



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**ENERGETICKÁ ÚČINNOST TEPELNÝCH
ČERPADEL**

BLOCK OF FLAT HEATING USING HEAT PUMP

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Marek Bártů

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Marek Bártů
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Akademický rok:	2015/16

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

Energetická účinnost tepelných čerpadel

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na hodnocení energetické účinnosti tepelných čerpadel. Ve spolupráci s akreditovanou zkušebnou v oblasti tepelné techniky bude vypracován rozbor problematiky testování TČ a hodnocení reálně naměřených parametrů. Následně bude proveden výpočet hodnoty sezónního topného faktoru pro danou klimatickou oblast ČR, a to na základě dlouhodobě naměřených dat.

Cíle diplomové práce:

1. Zpracovat přehled základních technických parametrů tepelných čerpadel a předepsaných způsobů jejich ověření.
2. Provést rozbor stanovení energetické účinnosti TČ.
3. Provést výpočty sezónního topného faktoru, resp. sezonní energetické účinnosti, daného TČ pro topnou sezónu v konkrétních klimatických podmínkách ČR.

Seznam literatury:

Tintěra L.: Tepelná čerpadla, 2003

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá energetickou účinností tepelných čerpadel, primárně u jednotek vzduch/voda. V závěrečné práci je jednoduše popsán princip tepelného čerpadla a funkce jednotlivých komponent. Rozebírá problematiku stanovení výkonových parametrů tepelných čerpadel a následné ověření podle platných norem. V práci je uveden rozbor stanovení energetické účinnosti a výpočet topného faktoru, respektive sezonního topného faktoru. Sezonní energetická účinnost vybraných vzorků tepelných čerpadel pro topnou sezónu je určena pro konkrétní klimatické podmínky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tepelné čerpadlo, energetická účinnost, bivalentní provoz, topný faktor, sezonní topný faktor, vytápění, tepelné ztráty, elektrický příkon

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the energy efficiency of heat pumps, especially efficiency of air/water system. In this thesis is simply described the principle of the heat pump and function of each component. It shows the issues of determining the parameters of performance of the heat pump and also describes verification in according to applicable standards. The diploma thesis gives an analysis of determining the energetical efficiency and calculation of coefficient of performance, in other words, the seasonal heating coefficient of performance. Seasonal energy efficiency of selected samples of heat pumps for the heating season is designated for specific climatic conditions.

KEY WORDS

Heat pump, energy efficiency, bivalent operation, coefficient of performance COP, seasonal coefficient of performance SCOP, heating, heat loss, power input

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BÁRTU, M. Energetická účinnost tepelných čerpadel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 82 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Energetická účinnost tepelných čerpadel* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a zdrojů uvedených v seznamu použité literatury. Pod vedením pana doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D.

Bc. Marek Bártů

Podpis:

V Brně dne 27. 5. 2016

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za poskytnuté rady a připomínky, jež mi byly nápomocny v průběhu celé diplomové práce. Také bych chtěl poděkovat za ochotu při řešení nejrůznějších komplikací.

OBSAH

ÚVOD	16
1 CHARAKTERISTIKA TEPELNÝCH ČERPADEL	17
1.1 Úvod do tepelných čerpadel.....	17
1.2 Princip TČ.....	17
1.3 Provoz TČ	18
1.3.1 Monovalentní provoz.....	18
1.3.2 Bivalentní provoz.....	19
1.4 Tepelná soustava a její vlastnosti.....	19
2 KOMPONENTY TEPELNÉHO ČERPADLA	20
2.1 Kompresor	20
2.1.1 Hermetické kompresory.....	20
2.1.2 Polohermetický kompresor.....	21
2.1.3 Otevřená provedení kompresorů a ostatní	22
2.2 Expanzní ventil	22
2.3 Výparník	23
2.4 Ventilátor	23
2.5 Kondenzátor.....	23
2.6 Výměníky tepla.....	23
2.6.1 Deskový výměník	23
2.6.2 Lamelové výměníky vzduch-chladivo.....	24
2.6.3 Trubkové výměníky.....	24
2.7 Sběrač kapalného chladiva.....	24
2.8 Trojcestný ventil	25
2.9 Čtyřcestný ventil	25
3 CHLADIVO	26
3.1.1 Aezotropní chladiva.....	26
3.1.2 Zeotropní chladiva.....	26
4 TYPY TEPELNÝCH ČERPADEL	27
4.1 Tepelné čerpadlo typu země/voda	27
4.2 Tepelné čerpadlo typu vzduch/voda	28
4.3 Tepelné čerpadlo typu voda/voda	28

5	ZDROJE NÍZKOPOTENCIÁLNÍHO TEPLA	29
5.1	Zem jako zdroj tepla.....	29
5.1.1	<i>Kolektory.....</i>	29
5.1.2	<i>Geotermální vrt.....</i>	29
5.1.3	<i>Energetické piloty</i>	30
5.2	Vzduch jako zdroj tepla.....	30
5.2.1	<i>Odpadní větrací vzduch</i>	30
6	TESTOVÁNÍ TEPELNÝCH ČERPADEL	31
6.1	Seznam akreditovaných zkušeben TČ.....	31
6.2	Značka kvality pro tepelná čerpadla a legislativní požadavky.....	32
6.3	Obecné pojmy a informace.....	33
6.3.1	<i>Zkušební výrobek.....</i>	33
6.3.2	<i>Zkušební technologie.....</i>	33
6.3.3	<i>Průběh zkoušek a zaznamenávání dat.....</i>	37
6.3.4	<i>Výběr představitele z modelové řady TČ</i>	38
6.4	Měření podle normy ČSN EN 14511	39
6.4.1	<i>Podmínka A7/W35.....</i>	39
6.4.2	<i>Podmínka A2/W35.....</i>	39
6.5	Měření podle normy ČSN EN 14825	40
6.5.1	<i>Požadavky na sezónní energetickou účinnost</i>	40
6.5.2	<i>Zkušební podmínky pro stanovení SCOP podle normy ČSN EN 14825</i>	41
6.6	Ekodesign	42
6.7	Měření podle normy ČSN EN 12102	43
6.7.1	<i>Požadavky na hladinu akustického výkonu.....</i>	44
6.8	Hodnocení TČ	44
7	ENERGETICKÁ ÚČINNOST TČ	45
7.1	Topný faktor COP	45
7.2	Sezónní topný faktor	45
7.3	Ekvitermní křivka.....	48
8	MODELOVÝ PŘÍKLAD	49
8.1	Zadání a základní parametry	49
8.1.1	<i>Předpoklad modelového příkladu</i>	49
8.1.2	<i>Meteorologická data</i>	50
8.1.3	<i>Základní výpočty.....</i>	51

8.2	Měření výkonových parametrů.....	53
8.3	Výpočet topného faktoru, výkonu a elektrického příkonu.....	56
8.4	Dimenzování tepelného čerpadla.....	58
8.4.1	<i>Určení bivalentního bodu</i>	58
8.5	Teplota topné vody	64
8.6	Průměrné roční hodnoty.....	66
8.7	Bivalentní provoz.....	68
8.7.1	<i>Vytápění pomocí radiátorů</i>	68
8.7.2	<i>Podlahové vytápění</i>	72
ZÁVĚR		76
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ		78
SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK.....		80
SEZNAM TABULEK		81
SEZNAM OBRÁZKŮ		82

ÚVOD

Tepelné čerpadlo je zařízení, které slouží k vytápění, ohřevu pitné vody, ale také k chlazení. Tepelná čerpadla nabízejí v současné době nejúčinnější a nejekologičtější technologii na trhu. Můžeme je zařadit mezi obnovitelné tzv. alternativní zdroje energie. Tato pokroková technologie využívá energie z přírodních zdrojů pro pokrytí tepelných ztrát v domě. Odebírá teplo z okolního prostředí (země, vzduch a voda) a používají ho pro vytápění a ohřev teplé vody. Tepelné čerpadlo většinou sestává ze dvou částí a to z venkovní a vnitřní. Vnitřní jednotka zajišťuje předávání tepla do otopného systému. Venkovní část odebírá teplo ze zvoleného zdroje. Součástí jednotek je řídicí systém, který pak ovládá inteligentní domy. Tepelná čerpadla jsou zařízení, která zhodnocují nízko potenciální teplo a za pomoci malého množství elektrické energie jsou schopny dodat daleko větší množství tepelné energie a to až čtyřikrát více.

Tepelná čerpadla jsou považována za pokroková a v mnohých případech jsou výhodnější než jiné způsoby získávání tepelné energie, např. spalování fosilního paliva. Díky růstu poptávky po tepelných čerpadlech je k vidění stále více zařízení v našem okolí, administrativních budovách i jiných objektech. Tato relativně nová zařízení si každým rokem nacházejí cestu k většímu počtu zákazníků. Díky skvělému marketingu a velké propagaci úspory energie a financí, které jsou hlavními kritérii pro přechod z jednoho systému na jiný, tvoří bezesporu novou budoucnost.



Obr. 1: Tepelná čerpadla [18]

1 CHARAKTERISTIKA TEPELNÝCH ČERPADEL

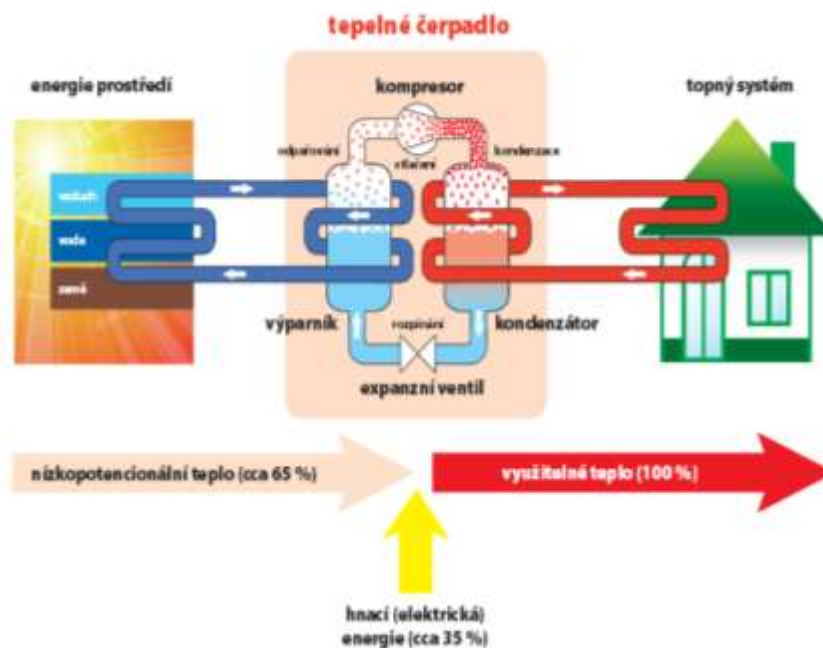
1.1 Úvod do tepelných čerpadel

Tepelné čerpadlo je zařízení využívající nízkopotenciální energii, kterou převádí do užitečné podoby (na vyšší teplotní úroveň). Odebírá teplo z chladného venkovního prostředí - voda, vzduch, zem a toto prostředí ochlazuje. Získané teplo předává do topného systému. Proudící médium umožňující přenos tepla nazýváme primárním médiem. Toto médium se nachází v tzv. primárním okruhu.

Druhou stranou, která předává teplo do otopného systému, nazýváme sekundárním okruhem. Primární okruh je nahrazen přívodem venkovního vzduchu do jednotky a sekundární představuje otopný systém. Tepelné čerpadlo vychází z 2. termodynamického zákona, který říká, že teplo se přenáší v uzavřeném systému z jednoho tělesa na druhé, tedy z teplejšího na chladnější. Teplo lze ze vzduchu, země, vody odebírat až do teploty 0°C. [3], [4]

1.2 Princip TČ

Na vstupu do TČ je výměník tepla nazývaný „výparník“, na který se pomocí teplotnosného média (vzduch, voda, solanka) přivádí nízkopotenciální teplo z vnějšího prostředí. Do jeho druhé poloviny se tryskou termostatického expanzního ventilu vstříkují kapalné chladivo. Za expanzním ventilem je tlak ve výparníku nižší a kapalné chladivo se proto rychle odpařuje. Tím se výparník podchlazuje na teplotu nižší, než je teplota prostředí, ze kterého je odebíráno teplo. Teplo ze „studené“ strany ohřívá podchlazený plyn a tento ohřátý, ale stále ještě studený plyn je nasáván kompresorem. Nasávaný plyn si nese zvenku získanou energii. Po stlačení kompresorem se plyn silně zahřeje. V kompresoru se k energii nesené plynem přidá další část energie ve formě ztrátového tepla z elektromotoru kompresoru a tepla vzniklého třením jeho pohyblivých ploch. Stlačený plyn na výtlaku kompresoru dosáhne vyšší teploty, než voda v topném systému a je veden do sekundárního výměníku, tzv. kondenzátoru, kterým topná voda proudí. Tam plyn zkapalní a předá teplo chladnější topné vodě. Kapalina je opět zavedena do expanzního ventilu a celý cyklus běží stále dokola. [3]



Obr. 2: Princip činnosti tepelného čerpadla [18]

U zemních čerpadel se tepelná energie obsažená v zemi přenáší do domu prostřednictvím kapaliny (nemrznoucí směsi), která proudí v trubkách zakopaných v zemi a vstřebává teplo z okolí. Ohřátá kapalina putuje do výparníku tepelného čerpadla, kde se nízkopotenciální teplo předá chladivu kolujícímu uvnitř zařízení.[2], [3]

U vzduchových čerpadel teplo z venkovního vzduchu prochází výparníkem do chladiva. Chladivo se ve výparníku vypaří a vzniklý plyn je nasán kompresorem. Kompresor stlačí ohřáté plynné chladivo a díky kompresi (kdy při vyšší tlaku stoupá teplota) vytlačí nízkopotenciální teplo na vyšší teplotní hladinu cca 80°C. Kompresorem zahřáté chladivo putuje do kondenzátoru, kde předá teplo topné vodě (vytápění nebo ohřev vody) a zkondenzuje. Z kondenzátoru putuje kapané chladivo přes expanzní ventil (kde se prudce ochladí) zpět do výparníku (opět se ohřeje). [4]

1.3 Provoz TČ

1.3.1 Monovalentní provoz

Jednou z variant provozu tepelného čerpadla je monovalentní provoz. Monovalence užíváme u nových, dobře izolovaných domů, kde je tepelná ztráta do 10 kW. Výhodou je, že není nutná spolupráce s dalším zdrojem. Obvykle se volí malé předimenzování. Úspora za elektrokotel je zanedbatelná a je nutné navíc instalovat akumulční zásobník vody. Monovalentní provoz nelze použít u čerpadel vzduch/voda, pokud venkovní teploty dosahují -15 °C a méně. Výkon těchto čerpadel klesá s venkovní teplotou. [1], [2]

1.3.2 Bivalentní provoz

Tepelné čerpadlo je navrhováno tak, aby nepokrylo zcela potřeby tepla v celém ročním období. Proto je nutné ho doplnit o bivalentní zdroj, který postupným náběhem vyrovnává potřebu tepla. Venkovní teplotě, ve které se tepelná ztráta objektu rovná výkonu tepelného čerpadla říkáme bod bivalence. Bivalentní provoz tepelného čerpadla znamená, že čerpadlo pracuje se sekundárním zdrojem tepla, například elektrokotlem. Může pracovat i s kotlem na tuhá či kapalná paliva, kotlem na zemní plyn nebo elektrickým přímotopem. Problémem zůstává spolupráce jednotlivých regulací. Většina tepelných čerpadel je vybavena pouze jednoduchou regulací, která neumí spolupracovat s nadřazeným regulátorem. Při bivalentním provozu je instalovaný tepelný výkon tepelného čerpadla nižší, než maximální potřebný (50-80 %). [3], [4]

Doplňkový zdroj dodává u správně navrženého systému pouze 5-10 % celkové roční spotřeby tepla. Někdy bývá elektrokotel do tepelného čerpadla již zabudovaný. Nevýhodou je, že zvyšuje potřebnou kapacitu elektrické přípojky a tím rostou i platby za jistič. Tento druhý zdroj se používá, protože provozovat tepelné čerpadlo na maximální výkon je neekonomické. Užívá se pro pokrytí potřeby tepla, když TČ nestíhá. Spouští se například v extrémně chladné dny. [1], [2]

1.4 Tepelná soustava a její vlastnosti

Tepelné čerpadlo pracuje nejefektivněji, když výstupní teplota je pokud možno co nejnižší. Většina tepelných čerpadel dodává do soustavy vodu o teplotě max. 55°C. Nejlépe pracuje s nízkoteplotními systémy, kde teplota vstupní vody nepřesahuje 40 °C. V minulosti se tepelné soustavy dimenzovaly na teplotu přívodu 90°C (a 70°C zpátečka), tj. spád 90/70 °C. Při tomto spádu postačuje poměrně malá plocha radiátorů. Kdyby měla tepelná soustava spád 55/45, bylo by nutné počet radiátorů zdvojnásobit. Lepším, ale nákladnějším způsobem je budovu zateplit a snížit tak tepelnou ztrátu. Podlahové topení pracuje v nízkém spádu (40/35) a proto je pro spolupráci s tepelným čerpadlem ideální. Teplota podlahy by se měla pohybovat mezi 23 – 25 °C. Výkon tepelné soustavy a zdroje tepla závisí na vnější teplotě. Regulaci topné vody v závislosti na venkovní teplotě nám udává ekvitemní regulace. Kolik dní je tepelné čerpadlo skutečně v provozu, závisí na tom, jak je soustava předimenzovaná. [1]

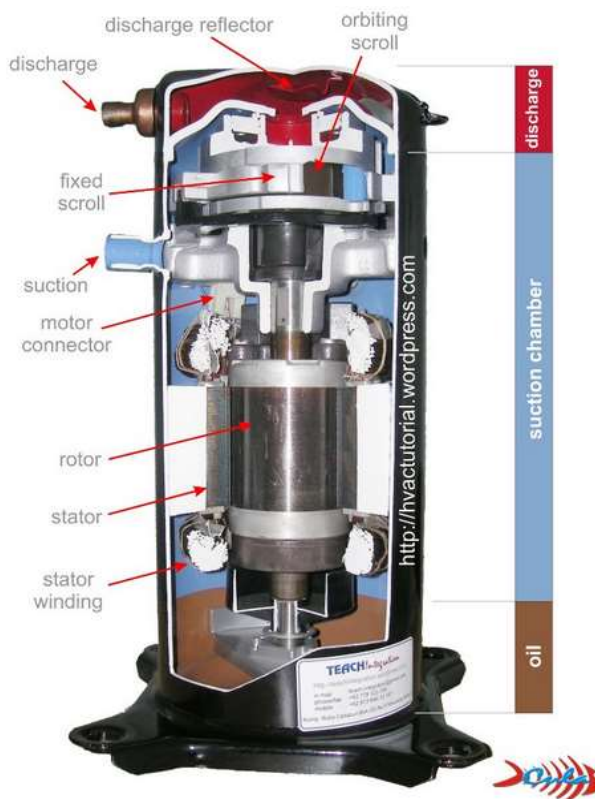
Komplikace nastává, když je požadavek na vodu v radiátorech větší, než výstup z tepelného čerpadla (55°C). Jak jsem uváděl již dříve, v tomto případě je nutné krýt ztrátu jiným zdrojem. Některé firmy nabízejí variantu čerpadel, která jsou schopná dodávat topnou vodu o teplotě 65 - 75 °C, ale za cenu zhoršení topného faktoru. Regulace tepelného čerpadla obvykle vyžaduje konstantní průtok kondenzátorem. Konstantní průtok topné vody z tepelného čerpadla do nádrže umožňuje instalace akumuláční nádrže. Tělesa si pak z nádrže odebírají vodu podle množství okamžité potřeby. Akumulační nádrž je vhodná i proto, že tepelnému čerpadlu nesvědčí časté vypínání a zapínání, které zkracuje životnost kompresoru. Z hlediska regulace je výhodné, že moderní tělesa mají malý vodní objem. Pokud by systém neměl akumuláční nádrž, tepelné čerpadlo by vodu v tělesech rychle ohřálo a pak se vypnulo. Akumulační nádrž je schopná u špatně izolovaných domů (které rychle chladnou) pokrýt dvouhodinové výpadky dodávky elektřiny.

2 KOMPONENTY TEPELNÉHO ČERPADLA

Tepelné čerpadlo sestává ze čtyř základních částí: výparníku, kompresoru, kondenzátoru a expanzního ventilu.

2.1 Kompresor

Nejdůležitějším a nejdražším prvkem tepelného čerpadla je kompresor. Obvykle je hermeticky uzavřen v ocelové nádobě. Kompresor slouží ke stlačování chladiva, které vzniká ve výparníku. Stlačené páry se silně zahřejí a vedou do kondenzátoru, kde zkapalní a předají teplo do topné vody. Tlaky v sacím a výtlačném potrubí se odvíjí od typu použitého chladiva a pracovních podmínek. Sací tlak se pohybuje od 0,1-0,5 MPa, výtlačk 0,5-2,5 MPa. Kompresory obvykle dosahují tlaků přes 3MPa. V kompresorech bývají umístěny ochranné prvky, které hlídají nárůst tlaku. Obvykle to bývají přetlakové ventily. Kompresní poměr udává poměr výtlačného a sacího tlaku. Nasávané páry mají teplotu -20 až +10 °C a výtlačné teploty se pohybují v rozmezích 60 – 100 °C. Jedním z nejdůležitějších parametrů kompresorů je sací výkon. Udává objem nasávaných par vztažený k tlaku v sacím hrdle. [1], [3]



SECTIONED COPELAND SCROLL COMPRESSOR

Obr. 3: Kompresor typu SCROLL [19]

Na trhu se můžeme setkat nejčastěji s těmito typy kompresorů: hermetický, polohermetický a otevřený.

2.1.1 Hermetické kompresory

Ve společné nádobě je umístěn kompresor i elektromotor. Je naprosto těsný a má společnou olejovou náplň. Nemůže docházet k únikům chladiva, protože z nádoby vede pouze sací a výtlačné potrubí. [3]

Spirálový kompresor SCROLL

Scroll je moderní typ kompresoru patentován začátkem 20. století. Skládá se ze dvou kovových spirál vložených do sebe. Horní je pevná a má uprostřed otvor, spojený s výtlačnou trubicí. Druhý dolní spirálový díl se neotáčí, ale krouží v horním pomocí excentru umístěném na hřídeli motoru. V místech s odlišným zakřivením trubek se vytváří plynové kapsy, které se posouvají ke středu spirál a zmenšují svůj objem. Kompresory Scroll jsou hermeticky uzavřené a chlazené párou procházejícího chladiva. Musí se u nich dodržet smysl otáčení motoru. Při obráceném chodu může dojít k poškození, kompresor pak nedodává žádný tlak. [1], [3]

Výhodou je velká životnost a nevýhodou jejich cena, která je o 1/3 až 1/2 vyšší, než u pístových. Mají o 100% vyšší objemovou účinnost, nižší vibrace a tišší chod. Jsou odolné proti nasání kapalného chladiva a mají jednodušší konstrukci. Neobsahují žádné ventily a nemají žádné „hluché“ prostory. [1], [3]

V současnosti je to nejpoužívanější typ kompresoru. Životnost se počítá na 80 – 100 tis. provozních hodin (cca 20 let).

Pístový kompresor

Patří mezi nejrozšířenější druhy kompresorů, užívá se v domácích chladničkách a mrazících pultech. Vyznačuje se vysokou životností. Elektromotor je chlazen parami nasávaného chladiva. Pokud nasají kapalně chladivo, dochází k jejich poškození. Mají velký vnitřní volný objem, aby odolaly kapalinovému rázu. Zajištěna je i ochrana vniknutí kapaliny do sacího potrubí.

Rozlišujeme dva typy zapojení: jednofázové a třífázové (pro vyšší výkony). Výkonnější kompresory disponují vnitřní tepelnou ochranou vinutím motoru. Při chlazení se motor vypne a po chlazení znovu zapne. Také obsahují přetlakovou pojistku, která spojuje při překročení tlaku výtlak se sáním. Pojistný tlak je nastaven obvykle na 3MPa. Celý kompresor je obalený tepelnou izolací a tlumícím krytem kvůli hlučnosti. [3]

2.1.2 Polohermetický kompresor

Má odnímatelné víko, které umožňuje přístup k elektromotoru, ventilové desce kompresoru a klikové skříni. Uložení kompresoru a elektromotoru je na jedné hřídeli v hermetické skříni. Ve většině případů jde o pístové kompresory. Tyto kompresory jsou často užívány u větších chladicích zařízení. Pro TČ nejsou příliš vhodné kvůli tepelným ztrátám. Bývají v jednotkách uchyceny prostřednictvím pryžových silenbloků. [3]

Pístový kompresor

Je levnější, hlučnější a má horší topný faktor. Jeho životnost se pohybuje okolo 15 let. Za dobu životnosti čerpadla se počítá s jednou výměnou. [1]

Rotační kompresor

Užívá se zřídka, spíše v horších klimatizačních jednotkách. Hodí se pro malé výkony, nedosahuje vysokých topných faktorů. [1]

V kruhové komoře je umístěn rotující píst kruhového tvaru. Těsnicí destička odděluje prostor sání a výtlaku a podle potřeby se vysouvá a zasouvá. Tento typ kompresoru bývá užíván u malých klimatizačních jednotek. Kvůli malé objemové účinnosti se příliš nehodí pro využití u tepelných čerpadel. [3]



Obr. 4: Rotační kompresor [20]

2.1.3 Otevřená provedení kompresorů a ostatní

Jedná se o samostatný kompresor. Hřídel vychází ven ze skříně a je utěsněna ucpávkou proti úniku chladiva. Elektromotor či spalovací motor zajišťuje pohon. Užívá se například u klimatizací automobilů.

Šroubový kompresor

V průmyslových a speciálních aplikacích se používá šroubový kompresor, zejména v místech velkých výkonů. Má vysokou pořizovací cenu. Obsahuje dva šroubovitě rotory, které se po sobě odvalují. Jde o technicky náročné zařízení používající se pro vysoké výkony. [1], [3]

Další typy kompresorů

Existují čerpadla, která nemají kompresor a chladivo nese další látka. Ta ho vstřebává a uvolňuje za přestupu tepla. Poháněcí energií je teplo získané nejčastěji z elektřiny. Vyznačují se velmi tichým chodem a nízkou efektivitou. [1]

Hybridní čerpadla kombinují sorpční a kompresorový oběh. Jsou konstrukčně náročnější a uplatňují se ve speciálních případech.

2.2 Expanzní ventil

Přesným názvem termostatický expanzní ventil (TEV), též nazývaný jako vstříkovací. Expanzní ventil umožňuje vznik vysokého tlaku na kondenzátoru pomocí zúženého profilu. Do výparníku se tryskou vstříkuje přesné množství chladiva tak, aby měl optimální provozní režim. Jeho hlavní součástí je tryska, která se otevírá podle teploty a tlaku v potrubí vedoucím k výparníku. Dále obsahuje teplotní čidlo, kterému říkáme tykavka. Teplotní čidlo je naplněné médiem, u kterého se při zvyšování teploty zvyšuje tlak. Tlak se přenáší pomocí kapiláry na membránu TEV. Tlak nad membránou roste s rostoucí teplotou tykavky a tlak pod membránou roste s vypařovací teplotou. Rozdíl těchto tlaků odpovídá přehřátí chladiva a vytváří sílu, která působí proti síle pružiny ventilu a otevírá či zavírá trysku. Když vzroste přehřátí chladiva ve výparníku, tak se ventil otevírá a když klesá, tak se zavírá. [3]



Obr. 5: Expanzní ventil Care [18]

2.3 Výparník

Výparník je tepelný výměník, ve kterém chladivo odebírá ze zdroje tepla např. vzduchu o teplotě $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ tepelnou energii tím, že se v něm vypařuje chladivo o teplotě $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, dokud se teplota chladiva nesrovná s teplotou venkovní. To se děje na základě zvětšeného objemu chladírenského plynu za expanzním ventilem.

2.4 Ventilátor

Obvykle máme v TČ instalovány klasické axiální ventilátory, ale lze se setkat i s radiálními. Klíčovým faktorem ventilátorů je jejich výkon, účinnost a hlučnost. Podle konstrukce a výkonu vnější jednotky mohou být ventilátory nainstalovány i dva. Elektromotory bývají asynchronní jednofázové, nebo třífázové, někdy i s možností přepnutí otáček.



Obr. 6: Ventilátor jednotky Mastertherm [18]

2.5 Kondenzátor

Kondenzátor je tepelný výměník, ve kterém se předá teplo ze stlačeného plynu do topné vody. Plyn zchladne a z kondenzuje a voda se ohřeje. Kondenzátor se užívá pro výměnu tepla mezi chladivem a topným systémem. Horké stlačené plynné chladivo kondenzuje v primární straně a předává teplo vodě na sekundární straně výměníku. [3]

2.6 Výměníky tepla

2.6.1 Deskový výměník

Výměník tvořený ze svazku nerezových prolisovaných a spojených desek, které při složení na sebe vytvoří dvě skupiny kanálků, kde proudí teplotonosná média. Desky jsou spájeny mědí, nebo niklem. Výměníky jsou nerozebíratelné a počet desek nelze měnit. Výměník je konstruovaný na tlak v rozmezí 1,6-3,2 MPa. Velkým plusem deskových výměníků je jejich velká účinnost a vysoký přenášený výkon při malých rozměrech. Jsou kompaktní, snesou velké tlaky a dobře se montují. Nevýhodou jsou vyšší tlakové ztráty, možnost zanesení a velká pořizovací cena. [3]

2.6.2 Lamelové výměníky vzduch-chladivo

Skládají se z několika řad měděných trubek, které jsou opatřeny hliníkovými lamelami kvůli zvětšení teplosměnného povrchu. Docílí se tak zvýšení přenosu tepla. Obvykle bývá více sekcí spojených paralelně. U tepelných čerpadel typu vzduch-voda jsou tyto výměníky použity jako výparníky. Na vstupu vedoucím od TEV jsou instalovány rozdělovače vstříkovaného chladiva a na druhé straně jsou sekce výparníku spojeny do větší trubky. Dále pak rozdělovačem zajišťujeme rovnoměrné rozdělení chladiva. [7]

2.6.3 Trubkové výměníky

Skládá se z válcové nádoby většího průměru, do které je vložena spirálově svinutá trubka nebo celý svazek trubek. Všechny trubky jsou propojeny do jedné. Tím dosáhneme velké teplosměnné plochy. Ve svinutých trubkách proudí jedno médium (chladivo), ve velké nádobě kolem nich pak druhé (voda či solanka). Výhodou je jednoduchá konstrukce a malé tlakové ztráty. Lze ho užít i pro znečištěné kapaliny, je snadno čistitelný. [6]

Druhým typem je tzv. trubka v trubce. Do jedné trubky většího průměru je vsunuta druhá trubka menšího průměru, nebo svazek několika slabších trubek. V mezerách mezi trubkami proudí voda a ve vnitřních trubkách je chladivo.

Pro dosažení velké teplosměnné plochy musí být trubky dostatečně dlouhé. Komerční výměníky mají jen jednu vystředěnou vnitřní trubku a povrch trubek bývá žebrovaný pro dosažení větších teplosměnných ploch. [4]

2.7 Sběrač kapalného chladiva

Sběrač kapalného chladiva je malá tlaková nádoba umístěná na výšku, sloužící jako zásobník a odlučovač bublin. Rovněž zajišťuje, aby do TEV vtékalo jen kapalné chladivo bez bublinek. Výstup čisté kapaliny tvoří trubka, která sahá až ke dnu. Na výstupu je přivařen trojcestný ventil se servisním vývodem. Sběrač musí být dimenzován na nejvyšší možný provozní tlak v systému, obvykle bývá konstruován na několik litrů chladiva. [3]

Pro stabilní chod TČ je důležité správné dimenzování sběrače kapalného chladiva. Sběrač je potřeba dimenzovat k hmotnosti a měrné hmotnosti náplně. Pro TČ do výkonu 10 kW vyhovuje sběrač kapaliny o objemu asi 4-5 l. Objem by měl být o něco větší, než celkový objem kapaliny v systému.



Obr. 7: Sběrač kapalného chladiva [21]

2.8 Trojcestný ventil

Slouží k občasnému uzavření okruhu chladiva, nebo vývodu pro servisní účely. Bývá ve dvou provedeních – rohovém, nebo přímém. Konstruovány jsou pro přivaření, nebo pro přišroubování pomocí převlečné matice. Šroubovaný spoj je obvykle utěsněn teflonovým kroužkem. Poloha ventilu se dá před utažením matice nastavit, proto dostaly ventily název „Rotablock“. První vývod slouží pro čerpání a plnění chladiva a je v klidu uzavřen kuželkou ventilu. Druhý je otevřen a je stále propojen s okruhem chladiva. Používá se pro připojení manometru nebo presostatu. [3]

V běžném provozu se hřídel ventilu vyšroubuje ven a s citem utáhne, aby kuželka zcela uzavřela plnicí otvor.

2.9 Čtyřcestný ventil

Jedná se o elektromagnetický ventil určený ke změně funkce agregátu. Užívá se pro změnu režimu chlazení a ohřev. Slouží pro přepnutí režimu topení na režim pro odtávání námrazy. Zaměňuje výtlak kompresoru za sání a naopak. Zařízení, které přesuvem šoupátek využívá tlakového rozdílu v potrubí. [4]



Obr. 8: Čtyřcestný ventil [22]



3 CHLADIVO

Nositelem energie v TČ je chladivo. Dříve byla v tepelných čerpadlech užívána chladiva na bázi plně halogenových uhlovodíků, později byla tato chladiva zaměněna za částečně halogenové uhlovodíky a dnes jsou to fluorované uhlovodíky a jejich směsi (HFC). Bez chladiva by tepelné čerpadlo nemohlo fungovat. Chladivem mohou být jednosložkové sloučeniny, nebo směsi dvou a více sloučenin. [3], [8]

Chladivo koluje v tepelném okruhu a odebírá energii ve výparníku při nízké teplotě a předává energii v kondenzátoru při vysokých teplotách. Z kapalného skupenství se chladivo ve výparníku mění na plynné a v kondenzátoru zase na kapalné. Z kompresoru odchází horký plyn do kondenzátoru. V kondenzátoru se ochladí a při vysokém tlaku zkapalní. Potom chladivo pokračuje do tzv. sběrače, odkud putuje do škrtícího ventilu, kde klesá tlak a chladivo je vstříknuto do výparníku. Zde se odpaří, ochladí okruh výparníku a v plynném skupenství je nasáváno do kompresoru. Celý proces se několikrát opakuje.

V současné době se v tepelných čerpadlech používají především chladiva R410A, R407C, R404A a R32. Tyto fluorizované skleníkové plyny mají nižší hodnoty GWP = Global Warming Potential – potenciál globálního oteplování – potenciál skleníkového plynu zvýšit teplotu klimatu v poměru k potenciálu oxidu uhelnatého (CO₂). Tento potenciál je počítán jako stoletý potenciál oteplování 1 kg skleníkového plynu v poměru 1 kg CO₂. [8]

3.1.1 Azeotropní chladiva

Podle poměru složek a teplotních vlastností rozdělujeme chladiva na azeotropní a zeotropní chladiva. Azeotropní se chovají jako čisté kapaliny. Během přeměny z páry na kapalinu se složení par a kapaliny nemění. Bývají to chladiva jednosložková i vícesložková. Například R22, R290 a směs R502 či R507. [3]

3.1.2 Zeotropní chladiva

Zeotropní jsou směsi obvykle 2-4 druhů chladiv, které mají během fázové přeměny proměnné složení. Jako příklad můžeme uvést chladivo R407a. U tohoto druhu chladiva se udává tzv. teplotní skluz, což je rozdíl teplot varu při stejném tlaku. [3]

4 TYPY TEPELNÝCH ČERPADEL

V následující tabulce je uvedeno několik typů tepelných čerpadel.

Tabulka 1: Typy tepelných čerpadel

Médium, ze kterého získávají teplo	Ohřívání médium
země	voda
země	vzduch
vzduch	voda
vzduch	vzduch
voda	voda
ventilační TČ	

Nejméně rozšířeným typem TČ je alternativa země – vzduch. Paradoxně se jedná o neefektivnější systém, na nějž je nejkontroverznější pohled. Získávání tepelné energie ze země a z vody je téměř totožné.

Později se budu zaměřovat zejména na tepelná čerpadla typu vzduch – voda, se kterými jsem se setkal nejvíce v praxi a které budou předmětem mé diplomové práce.

4.1 Tepelné čerpadlo typu země/voda

Považujeme ho za nejstabilnější systém vůči venkovním klimatickým podmínkám. Jednotky jsou většinou provozovány v bivalentním provozu. Bivalentní bod se pohybuje kolem teploty -5 °C až -8 °C . Lze ho provozovat i monovalentně. Na trhu ho nalezneme jak v provedení standardním, tak i kompaktním včetně bojleru na užitkovou vodu. Zemní čerpadla jsou náročná na instalaci. Pro čerpání tepla ze země užívají geotermální vrty (tzv. vertikální kolektory), nebo zemní kolektory (horizontální kolektory). Horizontální kolektory jsou náročné na prostor a vyžadují rozsáhlé výkopové práce. Příznivá je pořizovací cena. Vertikální kolektory patří mezi dražší variantu. Druh kolektorů volíme podle geologické situace. Teplo z plošných kolektorů a vrtu je možné odebírat po celý rok (v létě se užívá k ohřevu užitkové vody). Úspory při použití zemního čerpadla dosáhnou až 70%. [2]

Náplní zemního kolektoru je nemrznoucí směs, která proudí přes deskový výměník tepla – výparník, kde se teplo předává vnitřnímu chladivovému okruhu. Oběh nemrznoucí směsi je zajištěn oběhovým čerpadlem. V kolektorech proudí chladivo, které odebírá teplo zemi. Chladivo je poháněno kompresorem v primárním okruhu. Má velký objem chladiva a vyšší tlakové ztráty. Tím, že v kolektoru cirkuluje přímo chladivo, které má podstatně nižší teplotu, je odnávání tepelné energie v půdě daleko intenzivnější a prostorové nároky na umístění jsou nižší. Vzhledem k velmi nízké teplotě chladiva v kolektoru dochází v půdě ke značnému podchlazování a kolem jímacích trubek se tvoří ledový obal. Kolektory se umísťují maximálně do hloubky 1 m pod povrch, aby přívod tepla od slunce a dešťové vody urychlil obnovení zásoby tepla před topnou sezónou. Výhodná je rychlá instalace a nevýhodou je, že jakékoliv mechanické poškození kolektoru je problematicky opravitelné. Další nevýhodou je provoz pouze v topné sezoně, bez ohřevu vody v létě, kdy dochází k regeneraci okolí. [2]

4.2 Tepelné čerpadlo typu vzduch/voda

Tento typ čerpadla je charakterizován velkou univerzálností a snadnou instalací (odpadají složité zemní práce). Vyniká nízkou pořizovací cenou, kvůli které se mu dostává čím dál tím větší oblibě. [2]

Výkon čerpadla se mění s teplotou venkovního vzduchu. Roste-li teplota vzduchu, roste i výkon tepelného čerpadla, v opačném případě dochází k poklesu výkonu. Jsou výhradně provozována v bivalentním provozu. Pod bodem bivalence (-3 až -5 °C) spolupracují s dalším zdrojem energie – např. elektrokotlem. Vzduchové čerpadlo pracuje při minimální teplotě -20 °C. Skládá se buď ze dvou jednotek (venkovní a vnitřní) – tomuto uspořádání říkáme dělené (tzv. split). Nebo z jednoho celku, tzv. kompaktního provedení - monoblok, kdy celé čerpadlo stojí uvnitř nebo vně objektu. V případě děleného provedení venkovní část nasává okolní vzduch. Je většinou umístěna na jižní straně domu, nebo na střeše. Vnitřní jednotka zajišťuje ohřev teplé vody a topného systému.

Tepelná čerpadla typu vzduch – voda můžeme rozdělit podle lokací jednotlivých částí. Existují následující uspořádání:

- výparník vně budovy a kondenzátor uvnitř
- výparník s kondenzátorem vně objektu
- výparník a kondenzátor uvnitř objektu

4.3 Tepelné čerpadlo typu voda/voda

Jednotka typu voda - voda má jeden z nejvyšších topných faktorů. Vyznačuje se malým množstvím vhodných prostor pro instalaci. Energie se odebírá z vody povrchové, nebo podzemní. Nejlepším zdrojem tepelné energie je podzemní voda, která má stabilní teplotu. K tomuto druhu tepelného čerpadla jsou potřeba dvě studny – topná (zdrojová) a vsakovací. Ty jsou od sebe vzdáleny minimálně 15 m a mají vydatnost alespoň 0,5 l/s. Řeky, rybníky a jiné plochy jsou spíše raritou. [2]

Pracuje na podobném principu, jako zařízení vzduch/voda. Tepelný výkon předávají vnitřnímu vzduchu v objektu. Užívají se v objektech s požadavkem na teplotu – například chaty a malé byty. [2]

5 ZDROJE NÍZKOPOTENCIÁLNÍHO TEPLA

Nízkopotenciální teplo lze přenášet ze země, z vody nebo ze vzduchu. Ze země se teplo získává pomocí plošných kolektorů, hlubinných vrtů a energetických pilotů. Z vody nejčastěji přečerpáváním spodní, povrchové nebo odpadní vody. A ze vzduchu z venkovního, nebo odpadního vzduchu.

5.1 Zem jako zdroj tepla

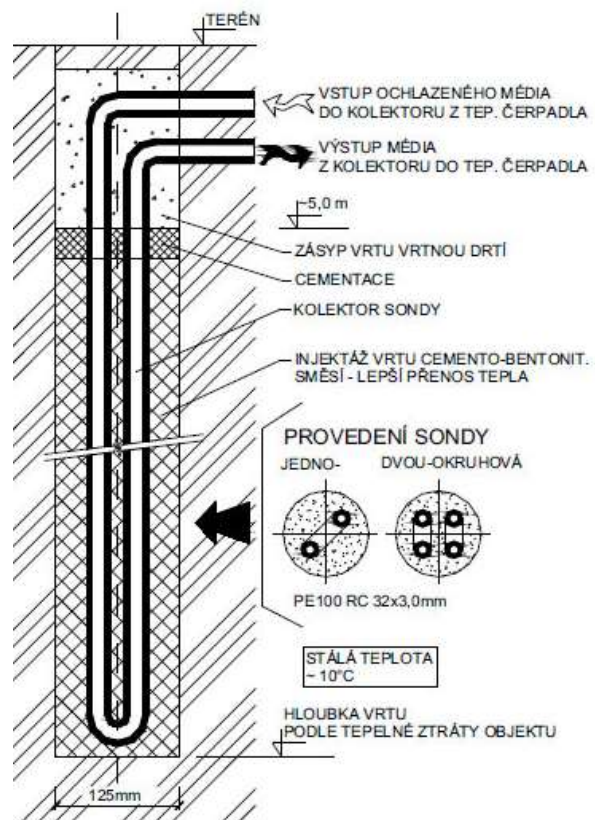
TČ země/voda odebírají teplo podloží. Primární okruh je zpravidla naplněn nemrznoucí směsí na bázi lihu. Tento systém je jednoduchý a obsahuje minimum pohyblivých částí. Má konstantní tepelné zisky, bez velkých výkyvů. Pracuje se s energií ze slunce, která se v letním období akumuluje do vrchní vrstvy země a kterou následně v průběhu roku odebíráme pro ohřev teplé vody a vytápění objektu. [1]

5.1.1 Kolektory

Kromě TČ je základem této technologie tzv. kolektor. Kolektor je vyroben z polyetylenového potrubí, které se klade do výkopů v zámrzné hloubce 1,2 - 1,5 m. Doporučená ideální délka jednotlivých okruhů je po snížení tlakových ztrát 100 - 300 m. Potrubní smyčky se sdružují ve venkovní jímce, kde jsou umístěny rozdělovače a sběrače s možností odvodu a regulace průtoku. Výkon tepla získaný ze země kolísá podle vlastností a druhu půdy od 8 do 32 W/m² při 2400 provozních hodinách tepelného čerpadla za rok. [1]

5.1.2 Geotermální vrt

Geotermální vertikální vrtly jsou v ČR nejrozšířenějším způsobem získávání tepla. I přes svoji vysokou cenu zaujmou právě svou nezávislostí na vlivu počasí. Další z nesporných výhod je možnost využití jejich konstantní teploty (8-12 °C) pro chlazení objektů v létě. Pokud tyto vrtly používáme také pro chlazení, dodáváme vrtlům vyšší tepelnou energii, která se zhodnocuje ve formě regenerace pro zimní období. Jde o zajímavé ukládání tepelné energie k využití v zimních měsících. Hloubky vrtů se pohybují od 70 do 140 m. V případě většího množství vrtů se celková délka rozdělí do více vrtů stejné délky. Při větším počtu krátkých vrtů je možné spojit vždy 2 vrtly do jedné smyčky. Vzdálenost jednotlivých vrtů by neměla být menší než 10 m. [1], [2]



Obr. 9: Schéma vrtu pro tepelné čerpadlo [23]

5.1.3 Energetické piloty

Pro získání tepelné energie lze také použít samotných konstrukcí budov a jejich základů. Instalují se do základů budov jako tzv. energetické piloty, energetické stěny a energetické základy. Těto technologie se užívá pouze u novostaveb, zpravidla v místech nezpevněného podloží. Piloty staticky zajišťují budovu a slouží jako kotvy. Mají průměr 120 – 1200 mm a jsou ukotveny do hloubky 3 – 30m. Energetické piloty je možno využít pro jímání a ukládání energie. Uvnitř je instalována smyčka z potrubí, ve které obíhá nemrznoucí kapalina. Základy se sbíhají v technické místnosti, kde se spojují v rozdělovačích a sběračích. Jako akumulátoru chladu a tepla užívá betonu a zeminy pod objektem. V letním období se uložený chlad užívá na chlazení a v zimě tepelné čerpadlo chladí do systému pilot a tím získává potřebné teplo pro vytápění objektu. U tohoto způsobu nelze užít pouze vytápění nebo chlazení, ale vždy musí pracovat v režimu vytápění i chlazení. Základy budov mají pouze omezenou tepelnou kapacitu. [2]

5.2 Vzduch jako zdroj tepla

Stále populárnějším druhem tepelného čerpadla je jednotka, kde je zdrojem nízkopotenciálního tepla vzduch. Zařízení může být umístěné na zahradě, terase nebo střeše objektu. Jsou také vhodná pro vytápění venkovních bazénů. Obsah energie ve vzduchu závisí na vlhkosti, je-li vzduch chladný, je v něm i málo vlhkosti. Množství energie ve vzduchu není přímo úměrné, ale klesá rychleji. V době, kdy je potřeba tepla v objektu nejvyšší a venkovní teplota nejnižší, pracuje tepelné čerpadlo s nejnižším topným faktorem (výkonem). Při extrémně nízkých teplotách musí být čerpadla vypnuta a vytápění pak zabezpečuje jiný zdroj tepla. Současná tepelná čerpadla jsou schopná efektivně pracovat do teplot -20°C . Na rozdíl od zemních čerpadel mají horší parametry při velmi nízkých venkovních teplotách. Ale to je kompenzováno velmi dlouhým obdobím podzimu a jara, kdy je nutno vytápět, přičemž teplota vzduchu se pohybuje od 0 do $+12^{\circ}\text{C}$. Toto období je mnohem delší než období, kdy venkovní teplota klesá pod bod mrazu. Nevýhodou je, že oproti zemním čerpadlům jsou poněkud hlučná. Ventilátor venkovní jednotky produkuje hluk 40 – 50 dB. Lze použít i vnitřní provedení vzduchového tepelného čerpadla, kdy je nasáván okolní vzduch pomocí otvorů v obvodovém zdivu. Otvory situujeme tak, aby ochlazený (vydechovaný) vzduch nebyl nasáván zpět do tepelného čerpadla a abychom zamezili případnému šíření hluku. [2]

5.2.1 Odpadní větrací vzduch

Zajímavou možností pro tepelná čerpadla je využití odpadního tepla (jak z technologických procesů, tak i odváděného větracího vzduchu při nuceném větrání). U nových nízkoenergetických domů, tvoří energie pro ohřev vzduchu na větrání až 40% spotřeby energie na vytápění. Pro tyto účely užíváme čerpadla o výkonu 1,5 až 2 kW, které odebírají teplo pouze z odpadního vzduchu. Nebo výkonnější čerpadla, která odebírají teplo navíc z vrtu nebo plošného kolektoru. [2]

6 TESTOVÁNÍ TEPELNÝCH ČERPADEL

6.1 Seznam akreditovaných zkušeben TČ

Tabulka 2: Seznam akreditovaných zkušeben TČ [16]

Test Institute	Heat pumps				Heat pumps water heaters	
	Energy efficiency		Sound power level		Performance	
	Type	Capacity	Capacity	Method	Type	Capacity
AIT (AT) – Christian Koefinger	air-to-air	-	-			-
	air-to water	60 kW			water-to-water	60 kW (4XL)
	water-to-water	100 kW			brine-to-water	100 kW (4XL)
	brine-to-water	100 kW			water-to-water	100 kW (4XL)
	DX-to water	40 kW			DX-to water	40 kW (4XL)
	water-to-water brine-to-water	1 MW (under construction 2017)				
BSRIA (UK) – Tom Garrigan	air-to-air	12 kW				-
	air-to water	200 kW			air-to-water	-
	water-to-water	200 kW			brine-to-water	--
	brine-to-water	-	-		water-to-water	-
CEIS (ES) - Frederico Munoz	air-to-air	0 – 20 kW with no restriction		EN ISO 3741		
		20 – 50 kW (of outdoor temp. $\geq 7^{\circ}\text{C}$ and ducted indoor air side)				
	air-to water	0 – 20 kW with no restriction				
		20 – 50 kW (of outdoor temp. $\geq 7^{\circ}\text{C}$)				
water-to-water	-	-		air-to water	20 kW (XL)	
brine-to-water	-	-		water-to-water	-	
CETIAT (FR) – Michèle Mondot	air-to-air	45 kW	45 kW	EN 9614-1, EN 3741, EN 3744		
	air-to water	115 kW	50 kW			
	water-to-water	115 kW	50 kW			
	brine-to-water	115 kW	50 kW			
DTI (DK) – Svend Pedersen	air-to-air	14 kW				
	air-to water	50 kW				
	water-to-water	50 kW				
	brine-to-water	50 kW				
IGE Stuttgart (DE) – Bernd Klein	air-to-air	4 kW		EN 3741, EN 3744, EN 9614-1/2		
	air-to water	35 kW				
	water-to-water	70 kW				
	brine-to-water	70 kW				
ILK Dresden (DE) – Ralf Noack	air-to-air	4 kW		EN ISO 3711 and EN 9614-1 & 2		
	air-to water	35 kW				
	water-to-water	100 kW				
	brine-to-water	100 kW				
SP (SE) – Ola Gustafsson	air-to-air	12 kW		EN ISO 3711, EN 3747, EN 9614-1 & 2		
	air-to water	25 kW				
	water-to-water	100 kW				
	brine-to-water	100 kW				
SZU (CZ) – Milan Holomek	air-to-air	-	-	EN 9614-2, EN ISO 3744, EN ISO 3746		
	air-to water	45 kW				
	water-to-water	110 kW				
	brine-to-water	90 kW				
TUV Rheinland (DE) – Ansgar Pomp	air-to-air	-	-	EN 9614-2, EN ISO 3743-1, EN ISO 3744, EN ISO 3746		
	air-to water	15 kW				
	water-to-water	150 kW				
	brine-to-water	150 kW				
TUV Sud (DE) – Peter Schnepf	air-to-air	??	??			
	air-to water	120 kW				
	water-to-water	40 kW	40 kW			
	brine-to-water	-	-			
VDE (DE) – Stephan Richter	air-to-air	10 kW		DIN EN ISO 3745 or DIN EN ISO 9614-2		
	air-to water	In manufacturer lab. If possible. Capacity depends on test rig of manufacturer				
	water-to-water	5 to 50 kW				
	brine-to-water	5 to 50 kW				
WPZ (CH) – Michael Eschmann	air-to-air	-	-			
	air-to water	100 kW				
	water-to-water	200 kW				
	brine-to-water	200 kW				

6.2 Značka kvality pro tepelná čerpadla a legislativní požadavky

Značka kvality Evropské asociace tepelných čerpadel (EHPA) – štítek kvality pro tepelná čerpadla vznikl z důvodu ochrany trhu před prodejem a instalací nekvalitních tepelných čerpadel. Vytvořil společný soubor požadavků na zajištění kvality výrobků a služeb pro tepelná čerpadla. Původně se jednalo o označení kvality pro německy mluvící země – Německo, Rakousko, Švýcarsko a později byla tato myšlenka rozvíjena v Evropské asociaci tepelných čerpadel. Tato asociace v současné době sdružuje 21 zemí a neustále se rozšiřuje. [9]



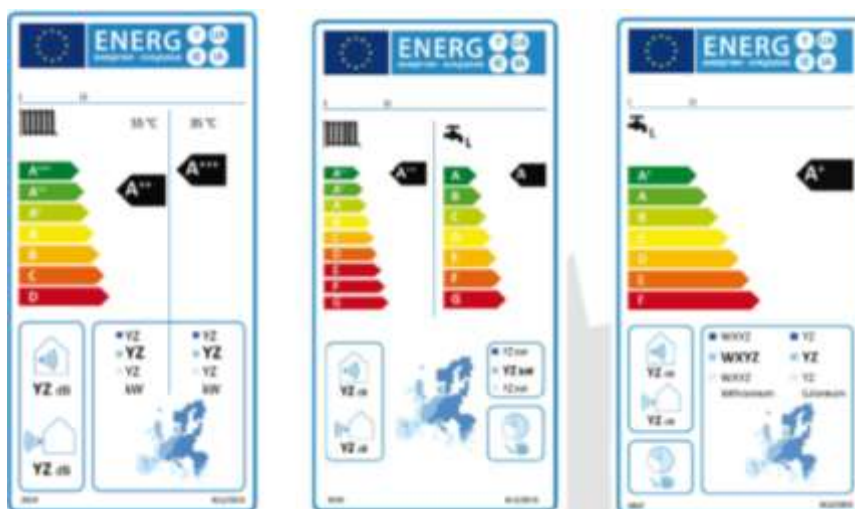
Česká Asociace pro využití tepelných čerpadel, jako zakládající člen EHPA, vytvořila podle pravidel EHPA národní komisi. Tato komise je oprávněna udělovat značku kvality platnou v České republice. Značka kvality může být přiznána tepelným čerpadlům pro vytápění s ohřevem, nebo bez ohřevu teplé vody do výkonu až 100 kW. [16]

Obr. 10: Značka kvality EHPA [16]

Značka kvality poskytuje ochranu spotřebiteli a garantuje kvalitní parametry výrobku označenému touto značkou. Podporuje současnou koncepci tepelných čerpadel jako energeticky efektivních a spolehlivých výrobků. Napomáhá chránit trh tepelných čerpadel před nekvalitními výrobky.

Dále pár slov k nařízení vlády. Nařízení vlády č. 190/2002Sb. definuje tepelné čerpadlo jako stavební výrobek trvale zabudovaný do stavby, který musí splňovat požadavky nařízení vlády č. 163/2002 Sb.

Výrobky se posuzují podle Technického návodu (TN) nacházejícího se v příloze č. 2 nařízení vlády č. 163/2002 Sb. ve znění nařízení vlády č. 312/2005 Sb., kterým se stanoví technické požadavky na vybrané stavební výrobky. Technické návody jsou ve výlučném vlastnictví Úřadu pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. Tyto návody se každoročně aktualizují a jsou volně dostupné na webu www.unmz.cz.



Obr. 11: Energetický štítek [17]

6.3 Obecné pojmy a informace

6.3.1 Zkušební výrobek

Nejprve je nutné vybrat správný počet testovaných výrobků, viz výše. Dále je potřeba identifikovat pomocí výrobního čísla seznam použitých komponent. Kontrola poškození, těsnosti a správná montáž zařízení dle pokynů výrobce.



*Obr. 12: Zkušební výrobek umístěný v testovací komoře
(fotografie pořízená ze zkušebny SZU)*

6.3.2 Zkušební technologie

Pro simulaci podmínek zkoušky je klíčová klimatická komora simulující podmínky zkoušky a nastavení podmínek teploty a vlhkosti. Hydraulický okruh simuluje otopný systém domu či zdroj tepla pro tepelná čerpadla voda/voda, země/voda. Důraz je kladen na přesnost a preciznost. Zda je technologie dostatečně výkonná pro testování a zda dokáže simulovat požadované hodnoty s přísnými tolerancemi teplot, vlhkosti, průtoku, tlaku a elektrického napětí. A jak je technologie schopná reagovat na náhlé změny testovaného výrobku.

Měřicí technika musí splnit nejistotu měření dle příslušné normy včetně nejistoty tepelného výkonu 5 či 10 %. Ideální technika splňuje poloviční nejistotu měření.

Samozřejmostí je údržba a pravidelná kalibrace měřidel a validační zkoušky. Sběr dat zajišťuje spolehlivá a časově stabilní měřicí ústředna, nebo průmyslově programovatelné automaty (PA). Záznam hodnot musí být s periodou 10 sekund či menší.

Vizualizační software zobrazuje naměřené a vypočtené hodnoty v reálném čase. Software či šablona pro zpracování dat musí být označena číslem verze a uzamčena proti eliminaci chyb či zásahu.



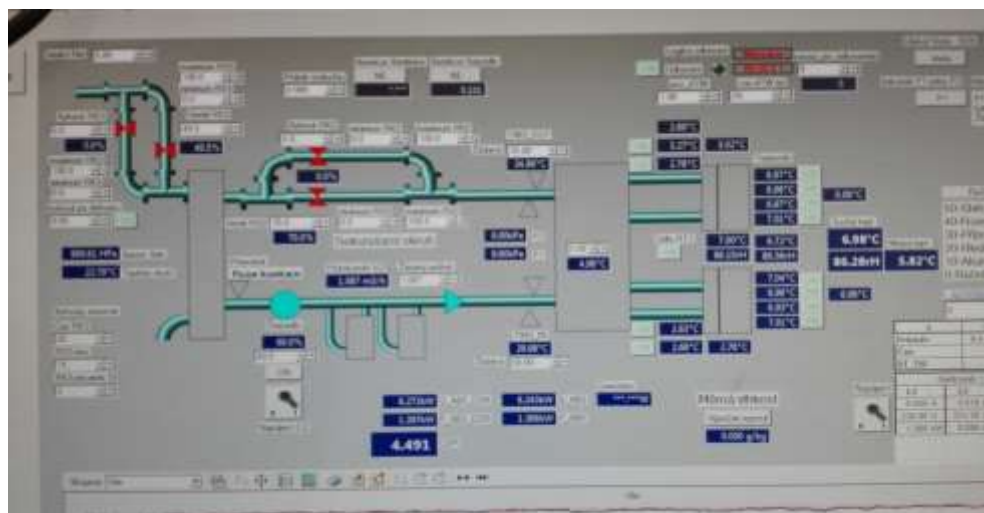
Obr. 13: Testovací komora / Zkušební kabina [17]



Obr. 14: Zkušební kabina [17]



Obr. 15: Měřící hydraulická smyčka MAR 01 [17]



Obr. 16: Vizualizační software (fotografie pořízená ze zkušebny SZU)



Obr. 17: Vizualizační software (fotografie pořízená ze zkušebny SZU)

Pozn.: Aplikace pro řízení hydraulické smyčky a aplikace pro řízení klimatické komory

Ve své diplomové práci jsem spolupracoval se Strojírenským zkušebním ústavem, který mi byl nápomocný při napsání mé diplomové práce. Strojírenský zkušební ústav, s. p. (dále SZÚ) se zabývá: akreditovanou certifikací výrobků, systém managementu, pracovníků. Je akreditovaným inspekčním orgánem a má akreditované zkušební a kalibrační laboratoře. V oblasti tepelných čerpadel je SZÚ členem národní komise pro udělování značky kvality v ČR. Je členem evropské komise pro vytváření pravidel značky kvality. SZÚ je registrované test centrum EHPA.

Jednou z divízi Strojírenského zkušebního ústavu je oddělení pro testování tepelných čerpadel, konkrétně tepelných čerpadel vzduch – voda. Testují se tepelná čerpadla při teplotě v rozmezích -30°C až 45°C u vzduchu při libovolné vlhkosti, teplota vody a solanky je bez limitu.

Strojírenský zkušební ústav má kapacitu pro testování tepelných čerpadel následujících parametrů:

- (A/W) = Vzduch/Voda do výkonu 45 kW topení, 25 kW chlazení
- (B/W) = Země/Voda do výkonů 63 kW v režimu topení i chlazení
- (W/W) = Voda/Voda do výkonů 80 kW v režimu topení i chlazení
- (DHW) = Tepelná čerpadla pro ohřev teplé vody
- (DX) = Přímý výpar

6.3.3 Průběh zkoušek a zaznamenávání dat

Předtím, než se budu zabývat problematikou testování, bych rád uvedl, že se budu zaměřovat primárně na zkoušky tepelných čerpadel typu vzduch – voda.

Při testování tepelných čerpadel typu vzduch/voda je zdrojem tepla vzduch. Tepelný výkon je tedy přenášen do vody. Jednotka je umístěna do klimatické komory, kde se simuluje venkovní prostředí. Nastavuje se teplota, vlhkost a rychlost proudění. Testování jednotek probíhá při teplotě: 12°C, 7°C, 2°C, -7°C a -15°C na vzduchu. Vlhkost vzduchu je definovaná teplotou mokrého teploměru, která je vždy o stupeň menší. Dále podle ČSN EN 14511 je nutné testovat tepelné čerpadlo v krajních bodech, ve kterých garantuje výrobce provoz. [8]

Pomocí hydraulického okruhu se simuluje otopný systém rodinného domu. Díky této technologii nastavím konstantní teploty výstupní vody při 35, 45, 55 či 65°C. Testovací smyčka je schopna udržet konstantní průtok, nebo konstantní rozdíl mezi výstupní a vstupní teplotou vody. Samozřejmostí jsou teplotní, tlaková a vlhkostní čidla. Dále průtokoměry, tlakoměry, analyzátory, apod.

Testování čerpadel voda/voda je snadnější. Zdrojem tepla je voda napuštěná do hydraulického okruhu podobající se topnému. Odpadá zde řízení a chod klimakomory. Zdrojová teplota vody je při 5°C, 10°C a 15°C. [8]

Při testování tepelných čerpadel země/voda je zdrojovou kapalinou solanka. Solanka je směs vody a etylenglykolu o koncentraci -15°C. Testujeme s ní při teplotách -5°C, 0°C, 5°C, nebo při jiné teplotě podle krajních bodů pracovních teplot.

V průběhu měření je nutné výsledky průběžně zaznamenávat. Archivace dat probíhá každé 4 sekundy. Data jsou následně vyhodnocována pro určitý časový úsek podle konkrétní měřené podmínky. Dále se z nich dopočítává topný faktor, který se prezentuje po skočení měření v globálních hodnotách. Data zpracováváme dle normy podle chování čerpadla při konkrétních podmínkách. Pokud například při zkouškách čerpadlo namrzá, bereme data pro jinou časovou periodu, než u jednotky, která při dané podmínce nenamrzá. Během zkoušek je nutné sledovat, zda jsou všechny hodnoty v tolerancích. Zkouška dle normy trvá 2,5 až 4,5 hod. V praxi je to ještě déle a to kvůli času, který zkušební technik potřebuje na nastavení jiné podmínky. Nezapomínejme ještě na čas, který vyžaduje soustava na zaregulování (ustálení se) na konstantních hodnotách. [8]

Další součástí výstupů z akreditované zkušebny jsou vykreslené grafy tepelných výkonů, elektrických příkonů a topných faktorů v závislosti na venkovní teplotě a v závislosti na teplotě topné vody.

V rámci dotací od státu jsou pro programy Zelená úsporám nebo pro nastavbovou značku kvality Q v rámci European Heat Pump Association (EHPA) stanoveny limity. Pro čerpadlo vzduch/voda je při podmínce A2/W35 COP 3,1 a více, pro čerpadlo voda/voda při W10/W35 COP = 5,1 a více, země/voda B0/W35 COP = 4,3 a více. [16]

6.3.4 Výběr představitele z modelové řady TČ

Existují pravidla stanovující výběr představitelů z modelové řady, jež mají být testovány. Tyto pravidla jsou převzata z pravidel European Heat Pump Association (EHPA), Quality Label Model Range Definition. Evropská asociace pro tepelná čerpadla sdružuje výrobce, dovozce, akreditované zkušební laboratoře, univerzity a odbornou veřejnost. Asi 3 krát do roka pořádá setkání členů technické komise pro sjednocení pravidel testování tepelných čerpadel dle platných norem. [8], [16]

Typová řada tepelných čerpadel zahrnuje několik modelů různé velikosti a různého tepelného výkonu. Aby bylo tepelné čerpadlo zařazeno do stejné typové řady, musí mít podobnou konstrukci a obdobné technické parametry jako ostatní čerpadla v typové řadě.

Tepelná čerpadla brána jako součást jedné modelové řady se musí shodovat v:

- principu tepelného oběhu (jednoduchý systém, dochlazování chladiva, EVI systém)
- typu chladiva (R407C, R410A, ...)
- typu kompresoru a počtu fází elektrického napájení kompresoru - stejný výrobce, stejný princip komprese
- jednostupňová komprese, dvoustupňová komprese
- kompresory Scroll, rotační kompresory
- Copeland - typ: ZH xxx, Sanyo – typ: ZP xxx)
- konstrukci expanzního ventilu (termostatický / elektronický expanzní ventil)
- konstrukci výparníku (tvar a rozteč lamel, poloha výparníku – vertikální/horizontální)
- konstrukci ventilátorů
- konstrukci kondenzátorů (trubkový kondenzátor versus deskový kondenzátor)
- principu odmrazování výparníků (reverzní chod a odmrazování elektrickou topnou tyčí, logika odmrazování)
- principu regulace výkonu (čerpadla s možností měnit otáčky kompresoru = invertorové versus čerpadla takzvaně se systémem ON-OFF)
- konstrukci zásobníku teplé vody včetně izolace
- konstrukci oběhového čerpadla
- algoritmu řídicího softwaru
- poměrových číslech

Poměrová čísla slouží k porovnání tepelných čerpadel ve stejné typové řadě a napomáhají určit představitele z typové řady. Výrobce doloží tabulku technických parametrů pro kompresor, výparník, kondenzátor a hmotnost chladiva v TČ a na základě nejhorších parametrů TČ je vybrán vzorek k testování. V případě nejednoznačnosti nejhoršího tepelného čerpadla vybere zkušební technik typ podle priority poměrových čísel od nejvyšší k nejnižší v pořadí kompresor, výparník, kondenzátor, chladivo. [16]

Počet představitelů z typové řady je vybrán podle následující tabulky:

Tabulka 3: Typové řady tepelných čerpadel [16]

n_{HP}	Q_{max} / Q_{min}	$Q_{max} - Q_{min}$	
		$\leq 30 \text{ kW}$	$> 30 \text{ kW}$
-	-		
≤ 4	-	1	2
> 4	≤ 3.0	2	2
> 4	> 3.0	2	3

n_{HP} – je počet typů tepelných čerpadel v typové řadě, Q_{max} – je maximální tepelný výkon tepelného čerpadla z typové řady při plném zatížení při standardizované podmínce dle ČSN EN 14511:2:2014 (např. A7/W35, B0/W35, W10/W35), Q_{min} – je minimální tepelný výkon tepelného čerpadla z typové řady při plném zatížení při standardizované podmínce dle ČSN EN 14511:2:2014 (např. A7/W35, B0/W35, W10/W35)

6.4 Měření podle normy ČSN EN 14511

Základní normou pro testování výkonnosti a účinnosti tepelných čerpadel je norma ČSN EN 14511, která se skládá ze čtyř částí.

První část je věnována základním termínům a definicím. Druhá část definuje zkušební podmínky pro testování. Třetí popisuje požadavky na zkušební technologii, měřicí techniku a instalaci tepelného čerpadla. Dále zahrnuje výpočty, podobu protokolu a výsledky zkoušek. Čtvrtá a poslední část normy je zaměřena na bezpečnostní testy tepelného čerpadla. Patří sem operační rozsah teplot, ve kterém může tepelné čerpadlo bezpečně fungovat. Nutné je dodat, že tato norma nepokrývá celý rozsah Ekodesignu a naopak Ekodesign nezahrnuje všechny dílčí měřené parametry obsažené v normě ČSN EN 14511. [10]

Předmětem této normy je tedy COP, topný faktor. Je to poměr mezi tepelným výkonem a elektrickým příkonem. Pro ekonomickou výhodnost by měla být tato hodnota větší než 1 a co se týče odborného doporučení, tak by se měla pohybovat přes 1,25. [10]

6.4.1 Podmínka A7/W35

Podmínka A7/W35 slouží ke stanovení průtoku vody sekundárním okruhem. Tento získaný průtok pak používáme v ostatních zkouškách TČ. Podobně je tomu i u vysokoteplotní podmínky A7/W55. Pro testování jednotky při konkrétních podmínkách musíme dosáhnout tzv. ustáleného stavu. Ustálený stav je stav, kdy během zkoušky držíme konstantní hodnoty teploty vody a vzduchu, vlhkosti a otáček kompresoru. [10]

Pro tuto konkrétní podmínku máme nastaveny následující hodnoty:

- Teplota suchého teploměru: 7°C (teplota vzduchu na vstupu do TČ)
- Teplota mokrého teploměru: 6°C (tj. relativní vlhkost $\varphi \approx 87\%$)
- Teplota vstupní vody z TČ 30°C
- Teplota výstupní vody 35 °C
- Otáčky kompresoru jsou nastaveny fixně dle požadavku výrobce

6.4.2 Podmínka A2/W35

Jednou z nejdůležitější podmínkou hodnocení je podmínka A2/W35, protože se k ní stahují limity pro program značky kvality Q a Nová zelená úsporám. Tyto limity jsou dané hraniční hodnotou výkonového čísla COP = 3,1. Zkratka A2 znamená teplotu vstupního vzduchu do výparníku a W35 udává teplotu výstupní vody z TČ, která je 35°C. [10]

6.5 Měření podle normy ČSN EN 14825

Protože porovnávat produkty v jednom bodě může být poněkud zavádějící, zavedl se pojem sezónní topný faktor SCOP měřený/kalkulovaný dle ČSN EN 14825. V této normě se testuje i při teplotě bivalentního bodu. Tj. teplota, kde tepelné čerpadlo funguje se sekundárním zdrojem energie.

Norma stanovuje teplotní podmínky, při kterých se tepelné čerpadlo testuje. Definuje tři standardizovaná období: průměrné, chladnější a teplejší topné období. Cílem normy je porovnatelnost tepelných čerpadel mezi sebou navzájem. Hodnotícím kritériem je tzv. SCOP, neboli sezónní topný faktor. SCOP se určuje pro každé teplotní období zvlášť. Tato norma slučuje křivku topného faktoru COP, tepelného výkonu, elektrického příkonu za celý rok včetně elektrokotle. Čím větší bude hodnota SCOP, tím víc budou provozní náklady tepelného čerpadla klesat. [11]

Postup výpočtu / testů je, že výrobce stanoví tepelný výkon tepelného čerpadla (P_{design}) při teplotě $\pm 10^{\circ}\text{C}$ (T_{design}) = teplota referenční návrhové podmínky pro průměrné topné období. Hodnota tepelného výkonu (P_{design}) může být větší, než je tepelné čerpadlo schopno při dané teplotě vyprodukovat. Norma uvažuje tepelný výkon 0 kW pro venkovní teplotu 16°C . Z těchto dvou bodů jsme schopni sestavit křivku, která reprezentuje tepelnou ztrátu vytápěného objektu. Ideálně by mělo tepelné čerpadlo tuto křivku kopírovat. [11]

Tepelná čerpadla konstrukce ON/OFF snižují/zvyšují tepelný výkon pomocí změny otáček kompresoru jako tepelná čerpadla s variabilním výkonem. Pokud tepelné čerpadlo překonává větší teplotní rozdíl, tak klesá topný faktor COP. Ve stejném bodě může být tedy tepelné čerpadlo s variabilním výkonem účinnější než tepelné čerpadlo systému ON/OFF.

Obecně platí, že pro COP = 2 zaplatíme za provoz 1kWh elektrické energie a 1kWh je zadarmo. Při COP 7 je 1kWh z elektrické energie a 6kWh je zdarma.

Z naměřených dat dle normy ČSN EN 14825 lze vypočítat sezónní topný faktor. Pro optimalizaci tepelného čerpadla je nutné použít mnohonásobnou iteraci. Výstupem pak získáváme konkrétní SCOP pro nízkoteplotní (35°C) a středně teplotní aplikace (55°C). [11]

6.5.1 Požadavky na sezónní energetickou účinnost

Podmínky provozu TČ určuje Úřední věstník Evropské unie, konkrétně Nařízení Komise (EU) č. 813 / 2013 ze dne 2. srpna 2013 a blíže specifikuje požadavky na Ekodesign. Toto ustanovení například udává: [13]

Od 26. září 2015 sezónní energetická účinnost vytápění ani užitečné účinnosti ohřivačů nesmí být nižší než:

115% pro tepelná čerpadla – nízkoteplotní aplikace, průměrné topné období (teplota topné vody 35°C)

100% pro tepelná čerpadla – s výjimkou nízkoteplotní aplikace, průměrné topné období (teplota topné vody 55°C)

Od 26. září 2017 sezónní energetická účinnost vytápění ani užitečné účinnosti ohřivačů nesmí být nižší než:

125% pro tepelná čerpadla – nízkoteplotní aplikace, průměrné topné období (teplota topné vody 35°C)

110% pro tepelná čerpadla – s výjimkou nízkoteplotní aplikace, průměrné topné období (teplota topné vody 55°C)



6.5.2 Zkušební podmínky pro stanovení SCOP podle normy ČSN EN 14825

Norma ČSN EN 14825 rozlišuje různé zkušební podmínky na základě těchto kritérií:

- podle typu TČ (viz Tabulka 1)
- podle regulace výkonu TČ
 - o on / off jednotka
 - o jednotka s proměnnými otáčkami kompresoru – tzv. inverter
- podle teplotní hladiny sekundárního okruhu
 - o nízkoteplotní aplikace
 - o středněteplotní aplikace
 - o vysokoteplotní aplikace

Referenční sezónní výkonová čísla SCOP máme celkem 3 pro různá referenční období:

- „W“ = warmer = teplejší
- „C“ = colder = chladnější
- „A“ = average = průměrné

6.6 Ekodesign

Výrobek, který je uveden na trh Evropské unie musí splňovat tzv. Nařízení komise EU. Nařízení komise EU, které stanovuje limity na konstrukční vlastnosti tepelných čerpadel, se nazývá Ekodesign. Ekodesign definuje limity, které musí ohřívač pitné vody nebo jednotka pro vytápění splňovat, aby byl uveden na evropský trh. Mezi tyto zařízení patří právě tepelná čerpadla, plynové kotle, kotle na tuhá paliva, solární panely, elektrokotle, kogenerační jednotky a jiné kombinace systémů s řízením. Hlavním cílem je významně snížit negativní dopady na životní prostředí. [13]

V současnosti je situace taková, že mezi tepelnými čerpadly jsou velké rozdíly účinnosti, mnohdy až 50%. Důvodem je fakt, že neexistuje harmonizovaná norma k Evropské směrnici. Pro tepelná čerpadla existují normy, které však nejsou závazné, ale doporučené. Tím dostávají prostor pochybní výrobci TČ, které dováží jednotky především z asijského trhu.

Limity Ekodesignu jsou platné od 26. září 2015 a od 25. září 2017 je naplánované zpřísnění limitů. Požadavky na Ekodesign blíže specifikuje Nařízení Komise (EU) č. 813/2013 ze dne 2. srpna 2013, kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES. [13]

Vzhledem k tomu, že se tato problematika neustále vyvíjí, bylo na toto nařízení navázáno Sdělení Komise č. 2014/C 207/02, které definuje podmínky pro vytápění vnitřních prostor a kombinovaných ohřívačů. [14]

Nařízení Komise v přenesené pravomoci (EU) č. 811/2013, kterým se doplňuje směrnice Evropského parlamentu a Rady 2010/30/EU, udává pokyny o uvádění spotřeby energie na energetických štítcích. [13]

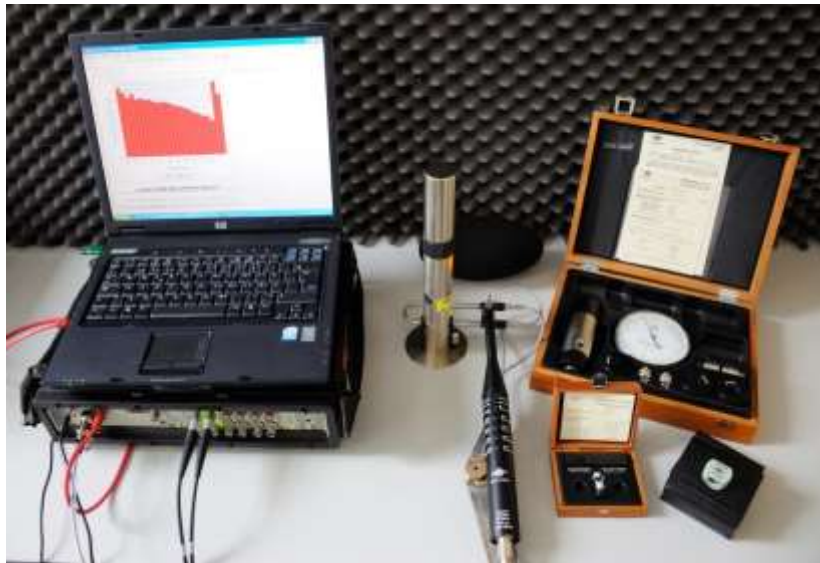
Ekodesign se odkazuje na tyto normy:

- ČSN EN 14511-1:2014 – Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru - Část 1: Termíny, definice a klasifikace
- ČSN EN 14511-2:2014 – Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru - Část 2: Zkušební podmínky
- ČSN EN 14511-3:2014 – Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru - Část 3: Zkušební metody
- ČSN EN 14511-4:2014 – Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru - Část 4: Provozní požadavky, značení a instrukce [10]
- ČSN EN 14825 Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru – Zkoušení a klasifikace za podmínek částečného zatížení a výpočet při sezonním nasazení [11]
- ČSN EN 12102:2014 - Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin, tepelná čerpadla a odvlhčovače s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru - Měření hluku přenášeného vzduchem - Stanovení hladiny akustického výkonu [12]

6.7 Měření podle normy ČSN EN 12102

Dalším kritériem hodnocení je stanovení hladiny akustického výkonu. V rámci Ekodesignu se stanovují požadavky, při jakých teplotách má být TČ měřeno a jaké podmínky mají být dodrženy během zkoušky. Dále se odkazuje na normy zabývající se akustikou.

Podle ČSN EN 12102 se vyžaduje testovat tepelné čerpadlo při venkovní teplotě vzduchu. Pro vzduchová čerpadla je to $7(6)^{\circ}\text{C}$ s přesností $\pm 2^{\circ}\text{C}$ a teplotě topné vody dle konstrukce tepelného čerpadla s přesností $\pm 1^{\circ}\text{C}$. Tyto podmínky lze zajistit měřením hluku v klimatické komoře. Což je značně nepohodlné. Klimatizační komora nesmí vydávat větší hluk než měřený objekt. Hodnota je vyjádřena v decibelové stupnici s váhovým filtrem. [12]



Obr. 18: Měřicí sonda a příslušenství pro měření hluku [17]



Obr. 19: Akustická komora [17]

6.7.1 Požadavky na hladinu akustického výkonu

Od 26. září 2015 hladina akustického výkonu ohřivačů pro vytápění vnitřních prostorů s tepelným čerpadlem a kombinovaných ohřivačů s tepelným čerpadlem nesmí překračovat hodnoty uvedené níže v tabulce. Jmenovitý tepelný výkon je testován dle postupu, který jsme si uváděli v diplomové práci výše. Pokud je jednotka rozdělena na dvě části, propojena mezi sebou potrubím a elektrickými vodiči – tzv. split jednotka, měříme u obou částí hladinu akustického výkonu. [12]

Tabulka 4: Limity akustického výkonu [13], [17]

Jmenovitý tepelný výkon	≤ 6 kW		6 kW a ≤ 12 kW		12 kW a ≤ 30 kW		30 kW a ≤ 70 kW	
	vnitřním prostorem	venkovním prostorem	vnitřním prostorem	venkovním prostorem	vnitřním prostorem	venkovním prostorem	vnitřním prostorem	venkovním prostorem
Hladina akustického výkonu L_{WA} ve:								
	60 dB	65 dB	65 dB	70 dB	70 dB	78 dB	80 dB	88 dB

6.8 Hodnocení TČ

Tepelná čerpadla posuzujeme především podle výkonových parametrů a účinnosti. Ověřujeme bezpečnost, akustiku a elektrickou způsobilost:

- Účinnost a výkonové parametry určujeme podle norem ČSN EN 14511 (A7/W35, A2/W35), ČSN EN 14825, ČSN EN 16147 a ČSN EN 15879. Měření probíhá za konstantních podmínek – konstantní teplota a vlhkost vzduchu, konstantní vstupní a výstupní teplota vody či solanky.
- Bezpečnostní zkoušky dle ČSN EN 14511-4, články 4.2.1, 4.4, 4.5, 4.6 a 4.7
- Akustiku dle ČSN EN 12102, při teplotní podmínce A7/W35
- Elektrické limity hodnotíme podle ČSN EN 60335, ČSN EN 61000 a ČSN EN 55014.

Provedení výkonových zkoušek

Dle metodiky ČSN EN 14825 a EHPA Testing Regulation for Air/Water units:

- 5 podmínek: pro referenční topné období “A” = Average, při teplotních podmínkách 35°C,
- 2 podmínky: pro referenční topné období “C” = Colder, při teplotních podmínkách 35°C,
- 1 podmínka: pro referenční topné období “W” = Warmer, při teplotních podmínkách 35°C,

7 ENERGETICKÁ ÚČINNOST TČ

7.1 Topný faktor COP

Základním parametrem tepelných čerpadel je topný faktor. Udává poměr výkonu a příkonu. Vyjadřuje podíl mezi energií spotřebovanou a energií dodanou. Jedná se o bezrozměrné číslo a označujeme ho zkratkou COP (Coefficient of Performance). Topný faktor vypovídá o účinnosti tepelných čerpadel, je to poměr mezi vyrobeným teplem a spotřebovanou elektrickou energií. Čím je vyšší topný faktor, tím má čerpadlo lepší parametry, protože jeho provoz je levnější. Topný faktor se mění podle podmínek, v nichž tepelné čerpadlo pracuje. Pohybuje se v rozmezí od 2,5 – 5, někdy až 7. [8]

Při stanovování COP je podstatná hodnota teploty vnitřního a vnějšího prostředí. Při snižování teploty vnějšího prostředí se snižuje i hodnota výkonu tepelného čerpadla, tedy klesá topný faktor. V praxi rozlišujeme dvě hodnoty: teplotu vnějšího prostředí A_x a teplotu teplotnosné látky v otopném systému W_x . Zápis vypadá ve finální podobě např. A7/W35. Při velkém rozdílu teplotních hladin spotřebovává tepelné čerpadlo více energie. Teplota zdroje (vzduch, voda, půda) během roku kolísá. Pro nízkoteplotní vytápěcí systémy v domech požadujeme teplotu 30 – 50 °C. Teplota zdrojů tepla pro čerpadla je různá. Aby byl rozdíl hladin co nejmenší, je pro nás žádoucí ochlazovat co nejteplejší látku. Teploty ochlazovacích látek se pohybují kolem 0 °C. Pro porovnání jednotlivých topných faktorů je třeba znát teplotu vstupního a výstupního média.

Podle domluvy výrobců a dovozců tepelných čerpadel došlo k domluvě, že u tepelných čerpadel typu vzduch/voda budou udávány parametry při podmínce A2/W35, dále je možné dohledat parametry u podmínky A7/W35 a A7/W55. U všech tepelných čerpadel by měla být udávána maximální výstupní teplota a speciálně u tepelných čerpadel vzduch/voda minimální provozní teplota. [2], [3], [4]

7.2 Sezónní topný faktor

V současné době dochází k přebírání norem z Evropské unie. Na základě toho jsou stanoveny hodnotící faktory, a sice topný faktor COP (Coefficient of performance) a zkušební změřený průměrný roční faktor SCOP (Seasonal coefficient of performance) a v reálném provozu naměřený sezónní topný faktor SPF (Seasonal performance factor). V České republice je pro vytápění tepelným čerpadlem po dobu 22 hodin zaveden tzv. nízký tarif, který zákazníkovi umožňuje využívat elektrickou energii za zvýhodněnou cenu. Tato sazba elektřiny platí pro celý rodinný dům, včetně všech spotřebičů. Zbylé dvě hodiny funguje tepelné čerpadlo za plnou cenu elektřiny. [11]

Norma rozlišuje tři teplotní pásma: průměrné -10 °C, chladné -22 °C a teplé +2 °C. Pro každé teplotní pásmo je stanovený počet hodin při konkrétní venkovní teplotě. [11]



Obr. 20: Klimatická pásma v Evropě [17]

Pozn.: modrá barva znázorňuje chladné teplotní pásmo, zelená průměrné teplotní pásmo a oranžová teplé teplotní pásmo

Podle norem ČSN EN 14511 a ČSN EN 14825 změříme v teplotních bodech (COP, výkon, elektrický příkon) jako vstup pro výpočet do ČSN EN 14825 včetně dat od výrobce a včetně změřených částečných příkonů v různých režimech.

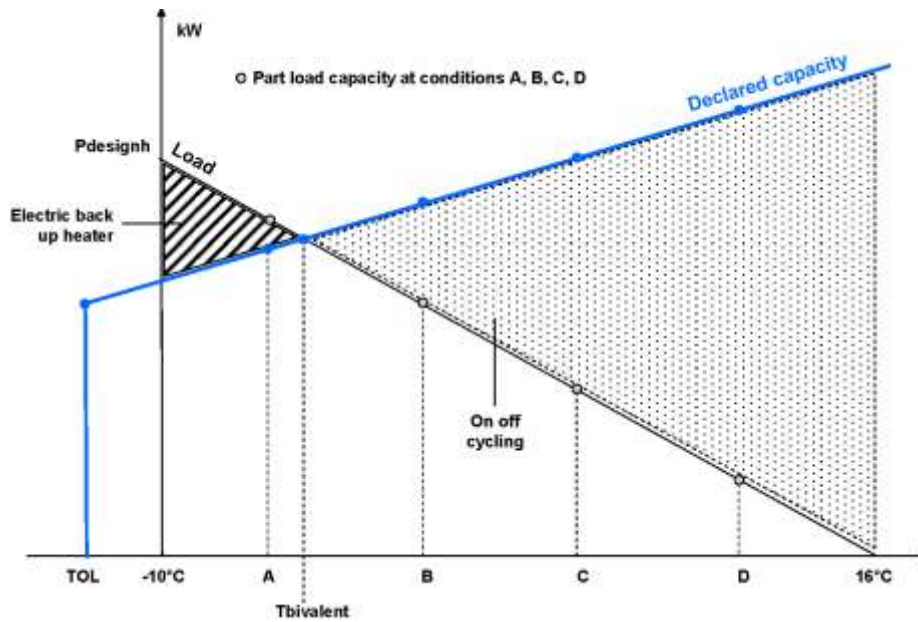
Tabulka 5: Ukázka přepočtených tabulek pro jedno teplotní pásmo [10], [11]

	A	koeficient částečného zatížení [%]	Venkovní tepelný výměník	Vnitřní tepelný výměník	
			Venkovní vzduch	Vstupní / výstupní teploty	
			Vstupní teplota naměřená suchým teploměrem (vlhkým teploměrem)	Pevný výstup	Proměnný výstup
A	$(-7 - 16)/(T_{\text{designh}} - 16)$	88	-7 (-8)	^a / 35	^a / 34
B	$(+2 - 16)/(T_{\text{designh}} - 16)$	54	2 (1)	^a / 35	^a / 30
C	$(+7 - 16)/(T_{\text{designh}} - 16)$	35	7 (6)	^a / 35	^a / 27
D	$(+12 - 16)/(T_{\text{designh}} - 16)$	15	12 (11)	^a / 35	^a / 24
E	$(T_{\text{OL}} - 16)/(T_{\text{designh}} - 16)$		TOL	^a / 35	Proměnný výstup se stanoví interpolací nebo extrapolací teplot, které jsou nejbližší TOL
F	$(T_{\text{bivalent}} - 16)/(T_{\text{designh}} - 16)$		T _{bivalent}	^a / 35	Proměnný výstup se stanoví interpolací mezi horními a dolními teplotami, které jsou nejbližší bivalentní teplotě

Pozn.:

^a U jednotek s pevným průtokem vody při průtoku vody stanoveném při standardních jmenovitých podmínkách podle EN 14511-2 pro 30/35, u jednotek s proměnným průtokem vody s pevným teplotním rozdílem $\Delta T = 5K$.

^b U ventilačních vzduchových čerpadel jsou zkoušky A – F částečného zatížení prováděny s venkovním tepelným výměníkem v souladu s EN 14511 (všemi částmi).



Obr. 21: Graf závislosti výkonu na teplotě [17]

Pozn.: Koeficient částečného zatížení při jednotlivých podmínkách A-D

V sezónním topném faktoru z roční spotřeby tepla je zahrnuta veškerá spotřeba elektrické energie. Energie se skládá z: topného režimu, pohotovostního režimu, pohotovostního režimu s výhřevem kompresoru včetně elektrokotle a to i pokud kotel není přímo jeho součástí.

Jednotlivé módy nazýváme: Off mode, Thermostat off, Stand by, Equivalent active mode hours for heating and Crankcase. [11]

Tabulka 6: Počet hodin použitý pro výpočet referenčního SCOP [11]

	Heating only			Reversible		
	„A“	„W“	„C“	„A“	„W“	„C“
Off mode (H_{off})	3 672 h	4 345 h	2 189 h	0 h	0 h	0 h
Thermostat off (H_{to})	179 h	755 h	131 h	179 h	755 h	131 h
Standby (H_{sb})	0 h	0 h	0 h	0 h	0 h	0 h
Equivalent active mode hours for heating (H_{HE})	1 400 h	1 400 h	2 100 h	1 400 h	1 400 h	2 100 h

Tabulka 7: Režim zahřívání skříně kompresoru pro stanovení referenčního čísla SCOP [11]

	Heating only			Reversible		
	„A“	„W“	„C“	„A“	„W“	„C“
Crankcase heater (H_{ck})	3 851 h	4 476 h	2 944 h	179 h	755 h	131 h

7.3 Ekvitermní křivka

K regulaci výkonu TČ slouží tzv. Ekvitermní křivky. Ekvitermní křivky nabízejí dvě možnosti regulace. Regulace změnou hodnot ekvitermní křivky skokem, kdy křivka pod určitým číslem přepne na křivku jinou, která má odlišný průběh. Nebo pozvolnou / kontinuální změnou, kdy průběh křivky je předem stanoven naprogramovanou strukturou.

Na základě venkovní teploty se nastavuje teplota topné vody. Při nižší venkovní teplotě je požadována vyšší teplota dodávané topné vody. Dochází k rovnováze mezi dodaným teplem a tepelnými ztrátami místnosti. Pro jednotlivé objekty můžeme stanovit soustavu více ekvitermních křivek. Ekvitermní křivky zachycují vzájemnou závislost teploty otopné vody a venkovní teploty. Převážně využíváme tři ekvitermních křivek pro požadované teploty místnosti 25 °C, 20 °C a 15 °C. Nastavení ekvitermních křivek hlídá tzv. ekvitermní regulátor. Provoz regulace spočívá ve vyhodnocovací funkci řídicí jednotky.

8 MODELOVÝ PŘÍKLAD

8.1 Zadání a základní parametry

8.1.1 Předpoklad modelového příkladu

Pro svou diplomovou práci jsem potřeboval stanovit základní parametry – model běžného rodinného domu, z kterých jsem vycházel. Po konzultaci s vedoucím své diplomové práce mi byly zadány následující hodnoty. Jako průměrnou ztrátu obytného domu jsme volili 10 kW při vnitřní teplotě 22 °C a venkovní -12 °C (pro meteorologické podmínky Brna). Výkon radiátoru odpovídá ztrátám, je tedy dimenzován se 100 % přesností (není naddimenzován). Teplota přívodu vody do radiátorů činí 55 °C a teplota vratky 45 °C Teplotní exponent otopné soustavy pro topení do radiátorů je 1,3.

Jako druhý případ jsem uvažoval podlahové vytápění s maximální teplotou vstupní vody 35 °C a zpátečky 30 °C. Teplotní spád je tedy 5°C a teplotní exponent podlahového vytápění 1,1.

Tabulka 8: Obecně zadané parametry pro vytápění rodinného domu

		1. varianta	2. varianta	Jednotky
návrhová výpočtová tepelná ztráta	$Q_{Z,n}$	10	10	kW
návrhová vnitřní výpočtová teplota	$t_{i,n}$	22	22	°C
venkovní výpočtová teplota	$t_{e,n}$	-12	-12	°C
návrhový výkon radiátoru	$Q_{R,n}$	10	10	kW
návrhová teplota přívodu otopné vody	$t_{w2,n}$	55	35	°C
návrhová teplota zpátečky otopné vody	$t_{w1,n}$	45	30	°C
teplotní exponent otopné soustavy	n	1,3	1,1	-

8.1.2 Meteorologická data

Součástí zadání byly meteorologická data, která mi poskytl vedoucí mé diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. Jedná se o průměrné denní teploty naměřené meteorologickou stanicí v Brně – Žabovřeskách v průběhu let 1998 – 2008.

Tabulka 9: Průměrné denní teploty

2006	leden	0,4	1,4	0,5	0,9	0,7	-0,3	-1,7
	únor	-4,5	-7,2	-6,6	-2,8	-8,3	-10,9	-4,8
	březen	-1,9	-2,4	-0,8	0,3	-1,7	-2,1	-1,7
	duben	11,7	11,7	10,7	7,0	4,0	3,8	5,4
	květen	9,2	12,9	12,9	14,1	14,3	15,9	15,4
	červen	10,5	13,3	13,3	12,5	10,7	12,1	13,5
	červenec	19,2	20,9	20,9	21,3	22,9	24,1	23,1
	srpen	21,1	21,0	15,3	14,9	15,7	16,6	16,2
	září	16,4	17,4	18,6	21,2	18,0	16,8	19,8
	říjen	14,2	17,4	17,9	13,6	11,4	11,5	12,9
	listopad	5,6	-0,7	-1,7	2,3	8,3	9,3	6,4
	prosinec	6,0	5,4	5,3	4,9	6,8	9,3	8,0
2007	leden	4,5	2,6	3,2	4,2	7,0	6,8	7,5
	únor	5,1	4,7	4,4	4,9	4,0	3,0	2,6
	březen	7,1	7,0	4,1	5,0	5,7	7,5	10,2
	duben	10,8	9,5	10,5	5,6	7,7	11,8	8,9
	květen	10,0	9,9	13,0	14,8	12,8	12,7	17,0
	červen	18,6	18,7	16,8	19,9	19,8	20,5	20,9
	červenec	24,0	20,9	22,5	16,3	16,5	19,1	20,2
	srpen	16,9	22,7	20,2	18,6	20,0	22,7	24,4
	září	15,5	17,8	15,1	10,0	9,7	11,6	14,8
	říjen	13,1	13,7	15,0	15,1	14,3	10,9	10,9
	listopad	5,9	9,1	11,9	6,3	2,2	2,2	4,3
	prosinec	3,8	7,2	5,9	3,7	3,8	4,0	5,5
2008	leden	-1,0	-2,0	-2,8	-4,2	-4,0	-1,0	-1,5
	únor	2,4	3,9	2,4	5,5	5,0	6,9	4,8
	březen	8,1	8,2	7,7	2,4	0,6	0,3	1,3
	duben	11,7	8,6	7,2	8,4	7,7	7,6	5,2
	květen	12,1	12,9	12,0	12,7	13,2	14,7	13,4
	červen	21,1	23,1	22,5	16,9	19,1	18,9	17,5
	červenec	22,4	24,5	26,8	19,6	18,9	23,4	17,2
	srpen	24,9	22,9	22,8	22,9	20,8	21,1	23,0
	září	19,7	20,7	22,1	19,5	20,8	21,4	19,0
	říjen	13,9	13,7	10,3	7,8	7,1	12,2	13,6
	listopad	13,1	12,3	14,9	13,8	14,8	13,0	13,1
	prosinec	7,5	3,2	3,5	3,5	3,5	3,9	4,5

Pozn.: Pro příklad byla uvedena pouze část průměrných denních teplot, konkrétně prvního týdne měsíce.

8.1.3 Základní výpočty

Výpočet tepelné ztráty:

Vztah tepelné ztráty udává změnu venkovní teploty na proměnlivé vnitřní teplotě.

$$Q_z = Q_{z,n} \cdot \frac{T_{in} - T_{out}}{t_i - t_e} = 10 \cdot \frac{21 - 2}{22 - (-12)} = 5,588 \text{ kW} \quad (8.1)$$

Rozdíl vstupní a výstupní teploty vody:

Znázorňuje, jaký bude rozdíl vstupní teploty a teploty vratné vody při změně venkovní teploty.

$$\Delta T = (t_{w2,n} - t_{w1,n}) \cdot \frac{Q_{z,n}}{Q_{R,n}} \cdot \frac{T_{in} - T_{out}}{t_i - (-t_e)} \quad (8.2)$$

$$\Delta T = (55 - 45) \cdot \frac{10}{10} \cdot \frac{21 - 2}{22 - (-12)} = 5,588 \text{ °C}$$

Průměrná teplota topné vody

Udává průměr mezi vstupní a vratnou teplotou. Vypočítá se z ní teplota vstupní a vratné vody pro danou ztrátu. Rozdíl vstupní a vratné vody nazýváme teplotní spád. Exponent n je exponentem otopného tělesa.

$$T_m = T_{in} + \left(\frac{\Delta T}{t_{w2,n} - t_{w1,n}} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \frac{t_{w2,n} - t_{w1,n}}{2} - t_{i,n} \quad (8.3)$$

$$T_m = 21 + \left(\frac{5,588}{55 - 45} \right)^{\frac{1}{1,3}} \cdot \frac{55 - 45}{2} - 22 = 38,896 \text{ °C}$$

Výkon radiátorů při daném teplotním spádu

Správnost výpočtu lze ověřit tak, že velikost tepelné ztráty by se měla rovnat výkonu radiátoru při daném teplotním spádu. Výpočet se nám shoduje, je tedy správný.

$$Q_R = Q_{R,n} \cdot \left(\frac{T_m - T_{in}}{\frac{t_{w2,n} - t_{w1,n}}{2} - t_{i,n}} \right)^n \quad (8.4)$$

$$Q_R = 10 \cdot \left(\frac{38,896 - 21}{\frac{45 + 55}{2} - 22} \right)^n = 5,588 \text{ kW}$$

Tabulka 10: Tabulka vypočtených hodnot pro jeden měsíc

T_{out}	T_{in}	Qz_{skut}	ΔT	T_m	T_{w1}	T_{w2}	Qr_{skut}
2,0	21,0	5,5882	5,5882	38,8959	41,6900	36,1018	5,5882
2,4	21,0	5,4706	5,4706	38,6054	41,3407	35,8701	5,4706
4,5	21,0	4,8529	4,8529	37,0555	39,4820	34,6290	4,8529
5,9	21,0	4,4412	4,4412	35,9969	38,2175	33,7764	4,4412
5,2	21,0	4,6471	4,6471	36,5289	38,8524	34,2054	4,6471
5,0	21,0	4,7059	4,7059	36,6799	39,0328	34,3270	4,7059
2,7	21,0	5,3824	5,3824	38,3866	41,0777	35,6954	5,3824
6,7	21,0	4,2059	4,2059	35,3819	37,4849	33,2790	4,2059
10,3	21,0	3,1471	3,1471	32,5062	34,0797	30,9326	3,1471
7,9	21,0	3,8529	3,8529	34,4443	36,3707	32,5178	3,8529
2,4	21,0	5,4706	5,4706	38,6054	41,3407	35,8701	5,4706
3,1	21,0	5,2647	5,2647	38,0935	40,7258	35,4611	5,2647
2,4	21,0	5,4706	5,4706	38,6054	41,3407	35,8701	5,4706
0,8	21,0	5,9412	5,9412	39,7592	42,7298	36,7886	5,9412
1,3	21,0	5,7941	5,7941	39,4010	42,2980	36,5039	5,7941
1,8	21,0	5,6471	5,6471	39,0406	41,8642	36,2171	5,6471
2,4	21,0	5,4706	5,4706	38,6054	41,3407	35,8701	5,4706
1,0	21,0	5,8824	5,8824	39,6161	42,5573	36,6750	5,8824
2,5	21,0	5,4412	5,4412	38,5325	41,2531	35,8120	5,4412
1,7	21,0	5,6765	5,6765	39,1129	41,9511	36,2746	5,6765
2,6	21,0	5,4118	5,4118	38,4596	41,1655	35,7537	5,4118
1,1	21,0	5,8529	5,8529	39,5445	42,4710	36,6180	5,8529
-0,4	21,0	6,2941	6,2941	40,6107	43,7577	37,4636	6,2941
-1,1	21,0	6,5000	6,5000	41,1023	44,3523	37,8523	6,5000
-3,0	21,0	7,0588	7,0588	42,4190	45,9484	38,8895	7,0588
-4,4	21,0	7,4706	7,4706	43,3737	47,1090	39,6384	7,4706
-5,2	21,0	7,7059	7,7059	43,9139	47,7668	40,0609	7,7059
-4,4	21,0	7,4706	7,4706	43,3737	47,1090	39,6384	7,4706
-3,3	21,0	7,1471	7,1471	42,6246	46,1981	39,0511	7,1471
-4,8	21,0	7,5882	7,5882	43,6443	47,4384	39,8502	7,5882
-5,2	21,0	7,7059	7,7059	43,9139	47,7668	40,0609	7,7059

8.2 Měření výkonových parametrů

V nemalé části diplomové práce jsem se zabíral měřením výkonových parametrů tepelných čerpadel ve Strojírenském zkušebním ústavu, s. p. U vybraných vzorků tepelných čerpadel podobných výkonů jsem postupně změřil jednotlivé podmínky a vyhotovil výsledky.

Nejprve jsem změřil nominální podmínky, respektive nízkoteplotní podmínku A7/W35, vysokoteplotní podmínku A7/W55 a následně podmínku A2/W35, která je klíčová pro většinu výrobců tepelných čerpadel z hlediska uvedení výrobku na trh. Potom se postupně měří podmínky z jednotlivých klimatických pásem pro nízko i vysokoteplotní aplikace. Volíme logický postup měření, pokud možno takový, abychom nemuseli nastavovat rozdílné teploty na vzduchu a na vodě. Ale měli změřeny například všechny podmínky se stejnou teplotou na vzduchu.

Pro ukázkou přikládám příklad měření, kde jsem záměrně poupravil hodnoty tak, aby neodpovídaly žádnému konkrétnímu měření a nebyla tak zveřejněna data žádného výrobce o naměřených parametrech výrobku.

Tabulka 11: Výsledky měření jednoho z testovaných vzorků

		T_{voda} [°C]	T_{vzduch} [°C]	ΔT [°C]	Tepelný výkon	Korigovaný tepelný výkon	Příkon	Topný faktor (COP)	Nastavení regulace
	A7/W35	7	35	28	5	5,1	1	5	50
	A2/W35	2	35	33	4	3,9	1	3,8	50
	A7/W55	7	55	48	6,3	6,2	2	3	60
A - $T_{\text{bivalentní}}$	A-7/W34	-7	34	41	6,6	6,5	2,5	2,6	90
B	A2/W30	2	30	28	4,2	4,2	1	4	45
C	A7/W27	7	27	20	2,5	2,5	0,4	6	25
D	A12/W25	12	25	13	1,6	1,6	0,2	7,2	10
TOL (E)	A-10/W35	-10	35	45	6,4	6,5	2,6	2,5	90
B TOL(E)	A2/W35	2	35	33	6,8	6,8	2	3,2	75
A - $T_{\text{bivalentní}}$ (F)	A7/W25	7	25	18	2,1	2,2	0,3	6,7	20
C	A7/W32	-11	32	43	6,5	6,3	2,4	2,6	100
A, T_{bivalent}	A-7/W52	-7	52	59	6,5	6,5	3,2	2	100
B	A2/W42	2	42	40	4,1	4,1	1,2	3,2	46
C	A7/W36	7	36	29	2,6	2,6	0,5	4,8	22
D	A12/W32	12	32	20	1,7	1,7	0,3	5,8	10
TOL (E)	A-10/W55	-10	55	65	6,5	6,5	3,5	1,8	100
B, TOL (E), T_{bivalent} (F)	A2/W55	2	55	53	7,4	7,4	3,5	2,1	100
A, T_{bivalent} (F)	A2/W37	7	37	30	6,2	3,2	0,9	3,7	35
C	A-11/W47	-12	47	59	6,2	6,2	3	2	100

Z výsledků měření jsem jednotlivým ΔT přiřadil naměřené COP. A následně ho seřadil od nejvyšších rozdílů teplot po nejnižší.

Tabulka 12: Topné faktory přiřazené jednotlivým rozdílům teplot

ΔT	Topný faktor (COP)
65	1,6
59	2
58	2
53	2,3
48	2,6
47	3
45	2,5
41	2,7
40	3,4
33	3,1
29	4,6
28	4,75
27	4,6
25	5,1
20	6
19	6,2
18	5,7
13	7

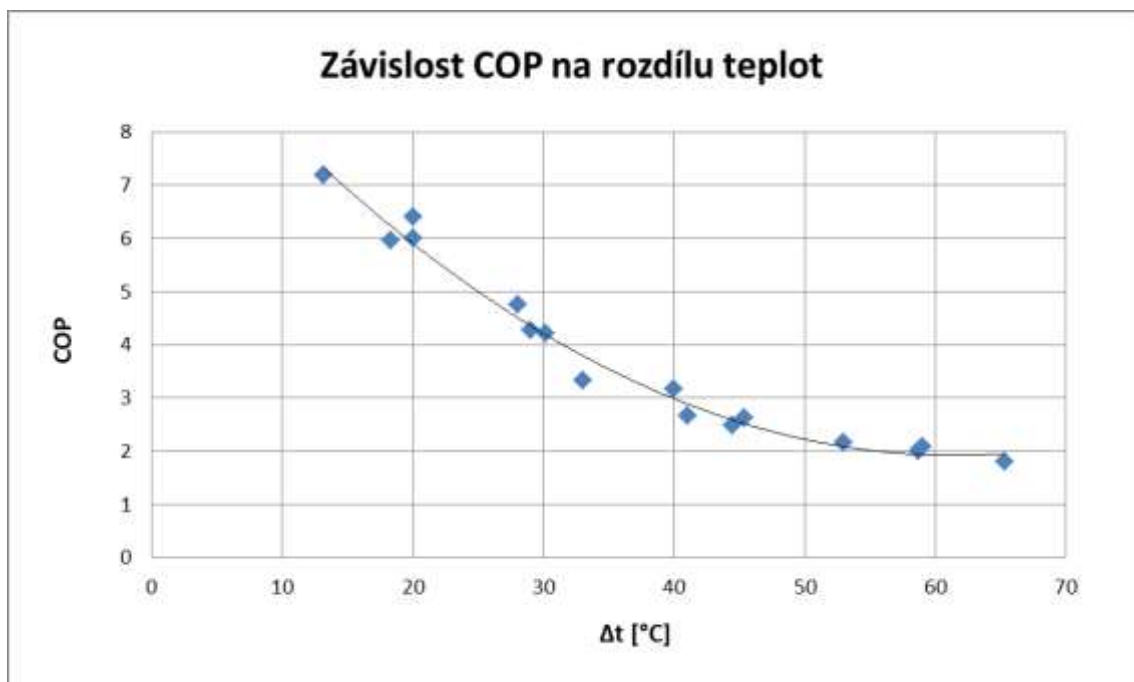
Následně jsem pro získání komplexnějších informací udělal pro jednotlivá 3 měření průměry z rozdílů teplot při jednotlivých podmínkách a k nim přiřadil naměřené COP. Tím jsem dosáhl průměrného COP u jednotek stejného nebo podobného výkonu a stanovil k nim rozdíly teplot. Vykreslil jsem závislost rozdílu teplot na COP a dostal jsem rovnici regrese.

Tabulka 13: Tabulka rozdílů teplot pro tři měření (vstupní a výstupní teplota)

vzorek č. 1	vzorek č. 2	vzorek č. 3	průměr
65,3	65,33	65,3	65,31
59,13	58,5	58,5	58,71
59	59	59	59
53	53	53	53
48,25	43,25	42	44,5
45,33	45,33	45,33	45,33
41	41	41	41
40	40	40	40
33	33	33	33
29	29	29	29
28	28	28	28
25,46	30	35	30,15
20	20	20	20
19,64	19,64	20,67	19,98
18,42	18,42	18	18,28
12,95	12,95	13,59	13,16

Tabulka 14: Tabulka změřených hodnot COP pro jednotlivé Δt

vzorek č. 1	vzorek č. 2	vzorek č. 3	průměr
1,67	1,86	1,86	1,8
2,01	2	1,998	2
2,07	2,09	2,091	2,08
2,3	2,11	2,106	2,17
2,5	2,49	2,49	2,49
2,63	2,62	2,615	2,62
2,77	2,62	2,621	2,67
3,11	3,2	3,196	3,17
3,41	3,28	3,283	3,33
4,6	4,11	4,114	4,27
4,63	4,81	4,812	4,75
5,17	3,75	3,752	4,22
5,78	6,70	6,703	6,4
6,05	5,99	5,986	6,01
6,16	5,86	5,864	5,96
7,08	7,24	7,239	7,19



Obr. 22: Graf závislosti energetické účinnosti na rozdílu teplot

8.3 Výpočet topného faktoru, výkonu a elektrického příkonu

Ze závislosti rozdílu teplot na energetické účinnosti pro měřené vzorky dostávám rovnici regrese, kde při dosazení libovolné Δt (rozdíl vnitřní a aktuální venkovní teploty) si snadno vyjádříme COP pro daný den a z něho následně SCOP pro celý rok.

Rovnice regrese:

$$y = 0,0023x^2 - 0,2851x + 10,677 \quad (8.5)$$

ΔT spočítáme jako rozdíl mezi venkovní teplotou a teplotou vstupující do otopného tělesa (radiátoru).

$$\Delta T = |T_{out} - T_{w1}| = |2 - 41,69| = 39,69 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.6)$$

Díky získanému rozdílu teplot mohu nyní dopočítat reálné COP:

$$COP = 0,0023x^2 - 0,2851x + 10,677 \quad (8.7)$$

$$COP = 0,0023 \cdot 39,69^2 - 0,2851 \cdot 39,69 + 10,677 = 2,985$$

Dále už si velmi snadno vyjádříme potřebný výkon pro celý den.

$$Q_{24} = 24 \cdot Q_z = 24 \cdot 5,5882 = 134,118 \text{ kW} \quad (8.8)$$

Z výkonu si vypočteme potřebný příkon:

$$P = \frac{Q_{24}}{COP} = \frac{134,1176}{2,9846} = 44,937 \text{ kW} \quad (8.9)$$

V dalším kroku dosadíme získaná meteorologická data:

Tabulka 15: Ukázka tabulky výpočtů COP, výkonů a elektrických příkonů

T_{out}	T_{in}	Q_{Fskut}	ΔT	T_m	T_{w1}	T_{w2}	Q_{Fskut}	ΔT	COP	Q	P
2,0	21,0	5,5882	5,5882	38,8959	41,6900	36,1018	5,5882	39,6900	2,9846	134,1176	44,9372
2,4	21,0	5,4706	5,4706	38,6054	41,3407	35,8701	5,4706	38,9407	3,0627	131,2941	42,8691
4,5	21,0	4,8529	4,8529	37,0555	39,4820	34,6290	4,8529	34,9820	3,5182	116,4706	33,1048
5,9	21,0	4,4412	4,4412	35,9969	38,2175	33,7764	4,4412	32,3175	3,8654	106,5882	27,5746
5,2	21,0	4,6471	4,6471	36,5289	38,8524	34,2054	4,6471	33,6524	3,6874	111,5294	30,2460
5,0	21,0	4,7059	4,7059	36,6799	39,0328	34,3270	4,7059	34,0328	3,6382	112,9412	31,0434
2,7	21,0	5,3824	5,3824	38,3866	41,0777	35,6954	5,3824	38,3777	3,1231	129,1765	41,3621
6,7	21,0	4,2059	4,2059	35,3819	37,4849	33,2790	4,2059	30,7849	4,0800	100,9412	24,7407
10,3	21,0	3,1471	3,1471	32,5062	34,0797	30,9326	3,1471	23,7797	5,1980	75,5294	14,5305
7,9	21,0	3,8529	3,8529	34,4443	36,3707	32,5178	3,8529	28,4707	4,4243	92,4706	20,9004
2,4	21,0	5,4706	5,4706	38,6054	41,3407	35,8701	5,4706	38,9407	3,0627	131,2941	42,8691
3,1	21,0	5,2647	5,2647	38,0935	40,7258	35,4611	5,2647	37,6258	3,2060	126,3529	39,4115
2,4	21,0	5,4706	5,4706	38,6054	41,3407	35,8701	5,4706	38,9407	3,0627	131,2941	42,8691
0,8	21,0	5,9412	5,9412	39,7592	42,7298	36,7886	5,9412	41,9298	2,7665	142,5882	51,5417
1,3	21,0	5,7941	5,7941	39,4010	42,2980	36,5039	5,7941	40,9980	2,8544	139,0588	48,7175
1,8	21,0	5,6471	5,6471	39,0406	41,8642	36,2171	5,6471	40,0642	2,9465	135,5294	45,9964
2,4	21,0	5,4706	5,4706	38,6054	41,3407	35,8701	5,4706	38,9407	3,0627	131,2941	42,8691
1,0	21,0	5,8824	5,8824	39,6161	42,5573	36,6750	5,8824	41,5573	2,8011	141,1765	50,3998
2,5	21,0	5,4412	5,4412	38,5325	41,2531	35,8120	5,4412	38,7531	3,0826	130,5882	42,3625
1,7	21,0	5,6765	5,6765	39,1129	41,9511	36,2746	5,6765	40,2511	2,9278	136,2353	46,5323
2,6	21,0	5,4118	5,4118	38,4596	41,1655	35,7537	5,4118	38,5655	3,1028	129,8824	41,8602
1,1	21,0	5,8529	5,8529	39,5445	42,4710	36,6180	5,8529	41,3710	2,8187	140,4706	49,8349
-0,4	21,0	6,2941	6,2941	40,6107	43,7577	37,4636	6,2941	44,1577	2,5724	151,0588	58,7226
-1,1	21,0	6,5000	6,5000	41,1023	44,3523	37,8523	6,5000	45,4523	2,4701	156,0000	63,1541
-3,0	21,0	7,0588	7,0588	42,4190	45,9484	38,8895	7,0588	48,9484	2,2325	169,4118	75,8847
-4,4	21,0	7,4706	7,4706	43,3737	47,1090	39,6384	7,4706	51,5090	2,0941	179,2941	85,6191
-5,2	21,0	7,7059	7,7059	43,9139	47,7668	40,0609	7,7059	52,9668	2,0288	184,9412	91,1591
-4,4	21,0	7,4706	7,4706	43,3737	47,1090	39,6384	7,4706	51,5090	2,0941	179,2941	85,6191
-3,3	21,0	7,1471	7,1471	42,6246	46,1981	39,0511	7,1471	49,4981	2,2002	171,5294	77,9597
-4,8	21,0	7,5882	7,5882	43,6443	47,4384	39,8502	7,5882	52,2384	2,0602	182,1176	88,3986
-5,2	21,0	7,7059	7,7059	43,9139	47,7668	40,0609	7,7059	52,9668	2,0288	184,9412	91,1591

8.4 Dimenzování tepelného čerpadla

8.4.1 Určení bivalentního bodu

Každé tepelné čerpadlo, které je testováno ve zkušebně tepelných čerpadel, má bivalentní bod na jiné hodnotě. Bivalentní bod je udán výrobcem a signalizuje nám, kdy sepíná záložní zdroj. Tento záložní zdroj může fungovat dvěma způsoby. Při dosažení krajní hodnoty tepelného čerpadla, a sice bivalentního bodu, už tepelné čerpadlo nezvládá pokrýt potřeby na vytápění. Proto sepíná záložní zdroj, který dotápí potřebné množství tepla a paralelně funguje s tepelným čerpadlem. Nebo tepelné čerpadlo vypne úplně a vzniklá ztráta je ze 100 % nahrazena bivalentním zdrojem.

K určení bivalentních bodů pro jednotlivé dimenzování tepelného čerpadla jsem použil hodnot uvedené výrobcem. Tato hodnota ze tří měřených vzorků je přibližně -8°C při nízkoteplotní teplotě 35°C . Proto lze stanovit $\Delta T = 43^{\circ}\text{C}$ pro pokrytí 100% ztrát výkonem tepelného čerpadla.

Z $\Delta T = 43^{\circ}\text{C}$ pro pokrytí 100 % tepelné ztráty jsem si určil jednotlivé body bivalence. A poté dosazením do rovnice regrese odpovídající topné faktory.

Např. *pro 95 %:*

$$\Delta T_{95} = 0,95 \cdot \Delta T = 0,95 \cdot 43 = 40,85^{\circ}\text{C} \quad (8.10)$$

$$COP_{95} = 0,0023x^2 - 0,2851x + 10,677 \quad (8.11)$$

$$COP_{95} = 0,0023 \cdot 40,85^2 - 0,2851 \cdot 40,85 + 10,677 = 2,869$$

Tabulka 16: Procentuální podíl TČ na vytápění

	95 %	90 %	85 %	80 %	75 %	70 %	65 %	60 %
ΔT	40,85	38,70	36,55	34,40	32,25	30,10	27,95	25,80
COP	2,87	3,09	3,33	3,59	3,87	4,18	4,51	4,85

Pozn.: Tabulka znázorňuje z kolika procent je potřebný výkon pokryt tepelným čerpadlem. Respektive z jak velké části je potřeba vytápět sekundárním zdrojem a kde se bivalentní bod nachází. Pro hodnotu 80 % můžeme říct, že tepelné čerpadlo je schopné pokrýt 80 % výkonu a zbylých 20 % výkonu je zajištěno například elektrickým kotlem.

Se snižujícím se bivalentním bodem klesá ΔT . A se vzrůstající teplotou (snižujícím se teplotním rozdílem) účinnost tepelného čerpadla roste.

Dále jsem si určil z jednotlivých bivalentních bodů a k nim dopočítaných COP nové příkony nutné pro pokrytí tepelných ztrát.

V bivalentním bodě, kde pokrývá tepelné čerpadlo 95 % tepelné ztráty a 5 % sekundární zdroj platí následující vztah. Vyjadřuje nám, že z 95 % pokrytí výkonu TČ pracuje s účinností $COP = 2,87$. A z 5%, kdy dotápí bivalentní zdroj se 100 % účinností, tedy $COP = 1$.

$$P_{95} = \frac{0,95 \cdot Q_{24}}{COP} + 0,05 \cdot Q_{24} \quad (8.12)$$

$$P_{95} = \frac{0,95 \cdot 134,1176}{2,8687} + 0,05 \cdot 134,1176 = 51,1199 \text{ kW}$$

$$Q_{24} = 134,1176 \text{ kW (kde } Q_{24} \text{ je výkon za 24 h)}$$

$$COP_{95} = 2,8687$$

Tabulky jednotlivých vypočtených příkonů tepelných čerpadel pro různé bivalentní body. První sloupec nám znázorňuje, jestli je potřeba dotápět bivalentním zdrojem. Druhý sloupec kalkuluje s případem, že při překročení bivalentního bodu přestává tepelné čerpadlo vytápět a ztrátu pokrývá ze 100 % bivalentní zdroj – elektrokotel. Třetí sloupec znázorňuje vytápění tepelným čerpadlem, které doplňuje bivalentní zdroj, pokud tepelné čerpadlo nestíhá (viz výpočet výše).

Tabulka 17: Tabulka příkonů pro různé bivalentní body

Dimenzování tepelného čerpadla											
95 %			90 %			85 %			80 %		
Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem
ne	44,94	51,12	ano	134,12	52,50	ano	134,12	54,36	ano	134,12	56,70
ne	42,87	50,04	ano	131,29	51,39	ano	131,29	53,22	ano	131,29	55,51
ne	33,10	44,39	ne	33,10	45,59	ne	33,10	47,21	ano	116,47	49,24
ne	27,57	40,63	ne	27,57	41,72	ne	27,57	43,20	ne	27,57	45,06
ne	30,25	42,51	ne	30,25	43,65	ne	30,25	45,20	ne	30,25	47,15
ne	31,04	43,05	ne	31,04	44,21	ne	31,04	45,78	ne	31,04	47,75
ne	41,36	49,24	ne	41,36	50,56	ano	129,18	52,36	ano	129,18	54,61
ne	24,74	38,47	ne	24,74	39,51	ne	24,74	40,91	ne	24,74	42,67
ne	14,53	28,79	ne	14,53	29,56	ne	14,53	30,61	ne	14,53	31,93
ne	20,90	35,25	ne	20,90	36,19	ne	20,90	37,48	ne	20,90	39,09
ne	42,87	50,04	ano	131,29	51,39	ano	131,29	53,22	ano	131,29	55,51
ne	39,41	48,16	ne	39,41	49,46	ano	126,35	51,21	ano	126,35	53,42
ne	42,87	50,04	ano	131,29	51,39	ano	131,29	53,22	ano	131,29	55,51
ano	142,59	54,35	ano	142,59	55,81	ano	142,59	57,79	ano	142,59	60,28
ano	139,06	53,00	ano	139,06	54,43	ano	139,06	56,36	ano	139,06	58,79
ne	46,00	51,66	ano	135,53	53,05	ano	135,53	54,93	ano	135,53	57,30
ne	42,87	50,04	ano	131,29	51,39	ano	131,29	53,22	ano	131,29	55,51
ano	141,18	53,81	ano	141,18	55,26	ano	141,18	57,22	ano	141,18	59,68
ne	42,36	49,77	ano	130,59	51,11	ano	130,59	52,93	ano	130,59	55,21
ne	46,53	51,93	ano	136,24	53,33	ano	136,24	55,22	ano	136,24	57,60
ne	41,86	49,51	ne	41,86	50,84	ano	129,88	52,64	ano	129,88	54,91
ano	140,47	53,54	ano	140,47	54,98	ano	140,47	56,94	ano	140,47	59,39
ano	151,06	57,58	ano	151,06	59,13	ano	151,06	61,23	ano	151,06	63,86
ano	156,00	59,46	ano	156,00	61,06	ano	156,00	63,23	ano	156,00	65,95
ano	169,41	64,57	ano	169,41	66,31	ano	169,41	68,67	ano	169,41	71,62
ano	179,29	68,34	ano	179,29	70,18	ano	179,29	72,67	ano	179,29	75,80
ano	184,94	70,49	ano	184,94	72,39	ano	184,94	74,96	ano	184,94	78,19
ano	179,29	68,34	ano	179,29	70,18	ano	179,29	72,67	ano	179,29	75,80
ano	171,53	65,38	ano	171,53	67,14	ano	171,53	69,52	ano	171,53	72,52
ano	182,12	69,42	ano	182,12	71,28	ano	182,12	73,82	ano	182,12	76,99
ano	184,94	70,49	ano	184,94	72,39	ano	184,94	74,96	ano	184,94	78,19
ano	218,12	83,14	ano	218,12	85,38	ano	218,12	88,41	ano	218,12	92,21
ano	194,12	73,99	ano	194,12	75,98	ano	194,12	78,68	ano	194,12	82,07
ano	178,59	68,07	ano	178,59	69,90	ano	178,59	72,39	ano	178,59	75,50
ano	180,71	68,88	ano	180,71	70,73	ano	180,71	73,24	ano	180,71	76,40
ano	181,41	69,15	ano	181,41	71,01	ano	181,41	73,53	ano	181,41	76,69
ano	153,18	58,38	ano	153,18	59,96	ano	153,18	62,09	ano	153,18	64,76
ano	155,29	59,19	ano	155,29	60,79	ano	155,29	62,94	ano	155,29	65,65

Pozn.: Ukázka výsledných hodnot příkonů v jednotlivých dnech. Příkony jsou uvedené pro 95 – 80% výkonu tepelného čerpadla, pro topení do radiátorů.

Tabulka 18: Tabulka příkonů pro různé bivalentní body

Dimenzování tepelného čerpadla											
75 %			70 %			65 %			60 %		
Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem
ano	134,12	59,49	ano	134,12	62,70	ano	134,12	66,29	ano	134,12	70,23
ano	131,29	58,24	ano	131,29	61,38	ano	131,29	64,90	ano	131,29	68,75
ano	116,47	51,66	ano	116,47	54,45	ano	116,47	57,57	ano	116,47	60,99
ano	106,59	47,28	ano	106,59	49,83	ano	106,59	52,68	ano	106,59	55,81
ano	111,53	49,47	ano	111,53	52,14	ano	111,53	55,13	ano	111,53	58,40
ano	112,94	50,10	ano	112,94	52,80	ano	112,94	55,82	ano	112,94	59,14
ano	129,18	57,30	ano	129,18	60,39	ano	129,18	63,85	ano	129,18	67,64
ne	24,74	44,77	ano	100,94	47,19	ano	100,94	49,89	ano	100,94	52,86
ne	14,53	33,50	ne	14,53	35,31	ne	14,53	37,33	ne	14,53	39,55
ne	20,90	41,02	ne	20,90	43,23	ano	92,47	45,71	ano	92,47	48,42
ano	131,29	58,24	ano	131,29	61,38	ano	131,29	64,90	ano	131,29	68,75
ano	126,35	56,05	ano	126,35	59,07	ano	126,35	62,45	ano	126,35	66,16
ano	131,29	58,24	ano	131,29	61,38	ano	131,29	64,90	ano	131,29	68,75
ano	142,59	63,25	ano	142,59	66,66	ano	142,59	70,48	ano	142,59	74,67
ano	139,06	61,68	ano	139,06	65,01	ano	139,06	68,73	ano	139,06	72,82
ano	135,53	60,12	ano	135,53	63,36	ano	135,53	66,99	ano	135,53	70,97
ano	131,29	58,24	ano	131,29	61,38	ano	131,29	64,90	ano	131,29	68,75
ano	141,18	62,62	ano	141,18	66,00	ano	141,18	69,78	ano	141,18	73,93
ano	130,59	57,92	ano	130,59	61,05	ano	130,59	64,55	ano	130,59	68,38
ano	136,24	60,43	ano	136,24	63,69	ano	136,24	67,34	ano	136,24	71,34
ano	129,88	57,61	ano	129,88	60,72	ano	129,88	64,20	ano	129,88	68,01
ano	140,47	62,31	ano	140,47	65,67	ano	140,47	69,43	ano	140,47	73,56
ano	151,06	67,00	ano	151,06	70,62	ano	151,06	74,66	ano	151,06	79,10
ano	156,00	69,20	ano	156,00	72,93	ano	156,00	77,11	ano	156,00	81,69
ano	169,41	75,15	ano	169,41	79,20	ano	169,41	83,74	ano	169,41	88,71
ano	179,29	79,53	ano	179,29	83,82	ano	179,29	88,62	ano	179,29	93,89
ano	184,94	82,03	ano	184,94	86,46	ano	184,94	91,41	ano	184,94	96,84
ano	179,29	79,53	ano	179,29	83,82	ano	179,29	88,62	ano	179,29	93,89
ano	171,53	76,08	ano	171,53	80,19	ano	171,53	84,78	ano	171,53	89,82
ano	182,12	80,78	ano	182,12	85,14	ano	182,12	90,02	ano	182,12	95,37
ano	184,94	82,03	ano	184,94	86,46	ano	184,94	91,41	ano	184,94	96,84
ano	218,12	96,75	ano	218,12	101,97	ano	218,12	107,81	ano	218,12	114,22
ano	194,12	86,10	ano	194,12	90,75	ano	194,12	95,95	ano	194,12	101,65
ano	178,59	79,22	ano	178,59	83,49	ano	178,59	88,27	ano	178,59	93,52
ano	180,71	80,15	ano	180,71	84,48	ano	180,71	89,32	ano	180,71	94,63
ano	181,41	80,47	ano	181,41	84,81	ano	181,41	89,67	ano	181,41	95,00
ano	153,18	67,94	ano	153,18	71,61	ano	153,18	75,71	ano	153,18	80,21
ano	155,29	68,88	ano	155,29	72,60	ano	155,29	76,76	ano	155,29	81,32

Pozn.: Ukázka výsledných hodnot příkonů v jednotlivých dnech. Příkony jsou uvedené pro 75 – 60% výkonu tepelného čerpadla, pro topení do radiátorů.

Tabulka 19: Tabulka příkonů pro různé bivalentní body

Dimenzování tepelného čerpadla											
95 %			90 %			85 %			80 %		
Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem
ne	28,39	51,12	ne	28,39	52,50	ne	28,39	54,36	ne	28,39	56,70
ne	27,28	50,04	ne	27,28	51,39	ne	27,28	53,22	ne	27,28	55,51
ne	21,94	44,39	ne	21,94	45,59	ne	21,94	47,21	ne	21,94	49,24
ne	18,83	40,63	ne	18,83	41,72	ne	18,83	43,20	ne	18,83	45,06
ne	20,34	42,51	ne	20,34	43,65	ne	20,34	45,20	ne	20,34	47,15
ne	20,79	43,05	ne	20,79	44,21	ne	20,79	45,78	ne	20,79	47,75
ne	26,46	49,24	ne	26,46	50,56	ne	26,46	52,36	ne	26,46	54,61
ne	17,20	38,47	ne	17,20	39,51	ne	17,20	40,91	ne	17,20	42,67
ne	10,97	28,79	ne	10,97	29,56	ne	10,97	30,61	ne	10,97	31,93
ne	14,93	35,25	ne	14,93	36,19	ne	14,93	37,48	ne	14,93	39,09
ne	27,28	50,04	ne	27,28	51,39	ne	27,28	53,22	ne	27,28	55,51
ne	25,40	48,16	ne	25,40	49,46	ne	25,40	51,21	ne	25,40	53,42
ne	27,28	50,04	ne	27,28	51,39	ne	27,28	53,22	ne	27,28	55,51
ne	31,95	54,35	ne	31,95	55,81	ne	31,95	57,79	ne	31,95	60,28
ne	30,43	53,00	ne	30,43	54,43	ne	30,43	56,36	ne	30,43	58,79
ne	28,97	51,66	ne	28,97	53,05	ne	28,97	54,93	ne	28,97	57,30
ne	27,28	50,04	ne	27,28	51,39	ne	27,28	53,22	ne	27,28	55,51
ne	31,34	53,81	ne	31,34	55,26	ne	31,34	57,22	ne	31,34	59,68
ne	27,00	49,77	ne	27,00	51,11	ne	27,00	52,93	ne	27,00	55,21
ne	29,25	51,93	ne	29,25	53,33	ne	29,25	55,22	ne	29,25	57,60
ne	26,73	49,51	ne	26,73	50,84	ne	26,73	52,64	ne	26,73	54,91
ne	31,03	53,54	ne	31,03	54,98	ne	31,03	56,94	ne	31,03	59,39
ne	35,85	57,58	ne	35,85	59,13	ne	35,85	61,23	ne	35,85	63,86
ne	38,29	59,46	ne	38,29	61,06	ne	38,29	63,23	ne	38,29	65,95
ne	45,56	64,57	ne	45,56	66,31	ne	45,56	68,67	ne	45,56	71,62
ne	51,58	68,34	ne	51,58	70,18	ne	51,58	72,67	ano	179,29	75,80
ne	55,28	70,49	ne	55,28	72,39	ne	55,28	74,96	ano	184,94	78,19
ne	51,58	68,34	ne	51,58	70,18	ne	51,58	72,67	ano	179,29	75,80
ne	46,80	65,38	ne	46,80	67,14	ne	46,80	69,52	ne	46,80	72,52
ne	53,41	69,42	ne	53,41	71,28	ne	53,41	73,82	ano	182,12	76,99
ne	55,28	70,49	ne	55,28	72,39	ne	55,28	74,96	ano	184,94	78,19
ano	218,12	83,14	ano	218,12	85,38	ano	218,12	88,41	ano	218,12	92,21
ne	61,73	73,99	ne	61,73	75,98	ano	194,12	78,68	ano	194,12	82,07
ne	51,13	68,07	ne	51,13	69,90	ne	51,13	72,39	ano	178,59	75,50
ne	52,49	68,88	ne	52,49	70,73	ne	52,49	73,24	ano	180,71	76,40
ne	52,94	69,15	ne	52,94	71,01	ne	52,94	73,53	ano	181,41	76,69
ne	36,88	58,38	ne	36,88	59,96	ne	36,88	62,09	ne	36,88	64,76
ne	37,93	59,19	ne	37,93	60,79	ne	37,93	62,94	ne	37,93	65,65

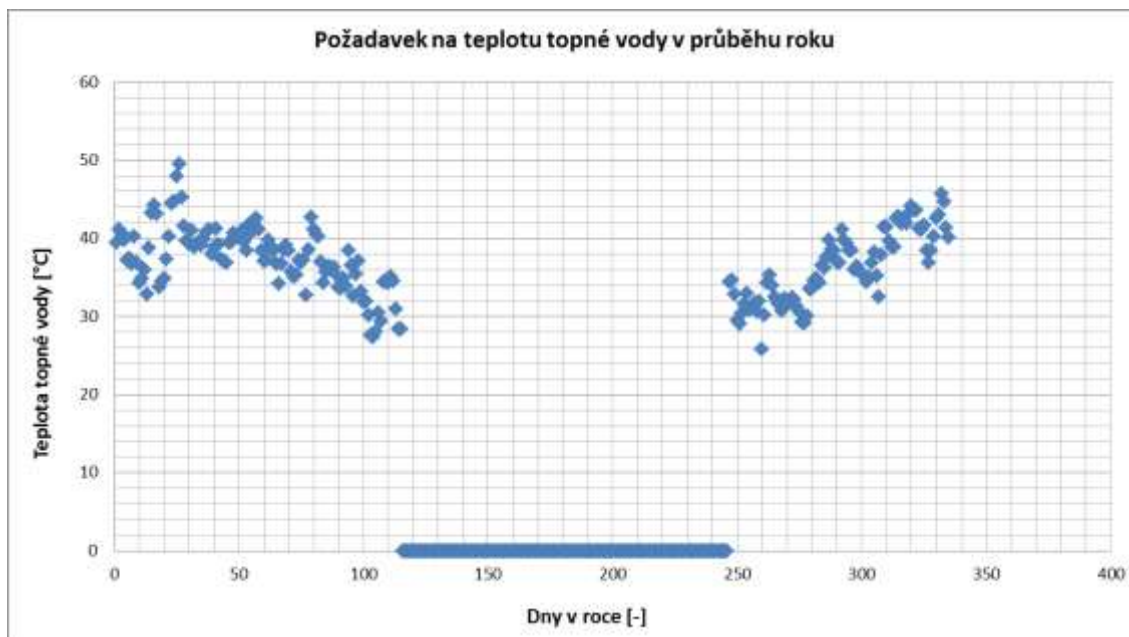
Pozn.: Ukázka výsledných hodnot příkonů v jednotlivých dnech. Příkony jsou uvedené pro 95 – 80% výkonu tepelného čerpadla, pro podlahové vytápění.

Tabulka 20: Tabulka příkonů pro různé bivalentní body

Dimenzování tepelného čerpadla											
75 %			70 %			65 %			60 %		
Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem	Sekundární zdroj	Tepelné čerpadlo vs. bivalentní zdroj	Dotápění bivalentním zdrojem
ne	28,39	59,49	ne	28,39	62,70	ne	28,39	66,29	ano	134,12	70,23
ne	27,28	58,24	ne	27,28	61,38	ne	27,28	64,90	ano	131,29	68,75
ne	21,94	51,66	ne	21,94	54,45	ne	21,94	57,57	ne	21,94	60,99
ne	18,83	47,28	ne	18,83	49,83	ne	18,83	52,68	ne	18,83	55,81
ne	20,34	49,47	ne	20,34	52,14	ne	20,34	55,13	ne	20,34	58,40
ne	20,79	50,10	ne	20,79	52,80	ne	20,79	55,82	ne	20,79	59,14
ne	26,46	57,30	ne	26,46	60,39	ne	26,46	63,85	ne	26,46	67,64
ne	17,20	44,77	ne	17,20	47,19	ne	17,20	49,89	ne	17,20	52,86
ne	10,97	33,50	ne	10,97	35,31	ne	10,97	37,33	ne	10,97	39,55
ne	14,93	41,02	ne	14,93	43,23	ne	14,93	45,71	ne	14,93	48,42
ne	27,28	58,24	ne	27,28	61,38	ne	27,28	64,90	ano	131,29	68,75
ne	25,40	56,05	ne	25,40	59,07	ne	25,40	62,45	ne	25,40	66,16
ne	27,28	58,24	ne	27,28	61,38	ne	27,28	64,90	ano	131,29	68,75
ne	31,95	63,25	ne	31,95	66,66	ano	142,59	70,48	ano	142,59	74,67
ne	30,43	61,68	ne	30,43	65,01	ne	30,43	68,73	ano	139,06	72,82
ne	28,97	60,12	ne	28,97	63,36	ne	28,97	66,99	ano	135,53	70,97
ne	27,28	58,24	ne	27,28	61,38	ne	27,28	64,90	ano	131,29	68,75
ne	31,34	62,62	ne	31,34	66,00	ano	141,18	69,78	ano	141,18	73,93
ne	27,00	57,92	ne	27,00	61,05	ne	27,00	64,55	ano	130,59	68,38
ne	29,25	60,43	ne	29,25	63,69	ne	29,25	67,34	ano	136,24	71,34
ne	26,73	57,61	ne	26,73	60,72	ne	26,73	64,20	ne	26,73	68,01
ne	31,03	62,31	ne	31,03	65,67	ne	31,03	69,43	ano	140,47	73,56
ne	35,85	67,00	ne	35,85	70,62	ano	151,06	74,66	ano	151,06	79,10
ne	38,29	69,20	ano	156,00	72,93	ano	156,00	77,11	ano	156,00	81,69
ano	169,41	75,15	ano	169,41	79,20	ano	169,41	83,74	ano	169,41	88,71
ano	179,29	79,53	ano	179,29	83,82	ano	179,29	88,62	ano	179,29	93,89
ano	184,94	82,03	ano	184,94	86,46	ano	184,94	91,41	ano	184,94	96,84
ano	179,29	79,53	ano	179,29	83,82	ano	179,29	88,62	ano	179,29	93,89
ano	171,53	76,08	ano	171,53	80,19	ano	171,53	84,78	ano	171,53	89,82
ano	182,12	80,78	ano	182,12	85,14	ano	182,12	90,02	ano	182,12	95,37
ano	184,94	82,03	ano	184,94	86,46	ano	184,94	91,41	ano	184,94	96,84
ano	218,12	96,75	ano	218,12	101,97	ano	218,12	107,81	ano	218,12	114,22
ano	194,12	86,10	ano	194,12	90,75	ano	194,12	95,95	ano	194,12	101,65
ano	178,59	79,22	ano	178,59	83,49	ano	178,59	88,27	ano	178,59	93,52
ano	180,71	80,15	ano	180,71	84,48	ano	180,71	89,32	ano	180,71	94,63
ano	181,41	80,47	ano	181,41	84,81	ano	181,41	89,67	ano	181,41	95,00
ne	36,88	67,94	ano	153,18	71,61	ano	153,18	75,71	ano	153,18	80,21
ne	37,93	68,88	ano	155,29	72,60	ano	155,29	76,76	ano	155,29	81,32

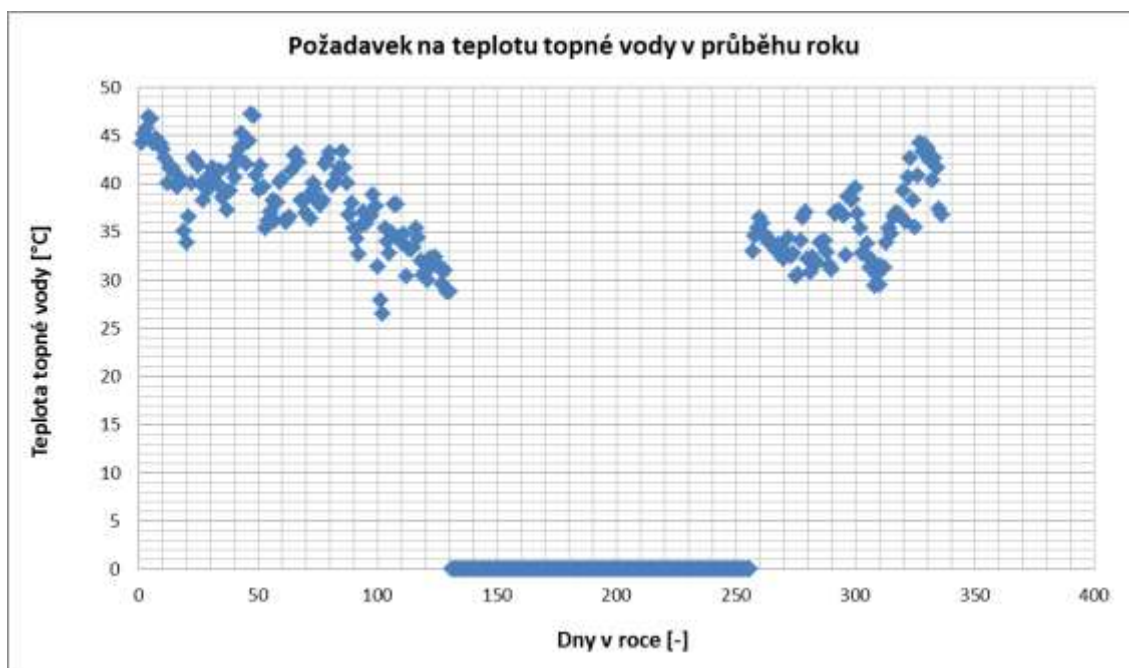
Pozn.: Ukázka výsledných hodnot příkonů v jednotlivých dnech. Příkony jsou uvedené pro 75 – 60% výkonu tepelného čerpadla, pro podlahové vytápění.

8.5 Teplota topné vody



Obr. 23: Požadavek na teplotu topné vody v průběhu roku

Pozn.: Požadavek na teplotu topné vody do radiátoru v jednotlivých dnech pro rok 2008.



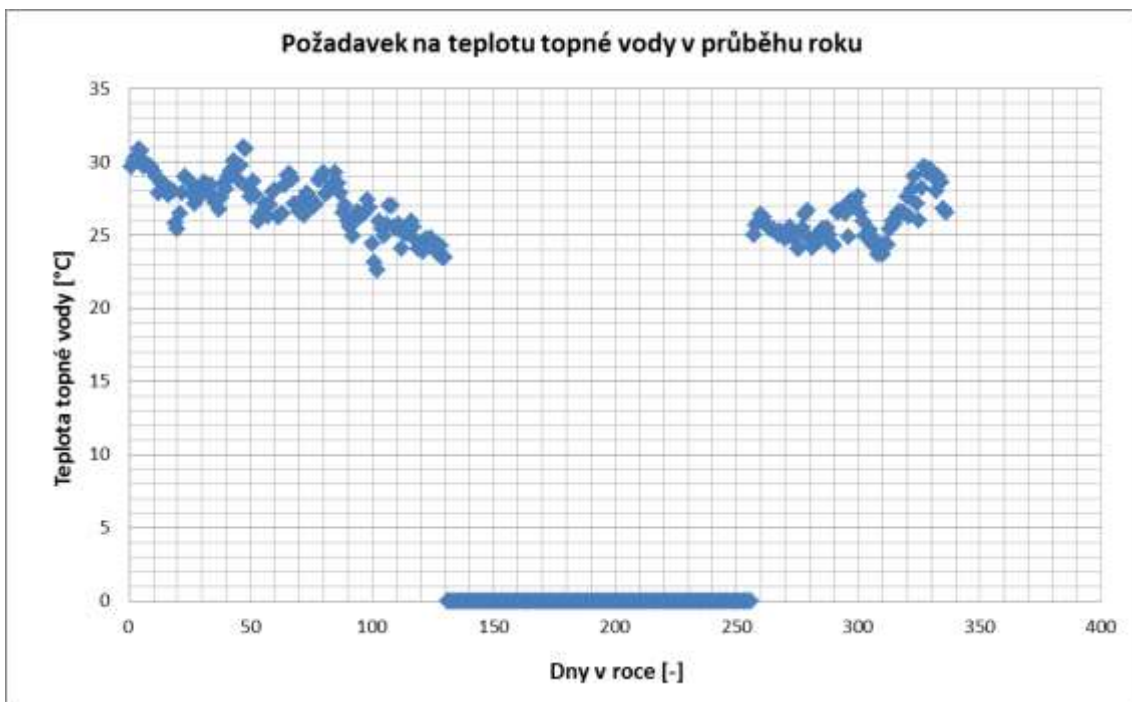
Obr. 24: Požadavek na teplotu topné vody v průběhu roku

Pozn.: Požadavek na teplotu topné vody do radiátoru v jednotlivých dnech pro rok 2007.



Obr. 25: Požadavek na teplotu topné vody v průběhu roku

Pozn.: Požadavek na teplotu topné vody pro podlahové vytápění v jednotlivých dnech pro rok 2008.



Obr. 26: Požadavek na teplotu topné vody v průběhu roku

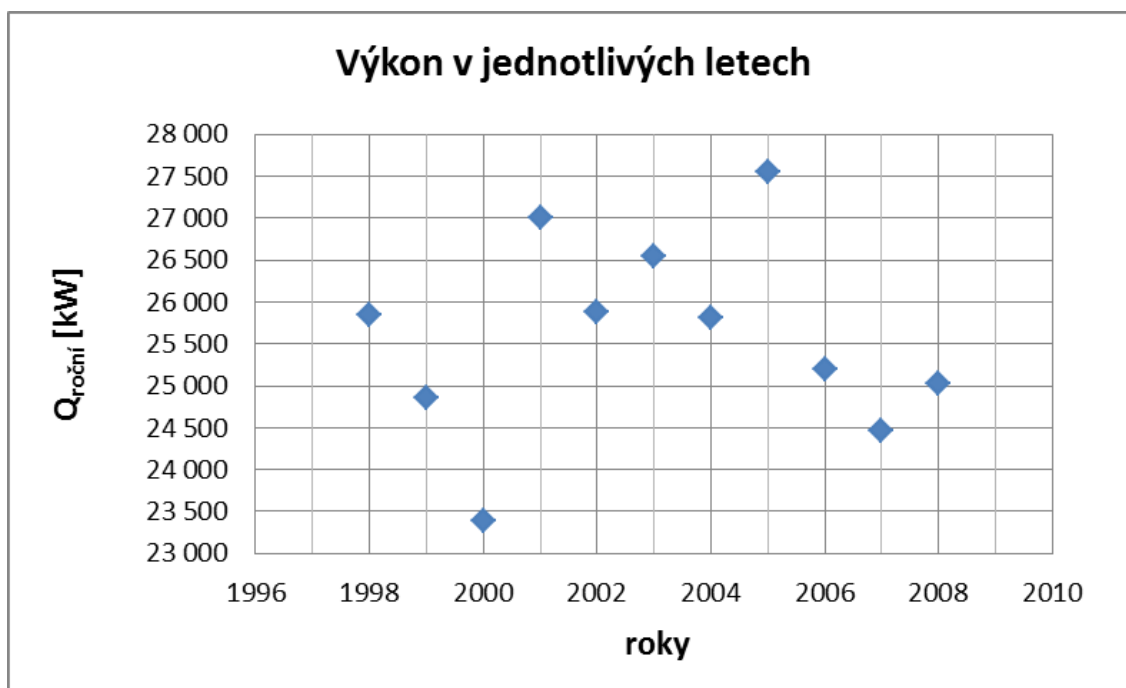
Pozn.: Požadavek na teplotu topné vody pro podlahové vytápění v jednotlivých dnech pro rok 2007.

8.6 Průměrné roční hodnoty

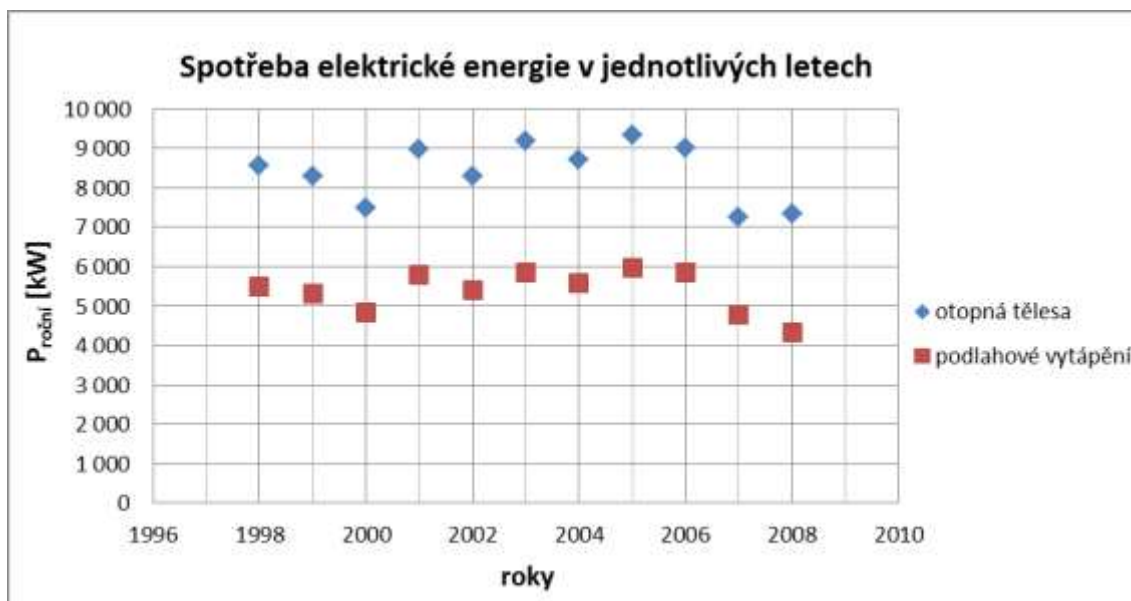
Tabulka 21: Tabulka průměrných ročních hodnot

rok	vytápění pomocí radiátorů			podlahové vytápění		
	\varnothing COP	$Q_{\text{roční}}$	$P_{\text{roční}}$	\varnothing COP	$Q_{\text{roční}}$	$P_{\text{roční}}$
1998	3,02	25852,94	8563,21	4,70	25852,94	5501,39
1999	3,00	24852,71	8277,44	4,69	24852,71	5302,63
2000	3,13	23380,24	7480,35	4,82	23380,24	4847,83
2001	3,01	26998,59	8963,32	4,67	26998,59	5782,73
2002	3,13	25875,53	8277,57	4,78	25875,53	5408,14
2003	2,89	26547,53	9190,68	4,53	26547,53	5859,06
2004	2,96	25813,41	8711,87	4,61	25813,41	5594,10
2005	2,95	27547,76	9347,72	4,61	27547,76	5975,22
2006	2,80	25191,53	9006,45	4,30	25191,53	5860,73
2007	3,37	24468,00	7256,78	5,13	24468,00	4772,51
2008	3,41	25027,76	7341,50	5,39	23333,65	4330,29

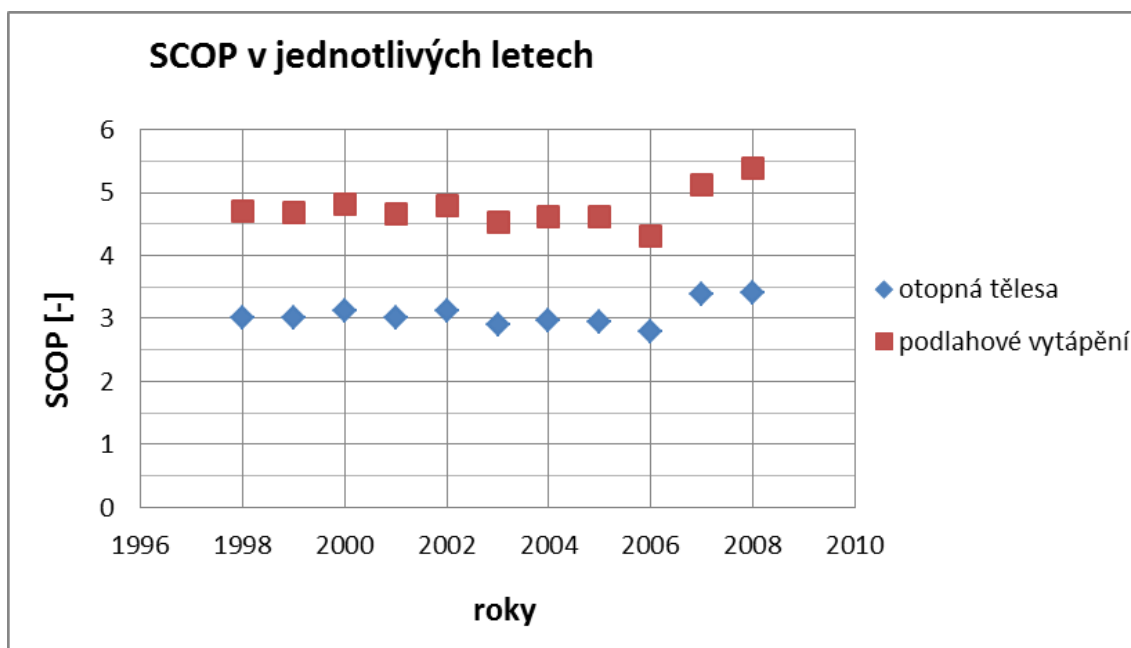
Pozn.: Tabulka znázorňuje průměrné roční topné faktory, celkový výkon a příkon v letech 1998 – 2008.



Obr. 27: Výkony v jednotlivých letech



Obr. 28: Spotřeba elektrické energie v jednotlivých letech



Obr. 29: Průměrné COP v jednotlivých letech

8.7 Bivalentní provoz

8.7.1 Vytápění pomocí radiátorů

Tabulka 22: Hodnoty příkonů v jednotlivých letech pro různé hodnoty bivalentního zdroje

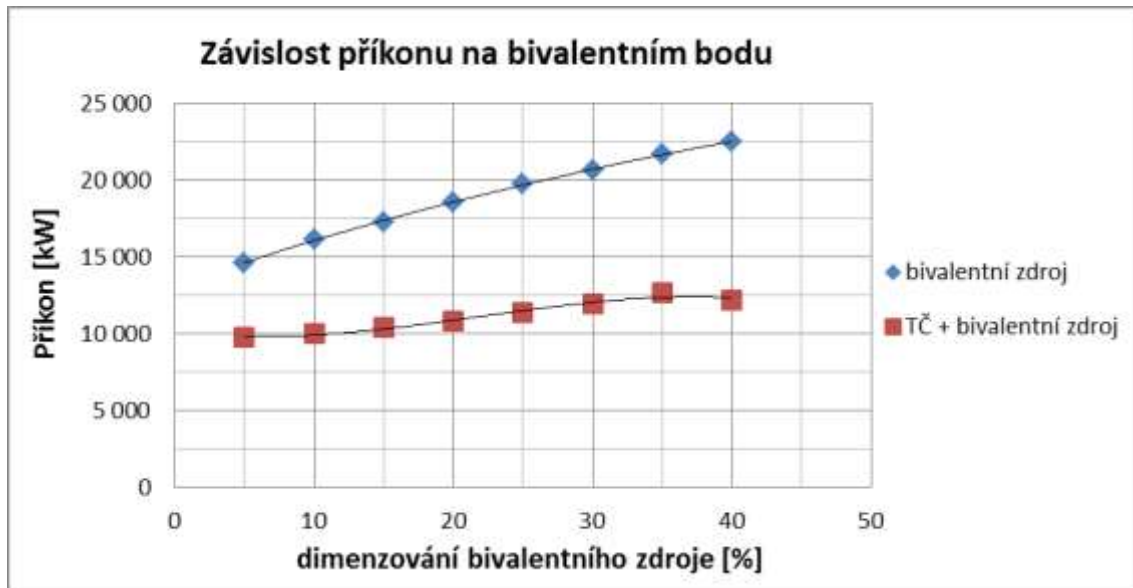
	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	
1												
Bivalentní zdroj [%]	P [kW]											OP [kW]
5	15250,20	15126,24	12407,89	15929,72	13140,72	16705,33	15870,80	17601,72	16739,15	10782,48	11040,23	16059,45
10	16940,06	16557,75	13566,78	17984,04	14658,67	18667,58	17298,10	19115,75	17991,04	12028,66	12644,55	17745,30
15	17639,30	18034,44	14958,94	19464,61	16050,09	19621,64	18345,64	19726,50	18776,03	13423,11	14030,78	19007,11
20	18730,04	19463,24	16645,92	20645,42	16639,26	20629,76	19353,27	20650,95	19537,76	15696,13	16306,71	20429,85
25	19533,55	20435,36	17771,66	21206,35	18736,48	21845,09	20158,24	21774,97	20665,10	17627,90	17349,18	21710,39
30	20910,06	20591,33	18999,26	21898,18	20186,92	22996,62	21006,64	22384,87	21200,91	18387,54	18509,21	22707,16
35	21775,63	21541,52	19653,33	22992,70	21719,99	23872,42	21732,98	22819,40	21859,65	19927,68	20331,34	23822,66
40	22656,46	22219,36	20335,11	23607,90	22883,12	24555,88	22484,60	24120,21	22539,60	20945,30	21215,98	24756,35
2												
Bivalentní zdroj [%]	P [kW]											OP [kW]
5	9854,04	9472,79	8911,55	10290,71	9862,65	10118,79	9838,97	10500,03	9601,94	9326,16	9539,52	10731,71
10	10119,38	9727,87	9151,51	10567,81	10128,22	10391,26	10103,91	10782,77	9860,49	9577,29	9796,39	11020,69
15	10478,68	10073,27	9476,45	10943,04	10487,84	10760,21	10462,66	11165,63	10210,60	9917,34	10144,22	11412,00
20	10929,62	10506,76	9884,26	11413,96	10939,17	11223,27	10912,91	11646,13	10650,00	10344,12	10580,77	11903,10
25	11467,46	11023,79	10370,65	11975,63	11477,48	11775,55	11449,92	12219,22	11174,08	10853,15	11101,44	12488,84
30	12086,03	11618,43	10930,06	12621,61	12096,59	12410,75	12067,55	12878,35	11776,83	11438,59	11700,27	13162,51
35	12778,52	12284,12	11556,31	13344,78	12789,68	13121,83	12758,98	13616,23	12451,60	12093,97	12370,65	13916,67
40	13537,90	13014,13	12243,07	14137,82	13549,73	13901,62	13517,20	14425,40	13191,55	12812,68	1,91	13433,30

Pozn.: Bivalentní zdroj udává procentuální zastoupení sekundárního zdroje, například elektrokotle. Procentuální podíl udává, kolik % z celkového příkonu je nahrazeno sekundárním zdrojem. Tepelné čerpadlo pro bivalentní zdroj 5 % pokrývá tepelnou ztrátu z 95 %, pro bivalentní bod 10 % z 90 %, atd.

1= Pro první případ je uvažována varianta, kdy při dosažení například 95% ΔT tepelné čerpadlo zcela vypíná a systém topí pouze sekundárním zdrojem (elektrokotlem).

2= Druhý případ pracuje s variantou, že při dosažení naší volené ΔT tepelné čerpadlo není schopné pokrýt tepelné ztráty samo. Proto sepíná záložní (sekundární zdroj), který přitápí a pomáhá tak pokrýt tepelné ztráty. Tepelné čerpadlo tak není vypnuto, ale pracuje paralelně se sekundárním zdrojem.

Tabulka udává jednotlivé průměrné příkony v letech 1998 – 2008 pro různé bivalentní body. V pravém sloupci jsou pak průměrné hodnoty příkonů pro jednotlivé bivalentní body.



Obr. 30: Závislost příkonu na bivalentním zdroji

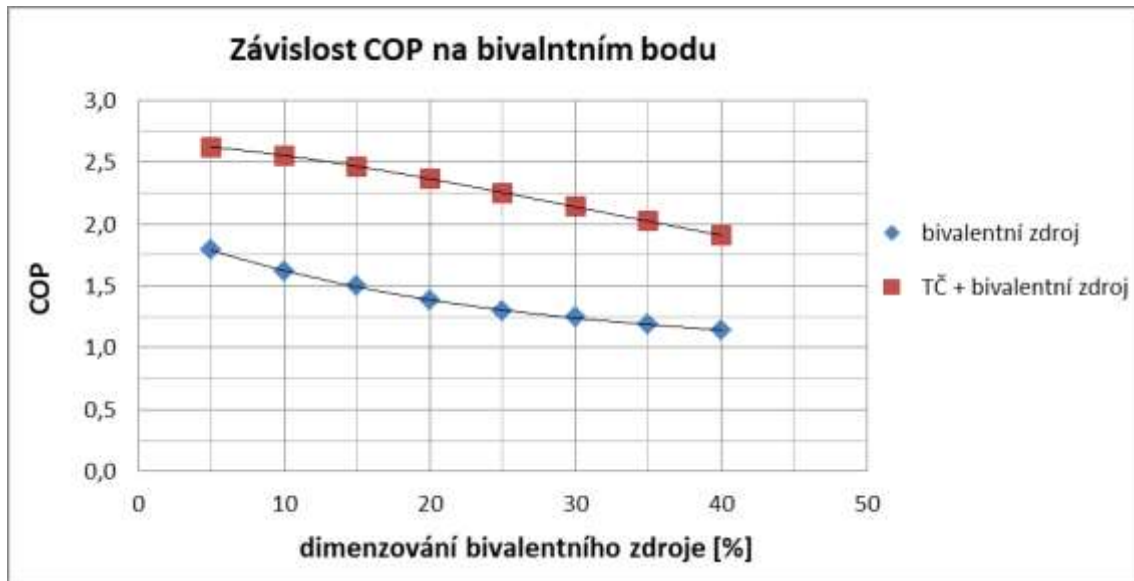
Pozn.: Bivalentní zdroj udává procentuální zastoupení sekundárního zdroje, například elektrokotle. Procentuální podíl udává, kolik % z celkového příkonu je nahrazeno sekundárním zdrojem. Modrá barva znázorňuje případ, kdy při vyšších hodnotách než je bivalentní hodnota ΔT tepelné čerpadlo vypíná a celkový příkon je nahrazen bivalentním zdrojem. Červená značka znázorňuje případ, kdy při dosažení bivalentní hodnoty ΔT sepíná bivalentní zdroj a pracuje paralelně s tepelným čerpadlem.

Tabulka 23: Hodnoty COP v jednotlivých letech pro různé hodnoty bivalentního zdroje

	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	
1												
Bivalentní zdroj [%]	COP [-]											OCOP [-]
5	1,70	1,64	1,88	1,69	1,97	1,59	1,63	1,57	1,50	2,27	2,27	1,79
10	1,53	1,50	1,72	1,50	1,77	1,42	1,49	1,44	1,40	2,03	1,98	1,62
15	1,47	1,38	1,56	1,39	1,61	1,35	1,41	1,40	1,34	1,82	1,78	1,50
20	1,38	1,28	1,40	1,31	1,56	1,29	1,33	1,33	1,29	1,56	1,53	1,39
25	1,32	1,22	1,32	1,23	1,38	1,22	1,28	1,27	1,22	1,39	1,44	1,30
30	1,24	1,21	1,23	1,23	1,28	1,15	1,23	1,23	1,19	1,33	1,35	1,24
35	1,24	1,15	1,19	1,17	1,19	1,11	1,19	1,21	1,15	1,23	1,23	1,19
40	1,19	1,12	1,15	1,14	1,13	1,08	1,15	1,14	1,12	1,17	1,18	1,14
2												
Bivalentní zdroj [%]	COP [-]											OCOP [-]
5	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62
10	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55
15	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47
20	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37
25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25
30	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14
35	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02
40	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91

Pozn.: Bivalentní zdroj udává procentuální zastoupení sekundárního zdroje, například elektrokotle. Procentuální podíl udává, kolik % z celkového příkonu je nahrazeno sekundárním zdrojem. Tepelné čerpadlo pro bivalentní zdroj 5 % pokrývá tepelnou ztrátu z 95 %, pro bivalentní bod 10 % z 90 %, atd. Pro první případ je uvažována varianta, kdy při dosažení například 95% ΔT tepelné čerpadlo zcela vypíná a systém topí pouze sekundárním zdrojem (elektrokotlem). Druhý případ pracuje s variantou, že při dosažení námi volené ΔT tepelné čerpadlo není schopné pokrýt tepelné ztráty samo. Proto sepíná záložní (sekundární zdroj), který přitápí a pomáhá tak pokrýt tepelné ztráty. Tepelné čerpadlo tak není vypnuto, ale pracuje paralelně se sekundárním zdrojem.

Tabulka udává jednotlivá průměrná COP v letech 1998 – 2008 pro různé bivalentní body. V pravém sloupci jsou pak průměrné hodnoty COP pro jednotlivé bivalentní body.



Obr. 31: Závislost COP na bivalentním zdroji

Pozn.: Bivalentní zdroj udává procentuální zastoupení sekundárního zdroje, například elektrokotle. Procentuální podíl udává, kolik % z celkového příkonu je nahrazeno sekundárním zdrojem. Modrá barva znázorňuje případ, kdy při vyšších hodnotách než je bivalentní hodnota ΔT tepelné čerpadlo vypíná a celkový příkon je nahrazen bivalentním zdrojem. Červená značka znázorňuje případ, kdy při dosažení bivalentní hodnoty ΔT sepíná bivalentní zdroj a pracuje paralelně s tepelným čerpadlem.

Graf nám znázorňuje velikost COP při vytápění tepelným čerpadlem paralelně se sekundárním zdrojem. Dále pak velikost COP v případě, že tepelné čerpadlo v chladné dny vypíná a výkon v těchto dnech je nahrazen pouze elektrokotlem.

8.7.2 Podlahové vytápění

Tabulka 24: Hodnoty příkonů v jednotlivých letech pro různé hodnoty bivalentního zdroje

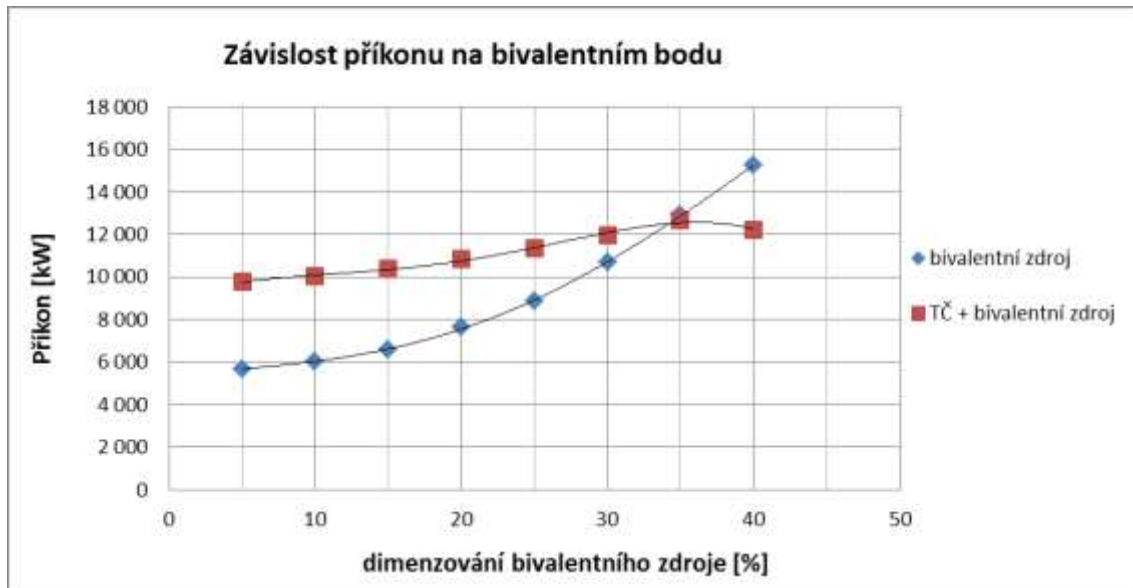
	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	
1												
Bivalentní zdroj [%]	P [kW]											ØP [kW]
5	5638,37	5439,52	5120,62	6194,62	5818,55	5995,69	5867,54	6111,34	6685,24	4772,51	4838,60	5680,24
10	5773,37	5974,32	5120,62	6194,62	6358,39	6532,37	6406,47	6380,92	7761,11	4906,31	4838,60	6022,46
15	5905,76	6106,89	5645,30	7115,66	6751,04	7846,68	7063,13	7431,90	8420,38	5036,42	5232,64	6595,98
20	8086,55	6747,84	6542,47	8263,26	7901,07	8735,86	7829,15	8584,74	9316,12	6055,72	5871,62	7630,40
25	9328,77	7735,76	8013,37	9375,35	9139,06	10336,63	9433,24	10554,57	10674,34	6795,94	6238,60	8875,06
30	11925,38	10337,24	9206,01	10671,80	10444,70	11758,20	11808,28	13149,92	12576,59	7981,16	7537,68	10672,45
35	13502,32	13156,52	11006,13	13723,84	11570,70	14913,56	14294,83	15846,76	15397,03	9324,54	9336,61	12915,71
40	16155,26	15730,74	12598,84	17146,53	13590,91	17894,66	16533,43	18404,08	17322,75	10799,83	11456,23	15239,39
2												
Bivalentní zdroj [%]	P [kW]											ØP [kW]
5	9854,04	9472,79	8911,55	10290,71	9862,65	10118,79	9838,97	10500,03	9601,94	9326,16	9539,52	9756,10
10	10119,38	9727,87	9151,51	10567,81	10128,22	10391,26	10103,91	10782,77	9860,49	9577,29	9796,39	10018,81
15	10478,68	10073,27	9476,45	10943,04	10487,84	10760,21	10462,66	11165,63	10210,60	9917,34	10144,22	10374,54
20	10929,62	10506,76	9884,26	11413,96	10939,17	11223,27	10912,91	11646,13	10650,00	10344,12	10580,77	10821,00
25	11467,46	11023,79	10370,65	11975,63	11477,48	11775,55	11449,92	12219,22	11174,08	10853,15	11101,44	11353,49
30	12086,03	11618,43	10930,06	12621,61	12096,59	12410,75	12067,55	12878,35	11776,83	11438,59	11700,27	11965,92
35	12778,52	12284,12	11556,31	13344,78	12789,68	13121,83	12758,98	13616,23	12451,60	12093,97	12370,65	12651,52
40	13537,90	13014,13	12243,07	14137,82	13549,73	13901,62	13517,20	14425,40	13191,55	12812,68	1,91	12212,09

Pozn.: Bivalentní zdroj udává procentuální zastoupení sekundárního zdroje, například elektrokotle. Procentuální podíl udává, kolik % z celkového příkonu je nahrazeno sekundárním zdrojem. Tepelné čerpadlo pro bivalentní zdroj 5 % pokrývá tepelnou ztrátu z 95 %, pro bivalentní bod 10 % z 90 %, atd.

1= Pro první případ je uvažována varianta, kdy při dosažení například 95% ΔT tepelné čerpadlo zcela vypíná a systém topí pouze sekundárním zdrojem (elektrokotlem).

2= Druhý případ pracuje s variantou, že při dosažení námi volené ΔT tepelné čerpadlo není schopné pokrýt tepelné ztráty samo. Proto sepíná záložní (sekundární zdroj), který přitápí a pomáhá tak pokrýt tepelné ztráty. Tepelné čerpadlo tak není vypnuto, ale pracuje paralelně se sekundárním zdrojem.

Tabulka udává jednotlivé průměrné příkony v letech 1998 – 2008 pro různé bivalentní body. V pravém sloupci jsou pak průměrné hodnoty příkonů pro jednotlivé bivalentní body.



Obr. 32: Závislost příkonu na bivalentním zdroji

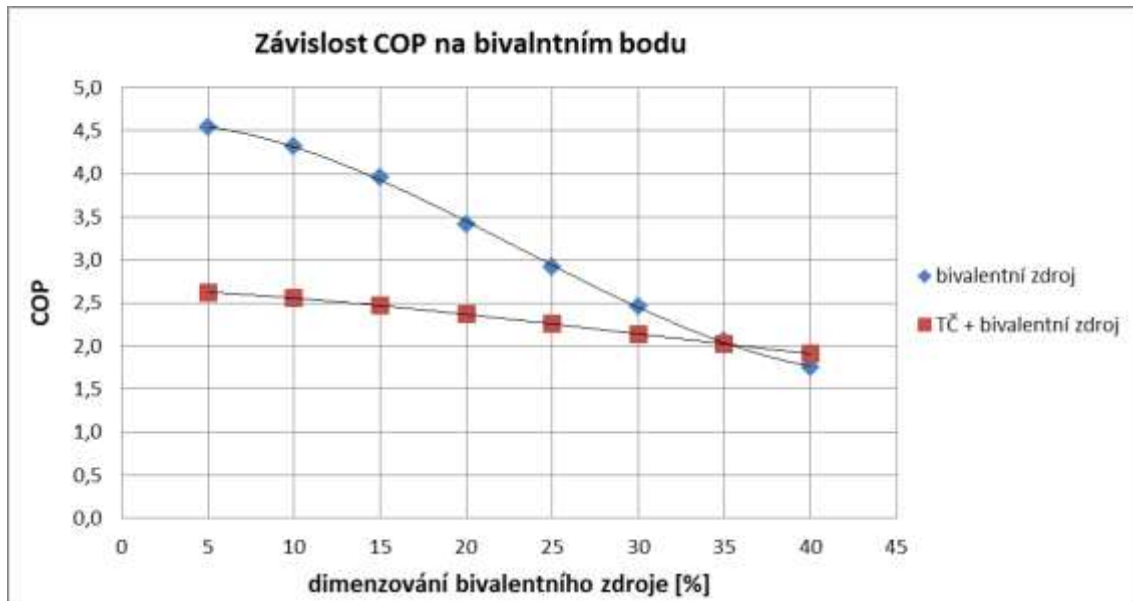
Pozn.: Bivalentní zdroj udává procentuální zastoupení sekundárního zdroje, například elektrokotle. Procentuální podíl udává, kolik % z celkového příkonu je nahrazeno sekundárním zdrojem. Modrá barva znázorňuje případ, kdy při vyšších hodnotách než je bivalentní hodnota ΔT tepelné čerpadlo vypíná a celkový příkon je nahrazen bivalentním zdrojem. Červená značka znázorňuje případ, kdy při dosažení bivalentní hodnoty ΔT sepíná bivalentní zdroj a pracuje paralelně s tepelným čerpadlem.

Tabulka 25: Hodnoty COP v jednotlivých letech pro různé hodnoty bivalentního zdroje

	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	
1												
Bivalentní zdroj [%]	COP [-]											ØCOP [-]
5	4,59	4,57	4,57	4,36	4,45	4,43	4,40	4,51	3,77	5,13	5,17	4,54
10	4,48	4,16	4,57	4,36	4,07	4,06	4,03	4,32	3,25	4,99	5,17	4,31
15	4,38	4,07	4,14	3,79	3,83	3,38	3,65	3,71	2,99	4,86	4,78	3,96
20	3,20	3,68	3,57	3,27	3,27	3,04	3,30	3,21	2,70	4,04	4,26	3,41
25	2,77	3,21	2,92	2,53	2,83	2,57	2,74	2,61	2,36	3,60	4,01	2,92
30	2,17	2,40	2,54	2,53	2,48	2,26	2,19	2,09	2,00	3,07	3,32	2,46
35	2,17	1,89	2,12	1,97	2,24	1,78	1,81	1,74	1,64	2,62	2,68	2,06
40	1,91	1,58	1,86	1,57	1,90	1,48	1,56	1,50	1,45	2,27	2,18	1,75
2												
Bivalentní zdroj [%]	COP [-]											ØCOP [-]
5	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62
10	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55
15	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47
20	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37
25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25
30	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14	2,14
35	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02	2,02
40	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91

Pozn.: Bivalentní zdroj udává procentuální zastoupení sekundárního zdroje, například elektrokotle. Procentuální podíl udává, kolik % z celkového příkonu je nahrazeno sekundárním zdrojem. Tepelné čerpadlo pro bivalentní zdroj 5 % pokrývá tepelnou ztrátu z 95 %, pro bivalentní bod 10 % z 90 %, atd. Pro první případ je uvažována varianta, kdy při dosažení například 95% ΔT tepelné čerpadlo zcela vypíná a systém topí pouze sekundárním zdrojem (elektrokotlem). Druhý případ pracuje s variantou, že při dosažení námi volené ΔT tepelné čerpadlo není schopné pokrýt tepelné ztráty samo. Proto sepíná záložní (sekundární zdroj), který přitápí a pomáhá tak pokrýt tepelné ztráty. Tepelné čerpadlo tak není vypnuto, ale pracuje paralelně se sekundárním zdrojem.

Tabulka udává jednotlivá průměrná COP v letech 1998 – 2008 pro různé bivalentní body. V pravém sloupci jsou pak průměrné hodnoty COP pro jednotlivé bivalentní body.



Obr. 33: Závislost COP na bivalentním zdroji

Pozn.: Bivalentní zdroj udává procentuální zastoupení sekundárního zdroje, například elektrokotle. Procentuální podíl udává, kolik % z celkového příkonu je nahrazeno sekundárním zdrojem. Modrá barva znázorňuje případ, kdy při vyšších hodnotách než je bivalentní hodnota ΔT tepelné čerpadlo vypíná a celkový příkon je nahrazen bivalentním zdrojem. Červená značka znázorňuje případ, kdy při dosažení bivalentní hodnoty ΔT sepná bivalentní zdroj a pracuje paralelně s tepelným čerpadlem.

Graf nám znázorňuje velikost COP při vytápění tepelným čerpadlem paralelně se sekundárním zdrojem. Dále pak velikost COP v případě, že tepelné čerpadlo v chladné dny vypíná a výkon v těchto dnech je nahrazen pouze elektrokotlem.

ZÁVĚR

Diplomová práce je zaměřena na hodnocení energetické účinnosti tepelných čerpadel. V první části jsem se věnoval obecné teorii o tepelných čerpadlech. Okrajově jsem se zabýval principem a provozem tepelného čerpadla a jako zajímavost jsem uvedl pár poznámek k jednotlivým komponentům tepelného čerpadla. Pro úplnost jsem rozdělil jednotlivá tepelná čerpadla a jejich zdroje nízkopotenciálního tepla. Zpracoval jsem přehled základních technických parametrů tepelných čerpadel a předepsaných způsobů jejich ověření.

Mým cílem bylo seznámit čtenáře se základními pojmy a problematikou tepelných čerpadel jako takovou. Ve spolupráci s akreditovanou zkušebnou (Strojírenským zkušebním ústavem, s.p.) v oblasti tepelné techniky jsem vypracoval rozbor problematiky testování TČ a hodnocení reálně naměřených parametrů. Srozumitelnou formou jsem se snažil přiblížit problematiku testování tepelných čerpadel a limity, které musí tepelná čerpadla splňovat. Ve své diplomové práci jsem se zaměřoval zejména na tepelná čerpadla typu vzduch/voda, se kterými jsem se setkal v praxi.

V druhé části diplomové práce jsem se zabýval testováním tepelných čerpadel. Toto testování probíhá za přísných pravidel podle příslušných norem v akreditovaných zkušebnách tepelných čerpadel. Před zkoušením je nutné definovat zkušební výrobek a určit rozsah testů. Pro svou diplomovou práci jsem potřeboval tři různé vzorky se stejnými nebo velmi podobnými parametry. Vše začíná výběrem vzorku pro testování. Výrobek je vybrán podle nejhorších parametrů a je brán jako zástupce modelové řady. Kvůli tomuto výběru je testovací centrum schopné garantovat dodané tyto parametry dodané výrobcem pro ostatní vzorky z modelové řady (jejichž hodnoty vycházejí logicky lépe). Ověřování parametrů probíhá podle norem ČSN EN 14511, ČSN EN 15825 a dále se měří hluk podle ČSN EN 12102. Podle normy ČSN EN 14511 se zjistí nominální podmínka A7/W35, A7/W55 a dále podmínka A2/W35. Tyto podmínky jsou klíčové pro další měření, viz obsah mé diplomové práce. Dále pokračuje měření podle normy ČSN EN 14825, podle níž jsme schopni stanovit sezónní topný faktor. Pokud chce výrobce tento výrobek uvést na trh, potřebuje celý balíček těchto testů včetně akustiky (ČSN EN 12102), elektrické bezpečnosti atd.

Třetí část jsem věnoval získání reálných dat. Ty mi byly poskytnuty jednak prostřednictvím doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D., ale také právě tímto akreditovaným zkušebním laboratořím tepelných čerpadel. Provedl jsem celou sérii měření, kterou uvádím v diplomové práci. Pro svoji práci jsem použil modelový příklad domu, který mi byl zadán vedoucím diplomové práce. Vychází z jednoduchých výpočtů a určení tepelných ztrát, rozdílů vstupní a výstupní vody (ΔT) a výkonu radiátor. Vychází se z předpokladů tepelné ztráty objektu 10 kW a uvažují se dva druhy vytápění – pomocí radiátorů a podlahového vytápění. U radiátorů uvažuji teplotu vstupní vody a vratky 55/45 °C s teplotním spádem 10°C a u podlahového vytápění počítám s teplotami 35/30 °C.

Z výsledků měření sérií zkoušek u tří různých testovacích vzorků jsem jednotlivým ΔT přiřadil naměřená COP. Tím jsem dosáhl závislosti COP na rozdílu teplot. Z této závislosti jsem si vyjádřil rovnici regrese, z které jsem byl schopný určit COP pro libovolný rozdíl teplot. V dalším kroku jsem dosadil získaná reálná meteorologická data a zjistil skutečné reálné COP pro meteorologickou oblast Brno-Žabovřesky pro tepelné ztráty 10 kW. Toto COP bylo stanoveno pro denní hodnoty. Mimo COP jsem také spočítal elektrické příkony a výkony v jednotlivých dnech. Výsledkem jsou roční hodnoty, tedy roční požadavek na elektrický příkon (elektrickou energii), výkon a SCOP, tj. sezónní topný faktor.

Pro jednotlivé testované jednotky byly výrobcem udány základní parametry, které zkušebna požaduje. Mezi nimi i bivalentní body. Bivalentní bod byl určen na -8 °C. Při

nízkoteplotní teplotě 35 °C jsem stanovil ΔT na 43 °C pro pokrytí 100% tepelné ztráty. Díky tomu jsem byl schopný stanovit jednotlivé bivalentní body a dosazením do rovnice získat jejich topné faktory. Se snižujícím se bivalentním bodem klesala ΔT a rostl topný faktor. Uvažoval jsem jednak topení do radiátorů ale také podlahové vytápění. Pro svou diplomovou práci jsem uvažoval dva případy bivalence. Pokud tepelné čerpadlo při dosažení bivalentního bodu vypínalo a bylo zcela nahrazeno sekundárním zdrojem nebo pokud tepelné čerpadlo po dosažení bivalentního bodu stále pracovalo a vzniklou ztrátu pouze dotápělo (doplňovalo) bivalentním zdrojem.

Z výsledků, které jsem získal měřeními výkonových parametrů tepelných čerpadel typu vzduch/voda a dosazením reálných naměřených teplot pro klimatickou oblast Brno – Žabovřesky za období 11 let mohu poskytnout tyto průměrné údaje.

Pro vytápění rodinného domu pomocí radiátorů je při teplotní ztrátě 10 kW potřebný průměrný roční tepelný výkon 25 596 kW. Tomuto výkonu při vytápění vzduchovým tepelným čerpadlem odpovídá průměrný roční elektrický příkon 8 402 kW. Přičemž průměrný sezónní topný faktor – SCOP činí hodnotu 3,06.

Pro vytápění rodinného domu s užitím podlahového vytápění je průměrný roční tepelný výkon 25 442 kW. Tomuto výkonu při vytápění vzduchovým tepelným čerpadlem odpovídá průměrný roční elektrický příkon 5 385 kW. Přičemž průměrný sezónní topný faktor – SCOP činí hodnotu 4,75.

Pokud si položíme otázku, jestli preferovat tepelná čerpadla dimenzovaná na 100 % výkonu, respektive 100 % tepelných ztrát nebo volit tepelné čerpadlo s bivalentním zdrojem neexistuje jednoznačná odpověď. Je třeba uvažovat mnoho faktorů. Ať už je to přesnost návrhu projektanta na daný projekt nebo zvyšující se cena komponent u většího a výkonnějšího tepelného čerpadla. Pokud tepelné čerpadlo navrženo rozumně a je rozumně zvolen bivalentní bod, jedná se bezesporu o nejrozumnější variantu. Lidé si totiž neuvědomují, že v našich klimatických podmínkách je opravdu chladných dní velmi málo, tudíž vytápění pomocí elektřiny není tak finančně náročné. I když je v tomto případě topný faktor COP = 1. Paradoxně je Česká republika brána mezi chladné klimatické oblasti.

Problematika testování tepelných čerpadel je značně rozsáhlá a daleko přesahuje rozsah této práce. Proto jsem vybral pár obecných kapitol o tepelných čerpadlech a snažil se přiblížit problematiku testování. Z praxe vím, že tato problematika je pro řadu výrobců aktuální a snaží se vylepšovat své výrobky pro splnění limitů Ekodesign či dosáhnout lepších parametrů než konkurence. Na druhou stranu je řada výrobců či dovozců tepelných čerpadel, kteří tyto požadavky nařízení komise EU ani neznají nebo je z nedostatku času ignorují. Nezbyvá jen doufat, že se tato situace bude zlepšovat. Zajímavou informací je, že kritéria Ekodesign jsou vyžadována pro zápis do seznamu podporovaných výrobků v rámci známého dotačního programu „Kotlíková dotace“.

Přestože tepelné čerpadlo představuje při modernizaci vytápění výrazný výdaj, jeho návratnost je poměrně rychlá. V rámci dotačního programu Nová zelená úsporám, který spustilo Ministerstvo životního prostředí, můžeme uplatnit dotaci v rámci snižování energetické náročnosti budov. Pro tuto dotaci je například stanoven minimální topný faktor, který je pro tepelná čerpadla vzduch-voda 3,1. Srovnáme-li tuto hodnotu s našim výsledkem, zjistíme, že zhruba odpovídá skutečnosti a tento minimální požadavek je žádoucí.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SRDEČNÝ, Karel a Jan TRUXA. *Tepelná čerpadla*. 2. aktualizované vydání. Brno: ERA, 2007, 68 s. ISBN 978-80-7366-089-5.
- [2] KARLÍK, Robert. *Tepelné čerpadlo pro váš dům*. 1. vydání. Praha: Grada Publishing, 2009, 109 s. ISBN 978-80-247-2720-2.
- [3] ŽERAVÍK, Antonín. *STAVÍME TEPELNÉ ČERPADLO*. 1. vydání. Přerov: vydáno vlastním nákladem, 2003, 312 s. ISBN 80-239-0275-X.
- [4] GALAS, Otakar a Veronika ŠÍPKOVÁ. *SBORNÍK O TEPELNÝCH ČERPADLECH*. 1. vydání. Ostrava: Práce realizovaná za finančního příspěví Evropské unie v rámci projektu Partnerství v oblasti energetiky, 2014, 56 s. ISBN 978-80-905392-9-7.
- [5] POČINKOVÁ, Marcela a Lea TREUOVÁ. *Vytápění*. První vydání. Brno: Computer Press, a.s., 2011, 151 s. ISBN 978-80-251-3329-3.
- [6] DVOŘÁK, Zdeněk, Luděk KLAZAR a Jiří PETRÁK. *Tepelná čerpadla*. První vydání. Praha: Nakladatelství technické literatury, n. p., 1987, 339 s. ISBN 2629989025.
- [7] PETRÁK, Miroslav. *Chladicí technika a tepelná čerpadla pro inteligentní budovy: Výpočtové podklady*. 1. vydání. Praha: České vysoké učení technické, 2013, 76 s. ISBN 978-80-01-05341-6.
- [8] Strojírenský zkušební ústav. *Zkušebna tepelných čerpadel* [online]. 2014 [cit. 18.4.2014]. Dostupné z: <http://www.szutest.cz/tepelna-cerpadla>
- [9] *PZP Tepelná čerpadla: Značka kvality pro tepelná čerpadla* [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://www.tepelna-cerpadla-pzp.cz/cs/znacka-kvality-pro-tepelna-cerpadla-293.html>
- [10] ČSN EN 14511:2013 – Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru
- [11] ČSN EN 14825:2014 – Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru – Zkoušení a klasifikace za podmínek částečného zatížení a výpočet při sezónním nasazení
- [12] ČSN EN 12102:2014 - Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin, tepelná čerpadla a odvlhčovače s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru - Měření hluku přenášeného vzduchem - Stanovení hladiny akustického výkonu

- [13] NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 813/2013 ze dne 2. srpna 2013, kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES, pokud jde o požadavky na ekodesign ohřivačů pro vytápění vnitřních prostorů a kombinovaných ohřivačů.
- [14] SDĚLENÍ KOMISE č. 2014/C 207/02 v rámci provádění nařízení Komise (EU) č. 813/2013, kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES, pokud jde o požadavky na ekodesign ohřivačů pro vytápění vnitřních prostorů a kombinovaných ohřivačů, a nařízení Komise v přenesené pravomoci (EU) č. 811/2013, kterým se doplňuje směrnice Evropského parlamentu a Rady 2010/30/EU, pokud jde o uvádění spotřeby energie na energetických štítcích ohřivačů pro vytápění vnitřních prostorů, kombinovaných ohřivačů, souprav sestávajících z ohřivače pro vytápění vnitřních prostorů, regulátoru teploty a solárního zařízení a souprav sestávajících z kombinovaného ohřivače, regulátoru teploty a solárního zařízení
- [15] NAŘÍZENÍ KOMISE V PŘENESENÉ PRAVOMOCI (EU) č. 811/2013 ze dne 18. února 2013, kterým se doplňuje směrnice Evropského parlamentu a Rady 2010/30/EU, pokud jde o uvádění spotřeby energie na energetických štítcích ohřivačů pro vytápění vnitřních prostorů, kombinovaných ohřivačů, souprav sestávajících z ohřivače pro vytápění vnitřních prostorů, regulátoru teploty a solárního zařízení a souprav sestávajících z kombinovaného ohřivače, regulátoru teploty a solárního zařízení
- [16] Quality Label [online]. [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.ehpa.org/ehpa-quality-label/>
- [17] KOLBÁBEK, Antonín. *Energetické štítkování tepelných čerpadel - sezónní topný faktor SCOP* [online]. , 40 [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://www.szutest.cz/>
- [18] *Mastertherm Tepelná čerpadla: katalog tepelných čerpadel* [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: http://www.mastertherm.cz/sites/default/files/downloads/mttc_katalog_tc_2016-2017.pdf
- [19] *Heating* [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: http://allthingshvac.com/wp-content/uploads/2016/02/Article_3_Picture_2_internal-workings.jpg
- [20] *Jak pracuje tepelné čerpadlo* [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: (<http://www.elvytal.cz/jakpracuje.html?referer=Safar>)
- [21] *Tepelná čerpadla: Chladiva používaná v tepelných čerpadlech* [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/12647-chladiva-pouzivana-v-tepelnych-cerpadlech>)
- [22] *Regulace chlazení a klimatizace: čtyřcestný reverzní ventil* [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://www.ampra.cz/cs/regulace-chlazení-klimatizace/ranco/ventily-ctyrcestne-reverzn>
- [23] *Tepelná čerpadla: Schéma vrtu pro tepelné čerpadlo, uzavřený systém země-voda* [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://www.ekodrill.cz/tepelna-cerpadla.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK

COP	[-]	topný faktor
n	[-]	teplotní exponent otopné soustavy
P_{24}	[kW]	denní příkon
Q_{24}	[kW]	denní výkon
Q_r	[kW]	výkon radiátoru
$Q_{R,n}$	[kW]	návrhový výkon radiátoru
Q_z	[kW]	tepelná ztráta
$Q_{z,n}$	[kW]	návrhová výpočtová tepelná ztráta
t_e	[°C]	venkovní výpočtová teplota
t_i	[°C]	vnitřní výpočtová teplota
T_{in}	[°C]	vnitřní teplota
T_m	[°C]	průměrná teplota
T_{out}	[°C]	naměřená venkovní teplota
T_{w1}	[°C]	teplota vstupní vody
$t_{w1,n}$	[°C]	návrhová teplota zpátečky otopné vody
T_{w2}	[°C]	teplota vratné vody
$t_{w2,n}$	[°C]	návrhová teplota přívodu otopné vody

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Typy tepelných čerpadel	27
Tabulka 2: Seznam akreditovaných zkušeben TČ [16]	31
Tabulka 3: Typové řady tepelných čerpadel [16]	39
Tabulka 4: Limity akustického výkonu [13], [17]	44
Tabulka 5: Ukázka přepočtených tabulek pro jedno teplotní pásmo [10], [11]	46
Tabulka 6: Počet hodin použitý pro výpočet referenčního SCOP [11]	47
Tabulka 7: Režim zahřívání skříně kompresoru pro stanovení referenčního čísla SCOP [11]	47
Tabulka 8: Obecně zadané parametry pro vytápění rodinného domu	49
Tabulka 9: Průměrné denní teploty	50
Tabulka 10: Tabulka vypočtených hodnot pro jeden měsíc	52
Tabulka 11: Výsledky měření jednoho z testovaných vzorků	53
Tabulka 12: Topné faktory přiřazené jednotlivým rozdílům teplot	54
Tabulka 13: Tabulka rozdílů teplot pro tři měření (vstupní a výstupní teplota)	55
Tabulka 14: Tabulka změřených hodnot COP pro jednotlivé Δt	55
Tabulka 15: Ukázka tabulky výpočtů COP, výkonů a elektrických příkonů	57
Tabulka 16: Procentuální podíl TČ na vytápění	58
Tabulka 17: Tabulka příkonů pro různé bivalentní body	60
Tabulka 18: Tabulka příkonů pro různé bivalentní body	61
Tabulka 19: Tabulka příkonů pro různé bivalentní body	62
Tabulka 20: Tabulka příkonů pro různé bivalentní body	63
Tabulka 21: Tabulka průměrných ročních hodnot	66
Tabulka 22: Hodnoty příkonů v jednotlivých letech pro různé hodnoty bivalentního zdroje ..	68
Tabulka 23: Hodnoty COP v jednotlivých letech pro různé hodnoty bivalentního zdroje	70
Tabulka 24: Hodnoty příkonů v jednotlivých letech pro různé hodnoty bivalentního zdroje ..	72
Tabulka 25: Hodnoty COP v jednotlivých letech pro různé hodnoty bivalentního zdroje	74

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Tepelná čerpadla [18]	16
Obr. 2: Princip činnosti tepelného čerpadla [18]	18
Obr. 3: Kompresor typu SCROLL [19]	20
Obr. 4: Rotační kompresor [20]	21
Obr. 5: Expanzní ventil Care [18]	22
Obr. 6: Ventilátor jednotky Mastertherm [18]	23
Obr. 7: Sběrač kapalného chladiva [21]	24
Obr. 8: Čtyřcestný ventil [22]	25
Obr. 9: Schéma vrtu pro tepelné čerpadlo [23]	29
Obr. 10: Značka kvality EHPA [16]	32
Obr. 11: Energetický štítek [17]	32
Obr. 12: Zkušební výrobek umístěný v testovací komoře	33
Obr. 13: Testovací komora / Zkušební kabina [17]	34
Obr. 14: Zkušební kabina [17]	34
Obr. 15: Měřicí hydraulická smyčka MAR 01 [17]	35
Obr. 16: Vizualizační software (fotografie pořízená ze zkušebny SZU)	35
Obr. 17: Vizualizační software (fotografie pořízená ze zkušebny SZU)	36
Obr. 18: Měřicí sonda a příslušenství pro měření hluku [17]	43
Obr. 19: Akustická komora [17]	43
Obr. 20: Klimatická pásma v Evropě [17]	46
Obr. 21: Graf závislosti výkonu na teplotě [17]	47
Obr. 22: Graf závislosti energetické účinnosti na rozdílu teplot	55
Obr. 23: Požadavek na teplotu topné vody v průběhu roku	64
Obr. 24: Požadavek na teplotu topné vody v průběhu roku	64
Obr. 25: Požadavek na teplotu topné vody v průběhu roku	65
Obr. 26: Požadavek na teplotu topné vody v průběhu roku	65
Obr. 27: Výkony v jednotlivých letech	66
Obr. 28: Spotřeba elektrické energie v jednotlivých letech	67
Obr. 29: Průměrné COP v jednotlivých letech	67
Obr. 30: Závislost příkonu na bivalentním zdroji	69
Obr. 31: Závislost COP na bivalentním zdroji	71
Obr. 32: Závislost příkonu na bivalentním zdroji	73
Obr. 33: Závislost COP na bivalentním zdroji	75