypnutím jednoho kotle a jeho čerpadla z kaskády, s cílem dosáhnout širšího rozsahu měřených hodnot v rámci experimentu. U větší soustavy (E.8) vel. HVDT IV byl naopak vzájemný poměr průtoků $P = 0,51$ nejčastějším provozním stavem, jak bylo zjištěno během experimentálního měření, a to bez jakéhokoliv zásahu do režimu regulace a řízení.

Díky termokameře bylo po celou dobu experimentu možné sledovat děje uvnitř otopné soustavy, jak se v ní měnily hydraulické poměry. Když setrvaly po nějakou dobu ustálené, bylo snahou měnit objemový průtok na jedné nebo druhé straně. Po změnách, které daná soustava umožnila, přešel systém plynule do provozního stavu, který byl svým způsobem typický pro každou otopnou soustavu zvlášť. Otopná soustava nemohla sama připustit větší počet hydraulických změn, protože oběhové čerpadlo v okruhu zdroje udávalo mnohdy konstantní průtok primárním okruhem a hydraulická změna byla závislá na regulaci čerpadel jednotlivých okruhů sekundárních otopných větví. Všechny vzájemné poměry objemových průtoků v rámci soustavy nemohly nastat. Na základě těchto poznatků z experimentálního měření by mohla být přizpůsobena stávající automatická regulace soustavy.

7 ZÁVĚR

7.1 TEORETICKÝ PŘÍNOS

Stanovení fyzikálních parametrů z kalorimetrické rovnice při nerovnováze objemových průtoků v soustavách s HVDT je omezená, jak potvrdilo porovnání experimentálně zjištěných hodnot s výpočty. Mimo stanovený interval stability $0,9 \leq P \leq 1,3$ se otopné soustavy s HVDT chovají odlišně a není možné vycházet z teoretického základu kalorimetrické rovnice. Interval vzájemného poměru $0,9 \leq P \leq 1,3$ potvrdil nejmenší rozptyl rozdílů teplot mezi primárním a sekundárním okruhem při nerovnováze objemových průtoků. Tím potvrdil vzájemnou podobnost a stabilitu měřených soustav s HVDT a to nezávisle na způsobu provozu, regulace soustavy, typu a velikosti HVDT.

7.2 PRAKTICKÝ PŘÍNOS

7.2.1 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

Metoda experimentálního měření objemových průtoků a teplot velmi podrobně odhalí způsob provozování konkrétní soustavy s HVDT a zároveň i její termodynamické chování při změnách objemových průtoků v uzavřené otopné soustavě. V běžném provozu nejsou totiž v této míře rozsahu mapovány a měřeny, protože automatická regulace systému vytápění s těmito veličinami do algoritmů řízení nepočítá. Obvykle je snímána teplota na výstupu z kotle a dále až výstupní teploty otopné vody na jednotlivých větvích z rozdělovače-sběrače, podle kterých pak jsou pak ovládány regulační ventil nebo oběhové čerpadlo dané větve. Potrubní úsek mezi těmito místy, které navíc odděluje ve většině případů HVDT, již regulací monitorován mnohdy není. Jednotlivá experimentální měření potvrdila, že se otopná soustava v zapojení s HVDT nechová vždy provozně správně. Je obtížné odhalit a stanovit rozsah neefektivity provozu takového zapojení. Do jaké míry je provoz s HVDT optimální, je možné objasnit právě experimentálním měřením v rozsahu měřených veličin, které byly v rámci disertační práce zkoumány. Standardem provozování u náhodně vybraných soustav s HVDT, byl větší objemový průtok primárním okruhem zdroje $P \geq 1$.

Vzájemný poměr objemových průtoků má vliv při stabilizaci nebo růstu přírodní teploty ze zdroje t_1 . Ne zcela však při jejím poklesu, kdy začne chladnout i veškerá otopná voda v ostatních větvích. Tím dochází k celkovému poklesu teploty otopné vody v soustavě, bez přímé závislosti na objemových průtocích na jedné a druhé straně od HVDT.

Přípustný rozsah poměru $0,9 \leq P \leq 1,3$ potvrdil blízkost a úzký rozptyl výsledných rozdílů teplot mezi všemi experimentálně měřenými soustavami. Tímto byl zároveň prokázán důkaz hydraulické stability a analogie chování u otopných soustav obecně.

Metoda termovizního snímkování umožní mnohem snadněji zkoumat termodynamické projevy uvnitř uzavřeného otopného systému, obzvláště u velikostně dominantního prvku jakým HVDT je. Díky většímu akumulárnímu objemu a zároveň tedy i nižším rychlostem proudění v jeho tělese uvnitř, než je v klasickém potrubním rozvodu, je možné sledovat projevy ustálenosti HVDT při různých termodynamických dějích. Termovizní výstupy jsou pro prezentaci výsledků této disertační práce mnohem názornější, a jsou důležitou součástí experimentálně zaznamenaných a graficky zpracovaných číselných dat. Stabilnější projev teplotního pole uspořádání ukázal typově větší ze dvou HVDT, který na zachycených snímcích ukázal výrazné oddělující teplotní rozhraní mezi teplým a ochlazeným proudem. Termokamera zároveň i velmi rychle odhalila soustavy, které provozně dobře nefungovaly (experiment E.2 a E.6) anebo kde byla použita v systému nesprávná dimenze HVDT (E.5.). Dokumentováním pomocí termovizního snímkování je možné identifikovat soustavu a probíhající dynamické děje v ní, jakožto zkoumat patřičné odezvy soustavy na povely automatické regulace.

7.2.2 SPOLUPRÁCE SE ZÁSTUPCI VÝROBCŮ KOTLŮ GEMINOX

Publikování některých výstupů z tohoto experimentálního měření formou odborného článku v recenzovaném časopise Topin¹² zaujalo výhradního dovozce kondenzačních kotlů Geminox¹³—fy Brilon a.s. natolik, že na základě osobního projednání v sídle firmy v Praze, zahrnul výstupy z měření do tvorby nového systému měření a regulace kaskád kondenzačních kotlů, který je již součástí projekčních podkladů vydaných společností Brilon a.s. od r.2013. Viz literatura [46].

¹² Topenářství Instalace č.8/2012-odborný recenzovaný časopis, Technické vydavatelství Praha, spol.s.r.o.

¹³ „Geminox-kondenzační kotle“ pod hlavičkou dovozce Brilon a. s.

Sezemická 6/A3

193 00 Praha 9 – Horní Počernice

průmyslový areál VGP, hala A3

www.geminox.cz

7.3 DALŠÍ MOŽNOSTI VÝZKUMU

7.3.1 ROZSAH EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ

Ve stejném rozsahu měřených veličin by bylo vhodné provést větší počet měření v typizovaných soustavách s HVDT. Následně z nich stanovit rovnice přímek pro rozdíly v teplotách na základě vzájemného poměru objemových průtoků. Z hustoty výskytu bodů naměřených rozdílů teplot je možné určit celkovou efektivitu provozu soustavy během dne. Rovnice přímek z různých měřících míst následně porovnat mezi sebou pomocí numerických metod a stanovit obecně platný vztah pro rozdíl teplot přírodních větví při vzájemných poměrech objemových průtoků $P < 1$ a pro rozdíl teplot vratných větví při hodnotách poměru $P > 1$. Na základě toho je možné vyčíslit jednak úbytek předávaného výkonu v soustavě s HVDT nebo úbytek efektivy výroby tepla kondenzačním kotlem. Zpravidla se HVDT instalovalo vždy v soustavách s větším výkonem, jako je zapojení několika kotlů, které slouží pro otopné celky (centrální kotelny pro bytové domy). Takto vyčíslené ztráty díky nevhodnému provozování soustav s HVDT mohou být velmi vysoké. V závislosti na těchto výstupech zvolit maximální povolený rozsah rozdílu mezi objemovými průtoky pro danou soustavu a v poslední řadě hledat způsoby, jak aplikovat tyto výsledky do zlepšení provozu vytápění s návazností především na systém měření a regulace dané soustavy.

7.3.2 ZMĚNA KONCEPCE MĚŘENÍ A REGULACE

Na základě všech výsledků v této disertační práci byl stanoven optimální vzájemný poměr objemových průtoků v otopných soustavách s HVDT v rozsahu:

$$0,9 \leq P \leq 1,3 \quad [-]$$

Bezrozměrná hodnota určující míru hydraulické stability by měla být zařazena do konceptu nového způsobu řízení a regulace soustav s HVDT. Může sloužit přímo jako jeden z akčních členů pro povel impulsu k řízení elektronických oběhových čerpadel na jedné či druhé straně od HVDT. Tato alternativa způsobu udržení hydraulické stability u otopných soustav s HVDT vyžaduje nové nároky na měření a snímání konkrétních veličin a to zejména objemových průtoků v okruhu kotle, i v okruhu spotřebičů. Průtokoměry by měly být již při montáži otopné soustavy vestavěny do potrubí. Optimální variantou by bylo zahrnutí této přípravy již ve fázi tvorby projektové dokumentace jednak vytápění, a jednak profese měření a regulace.

8 SEZNAM

8.1 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BAŠTA J., *Hydraulika a řízení otopných soustav*, ISBN 80-01-02808-9, ČVUT Praha 2003
- [2] VALENTA V., *Parametry tepelných soustav zvyšující účinnost kondenzačních kotlů*, Český instalatér 4/2008
- [3] VALENTA V., *Řízení plynových kotlen s nízkoteplotními kotli*, Český instalatér 4/2003
- [4] VALENTA V., *Kondenzační kotel pro každého (1)*, Český instalatér 2/2002
<http://www.tzb-info.cz/868-kondenzacni-kotel-pro-kazdeho-i>
- [5] JELÍNEK V., *Stanovení účinnosti a stupně využití nízkoteplotních a kondenzačních kotlů*, 4/2012 <http://vytapani.tzb-info.cz/kondenzace/8466-stanoveni-ucinnosti-a-stupne-vyuziti-nizkoteplotnich-a-kondenzacnich-kotlu>
- [6] VALENTA V., *Kotelny s kondenzačními kotli-hydraulické zapojení a řízení*, Český instalatér 4/2005
- [7] AQUA product trade s.r.o, Brno, HVDT hydraulické vyrovnávače dynamických tlaků, Technická data
- [8] ETL-Ekotherm, *Svařence*, Produktový katalog 510/2009
- [9] LABOUTKA K., *Problematika termohydraulického rozdělovače*, VVI 2/1999
- [10] Firemní článek, *Jakým způsobem pracuje otevřený rozdělovač?*, Topin 2/2005
- [11] BAJGAR, M., *Jak se (ne)vyhnout hydraulickému vyrovnávači dynamických tlaků (HVDT)*, (otázky čtenářů a odpovědi autora) Topin 3/2006
- [12] Firemní článek JUNKERS, *Hydraulická výhybka HW 50 (pro plynové kotle se jmenovitým výkonem 25-50 kW)*, Topin 3/1999
- [13] BAŠTA J., *Dimenzování směšovacích armatur a hydraulické propojení zdroje tepla s otopnou soustavou*, VVI 2/1999
- [14] BAŠTA J., *Zapojení kondenzačních kotlů s termohydraulickým rozdělovačem*, portál TZB-info 9/2003 <http://www.tzb-info.cz/1599-zapojeni-kondenzacnich-kotlu-s-termohydraulickym-rozdelovacem>

- [15] BAJGAR M., (po jazykové úpravě převzato) *Výhody hydraulického vyvažování*, Topin 8/2011
- [16] Montážní a provozní návod-GRUNDFOS MAGNA - Series 2000
- [17] KOUTKOVÁ H., MOLL I., *Základy pravděpodobnosti*. Brno-CERM, 2011, ISBN: 978-80-7204-738- 3.
- [18] BUDERUS, *Projekční podklady-Plynový kondenzační kotel Logamax Plus GB162 o výkonu 2,7 až 100kW*, Vydání 02/2010
- [19] BUDERUS, *Projekční podklady-Plynový kondenzační kotel Logano Plus GB312 o výkonu 90 až 560 kW*, Vydání 12/2010
- [20] VIESSMANN, *Odborná řada „Střední a velké kotle“-Kotle o jmenovitém tepelném výkonu v rozsahu od 80 do 15 000 kW*
- [21] BAXI, *Technické podklady pro projekční a montážní činnost – kotle HT*
<http://www.baxi.cz/res/data/003/000434.pdf?seek=1289231209>
- [22] BAJGAR M., *Úspory tepla v objektech po zateplení*, Topin 4/2011
- [23] STRAKOVÁ R., KNOB J., ENTECH-GROUP s.r.o *Zkušenosti s pravidelnou kontrolou kotlů a srovnání metodik - Pravidelná kontrola kotle dle vyhlášky č. 276/2007 a kontrola tepelné soustavy dle DIN EN 15378*
- [24] *„Příručka pro kontrolu tepelné soustavy podle DIN EN 15378,“* VdZ- Vereinigung der deutschen Zentralheizungswirtschaft, leden 2009, Překlad: Testo, s.r.o. 2011 ve spolupráci s redakcí časopisu Topin
- [25] MATĚJČEK J., *Kapalinové výměníky pro využívání nízkopotenciálního tepla*, Topin 4/2012
- [26] PAVELEK M., ŠTĚTINA J., *Experimentální metody v technice prostředí*, ISBN 80-214-0970-3, VUT v Brně, 1997
- [27] ČUPR K., GÖTZ J., GEBAUER G., *Aplikovaná fyzika pro technická zařízení budov*, ISBN 80-214-0266-0, VUT v Brně, 1991
- [28] WOHLFARTH R., *Connecting new boilers to old pipes*, Engineers Systems webinars, January 2014
- [29] WOHLFARTH R., *Are there hidden problems in your hydronic boiler project?*, Engineers Systems, Decembre 2013, p.28-34
- [30] LIAO Z., DEXTER A.L., *The potential for energy saving in heating systems through improving boiler controls*, Energy and Buildings, Volume 36, Issue 3,

- March 2004, Pages 261-271, ISSN 0378-7788,
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778804000106>
- [31] LIAO Z., SWAINSON M., DEXTER A.L., *On the control of heating systems in the UK*, Building and Environment, Volume 40, Issue 3, March 2005, Pages 343-351, ISSN0360-1323
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132304001842>
- [32] Caleffi Hydronic Solutions, 3883 W Milwaukee Rd, Milwaukee, WI 53208, 414.238.2360; sales@Caleffi.com, *Modern engineering concepts for hydronic heating designs*, Webinars Series, October 2007
<http://www.caleffi.com/sites/default/files/file/hydraulicseparation-tr07.pdf>
- [33] <http://en.termen.eu/termen-hydraulic-separator-sp.php>
- [34] <http://www.automaticheating.com.au/product/duraflex-hydratwin-hydraulic-separators/>
- [35] http://www.intatec.co.uk/resources/document/508e55e86196d27e8b000199/technical_data_sheet_-_hydraulic_separators.pdf
- [36] <https://cz.grundfos.com/training-events/ecademy.html>
- [37] PAVELEK M., *Teorie termovizních měření*. FSI VUT Brno
<http://ottp.fme.vutbr.cz/users/pavelek/optika/0700-z01.pdf>
- [38] http://en.wikipedia.org/wiki/Correlation_and_dependence
- [39] www.pedf.cuni.cz/kpsp/skalouda/korelace.doc
- [40] Vyhláška č. 193/2007 Sb. *Vyhláška, kterou se stanoví podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu tepelné energie a chladu*
- [41] Nařízení komise (ES) 641/2009 Sb. ze dne 22. července 2009, kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2005/32/ES, pokud jde o požadavky na ekodesign samostatných bezucpávkových oběhových čerpadel a bezucpávkových oběhových čerpadel vestavěných ve výrobcích
- [42] Vyhláška č. 276/2007 Sb. *Vyhláška o kontrole účinnosti kotlů*
- [43] Vyhláška č. 441/2012 *O minimální účinnosti užití energie při výrobě elektřiny a tepla*
- [44] Zákon č. 318/2012 Sb., kterým se mění zákon č. 406/2000 Sb., *o hospodaření energií, ve znění pozdějších předpisů*
- [45] Projekční podklady Geminox 2011, Siemens- Brilon
- [46] Projekční podklady Geminox 2013, Siemens- Brilon

8.2 SEZNAM PUBLIKACÍ AUTORA

rok 2013

- [1] PETRŮJOVÁ, H.; FORMÁNEK, M., Hydraulická (ne)stabilita prvků otopných soustav, příspěvek na konferenci *VYKUROVANIE 2013 21. Medzinárodná konferencia na tému: Energetické, environmentálne a ekonomické aspekty pri prevádzke vykurovacích systémov*, ISBN 978-80-89216-53-6, SSTP Bratislava, Bratislava, 2013

rok 2012

- [2] PETRŮJOVÁ, H.; FORMÁNEK, M., Experimentální ověřování funkce a chování termohydraulického rozdělovače nebo-li HVDT, článek v *Topenářství-instalace č.8/2012*, ISSN 1211-0906, Technické vydavatelství Praha, spol.s.r.o., Praha, 2012
- [3] PETRŮJOVÁ, H.; FORMÁNEK, M., Provozní požadavky na regulační armatury, článek v *Topenářství-instalace č.3/2012*, ISSN 1211-0906, Technické vydavatelství Praha, spol. s. r.o., Praha, 2012
- [4] PETRŮJOVÁ, H.; FORMÁNEK, M., Využití fotovoltaiky, příspěvek na konferenci *Sborník přednášek konference Budovy s téměř nulovou spotřebou energie*, ISBN 978-80-02-02378-4, Společnost pro techniku prostředí, Praha, 2012
- [5] PETRŮJOVÁ, H.; FORMÁNEK, M., Experimentální ověřování funkce komponentů teplovodních soustav, příspěvek na konferenci *Sborník konference PROGRESS 2012*, ISBN 978-80-248-2666-0, VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2012
- [6] PETRŮJOVÁ, H., Konstrukční vlivy hydraulického zapojení technických zařízení, příspěvek na konferenci *Sborník anotací konference Juniorstav 2012*, ISBN 978-80-214-4393-8, Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2012

rok 2011

- [7] PETRŮJOVÁ, H.; FORMÁNEK, M., Využití odpadního tepla z chlazení, příspěvek na mezinárodní konferenci *CzechSTAV 2011-Inovace ve stavebnictví*, ISBN 978-80-904877-5-8, ETTN 040-11-11009-11-1, MAGNANIMITAS Hradec Králové, Hradec Králové 2011
- [8] PETRŮJOVÁ, H., Thermo-hydraulic separator, „poster“ na konferenci the 5 th International Conference SOLARIS 2011, ISBN 978-80-214-4311-2, Brno University of Technology, Faculty of Civil Engineering, Brno, 2011

- [9] PETRŮJOVÁ, H.; FORMÁNEK, M., Potrubní systémy v rozvodech chladu, článek v *Topenářství-instalace č.4/2011*, ISSN 1211-0906, Technické vydavatelství Praha, spol. s r.o., Praha, 2011
- [10] PETRŮJOVÁ, H., Rychlost regulačních armatur nejen v teplovodních soustavách, příspěvek na konferenci *Sborník anotací konference Juniorstav 2011*, ISBN 978-80-214-4232-0, Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2011

rok 2010

- [11] PETRŮJOVÁ, H., Tvorba modelu potrubní sítě z hlediska hydrauliky, příspěvek na konferenci *Sborník anotací konference JUNIORSTAV 2010*, ISBN 978-80-214-4042-5, Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2010

rok 2009

- [12] PETRŮJOVÁ, H.; PLÁŠEK, J.; ŠIKULA, O., Modelovanie povrchových teplot sálavých prvkov, příspěvek na konferenci *Zborník prednášok z 20. Konferencie Vnútorňa klíma budov 2009*, ISBN 978-80-89216-31-4, Slovenská spoločnosť pre techniku prostredia ZSVTS Bratislava, Bratislava, 2009
- [13] PETRŮJOVÁ, H., Využití kondenzačního tepla pro ohřev TV, příspěvek na konferenci *Sborník anotací konference JUNIORSTAV 2009*, ISBN 978-80-214-3810-1, Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2009