

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

---

**POROVNÁNÍ VÝPOČTU SEZÓNÍ EFEKTIVITY TEPELNÉHO  
ČERPADLA**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

<ZADÁNÍ>

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji Doc. Ing. Tomáši Matuškoví, Ph.D. za rady a trpělivost při vedení této práce, mojí rodině za podporu během celého studia a kolegům Červínovi, Šimkovi, Sukdolovi a Štětkovi za konstruktivní debaty při psaní.

## ANOTACE

V současnosti je podle Nařízení Komise 811/2013 ukládána výrobcům tepelných čerpadel povinnost označovat tyto výrobky energetickými štítky, na kterých je uvedena tzv. sezónní energetická účinnost. Hodnota této sezónní energetické účinnosti je vypočtena postupem uvedeným v normě ČSN EN 14 825. Cílem této práce je především, pomocí matematického modelu tepelného čerpadla, porovnat hodnoty sezónní energetické účinnosti získané výpočtem podle normy, s hodnotami získanými celoroční simulací v prostředí TRNSYS. Z výsledků bylo zjištěno, že rozdíl mezi těmito dvěma přístupy může dosahovat více jak 25 % a je závislý na okrajových podmínkách výpočtu, především návrhovém tepelném zatížení  $P_{rated}$  a klimatických podmínkách.

## SUMMARY

The Commission Delegated Regulation (EU) No 811/2013 currently obligates the manufacturers of heat pumps to provide their products with energy labels. The labels contain the so called seasonal energy efficiency, the value of which is calculated according to the norm ČSN EN 14 825. The aim of this work is to compare the seasonal energy efficiency obtained using the norm with the values derived from a mathematical simulation of a heat pump, modelled with the TRNSYS software. It was found that the results of these two approaches can vary by up to 25%. Furthermore, this discrepancy is realised to be dependent on boundary conditions of the calculation, especially the design heat capacity and the climatic conditions.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Porovnání výpočtu sezónní efektivity tepelného čerpadla“ vypracoval samostatně pod vedením Doc. Ing. Tomáše Matušky, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne.....

Bc. Pavel Kačírek

.....

**OBSAH**

Obsah .....	6
Soupis použitého značení.....	8
1 Úvod .....	10
2 Tepelná čerpadla.....	11
2.1 Hodnocení tepelných čerpadel .....	12
2.1.1 Topný faktor tepelného čerpadla COP.....	13
2.1.2 Sezónní topný faktor tepelného čerpadla SCOP.....	14
2.2 Zkoušení tepelných čerpadel pro vytápění.....	15
2.2.1 Zkušební podmínky dle normy ČSN EN 14 511 .....	16
2.2.2 Zkušební podmínky dle normy ČSN EN 14 825 .....	18
2.3 Legislativa .....	28
2.3.1 Sezónní energetická účinnost.....	29
2.3.2 Třídy sezónní energetické účinnosti .....	30
2.4 Porovnání tepelných čerpadel na trhu .....	31
3 Popis cílů praktické části práce .....	36
3.1 Parametrizace tepelného čerpadla .....	36
3.2 Klimatická data.....	39
3.3 Hodnocené budovy a určení potřeb tepla .....	40
3.4 Výpočet <i>SCOP</i> dle normy .....	45
3.4.1 Výpočet $\eta_s$ pro klimatickou oblast Helsinky .....	45
3.4.2 Výpočet $\eta_s$ pro klimatickou oblast Praha.....	46
3.4.3 Výpočet $\eta_s$ pro klimatickou oblast Štrasburk.....	48
3.5 Simulace v prostředí TRNSYS.....	49
3.5.1 Výsledky simulací.....	50

3.6 Porovnání sezónních energetických účinností dle normy ČSN EN 14825 a simulace.....	53
4 Závěr.....	56
5 Literatura .....	58

## SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ

<b>Značka</b>	<b>Veličina</b>	<b>Jednotka</b>
$C_{dh}$	degradační činitel	[-]
$COP$	topný faktor tepelného čerpadla	[-]
$COP_d$	deklarovaný topný faktor tepelného čerpadla	[-]
$COP_{TC}$	interpolovaný topný faktor tepelného čerpadla	[-]
$CR$	výkonový poměr	[-]
$H_{CK}$	počet hodin v režimu zahřívání skříně kompresoru	[h/rok]
$H_{OFF}$	počet hodin ve vypnutém stavu	[h/rok]
$H_{SB}$	počet hodin v pohotovostním režimu	[h/rok]
$H_{TO}$	počet hodin ve vypnutém stavu termostatu	[h/rok]
$PL$	koeficient částečného zatížení	[-]
$P_{CK}$	elektrický příkon TČ v režimu zahřívání skříně kompresoru	[kW]
$P_{rated}$	Návrhové tepelné zatížení	[kW]
$P_{OFF}$	elektrický příkon TČ ve vypnutém stavu	[kW]
$P_{SB}$	elektrický příkon TČ v pohotovostním režimu	[kW]
$P_{TO}$	elektrický příkon TČ ve vypnutém stavu termostatu	[kW]
$P_{ZZ}$	tepelný výkon záložního zdroje v teplotním	[kW]
$Q_H$	celková sezónní potřeba tepla na vytápění	[kWh]
$Q_{HE}$	celková roční potřeba elektrické energie na vytápění	[kWh]
$Q_H$	potřeba tepla na vytápění v teplotním	[kWh]
$SCOP$	sezónní topný faktor tepelného čerpadla	[-]



$SCOP_{ON}$	sezónní topný faktor tepelného čerpadla v aktivním režimu	[-]
$TOL$	mezní provozní teplota tepelného čerpadla	[°C]
$U$	součinitel prostupu tepla	[W/m <sup>2</sup> .K]
$c$	měrná tepelná kapacita	[J/kg. K]
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	[kg/s]
$s$	tloušťka stěny	[m]
$t_{biv}$	bivalentní teplota	[°C]
$t_{design}$	návrhová teplota okolního vzduchu	[°C]
$t_e$	venkovní teplota	[°C]
$t_{k1}$	teplota na vstupu do kondenzátoru	[°C]
$t_{k2}$	teplota na výstupu z kondenzátoru	[°C]
$\Phi$	tepelný výkon tepelného čerpadla	[kW]
$\Phi_h$	tepelné zatížení	[W]
$\Phi_{TC}$	interpolovaný tepelný výkon tepelného	[W]
$\lambda$	tepelná vodivost	[W/m.K]
$\eta_s$	sezónní energetická účinnost	[°C]
$\tau$	doba trvání	[h]

## 1 ÚVOD

Tepelná čerpadla jsou, stejně jako mnoho dalších spotřebičů, řazena dle do tříd energetické účinnosti, toto řazení pro tepelná čerpadla upravuje Nařízení Komise 811/2013 [1]. Výsledné hodnocení závisí, kromě typu tepelného čerpadla, především na výsledku výpočtu sezónního topného faktoru *SCOP*. Ten se určuje podle normy ČSN EN 14 825 [2]. Do výpočtu podle normy, vstupuje řada proměnných, které mohou výsledek ovlivnit. Hodnoty těchto proměnných neudává norma, nýbrž jsou jako vstupní údaje určeny výrobcem zařízení, respektive objednatelem měření.

Energie spotřebovaná ohřívači pro vytápění vnitřních prostorů a kombinovanými ohřívači zajišťující vytápění i ohřev vody se významně podílí na celkové spotřebě energie v EU. U těchto ohřívačů se při srovnatelné funkčnosti vyskytují velké rozdíly v energetické účinnosti. Prostor pro zvýšení jejich energetické účinnosti je tedy značný a zároveň bude mít významný dopad na spotřebu energie v Unii. Pobídkou výrobců ohřívačů ke zvyšování energetické efektivity má být povinné uvádění hodnoty sezónní energetické účinnosti a povzbuzení koncových zákazníků k nákupu energeticky účinných výrobků. Hodnoty energetické efektivity by měly být určeny na základě přesných a opakovatelných výsledků měření a měly by zajistit, aby spotřebitelé dostávali přesnější informace pro porovnání výrobků na trhu.

Cílem první poloviny praktické části této práce je, s využitím matematického modelu konkrétního tepelného čerpadla, zjistit vliv volby zmiňovaných parametrů, na výslednou udávanou sezónní energetickou účinnost tepelného čerpadla podle normy ČSN EN 14 825. Následně bude, s využitím stále stejného matematického modelu tepelného čerpadla, sestaven model systému vytápění rodinného domu v prostředí TRNSYS. Model bude mít parametry odpovídající vstupním údajům hodnocení dle normy. Porovnáním výsledků z obou praktických částí bude možné vyhodnotit jak vliv volených parametrů výpočtu na výsledné hodnocení tepelného čerpadla, tak míru shody výsledného hodnocení dle normy s reálnou (simulovanou) aplikací.

## 2 TEPELNÁ ČERPADLA

V posledních letech se tepelná čerpadla stávají stále více rozšířeným zdrojem tepla pro vytápění a přípravu teplé vody, a to jak v rodinných domech, tak ve větších, komerčně využívaných budovách. Navíc, další zvyšování počtu instalovaných a funkčních systémů s tepelnými čerpadly v Evropě, podporuje relativně vysoká životnost tepelných čerpadel. Evropská asociace pro využití tepelných čerpadel (EHPA) předpokládá provoz tepelných čerpadel po dobu 20 let od jejich uvedení do provozu. Vzdávající počet provozovaných jednotek v Evropě dokládá statistická zpráva EHPA z roku 2015, viz Tab. 1. Z uvedených čísel je zřejmé, že počet provozovaných tepelných čerpadel se za 9 let téměř zosminásobil. Navíc lze pozorovat, ačkoli již zpomalující, ale stále rostoucí trend v počtu ročně prodaných jednotek.

Tab. 1: Vývoj prodeje a provozovaných kusů tepelných čerpadel v EU [3].

Rok	Počet TČ v EU-11	Počet TČ v EU-21	Celkový počet nainstalovaných TČ
2005	446 037		1 015 607
2006	504 428		1 525 401
2007	568 131		2 114 519
2008	770 538		2 918 976
2009	686 076		3 644 998
2010	671 392	800 388	4 437 530
2011	666 873	808 591	5 237 003
2012	621 818	750 436	5 979 042
2013	636 639	769 879	6 741 251

Nevýhodou elektrického pohonu kompresorů tepelných čerpadel je vysoký konverzní faktor neobnovitelné primární energie, příslušný k elektrické energii. Neobnovitelná primární energie vyjadřuje množství energie potřebné pro těžbu, zpracování, uskladnění, dopravu, výrobu, transformaci, šíření, rozvedení a jakékoliv další operace nutné k dodávce energie do budovy. Protože je většina

elektrické energie v EU vyráběna převážně v uhelných nebo jaderných elektrárnách s relativně nízkou účinností, je její využití, k vytápění, na spotřebu primární neobnovitelné energie zhruba 2,5-3krát náročnější než využití zemního plynu ke stejnému účelu.

Evropská unie v rámci všeobecného akčního programu pro Unie pro životní prostředí na období do roku 2020 [3], někdy zvaném jako program 20-20-20 deklaruje snahu o snížení spotřeby energie v budovách o 20 % (současně se zavedením energetických štítků), dále 20 % snížení emise skleníkových plynů a 20 % zvýšení podílu obnovitelných zdrojů energie v porovnání s rokem 1990. Ve smyslu tohoto rozhodnutí je jako obnovitelná energie započítávána pouze energie získaná pomocí tepelných čerpadel, jejichž *SCOP* splňuje minimální požadavky určené směrnicí Evropského parlamentu a rady 2009/28 [4]. Tato směrnice, na rozdíl od Nařízení Komise 813/2013 [5], tedy přímo nereguluje trh s tepelnými čerpadly v EHP. V nařízení 813/2013, jsou uvedeny limitní požadavky na sezónní energetickou účinnost tepelných čerpadel, které musí být splněny, aby mohla být uvedena na trh.

## 2.1 Hodnocení tepelných čerpadel

Porovnávání dvou a více tepelných čerpadel není snadnou záležitostí. Dokonce mohou některé snahy o zjednodušení porovnání, vést k nesprávným závěrům. Pro porovnávání tepelných čerpadel se používá několik parametrů.

Informaci o energetické účinnosti tepelného čerpadla za daných provozních podmínek, tedy definovaných konkrétních teplot na výparníku a kondenzátoru udává topný faktor *COP*. Ten je většinou výsledkem měření tepelného čerpadla v laboratoři. Naproti tomu sezónní topný faktor *SCOP* je integrovaným parametrem, má vyjadřovat sezónní energetickou náročnost tepelného čerpadla pro měnící se provozní a klimatické podmínky. Jeho hodnota se zpravidla určuje standardizovaným výpočtem, za využití několika naměřených hodnot *COP* tepelného čerpadla a dalších, většinou volených parametrů, které mají určovat okrajové podmínky výpočtu. Tyto parametry ve výpočtu nahrazují reálné vlivy okolního prostředí (například tepelné ztráty do okolí) nebo tepelné zatížení soustavy s tepelným čerpadlem a měly by být uváděny společně s výsledkem výpočtu.

### 2.1.1 Topný faktor tepelného čerpadla COP

Definice topného faktoru *COP* jako parametru pro hodnocení tepelných čerpadel je uvedena v normě pro laboratorní zkoušení vlastností tepelných čerpadel ČSN EN 14 511 [6]. Protože se topný faktor *COP* týká hodnocení účinnosti samotného tepelného čerpadla, je samotné zařízení také energetickou hranicí pro jeho určení. Topný faktor je vyjádřen poměrem topného výkonu tepelného čerpadla k celkovému potřebnému elektrickému příkonu jednotky podle rovnice

$$COP = \frac{\Phi}{P_c + P_{aux}} \quad (1)$$

kde je

$\Phi$  tepelný výkon tepelného čerpadla [kW];

$P_c$  elektrický příkon kompresoru [kW];

$P_{aux}$  elektrický příkon potřebný pro překonání tlakové ztráty výparníku a kondenzátoru, odtávání výparníku a regulaci tepelného čerpadla [kW].

Vzhledem ke skutečnému průběhu a doby trvání zkoušky je, především u tepelných čerpadel vzduch-voda, nutno uvažovat oba uvedené příkony jako střední hodnoty za dobu trvání zkoušky. Během měření se totiž může odehrát i několik cyklů odtávání výparníku tepelného čerpadla, což je vysoce dynamický proces. Právě příkon potřebný pro odtávání výparníku, příkon pro vyhřívání kompresoru (sloužící jako ochrana proti kondenzaci chladiva) a elektrický příkon pro napájení dalších prvků, jako elektronický expanzní ventil, regulátoru, a navíc elektrický příkon oběhových čerpadel nutných pro překonání tlakových ztrát vznikajících při průtoku teplotonosných látek tepelným čerpadlem se projevuje ve jmenovateli rovnice (1) jako  $P_{aux}$ .

U tepelných čerpadel se uvádí tzv. jmenovitý topný faktor. Tento termín není nijak legislativně zakotven. Vychází z historické snahy o snadné porovnání tepelných čerpadel na základě jedné číselné hodnoty. Dnes je tento termín často používán pro topný faktor při standardních zkušebních podmínkách – viz kapitola 2.2.1. Pro tepelná čerpadla vzduch-voda jsou v současnosti stanoveny standardní zkušební podmínky jako A7/W35. Vzhledem ke zmiňovanému historickému vývoji se lze u některých výrobců setkat s udávaným jmenovitým topným faktorem při podmínkách A2/W35.

Topný výkon a topný faktor se stanovuje pro vícero provozních podmínek, tedy pro různé kombinace teplot na vstupu do výparníku a různých teplot výstupu z kondenzátoru tak, aby byly vlastnosti tepelného čerpadla popsány co nejlépe. Platí, že čím větší počet kombinací provozních podmínek je naměřen, tím lepší představu o chování tepelného čerpadla si lze z výsledků měření udělat.

V současnosti se nejčastěji zjišťují topné faktory za zkušebních podmínek vyžadovaných normou ČSN EN 14 825 [2] k výpočtu sezónního topného faktoru *SCOP* pro účely výpočtu sezónní energetické účinnosti, potažmo zařazení tepelného čerpadla do energetické kategorie.

### 2.1.2 Sezónní topný faktor tepelného čerpadla *SCOP*

Hodnoty topných faktorů popisují pouze vlastnosti tepelného čerpadla. Ze své podstaty nijak neuvažují energetickou efektivnost tepelného čerpadla na konkrétní instalaci. K zahrnutí vlivů místa instalace (např. klimatické podmínky v místě instalace, tepelné zatížení apod...) slouží sezónní topný faktor tepelného čerpadla *SCOP*.

Skutečné provozní podmínky tepelného čerpadla jsou během celé otopné sezony silně dynamické. To samozřejmě souvisí s měnícím se počasím, tedy teplotou na vstupu do výparníku tepelného čerpadla. Podobně se s venkovní teplotou mění i požadavek na výstupní teplotu teplotonosné látky z kondenzátoru tepelného čerpadla. Pokud je tepelné zatížení soustavy větší než výkon tepelného čerpadla je tento rozdíl nutno pokrýt pomocí záložního zdroje tepelné energie. Z uvedených důvodů je tedy hodnota sezónního topného faktoru tepelného čerpadla *SCOP*, při konkrétních definovaných teplotních podmínkách, výstižnějším kritériem než hodnota jmenovitého topného faktoru *COP*.

Postup výpočtu sezónního topného faktoru *SCOP* je definovaný normou ČSN EN 14 825 [2]. Norma pomyslně rozděluje Evropu na tři klimatické oblasti:

- Chladnější – Helsinky, s venkovní návrhovou teplotou -22 °C;
- Průměrná – Štrasburk, s venkovní návrhovou teplotou -10 °C;
- Teplejší – Athény, s venkovní návrhovou teplotou 2 °C.

Pro každou z těchto klimatických oblastí norma udává tabulku četností výskytu venkovních teplot v rozlišení 1 K za otopné období, tzv. teplotních intervalů. Hodnota venkovní návrhové teploty slouží jako referenční teplota pro hodnotu jmenovitého

výkonu, respektive návrhového tepelného zatížení  $P_{rated}$  (tepelné ztráty budovy). Další postup spočívá ve výpočtu potřeby tepla fiktivní budovy, definované pomocí návrhového tepelného zatížení. Potřeba tepla se bilancuje s tepelným výkonem dodávaným tepelným čerpadlem, případně bivalentním zdrojem energie. Množství bilancovaných energií je třeba určit pro každý teplotní interval zvlášť. Do výpočtu jsou zahrnuty také energetické ztráty cyklováním tepelného čerpadla (nastávající, pokud je potřebný tepelný výkon ke krytí tepelného zatížení nižší než tepelný výkon tepelného čerpadla) a další ztráty, ke kterým dochází v reálném nasazení jako udržování skříně kompresoru na provozní teplotě, energie nezbytná pro regulaci apod.

Tepelné zatížení se určuje lineární interpolací mezi jmenovitým tepelným zatížením (při venkovní návrhové teplotě) a nulovým tepelným zatížením při venkovní teplotě 16 °C.

## 2.2 Zkoušení tepelných čerpadel pro vytápění

Nařízení Komise 811/2013 [1] definuje vzhledem ke štítkování tepelných čerpadel pojem ohřívač pro vytápění jako zařízení, které dodává teplo do teplovodního systému ústředního vytápění za účelem dosažení a udržení požadované vnitřní teploty uzavřených prostorů jako je budova, bytová jednotka nebo místnost.

Pro zkoušení tepelných čerpadel s elektricky poháněnými kompresory, jako ohřívačů pro vytápění, jsou zásadní tři normy:

- ČSN EN 14 825 – určuje postup výpočtu celkové energetické účinnosti a uteplotní zkušební podmínky, za kterých je nutno stanovit výkon a  $COP$  tepelného čerpadla pro výpočet sezónního topného faktoru  $SCOP_{ON}$  [2];
- ČSN EN 14 511 – upravuje postup laboratorního stanovení výkonu, určení topného faktoru a dalšího zkoušení provozního chování tepelných čerpadel [6];
- ČSN EN 12 102 – uvádí požadavky na stanovení hladiny akustického výkonu, jehož hodnota je také součástí štítku tepelného čerpadla [7].

## 2.2.1 Zkušební podmínky dle normy ČSN EN 14 511

Norma ČSN EN 14 511 slouží především jako hlavní podklad pro zkoušení tepelných čerpadel, protože komplexním způsobem popisuje postup a podmínky měření. Původně byla vypracována pro hodnocení zařízení pracujících v podkritickém levotočivém oběhu. Vzhledem k současnému příklonu Evropské unie k chladivům s menšími ekologickými dopady doznala v tomto ohledu norma aktualizaci v podobě rozšíření možnosti její aplikace i na stroje pracující v nadkritickém levotočivém oběhu, tedy také s chladivem CO<sub>2</sub>. V současnosti se na trhu v hojné míře vyskytují tepelná čerpadla s řízením výkonu pomocí frekvenčního měniče. Na taková tepelná čerpadla norma explicitně nepamatuje, přesto ji lze na jejich měření aplikovat. Tato práce, a především její praktická část, je věnována tepelným čerpadlům typu vzduch-voda. Podmínky pro zkoušení jiných typů tepelných čerpadel zde tedy popsány nebudou.

Druhá část normy (ČSN EN 14 511–2) obsahuje tabelované přehledy standardních a uživatelských zkušebních podmínek tepelných čerpadel dle vyjmenovaných kombinací teplotních látek na výparníku a kondenzátoru (například vzduch-voda nebo solanka-voda). Podmínky jsou dále uváděny pro různé teploty výstupu z kondenzátoru na:

- nízkoteplotní (35 °C);
- středněteplotní (45 °C);
- vysokoteplotní (55 °C);
- velmi vysokoteplotní (65 °C).

Měření probíhá tak, že nejprve je tepelné čerpadlo provozováno za standardních zkušebních podmínek. Norma u standardních zkušebních podmínek přímo uvádí teploty na vstupu i výstupu z kondenzátoru, stejně jako vstupu i výstupu z výparníku. Dosažení standardních podmínek je, po nastavení vstupních teplot suchého a mokrého teploměru na vstupu do výparníku, docíleno nastavením průtoku kondenzátorem tak, aby bylo při dané teplotě vstupu do kondenzátoru  $t_{k1}$  dosaženo požadované výstupní teploty z kondenzátoru  $t_{k2}$ . Takto nastavený průtok kondenzátorem se pak udržuje konstantní i pro všechny další zkušební podmínky. Výkon tepelného čerpadla se mění s různou požadovanou vstupní teplotou do výparníku a výstupní teplotou z kondenzátoru. Vzhledem ke konstantnímu průtoku teplotní látky kondenzátorem se tedy, vůči



standardním zkušebním podmínkám, zákonitě mění i teplotní rozdíly na obou tepelných výměnících tepelného čerpadla. Ukázkou zkušebních podmínek pro tepelné čerpadlo vzduch-voda v nízkoteplotní aplikaci (odpovídající zhruba použití pro vytápění s nízkoteplotní otopnou soustavou) ukazuje Tab. 2. Zkušební podmínky pro vysokoteplotní aplikaci (odpovídající například použití tepelného čerpadla pro přípravu teplé vody) zobrazuje Tab. 3.

*Tab. 2: Standardní a uživatelské podmínky pro tepelné čerpadlo vzduch-voda v nízkoteplotní aplikaci [6].*

Podmínky		Venkovní výměník		Vnitřní výměník	
		Vstupní teplota suchého teploměru [°C]	Vstupní teplota mokrého teploměru [°C]	Vstupní teplota do kondenzátoru $t_{k1}$ [°C]	Výstupní teplota z kondenzátoru $t_{k2}$ [°C]
Standardní	Venkovní vzduch	7	6	30	35
Uživatelské	Venkovní vzduch	2	1	-	35
	Venkovní vzduch	-7	-8	-	35
	Venkovní vzduch	-15	-	-	35
	Venkovní vzduch	12	11	-	35

Tab. 3: Standardní a uživatelské podmínky pro tepelné čerpadlo vzduch-voda ve vysokoteplotní aplikaci [6].

Podmínky		Venkovní výměník		Vnitřní výměník	
		Vstupní teplota suchého teploměru [°C]	Vstupní teplota mokrého teploměru [°C]	Vstupní teplota do kondenzátoru $t_{k1}$ [°C]	Výstupní teplota z kondenzátoru $t_{k2}$ [°C]
Standardní	Venkovní vzduch	7	6	47	55
Uživatelské	Venkovní vzduch	2	1	-	55
	Venkovní vzduch	-7	-8	-	55
	Venkovní vzduch	-15	-	-	55
	Venkovní vzduch	12	11	-	55

### 2.2.2 Zkušební podmínky dle normy ČSN EN 14 825

Zkoušení dle normy ČSN EN 14 511 je v současné době používáno spíše pro určení průtoku teplonosné látky kondenzátorem, při standardních zkušebních podmínkách, který se použije v dané teplotní aplikaci a dále pro vytvoření komplexní charakteristiky pro dané tepelné čerpadlo. Další zkoušení a hodnocení je většinou prováděno v souladu s normou ČSN EN 14 825 pro určení sezónního topného faktoru  $SCOP_{on}$ , a sezónní energetické účinnosti. Sezónní topný faktor  $SCOP_{on}$  uvažuje pouze energii na pohon tepelného čerpadla, bez vlivu spotřeb mimo jeho provoz. Zkoušení a vyhodnocení uvažuje fiktivní budovu s definovanou jmenovitou tepelnou ztrátou (tepelným zatížením)  $P_{rated}$ . Během otopného období se pak tepelná ztráta budovy  $\Phi_h$  mění s okolní teplotou. Norma uvažuje ekvitermní regulaci, když pro každý zkušební bod, určený vstupní teplotou do výparníku předepisuje výstupní teplotu z kondenzátoru tepelného čerpadla. Protože norma ČSN EN 14 825 na rozdíl od normy ČSN EN 14 511

přímo uvažuje možnost hodnocení tepelných čerpadel s proměnnými otáčkami kompresoru, je nutno zachovat podmínky pro takto řízená tepelná čerpadla i pro tepelná čerpadla bez proměnných otáček. To je zajištěno dosažením stejné průměrné teploty vody na vstupu do kondenzátoru. Ukázka takových provozních podmínek uvádí Tab. 4.

Norma ČSN EN 14 825 používá značení bodů zkoušky písmeny abecedy. Pokud je mezní provozní teplota měřeného tepelného čerpadla  $TOL$  nižší než  $-20\text{ °C}$ , přibude mezi body zkoušky také bod G, který odpovídá měření při vstupní teplotě do výparníku  $-15\text{ °C}$ . Vstupní teploty do výparníku pro body E a F určí výrobce měřeného zařízení/objednatel měření. V bodě E se jedná o minimálně provozní teplotu tepelného čerpadla. V případě bodu F se jedná o bivalentní teplotu – tedy minimální teplotu, při které se tepelný výkon tepelného čerpadla rovná tepelnému zatížení  $\Phi_h$ .

Tab. 4: Zkušební podmínky v částečném zatížení pro tepelná čerpadla vzduch-voda, pro průměrnou klimatickou oblast a nízkoteplotní aplikaci [2].

Bod zkoušky	Koeficient částečného zatížení PL		Výparník	Kondenzátor
	Vztah	[-]	Vstupní teplota $t_{vl}$ [°C]	Vstupní/výstupní teplota $t_{k1}/t_{k2}$ [°C]
A	$(-7-16)/(t_{design}-16)$	0.88	-7	b/34
B	$(2-16)/(t_{design}-16)$	0.54	2	b/30
C	$(7-16)/(t_{design}-16)$	0.35	7	b/27
D	$(12-16)/(t_{design}-16)$	0.15	12	b/24
E	$(t_{design} - 16)/(t_{design}-16)$	Dle $TOL$	$TOL$	Stanoví se interpolací nebo extrapolací
F	$(t_{biv} - 16)/(t_{design}-16)$	Dle $t_{biv}$	$t_{biv}$	Stanoví se interpolací

V bodech měření, které norma explicitně nedefinuje, tedy především body E a F se výstupní teplota z kondenzátoru stanoví lineární interpolací z hodnot vždy dvou nejbližších bodů zkoušky. V Tab. 4 si lze povšimnout právě chybějících údajů o vstupní teplotě teplonosné látky do kondenzátoru, která je označena jako „b“. Její hodnotu lze pak určit ze vztahu:

$$t_{k1} = t_{k2} - \frac{P_{rated}}{\dot{m} \times c} \times \frac{t_e - 16}{t_{design} - 16} \quad (2)$$

kde je:

$t_{k2}$	teplota výstupu z kondenzátoru [°C];
$P_{rated}$	jmenovité tepelné zatížení [W];
$\dot{m}$	hmotnostní průtok teplotnosné látky kondenzátorem tepelného čerpadla za jmenovitých podmínek [kg/s];
$c$	měrná tepelná kapacita teplotnosné látky v kondenzátoru [J/kg. K];
$t_e$	venkovní teplota ve zkušební bodě [°C];
$t_{design}$	návrhová venkovní teplota [°C].

Potom musí platit, že výstupní teplota z kondenzátoru  $t_{k2,průměr}$ , zprůměrovaná dle času musí být stejná pro tepelné čerpadlo s regulací výkonu i bez něj a lze ji stanovit dle výrazu [8]:

$$t_{k2,průměr} = t_{k1,m} + (t_{k2,m} - t_{k1,m}) \times CR \quad (3)$$

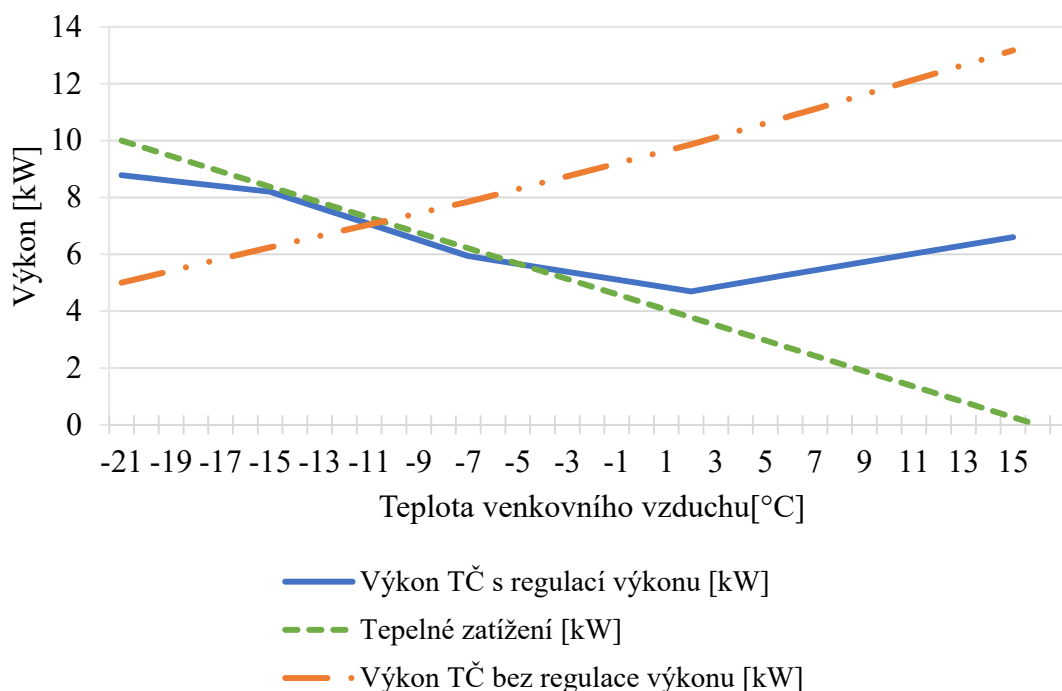
kde je:

$t_{k1,m}$	teplota vody na vstupu do kondenzátoru nastavená při zkoušce [°C];
$t_{k2,m}$	teplota vody na výstupu z kondenzátoru měřená při zkoušce [°C];
$CR$	výkonový poměr [-], poměr tepelného zatížení $\Phi_h$ k topnému výkonu tepelného čerpadla $\Phi$ .

Hodnotu návrhového tepelného zatížení  $P_{rated}$  si společně s hodnotou bivalentní teploty  $t_{biv}$  volí výrobce zkoušeného zařízení, potažmo objednatel zkoušky. Ověření rovnosti tepelného výkonu tepelného čerpadla a tepelného zatížení při podmínkách  $t_{biv}$  je nutno provést při zkoušce samostatně. Pokud si výkony nejsou rovny, je třeba provést korekci.

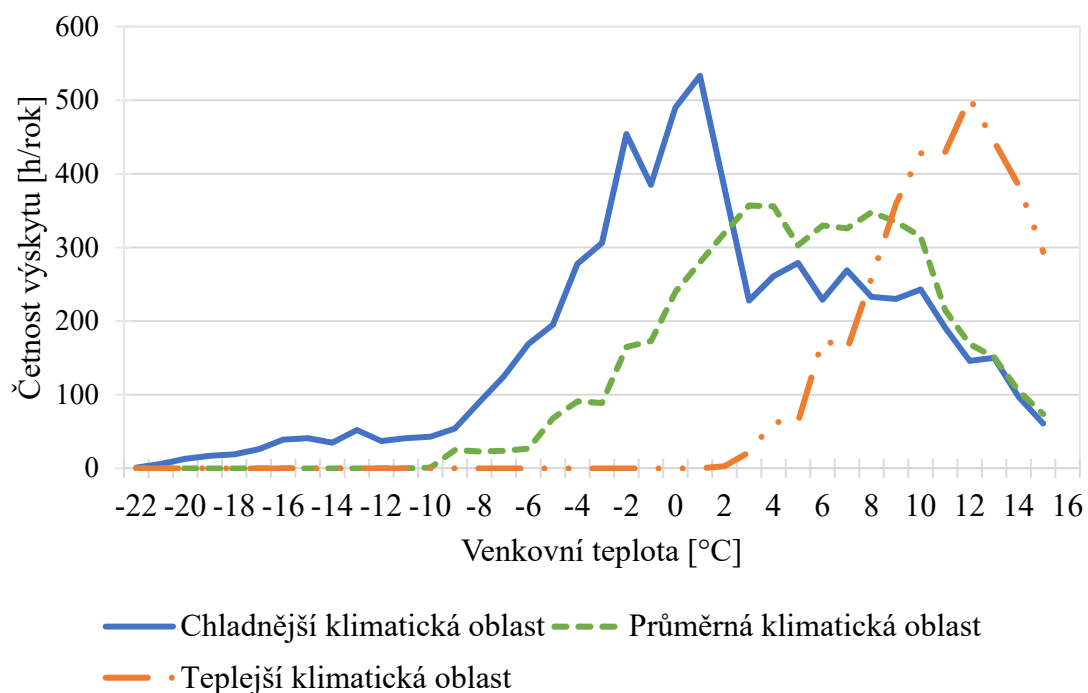
Z nastavení vstupní teploty do kondenzátoru v jednotlivých bodech zkoušky vyplývá zásadní rozdíl ve výsledné efektivitě tepelný čerpadel s proměnnými a fixními otáčkami kompresoru. Tepelná čerpadla s regulací výkonu mají šanci změnou otáček

kompresoru ovlivňovat výstupní teplotu z kondenzátoru. Tedy hodnota výstupní teploty bude v určitém rozsahu odpovídat ideální teplotě  $t_{k2}$ , například z Tab. 4. Kdežto tepelné čerpadlo bez regulace výkonu nemá možnost výstupní teplotu z kondenzátoru nijak ovlivnit a tedy, kromě bodu F, se bude teplota na výstupu z kondenzátoru od ideální teploty lišit. Důsledkem tohoto jevu je nutnost dodávat tepelnou energii soustavě bivalentním zdrojem, respektive cyklování tepelného čerpadla. Tento jev lze pozorovat na Obr. 1.



Obr. 1: Porovnání průběhu výkonů tepelného čerpadla s řízeným výkonem a bez řízeného výkonu.

Z Obr. 1 je zřejmé, že k výpočtu sezónního topného faktoru  $SCOP$  pro konkrétně umístěné tepelné čerpadlo, je nutno znát lokální meteorologická data. Jak bylo již zmíněno v odstavci 2.1.2, norma ČSN EN 14 825 pomyslně rozděluje Evropu na tři klimatické oblasti. Každá z těchto oblastí je definována minimální teplotou  $t_{design}$  a hodinovou četností venkovních teplot, v intervalech po 1 K. Tyto četnosti přehledně ilustruje Obr. 2.



Obr. 2: Klimatická data podle ČSN EN 14 825 [2].



Obr. 3: Mapa klimatických oblastí dle ČSN EN 14 825 (zjednodušené zobrazení).

Z Obr. 3 je pak patrné zařazení celého území České republiky do chladnější klimatické oblasti, které je popsáno jako klima pro finské Helsinky. Jak je popsáno v [8], tak dlouhodobá měření prokazují silnou podobnost klimatických dat měřených

v České republice (konkrétně na meteorologické stanici Praha Karlov) s daty uváděnými normou pro průměrnou klimatickou oblast - město Štrasburk.

Výpočet celkové sezónní energetické účinnosti se provádí intervalovou výpočtovou metodou. Tedy postupnou bilancí energetických výkonů (tepelné čerpadlo, budova, bivalentní zdroj energie) pro každý teplotní interval.

Pro výpočet potřeby tepla na vytápění za celou otopnou sezónu je v první řadě třeba určit hodnotu tepelného zatížení  $\Phi_{h,j}$  v každém teplotním intervalu  $j$ . Hodnoty jsou určeny pro každý teplotní interval vztahem:

$$\Phi_{h,j} = P_{rated} \times \frac{t_{e,j} - 16}{t_{design} - 16} \quad (4)$$

kde je

$\Phi_{h,j}$  tepelné zatížení v teplotním intervalu  $j$  [kW];

$P_{rated}$  návrhové tepelné zatížení [kW];

$t_{design}$  návrhová teplota venkovního vzduchu [°C];

$t_{e,j}$  teplota venkovního vzduchu v teplotním intervalu  $j$  [°C].

Potřeba tepla pro každý teplotní interval  $Q_{H,j}$  se určí prostým vynásobením tepelného zatížení  $\Phi_{h,j}$  pro příslušný teplotní interval dobou trvání teplotního intervalu  $\tau_j$ . Celková potřeba tepla za celou otopnou sezónu je dána součtem všech  $Q_{H,j}$ , dle vztahu:

$$Q_H = \sum Q_{H,j} = \sum \tau_j \times \quad (5)$$

kde je

$Q_H$  celková potřeba tepla na vytápění za celé otopné období [kWh];

$Q_{H,j}$  tepelné zatížení v teplotním intervalu  $j$  [kWh];

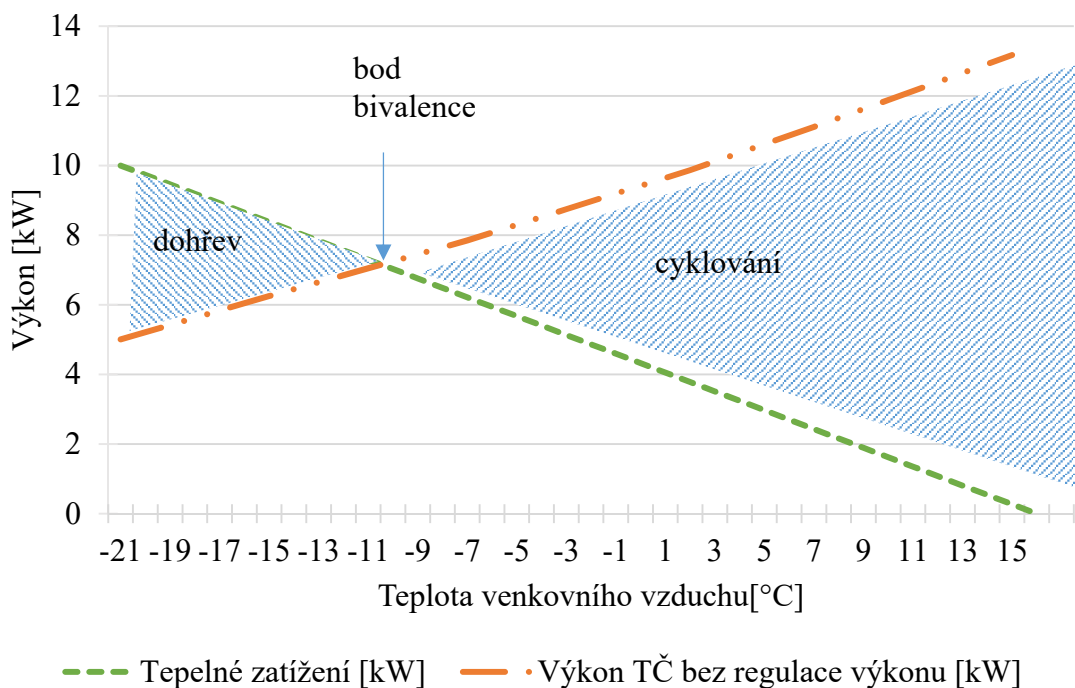
$\tau_j$  doba trvání teplotního intervalu  $j$  [h].

Pro výpočet množství energie dodané tepelným čerpadlem v každém teplotním intervalu  $j$  je pro každý tento interval nutné znát deklarovaný tepelný výkon tepelného čerpadla  $\Phi_{d,j}$  a deklarovaný topný faktor  $COP_d$ , při podmínkách částečného zatížení. Oba

tyto parametry se získají zkouškou s parametry, které byly popsány v kapitole 2.2.2, respektive v Tab. 4. Mezilehlé hodnoty se, po případné korekci, lineárně interpolují.

Tepelné zatížení  $\Phi_{h,j}$  a deklarovaný tepelný výkon tepelného čerpadla se však téměř nikdy nerovnají. V praxi bude v těchto chvílích docházet k energetickým ztrátám, které se norma snaží zohlednit korekcí deklarovaného topného faktoru  $COP_d$ .

Představu o průběhu tepelného zatížení a deklarovaného topného výkonu poskytuje Obr. 4. Průběhy jsou vyznačeny pro jmenovité tepelné zatížení  $P_{rated} = 10$  kW, návrhovou teplotu venkovního vzduchu  $t_{design} = -22$  °C (což odpovídá chladné klimatické oblasti – Helsinky) a tepelné čerpadlo bez regulace výkonu. Z obrázku je patrné, že tepelné výkony si jsou rovny pouze při bivalentní teplotě  $t_{biv}$ , kterou lze odečíst pomocí průsečíku křivek. Platí, že při venkovních teplotách nižších než je teplota bivalence je výkon tepelného čerpadla nedostatečný k pokrytí tepelného zatížení a naopak při teplotách vyšších než je teplota bivalence bude vlivem příliš vysokého tepelného výkonu tepelného čerpadla docházet k jeho cyklování. Oblasti cyklování i potřeby dohřevu bivalentním zdrojem energie jsou v obrázku taktéž vyznačeny.



Obr. 4: Tepelné zatížení (tepelná ztráta budovy) a tepelný výkon tepelného čerpadla bez regulace výkonu.



Potřebný tepelný výkon bivalentního zdroje  $P_{ZZ,j}^1$  je určen jako rozdíl mezi tepelným zatížením  $\Phi_{h,j}$  a deklarovaným tepelným výkonem tepelného čerpadla  $\Phi_{d,j}$ , respektive jeho nezápornými hodnotami.

Pokud je deklarovaný topný výkon tepelného čerpadla nižší než tepelné zatížení, tak se žádná korekce neaplikuje. Pokud je deklarovaný tepelný výkon tepelného čerpadla vyšší než tepelné zatížení, tak se hodnoty deklarovaného topného faktoru  $COP_d$  u tepelného čerpadla bez regulace výkonu korigují dle vztahu:

$$COP_{PL} = COP_d \times \frac{CR}{C_{dh} \times CR + (1 - C_{dh})} \quad (6)$$

kde je

$C_{dh}$            degradační čísel (koeficient ztráty energie) [-];

$CR$            výkonový poměr [-].

Hodnota degradačního činitele se stanovuje zkouškou, popsanou blíže v normě a její hodnota se uvede v informačním listu energetického štítku. V případě, že zkouška provedena není, použije se paušální hodnota 0,9. Výkonový poměr je určen jako poměr tepelného zatížení  $\Phi_h$  a deklarovaného tepelného výkonu tepelného čerpadla  $\Phi_d$  ve zkušebních bodech A až F (při odpovídajících teplotních podmínkách).

Po provedení případných korekcí deklarovaného topného faktoru  $COP_d$  se provádí rozpočet topného výkonu a topného faktoru do jednotlivých teplotních intervalů. Hodnoty topného výkonu tepelného čerpadla  $\Phi_{TC,j}$  jsou, stejně jako hodnoty topného faktoru  $COP_{TC,j}$ , výsledky interpolace mezi dvěma nejbližšími body ze sady deklarovaných hodnot. Pro výpočty mimo rozsah bodů A-F je nutno použít extrapolaci, opět ze dvou nejbližších bodů měření.

U tepelných čerpadel s regulací výkonu se před případným korigováním nejdříve ověří, zda se tepelný výkon tepelného čerpadla rovná výkonu požadovanému (částečnému tepelnému zatížení) s tolerancí  $\pm 10$  %. Pokud je tepelný výkon tepelného

---

<sup>1</sup> Od vydání normy ČSN EN 14 825 z roku 2016 je možno uvažovat jak s elektrickým záložním zdrojem energie, tak s doplňkovým zdrojem energie spotřebovávajícím fosilní paliva. Potřebný výkon elektrického doplňkového zdroje energie pak norma označuje jako *elbu*, respektive *sup* v případě zdroje na fosilní paliva. Rozdíl pak nastává u tvaru výrazů pro výpočet  $SCOP_{NET}$  a  $SCOP_{ON}$ . Protože v praxi se nejčastěji používá právě elektrický záložní zdroj, bude v této práci také dále rozebírán pouze ten.

čerpadla v uvedeném rozmezí, tak je potřebný výkon pokládán za dosažený a deklarovaný topný faktor  $COP_d$  se nijak nekoriguje. V situaci, že tato podmínka splněna není, se deklarovaný topný faktor koriguje stejným způsobem, jaký byl uveden pro tepelné čerpadlo bez regulace výkonu.

V situaci, kdy jsou pro každý teplotní interval již určeny všechny potřebné hodnoty, přistupuje se k výpočtu sezónního topného faktoru tepelného čerpadla v době jeho chodu  $SCOP_{ON}$ , dle bilanční rovnice(7):

$$SCOP_{ON} = \frac{\sum Q_{H,j}}{\sum (E_{TC,j} + E_{ZZ,j})} = \frac{\sum \tau_j \times \Phi_{h,j}}{\sum \tau_j \times \left( \frac{\Phi_{h,j} - P_{ZZ,j}}{COP_{TC,j}} + P_{ZZ,j} \right)} \quad (7)$$

kde je

- $\tau_j$  doba trvání teplotního intervalu j [h];
- $\Phi_{h,j}$  částečné tepelné zatížení [kW];
- $P_{ZZ,j}$  tepelný výkon záložního zdroje energie [kW];
- $COP_{TC,j}$  interpolovaný topný faktor tepelného čerpadla [-].

Celková roční potřeba elektrické energie  $Q_{HE}$  je dána jednak potřebou elektrické energie na pohon kompresoru tepelného čerpadla a napájení záložního zdroje energie, ale další energie je spotřebovávána také v době mimo provoz tepelného čerpadla. Celková spotřeba elektrické energie  $Q_{HE}$  se pak vyjádří jako:

$$Q_{HE} = \frac{Q_H}{SCOP_{ON}} + H_{TO} \times P_{TO} + H_{SB} \times P_{SB} + H_{CK} \times P_{CK} + H_{OFF} \times P_{OFF} \quad (8)$$

kde je

- $Q_H$  celková roční potřeba tepla na vytápění, určena dle rovnice (5) [kWh/rok];
- $SCOP_{ON}$  sezónní topný faktor, určený dle rovnice (7) [-];
- $H_{TO}$  počet hodin ve vypnutém stavu termostatu [h/rok];
- $P_{TO}$  elektrický příkon ve vypnutém stavu termostatu [kW]; určuje příkon jednotky po jejím vypnutí termostatem po odečtení příkonu v pohotovostním režimu;
- $H_{SB}$  počet hodin pohotovostním stavu [h/rok];

$P_{SB}$	elektrický příkon pohotovostním stavu [kW]; určuje zbytkový příkon tepelného čerpadla po vypnutí ovladačem, kdy je jednotka připojena k síti (příkon pro displej, kontrolky, atd.), pokud je při měření zapnut ohřev skříně kompresoru, pak je jeho hodnota rovna $P_{CK}$ ;
$H_{CK}$	počet hodin v režimu zahřívání skříně kompresoru [h/rok];
$P_{CK}$	elektrický příkon v režimu zahřívání skříně kompresoru [kW]; příkon jednotky v režimu, kdy je aktivní systém ohřevu kompresoru, který zabraňuje migraci a kondenzaci chladiva v kompresoru i v době, kdy je kompresor vypnutý; ohříváč udržuje v kompresoru teplotu vyšší než v nejchladnější části zařízení; měří se na vypnutém tepelném čerpadle (stejně jako pohotovostní režim) při okolní teplotě nastavené podle umístění jednotky (například u vnitřních jednotek je to 20 °C a u venkovních jednotek 12 °C), jeho hodnota je tedy velmi nízká
$H_{OFF}$	počet hodin ve vypnutém stavu [h/rok];
$P_{OFF}$	elektrický příkon ve vypnutém stavu [kW]; měří se po stanovení příkonu v pohotovostním režimu, kdy je jednotka připojena k elektrické síti, ale vypnuta;

Postup měření příkonů je podrobně uveden v normě ČSN EN 14 825 [2]. Stejná norma také uvádí tabelované hodnoty provozních hodin v závislosti na klimatických podmínkách, pro které je prováděn výpočet. Počet provozních hodin pro různé klimatické podmínky a tepelné čerpadlo bez možnosti reverzace chodu uvádí Tab. 5. Donedávna se hodnoty provozních hodin uváděných normou ČSN EN 14 825 lišily od počtu hodin, které byly uváděny sdělením Komise 2014/C 207/02 [9] v rámci provádění nařízení 811/2013 [1], tento nedostatek je v nové verzi normy ČSN EN 14 825 z roku 2016 odstraněn. Stále je však při výpočtu nutno brát v úvahu rozdílné hodnoty pro tepelná čerpadla určená pouze pro vytápění a s možností reverzního chodu.

Z Tab. 5 je patrné, že počet hodin v pohotovostním stavu  $H_{SB}$  je pro všechny případy roven 0. Předpokládá se, že i při vypnutém stavu tepelného čerpadla bude nutno jeho skřín, respektive kompresor vyhřívat, tedy příslušné hodiny jsou obsaženy v hodnotě  $H_{CK}$ . Zároveň je součet počtu hodin ve vypnutém stavu termostatu  $H_{TO}$  a počet hodin ve vypnutém stavu  $H_{OFF}$  roven počtu hodin v režimu zahřívání kompresoru  $H_{CK}$ . Tento vztah

je dán postupem měření, kdy se od jednotlivých naměřených příkonů ve vypnutém režimu i vypnutém stavu termostatu odečítá příkon v pohotovostním režimu (který se právě rovná příkonu potřebnému v režimu zahřívání skříně kompresoru).

Tab. 5: Provozní hodiny pro tepelné čerpadlo bez možnosti reverzního chodu.

Klimatická oblast	$H_{HE}$ [h/rok]	$H_{TO}$ [h/rok]	$H_{SB}$ [h/rok]	$H_{CK}$ [h/rok]	$H_{OFF}$ [h/rok]
Chladnější	2465	106	0	2314	2208
Průměrná	2066	178	0	3850	3672
Teplejší	1336	754	0	5170	4416

Zároveň se potřeba tepla na vytápění krytá tepelným čerpadlem stanoví součtem z hodnot v intervalech za celé otopné období a měla by se rovnat hodnotě získané ze vztahu:

$$Q_H = P_{rated} \times H_{HE} \quad (9)$$

kde je

$P_{rated}$  návrhové tepelné zatížení [kW];

$H_{HE}$  ekvivalentní počet hodin vytápění [h].

Konečně hodnota sezónního topného faktoru  $SCOP$ , ze kterého je dalším přepočtem určena hodnota sezónní energetické účinnosti pak může být určena vztahem:

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad (10)$$

## 2.3 Legislativa

Evropská unie se rozhodla pomoci zákazníkům v orientaci na trhu se získáváním informací o energetické náročnosti výrobku, který nakupují. Tímto informačním prostředkem jsou energetické štítky. Nejdříve se začaly vyskytovat u domácích spotřebičů, jako jsou pračky, myčky nebo televize. V druhé fázi byla zavedena povinnost jejich vystavování u nově kolaudovaných nebo prodávaných budov. Počínaje rokem

2009, kdy byla novelizována evropská směrnice 2005/32/ES byly stanoveny požadavky na tzv. ekodesign. Ekodesign je souhrn pravidel a podmínek, kladených na výrobky tak, aby byl nedostatečně energeticky efektivním výrobkům znemožněn vstup na evropský trh. V květnu 2010 byla přijata směrnice 2010/30/ES o uvádění spotřeby energie na energetických štítcích výrobků spojených se spotřebou energie.

Tepelných čerpadel pro vytápění vnitřních prostor, kterým se tato práce věnuje především, se týkají především pravidla upravovaná Nařízením Komise 811/2013 [1] (upravující především štítkování) a Nařízením Komise 813/2013 [5] (upravující podmínky ekodesignu).

Dohled nad trhem provádí každý stát EU individuálně, pomocí svých orgánů. Za zmínku stojí, že v Nařízením Komise 813/2013 je uvedena maximální odchylka mezi hodnotou sezónní energetické účinnosti udávanou výrobcem/prodejcem zařízení a hodnotou z kontrolního testu. Tato odchylka může, pro sezónní energetickou účinnost činit až 8 %.

### 2.3.1 Sezónní energetická účinnost

Právě na základě hodnoty sezónní energetické účinnosti  $\eta_s$  jsou tepelná čerpadla zařazována do tříd energetické účinnosti. Více o vlastní kategorizaci viz kapitola 2.3.2. Sezónní energetická účinnost  $\eta_s$  [%] má určovat celkový dopad provozu systému vytápění s tepelným čerpadlem na životní prostředí, respektive vyjadřuje energetickou náročnost systému na potřebu neobnovitelné primární energie, dle vztahu:

$$\eta_s = \left( \frac{SCOP}{CC} - \sum F(i) \right) \times 100 \quad (11)$$

kde je

*SCOP* sezónní topný faktor [-]; získaný dle vztahu (10);

*CC* převodní koeficient účinnosti výroby elektrické energie z neobnovitelné primární energie [-]; pro celou Evropskou unii je uvažován 2,5;

*F(l)* korekční faktor [-]; zahrnuje negativní vliv regulace teploty uživatelem, je předepsáno použití hodnoty 0,03 (3 %);

$F(2)$  korekční faktor [-]; zahrnuje negativní vliv elektrického příkonu oběhových čerpadel použitých v okruhu výparníku; u tepelných čerpadel voda-voda a kapalina-voda je jeho hodnota uvažována 0,05 (5%), v ostatních případech je použita hodnota 0.

### 2.3.2 Třídy sezónní energetické účinnosti

Po dokončení výpočtů a získání sezónní energetické účinnosti dle vztahu (11) lze přistoupit k zařazení hodnoceného výrobku do třídy energetické účinnosti. Na energetickém štítku je uváděno pouze zařazení do třídy energetické účinnosti, vypočítané pro průměrné klimatické podmínky. Konkrétní zařazení do tříd uvádí Tab. 7.

Z důvodu jednotného evropského trhu musí být provedeno také hodnocení pro chladnější a teplejší klimatické podmínky. Výsledky hodnocení musí být uvedeny v informačním listu tepelného čerpadla, ovšem pouze v podobě číselného vyjádření sezónní energetické účinnosti, a nikoli energetické třídy. Jak již bylo řečeno v kapitole 2.2.2, pro zákazníky z České republiky vychází jako nejlépe vypovídající informace o provozu tepelného čerpadla právě sezónní energetická účinnost pro průměrné klimatické podmínky.

Protože filozofie výpočtu uvažuje přepočtenou spotřebovanou energii na pohon zařízení na jednotky neobnovitelné primární energie, a energetické třídy jsou společné pro všechny typy zdrojů, umožňuje výsledek hodnocení snadné porovnání nejrůznějších typů zdrojů tepelné energie pro vytápění. Je však nutné si uvědomit, že se nejedná o ekonomické hodnocení spotřeby zdroje, ale pouze dopadu provozu zdroje na životní prostředí. To ilustruje i Tab. 6. V ní jsou porovnány jednotlivé zdroje tepla pro vytápění podle sezónní energetické účinnosti pro průměrnou klimatickou oblast.

Tab. 6: Sezónní energetické účinnosti pro různé zdroje tepla.

Zdroj tepla pro vytápění	Sezónní energetická účinnost $\eta_s$ [%]
Elektrický kotel	36
Plynový kondenzační kotel	93
Tepelné čerpadlo vzduch/voda	146

K Tab. 7 je nutno dodat, že energetická třída A+++ se, ačkoli na ni již některé výrobky na trhu svou hodnotou sezónní energetické účinnosti dosahují, smí uvádět na štítcích až od 26. 9. 2019. Navíc je zřejmé, že třídy jsou různé pro tzv. nízkoteplotní tepelná čerpadla. Nízkoteplotním tepelným čerpadlem se rozumí ohřívač pro vytápění vnitřních prostorů s tepelným čerpadlem, který je konkrétně navržen pro nízkoteplotní aplikaci a který není schopen za referenčních návrhových podmínek pro průměrné klima při vstupní teplotě udávané suchým (vlhkým) teploměrem - 7 °C (- 8 °C) dodávat vodu k vytápění o výstupní teplotě 52 °C, či vyšší.

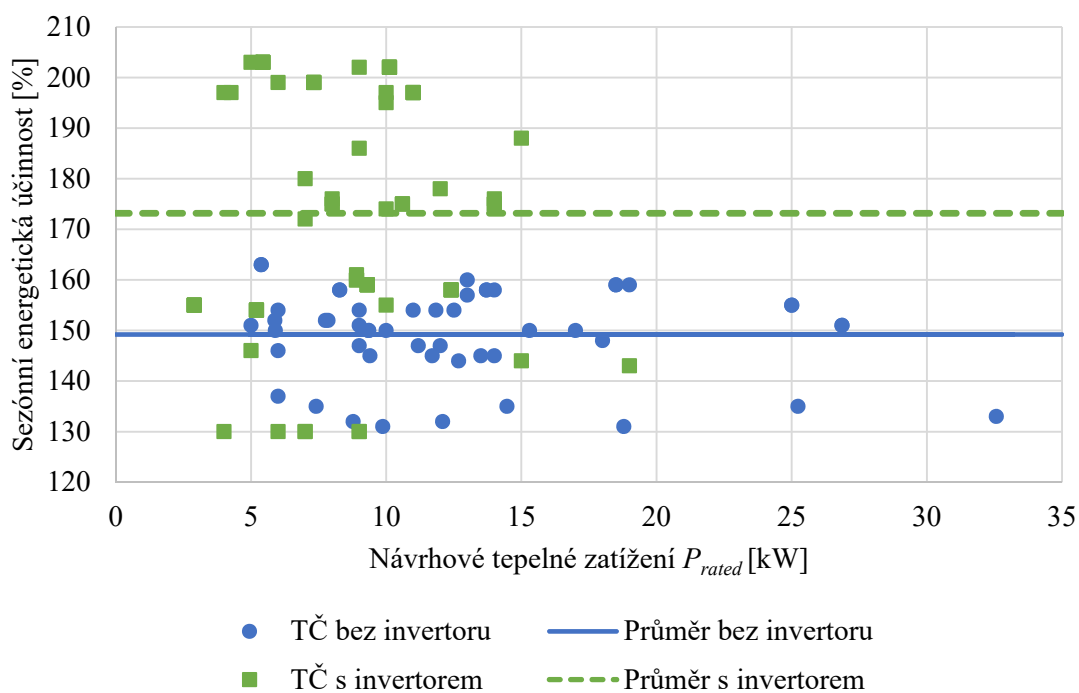
Tab. 7: Rozdělení do energetických tříd na základě dosažené sezónní energetické účinnosti.

Tepelná čerpadla		Nízkoteplotní tepelná čerpadla	
Třída sezónní energetické účinnosti vytápění	Sezónní energetická třída vytápění $\eta_s$ [%]	Třída sezónní energetické účinnosti vytápění	Sezónní energetická třída vytápění $\eta_s$ [%]
A+++	$\eta_s \geq 150$	A+++	$\eta_s \geq 175$
A++	$125 \leq \eta_s < 150$	A++	$150 \leq \eta_s < 175$
A+	$98 \leq \eta_s < 125$	A+	$123 \leq \eta_s < 150$
A	$90 \leq \eta_s < 98$	A	$115 \leq \eta_s < 123$
B	$82 \leq \eta_s < 90$	B	$107 \leq \eta_s < 115$
C	$75 \leq \eta_s < 82$	C	$100 \leq \eta_s < 107$
D	$36 \leq \eta_s < 75$	D	$61 \leq \eta_s < 100$
E	$34 \leq \eta_s < 36$	E	$59 \leq \eta_s < 61$
F	$30 \leq \eta_s < 34$	F	$55 \leq \eta_s < 59$
G	$\eta_s < 30$	G	$\eta_s < 55$

## 2.4 Porovnání tepelných čerpadel na trhu

V souvislosti s několika aktuálními dotačními programy v České republice, které jsou cíleny na podporu energeticky efektivních zdrojů energie na vytápění, stoupl zájem zákazníků o nákup tepelných čerpadel. Finanční prostředky podpory pocházejí ze státní kasy. Stát přirozeně požaduje vynaložení těchto prostředků

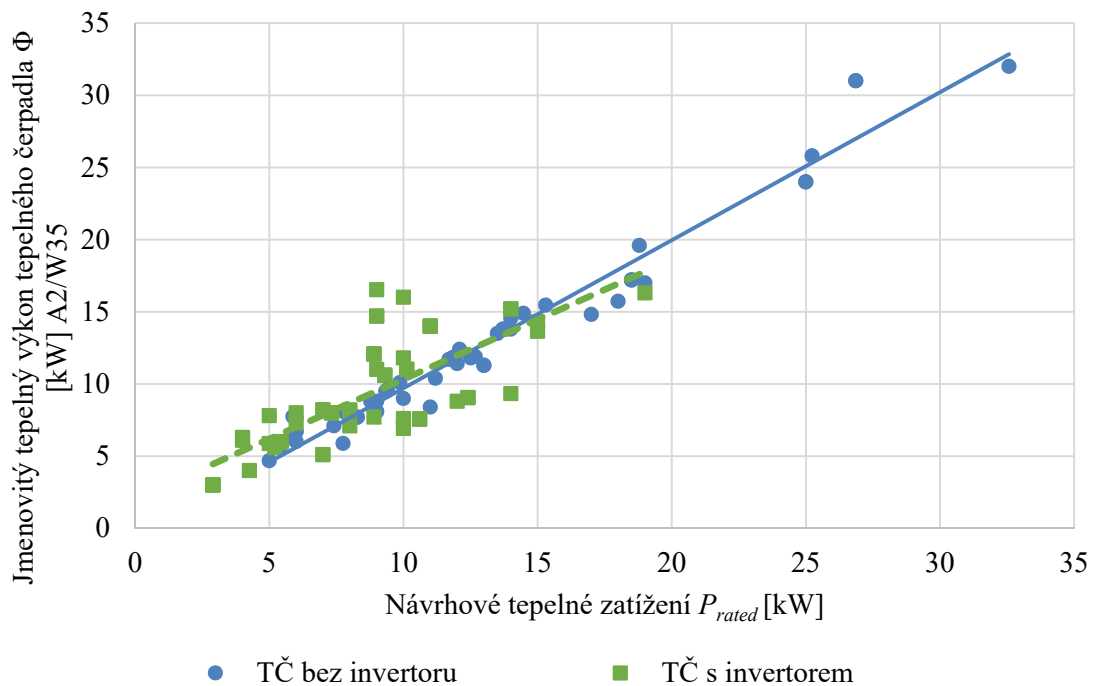
na nákup efektivních zařízení. K tomuto účelu vznikla databáze výrobků a technologií, splňujících tato kritéria [10], která obsahuje téměř všechna tepelná čerpadla na našem trhu. S využitím této databáze a informací na internetových stránkách jednotlivých výrobců si lze udělat představu o deklarovaných vlastnostech tepelných čerpadel na současném trhu.



Obr. 5: Závislost sezónní energetické účinnosti na jmenovitém topném výkonu  $P_{rated}$  vybraných tepelných čerpadel na trhu.

Na Obr. 5 je na vzorku tepelných čerpadel prezentována deklarovaná sezónní energetická účinnost pro tepelná čerpadla vzduch/voda s invertorem a bez invertoru. Z obrázku je patrné, že sezónní energetická účinnost  $\eta_s$  není závislá na návrhovém tepelném zatížení  $P_{rated}$ . Průměrná sezónní energetická účinnost čerpadel bez invertoru činí 149 %, respektive 173 % pro tepelná čerpadla s invertorem.





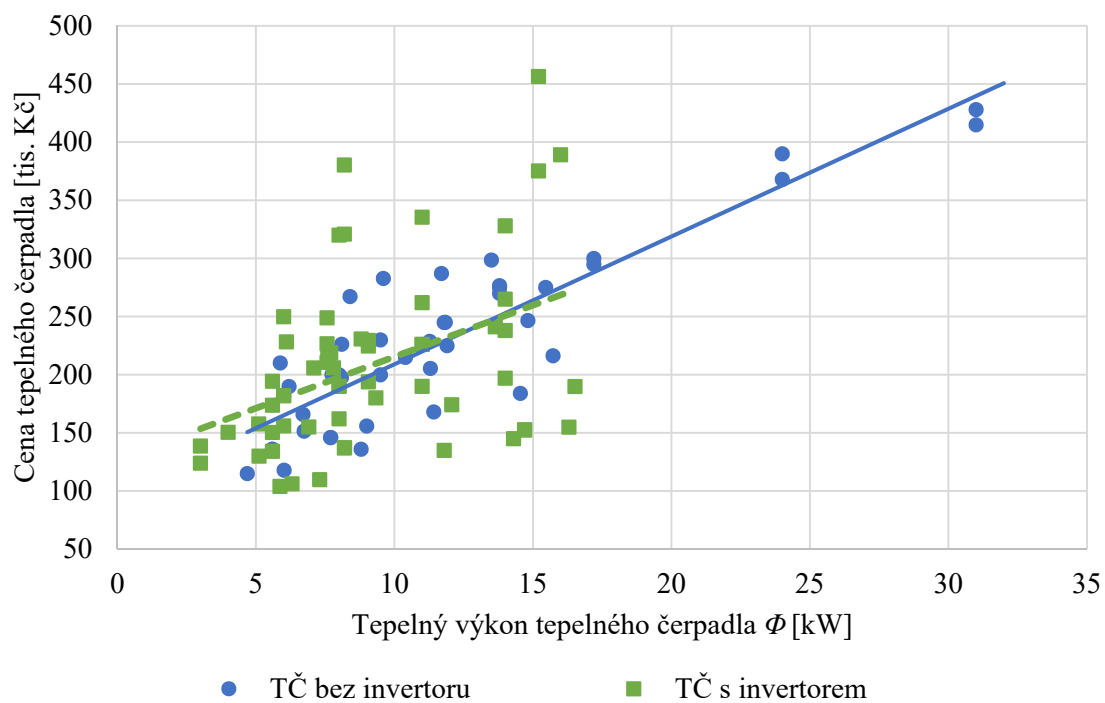
Obr. 6: Závislost udávaného jmenovitého tepelného výkonu tepelného čerpadla na udávaném jmenovitém topném výkonu vybraných tepelných čerpadel.

Z předchozích kapitol vyplývá, že do výpočtu energetického hodnocení tepelných čerpadel dle normy ČSN EN 14 825 vstupují proměnné, které si určuje výrobce tepelného čerpadla/objednatel měření. Jedná se především o návrhové tepelné zatížení  $P_{rated}$ . Vystává tedy otázka, jak na tuto možnost reagují výrobci tepelných čerpadel. Obr. 6 zobrazuje závislost udávaného jmenovitého tepelného výkonu (A2/W35) stejného vzorku tepelných čerpadel na jejich jmenovitém topném výkonu. Jak je vidět, u tepelných čerpadel bez možnosti řízení otáček kompresoru si oba výkony téměř odpovídají. Naopak u tepelných čerpadel s proměnným výkonem je, kolem jmenovitého topného výkonu 10 kW, patrný shluk tepelných čerpadel, která mají svůj tepelný výkon „předimenzován“.

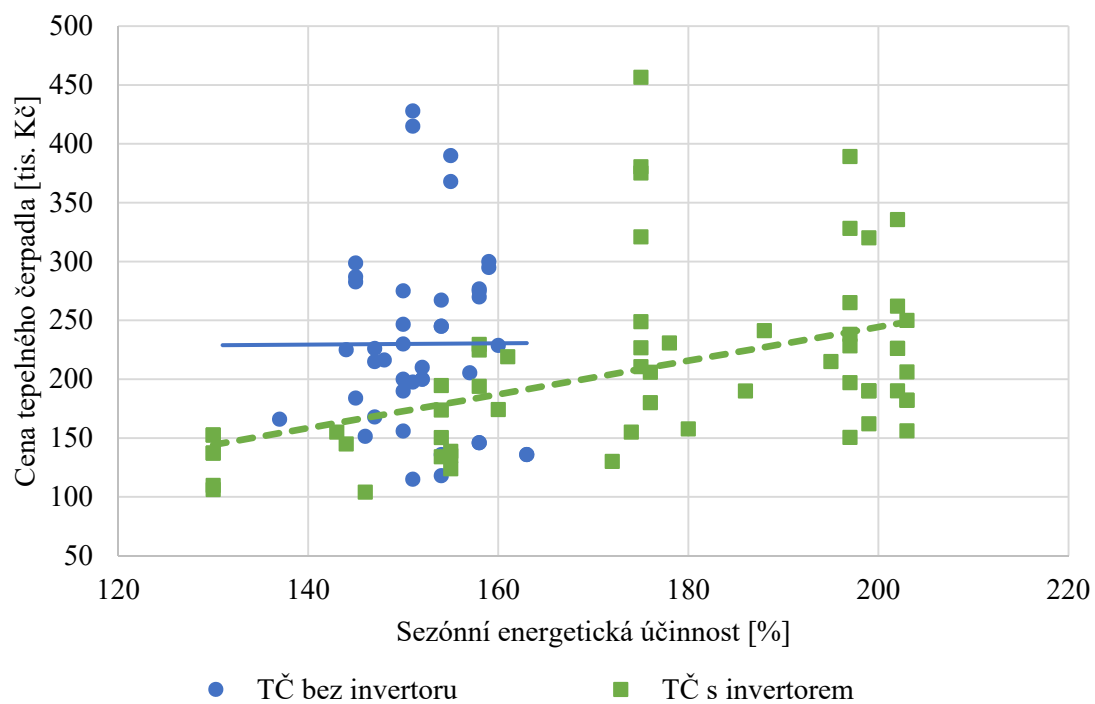
Neméně zajímavé skutečnosti zobrazují Obr. 7 a Obr. 8. Z prvního je patrné, že zatímco v případě tepelných čerpadel bez invertoru je jasná závislost mezi výkonem tepelného čerpadla a jeho cenou, u tepelných čerpadel s invertorem je pro podobné tepelné výkony rozptýl cen značný.

Z Obr. 8 je vidět, že sezónní energetická účinnost tepelného čerpadla v podstatě nezávisí na jeho pořizovací ceně. Vyhodnocením obou obrázků by bylo možné na základě vzorku tepelných čerpadel z trhu prohlásit, že minimálně v případě tepelného čerpadla

s řízením otáček kompresoru lze pořídit podobně výkonné i sezónně účinné tepelné čerpadlo za velmi rozdílné ceny.



Obr. 7: Závislost ceny vybraných tepelných čerpadel na tepelném výkonu.



Obr. 8: Závislost ceny vybraných tepelných čerpadel na sezónní energetické účinnosti.

### 3 POPIS CÍLŮ PRAKTICKÉ ČÁSTI PRÁCE

Určení sezónní energetické účinnosti tepelného čerpadla dle normy ČSN EN 14 825 přijímá některá zjednodušení, případně se metodika výpočtu odchyluje od reálného provozu systému vytápění s tepelným čerpadlem, viz dále.

Cílem praktické části této práce je určení hodnot sezónní energetické účinnosti, v případě provozu stejného typu tepelného čerpadla v různých klimatických podmínkách, a v budovách s různými tepelně technickými vlastnostmi. Jednak byly provedeny výpočty dle normy a jednak byly stejné systémy simulovány v prostředí TRNSYS [11]. Studie bude zahrnovat porovnání dosažených hodnot celkové energetické účinnosti mezi modelem tepelného čerpadla s invertorem a modelem stejného tepelného čerpadla bez invertoru. Postup prací byl následující:

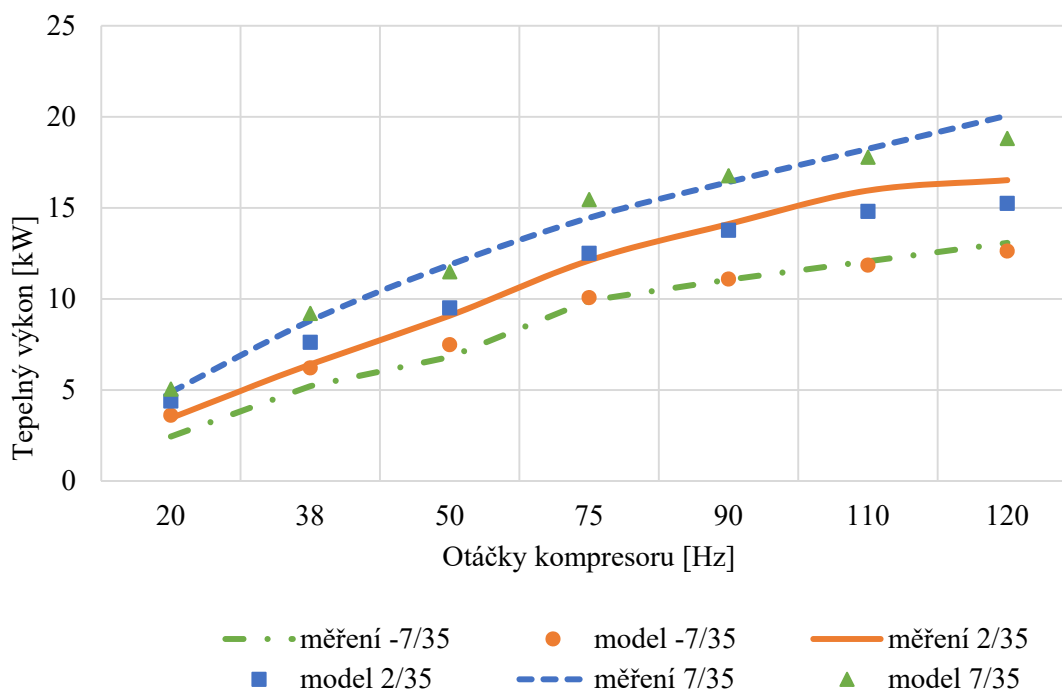
- výběr reálného tepelného čerpadla a kalibrace počítačového modelu;
- návrh budov a určení jejich potřeb tepla na vytápění;
- příprava klimatických dat pro výpočty;
- určení celkových sezónních energetických účinností dle normy ČSN EN 14 825;
- simulace provozu tepelných čerpadel v TRNSYS;
- porovnání výsledků získaných normalizovaným výpočtem a simulací.

#### 3.1 Parametrizace tepelného čerpadla

Pro výpočty v této práci bylo vybráno reálné tepelné čerpadlo. Na základě údajů z měření jeho provozních vlastností byl nakalibrován matematický model tepelného čerpadla s invertorem pro prostředí TRNSYS – Type264, vycházející z předešlé verze komponenty, Type260. Důležitým předpokladem pro správnou funkci tohoto modelu je především matematický popis kompresoru, který je z hlediska nastavení popsán třemi hlavními rovnicemi (zdvihový objem, dopravní účinnost a izoentropická účinnost), respektive třinácti konstantami, které se v těchto rovnicích vyskytují [12].

Laboratorní měření, z kterého vycházel popis tepelného čerpadla, byla bohužel omezena teplotami na vstupu do výparníku na rozmezí  $-7$  až  $7$  °C, navíc nebylo provedeno měření v dostatečném množství bodů, pro různé teploty na výstupu z kondenzátoru

a různé otáčky kompresoru. Složitou charakteristiku popisu tedy nebylo možno dobře aproximovat v celém rozsahu. Získaná data neobsahovala oddělené údaje o příkonu ventilátoru tepelného čerpadla, který se mění společně s otáčkami kompresoru, a příkonu kompresoru. Výsledky měření byly převzaty od společnosti Eneritech.

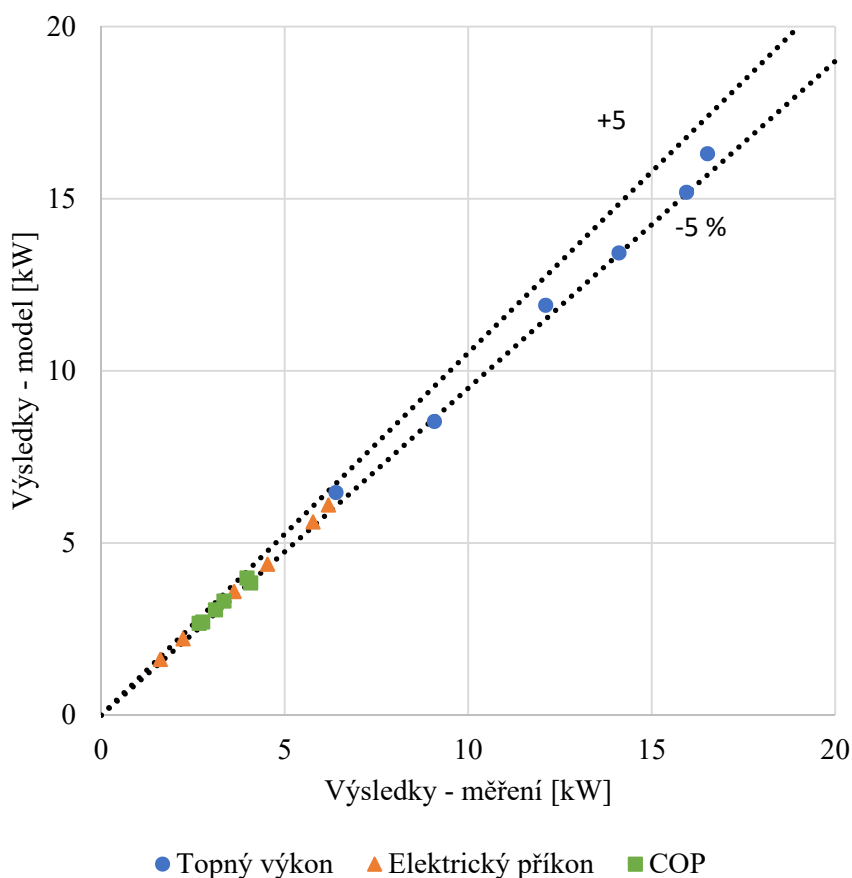


Obr. 9: Porovnání tepelných výkonů získaných laboratorním měřením a pomocí nakalibrovaného modelu tepelného čerpadla v prostředí TRNSYS.

Model neuvažuje, především kvůli vysoké náročnosti implementace tohoto jevu do procesu výpočtu, namrzání vzdušné vlhkosti na výparníku. I po určení konstant potřebných pro model do programu TRNSYS muselo z těchto důvodů dojít k další matematické korekci topného výkonu, realizované polynomicou funkcí a implementované do výpočtů „za“ model tepelného čerpadla pomocí vložené rovnice. Charakteristiky průběhu tepelných výkonů získané z nakalibrovaného modelu a charakteristiky z laboratorních výsledků zkoumaného tepelného čerpadla, pro různé provozní podmínky, jsou uvedeny na Obr. 9.

Závislost topného výkonu, elektrického příkonu a *COP* při různých otáčkách pro zkoumané tepelné čerpadlo, při podmínkách A2/W35 je zobrazena na Obr. 10. Jak je z tohoto obrázku patrné, mezi modelem a skutečným čerpadlem je za těchto provozních podmínek dosahováno odchylek do 5 %.

Protože nebyla získána data pro teploty mimo tento teplotní interval, nebylo možné mimo něj provést korekci výkonu na namrzání výparníku. Korekční polynom je závislý na vstupní teplotě do výparníku a na otáčkách kompresoru. Pro teploty nižší než  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$  byla korekce prováděna pouze na základě aktuálních otáček. Minimální teplota dosazovaná do korekčního polynomu byla  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , bez ohledu na teplotu aktuální. Podobně byla realizována korekce v teplotách vyšších než  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , s maximální teplotou uvažovanou v korekčním polynomu  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



Obr. 10: Porovnání výsledků měření a modelu zkoumaného tepelného čerpadla, při podmínkách A2/W35.

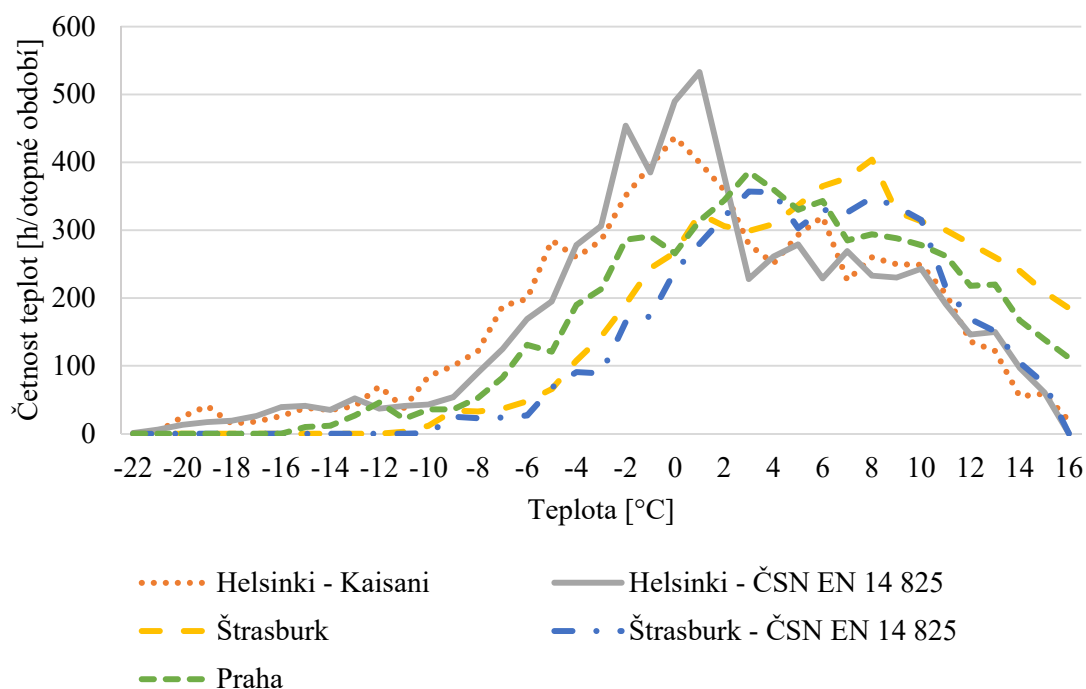
### 3.2 Klimatická data

Ve výpočtech podle normy a simulací v TRNSYS byla, kvůli možnosti jejich vzájemného srovnání použita stejná klimatická data. Použitá data pochází z databáze Meteonorm [13]. Pro částečnou návaznost na metodiku výpočtu dle normy ČSN EN 14 825 byla ve dvou případech vybrána klimatická data pro města, která norma používá. Konkrétně se jedná o data pro chladnější klimatické podmínky – Helsinky (z databáze Meteonorm byla vybrána data Helsinky – Kaisani) a Štrasburk. Pro porovnání byla do výpočtů zařazena také klimatická data pro Prahu.

Provoz tepelného čerpadla je uvažován pouze pro vytápění během otopné sezóny. Tedy teplotní údaje jsou zpracovávány pouze v období od začátku září do konce května. Porovnání četnosti výskytu teplot v otopné sezóně z použitých klimatických údajů a údajů uváděných normou je na Obr. 11. Z něj je také možno odečíst návrhové teploty venkovního vzduchu pro použité sady dat, uvedeny jsou v Tab. 8.

Tab. 8: Venkovní návrhové teploty.

Město	Helsinky	Praha	Štrasburk
$t_{design}$ [°C]	-22	-15	-11



Obr. 11: Četnost výskytu teplot venkovního vzduchu za otopná období.

### 3.3 Hodnocené budovy a určení potřeb tepla

Jako podklad pro výpočty a simulace bylo třeba definovat hodnocené budovy, ve kterých má tepelné čerpadlo zajišťovat vytápění. Předmětné tepelné čerpadlo je rozsahem svého výkonu určeno pro vytápění objektů o velikosti rodinného domu. Cílem bylo pro každou ze sady klimatických dat (Helsinki, Praha a Štrasburk – viz kapitola 3.2) navrhnout tři budovy, které budou roční potřebou tepla odpovídat úspornému domu, současné standardní novostavbě a standardu staveb z 80. let. Celkem tedy bylo vytvořeno 9 různých modelů budov. Jejich vlastnosti byly ovlivňovány pouze skladbou obvodových stěn.

Modelované objekty jsou výrazně zjednodušené, jak z hlediska skladeb konstrukcí, tak z hlediska geometrie a nepředstavují konkrétní reálné budovy. Jedná se o kvádry s podstavou 8 krát 8 metrů a výškou 5 metrů. Představují dvoupatrový rodinný dům o celkové podlahové ploše 128 m<sup>2</sup>. K modelování byla použita vestavěná část programu TRNSYS – modul TRNbuild (jedná se o rozhraní pro komponentu Type 56 [14]).



Budova byla uvažována jako jednozónová, s čistou orientací na všechny světové strany. Střecha byla plochá, se stejnou skladbou jako ostatní obvodové stěny. V geometrických středech jižní, východní a západní stěny jsou umístěna okna, každé o ploše 2,5 m<sup>2</sup>.

Vlastnosti oken jsou převzaty z nabídky vestavěné v Type56, jedná se o „INS2\_KR\_3“. Součinitel prostupu tepla rámu oken je  $U_f = 2,26 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , součinitel prostupu tepla zasklení je  $U_g = 0,86 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , přičemž poměr plochy rámu k ploše zasklení je roven 15 %. Tento typ oken byl použit pro všechny hodnocené budovy.

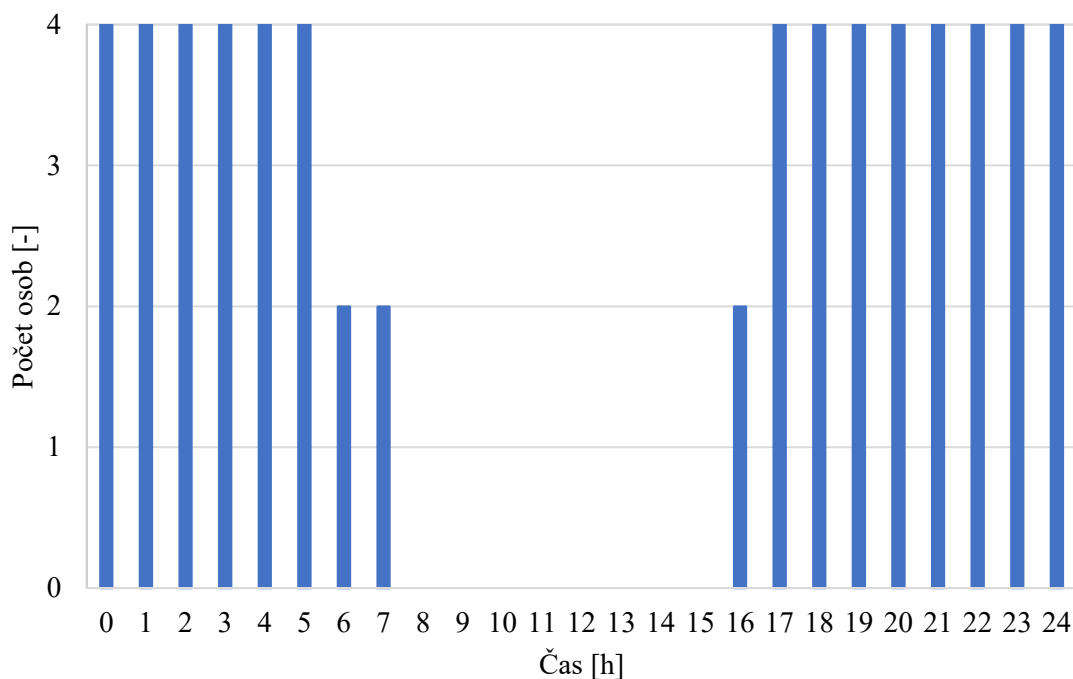
Tab. 9: Součinitele prostupu tepla obvodových stěn a návrhové tepelné zatížení  $P_{rated}$ .

Klimatická data	Budova	$U \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$	Návrhové tepelné zatížení $P_{rated} \text{ [kW]}$
Helsinki	Úsporná	0.483	5
	Běžná	1,065	10
	80. léta	1,587	15
Praha	Úsporná	0.594	5
	Běžná	1.235	10
	80. léta	1,897	15
Štrasburk	Úsporná	0.676	5
	Běžná	1.525	10
	80. léta	2.222	15

Pro možnost srovnání výpočtů celkové sezónní energetické účinnosti tepelného čerpadla mezi normou a simulací bylo nutno pomocí tepelně technických vlastností obvodových stěn objektů upravit tepelné ztráty prostupem při návrhové okolní teplotě (Tab. 8) tak, aby tepelná ztráta prostupem při návrhové venkovní teplotě odpovídala zvolenému návrhovému tepelnému zatížení  $P_{rated}$ . Výsledné součinitele prostupu tepla stěn a návrhové tepelné zatížení jsou uvedeny v Tab. 9. Obvodové stěny se skládaly vždy z betonu „lightweight concrete“, o tepelné vodivosti  $\lambda = 1 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ , který byl umístěn jako vnitřní vrstva konstrukce. Vnější vrstvu tvořil polystyren s tepelnou vodivostí  $\lambda = 0,038 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ .

Pro určení potřeb tepla na vytápění bylo třeba nadefinovat vnitřní tepelné zisky v budovách. Předpokladem bylo obývání domů čtyřčlennou rodinnou. Každá osoba

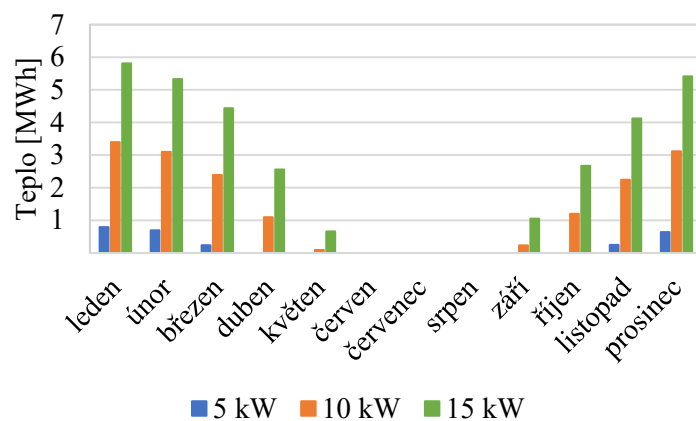
přítomná v budově produkovala tepelný výkon 75 W. Na Obr. 12 je zobrazen vývoj počtu osob přítomných v objektu během pracovních dní. O víkendu bylo uvažováno se stálou přítomností všech čtyř osob.



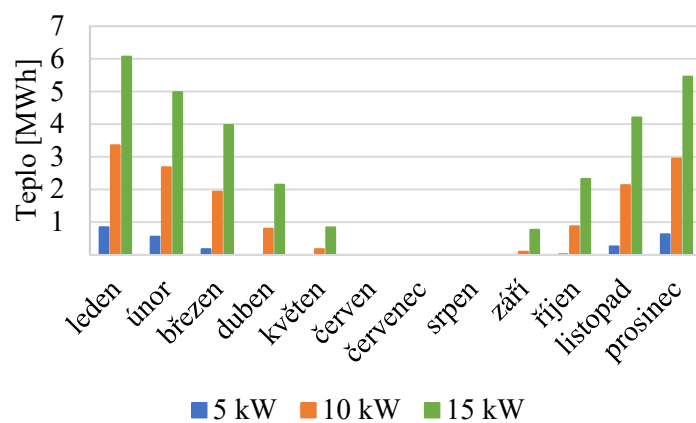
Obr. 12: Počet osob přítomných v objektu během pracovního dne.

Dále bylo počítáno s vnitřními zisky od vybavení objektu. Trvalé tepelné zisky byly nastaveny na 45 W. Dále bylo uvažováno 50 W na každou osobu přítomnou v budově. Posledním činitelem vnitřních tepelných zisků bylo osvětlení v budově. Jeho měrný zisk byl stanoven na hodnotu 5 W/m<sup>2</sup> podlahové plochy objektu. Tepelné zisky osvětlením byly uvažovány o pracovních dnech jednu hodinu ráno a jednu hodinu večer, o víkendech od 15. do 22. hodiny. Za každou přítomnou osobu byla osvětlena jedna čtvrtina celkové podlahové plochy objektu.

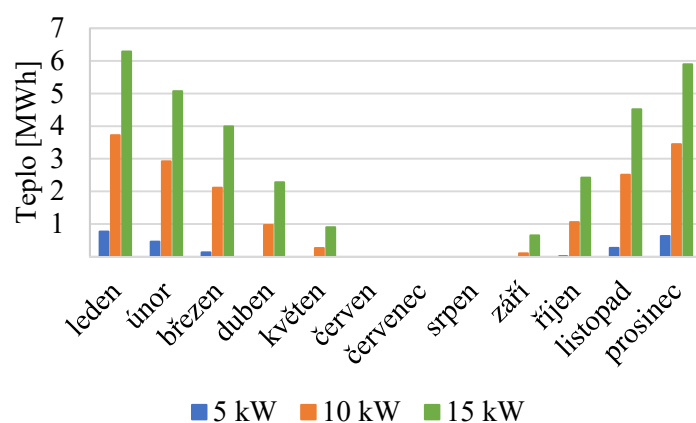
Následně byly pro všechny budovy v prostředí TRNSYS provedeny celoroční simulace potřeb tepla s použitím příslušných meteorologických dat, navíc se započítáváním tepelných zisků od slunečního záření dopadajícího na povrchy budovy.



Obr. 13: Potřeba tepla pro budovy v Helsinkách.



Obr. 14: Potřeba tepla pro budovy v Praze.



Obr. 15: Potřeba tepla pro budovy ve Štrasburku.

Průběhy potřeb tepla, pro objekty s různými návrhovými tepelnými zatíženími, po měsících za celý rok jsou zobrazeny na Obr. 13, Obr. 14 a Obr. 15. Hodnoty za červen až srpen byly uměle vynulovány. Na obrázcích je patrný velký rozdíl mezi objekty s návrhovým tepelným zatížením 5 kW a ostatními. Potřebu tepla v těchto objektech z velké části pokryjí vnitřní zisky a energie ze slunečního záření. V Tab. 10 jsou uvedeny výsledky simulací potřeb tepla pro všechny uvažované budovy a klimatické podmínky. Pro porovnání tabulka obsahuje také sloupec celkových potřeb tepla vypočtených postupem dle normy ČSN EN 14 825.

Tab. 10: Simulované potřeby tepla objektů za celé otopné období.

Klima	Návrhové tepelné zatížení $P_{rated}$ [kW]	Celková potřeba tepla na vytápění [kWh/rok]; dle normy ČSN EN 14825	Simulovaná celková potřeba tepla na vytápění [kWh/rok]	Měrná potřeba tepla na vytápění [kWh/m <sup>2</sup> .rok]	Budova
Helsinki	5	13 200	2 600	17,5	Úsporná
	10	26 300	16 900	112,5	Běžná
	15	39 500	32 000	214,0	80. léta
Praha	5	11 900	2 400	16,0	Úsporná
	10	24 700	15 000	100	Běžná
	15	35 700	30 800	205,0	80. léta
Štrasburk	5	11 300	2 300	15,0	Úsporná
	10	22 600	17 100	114,0	Běžná
	15	33 900	32 000	213,5	80. léta

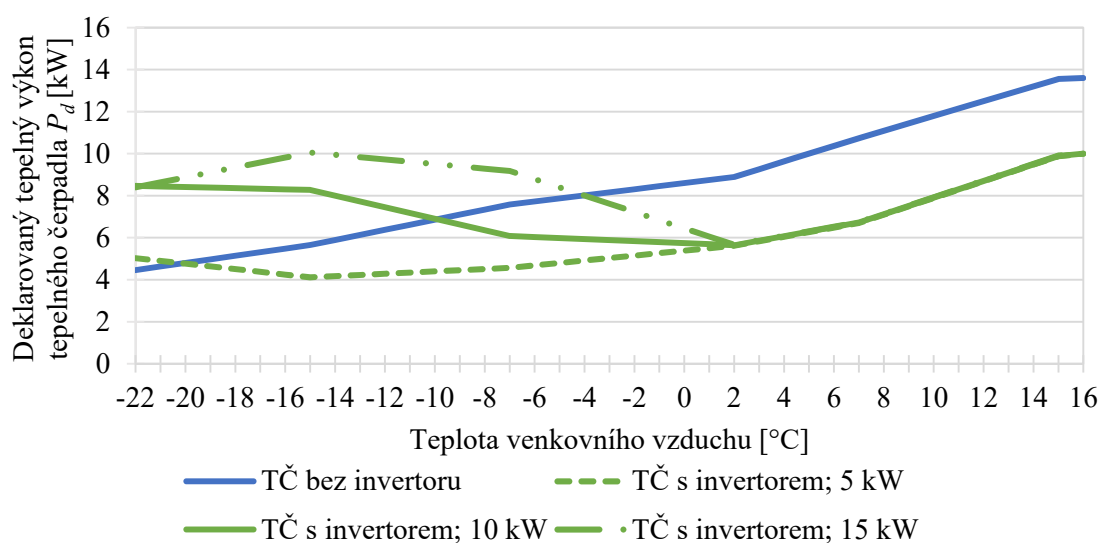
V celkové potřebě tepla hodnocených budov za otopné období tkví jeden z největších rozdílů ve výpočtových přístupech dle normy ČSN EN 14 825 a simulací. Norma bere v úvahu vnitřní a vnější solární zisky pouze velmi zjednodušeně. Uvažuje je pouze tolik, že tepelnou ztrátu budovy považuje za nulovou už při teplotě okolního vzduchu 16 °C, tedy potřeba tepla, která je podle ní vypočtena se, zvláště u nízkých návrhových tepelných ztrát velmi značně liší od potřeby určené simulací.

### 3.4 Výpočet *SCOP* dle normy

Byla provedena sada výpočtů sezónních energetických účinností, podle postupu udaného normou, který byl popsán v kapitole 2.2.2. Kvůli porovnání výsledků z výpočtu dle normy a simulací z prostředí TRNSYS byla místo meteorologických dat z normy použita data Meteonorm, viz kapitola 3.2. V každém ze tří klimatických oblastí byl proveden výpočet pro  $P_{rated}$  5, 10 a 15 kW, viz kapitola 3.3. Parametry tepelného čerpadla ve zkušebních bodech byla získána pomocí validovaného modelu tepelného čerpadla popsaného v kapitole 3.1.

#### 3.4.1 Výpočet $\eta_s$ pro klimatickou oblast Helsinky

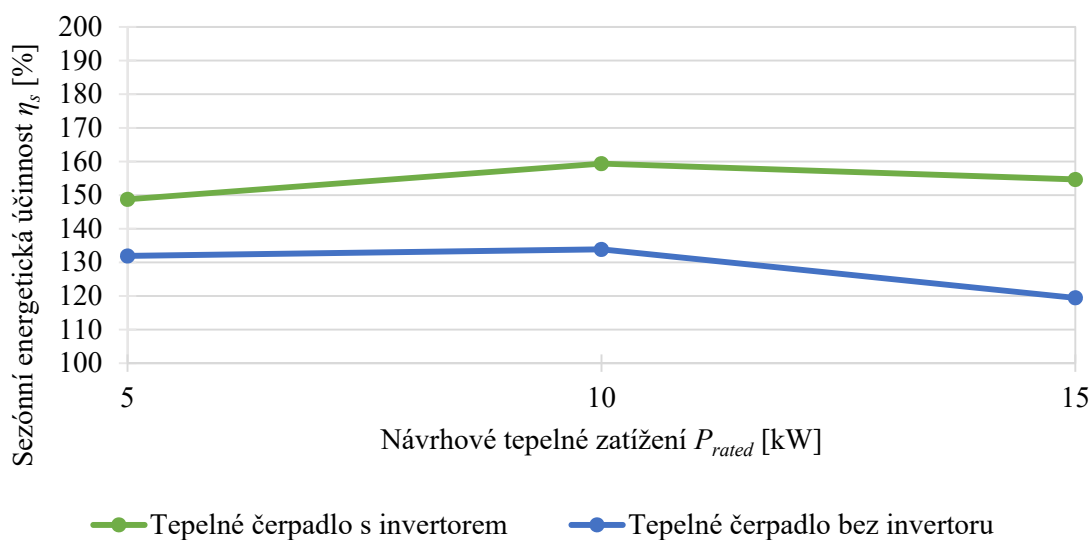
Průběhy deklarovaných topných výkonů tepelného čerpadla při výpočtech pro uvažovaná návrhová tepelná zatížení uvádí Obr. 16. Výkonová charakteristika tepelného čerpadla bez invertoru není závislá na návrhovém tepelném zatížení, liší se pouze v případě invertorového tepelného čerpadla. Výsledné hodnoty sezónní energetické účinnosti jsou uvedeny v Tab. 11, grafické znázornění jejich průběhu uvádí Obr. 17.



Obr. 16: Průběh deklarovaných tepelných výkonů tepelného čerpadla v závislosti na teplotě venkovního vzduchu pro klimatickou oblast Helsinky.

Tab. 11: Sezónní energetické účinnosti pro klimatickou oblast Helsinky.

Návrhové tepelné zatížení $P_{rated}$ [kW]		5	10	15
Sezónní energetická účinnost $\eta_s$ [%]	TČ s invertorem	149	159	155
	TČ bez invertoru	132	134	119

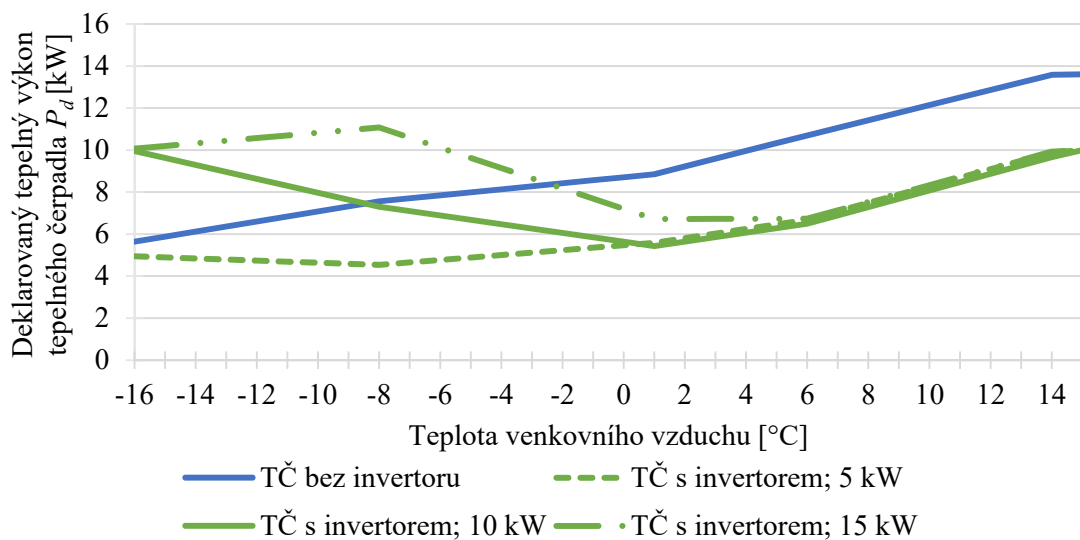
Obr. 17: Závislost sezónní energetické účinnosti  $\eta_s$  na návrhovém tepelném zatížení  $P_{rated}$  pro klimatickou oblast Helsinky.

### 3.4.2 Výpočet $\eta_s$ pro klimatickou oblast Praha

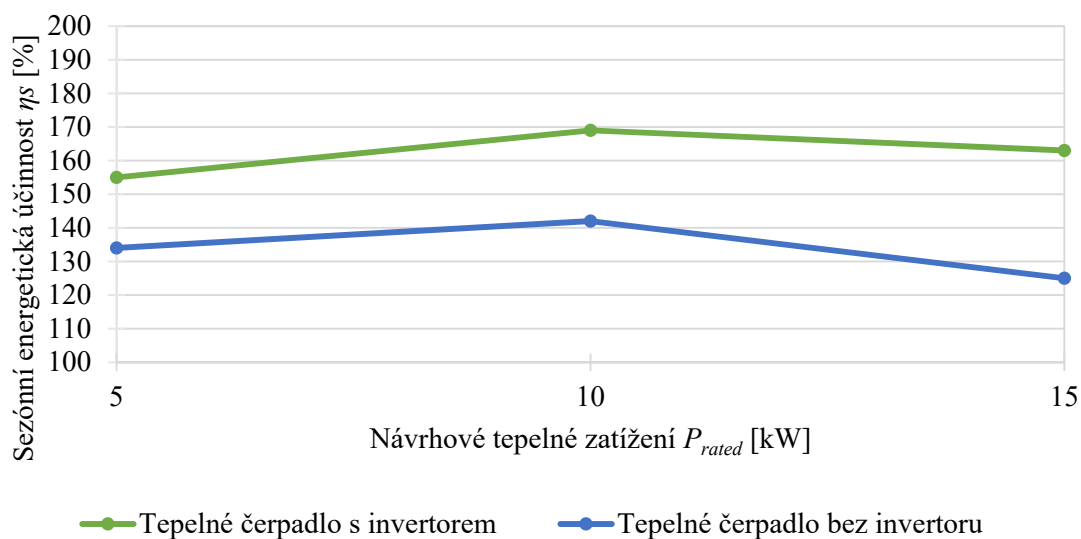
Průběhy deklarovaných topných výkonů tepelného čerpadla při výpočtech pro uvažovaná návrhová tepelná zatížení uvádí Obr. 18. Výsledné hodnoty sezónní energetické účinnosti jsou uvedeny v Tab. 12, grafické znázornění jejich průběhu uvádí Obr. 19.

Tab. 12: Sezónní energetické účinnosti pro klimatickou oblast Praha.

Návrhové tepelné zatížení $P_{rated}$ [kW]		5	10	15
Sezónní energetická účinnost $\eta_s$ [%]	TČ s invertorem	155	169	163
	TČ bez invertoru	134	142	125



Obr. 18: Průběh deklarovaných tepelných výkonů tepelného čerpadla v závislosti na teplotě venkovního vzduchu pro klimatickou oblast Praha.



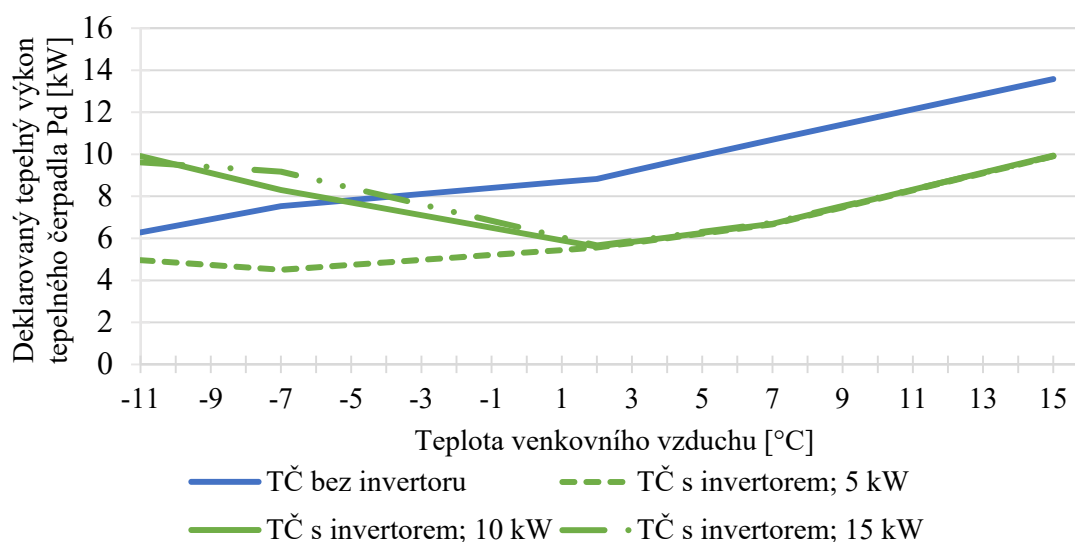
Obr. 19: Závislost sezónní energetické účinnosti  $\eta_s$  na návrhovém tepelném zatížení  $P_{rated}$  pro klimatickou oblast Praha.

### 3.4.3 Výpočet $\eta_s$ pro klimatickou oblast Štrasburk

Průběhy deklarovaných topných výkonů tepelného čerpadla při výpočtech pro uvažovaná návrhová tepelná zatížení zobrazuje Obr. 20. Výsledné hodnoty sezónní energetické účinnosti jsou uvedeny v Tab. 13, grafické znázornění jejich průběhu uvádí Obr. 21.

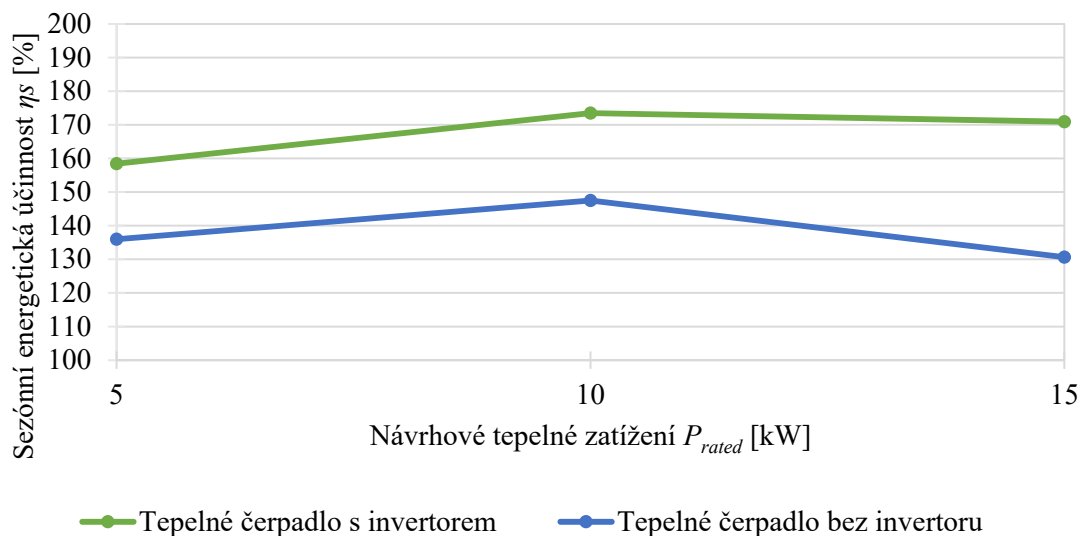
Tab. 13: Sezónní energetické účinnosti pro klimatickou oblast Štrasburk.

Návrhové tepelné zatížení $P_{rated}$ [kW]		5	10	15
Sezónní energetická účinnost $\eta_s$ [%]	TČ s invertorem	158	174	171
	TČ bez invertoru	136	148	131



Obr. 20: Průběh deklarovaných tepelných výkonů tepelného čerpadla v závislosti na teplotě venkovního vzduchu pro klimatickou oblast Štrasburk.





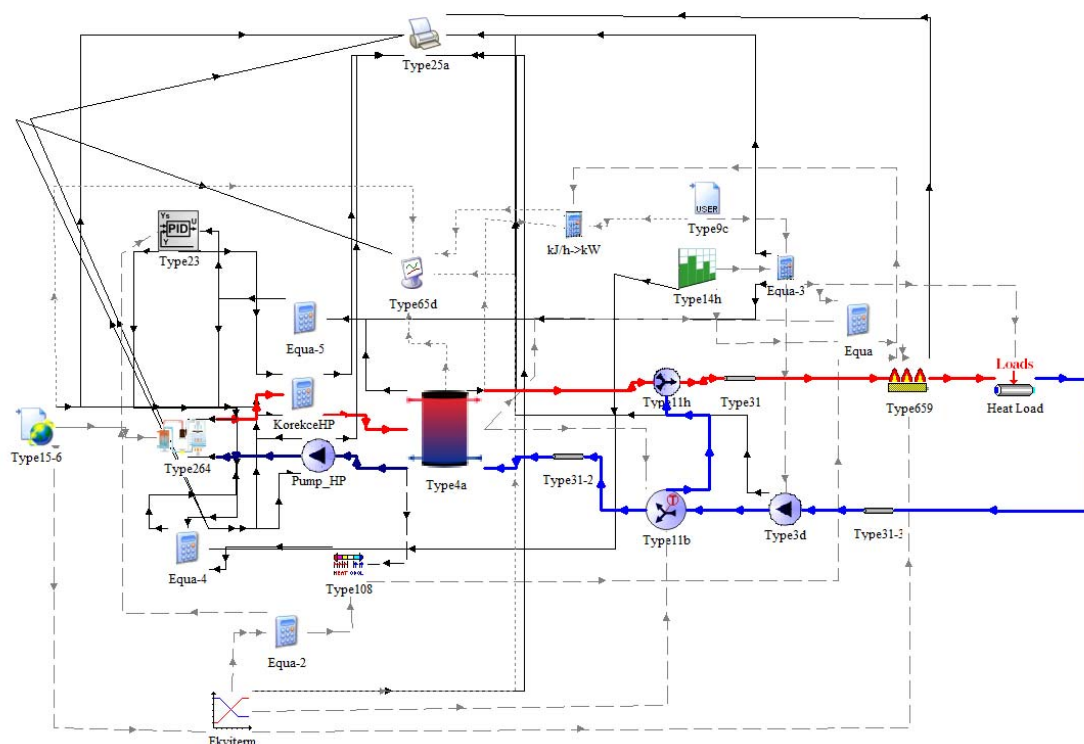
Obr. 21: Závislost sezónní energetické účinnosti  $\eta_s$  na návrhovém tepelném zatížení  $P_{rated}$  pro klimatickou oblast Štrasburk.

### 3.5 Simulace v prostředí TRNSYS

K porovnání s výsledky výpočtů sezónních energetických účinností byl sestaven model soustavy s tepelným čerpadlem pro vytápění v simulačním prostředí TRNSYS. Celý model je zobrazen na Obr. 22. Simulace byla vždy prováděna jako celoroční, se simulačním krokem 2 minuty.

Ústředním prvkem simulovaného modelu je model akumulární nádoby Type4a [11], s pevnou pozicí napojení zdroje energie a vytápěné soustavy. V polovině výšky akumulární nádoby je umístěno čidlo teploty. Čidlo je napojeno na termostat – Type108 [15], který porovná dosaženou teplotu s teplotou požadovanou ekvitermní regulací, s teplotní hysterezí 5 K. Výpočet požadované teploty je realizován pomocí Type1250 [15]. Výstupní teplota otopné vody do otopné soustavy je řízena ekvitermně, s návrhovou venkovní teplotou dle Tab. 8 a návrhovou teplotou otopné vody 35 °C. Venkovní teplota pro krok simulace je určena pomocí Type15- 6 [11] a je použita také jako teplota na vstupu do výparníku tepelného čerpadla Type264 [12] – viz kapitola 3.1. V případě simulování soustavy s inverterovým tepelným čerpadlem je kvůli řízení otáček napojen na Type264 PID regulátor – Type23 [15], který ovládá otáčky tepelného čerpadla v rozmezí 30 - 100 Hz, řízená veličina je teplota výstupní vody z akumulární nádoby do otopné soustavy. V případě simulace tepelného čerpadla bez invertoru jsou otáčky kompresoru omezeny na 50 Hz.

Otopná voda o žádané teplotě vystupuje do otopného systému z Type11h [11], do kterého je přimíchávána otopná voda ze zpátečky. Směšování je řízeno pomocí Type11b [11]. Hodnota tepelné zátěže soustavy (viz kapitola 3.3) je získána z Type9c [11] a realizována pomocí Type682 [15]. Pokud není za směšovacím uzlem (Type11h) splněna požadovaná teplota otopné vody, tak je tento požadavek dosažen pomocí bivalentního zdroje tepelné energie – Type659 [15].



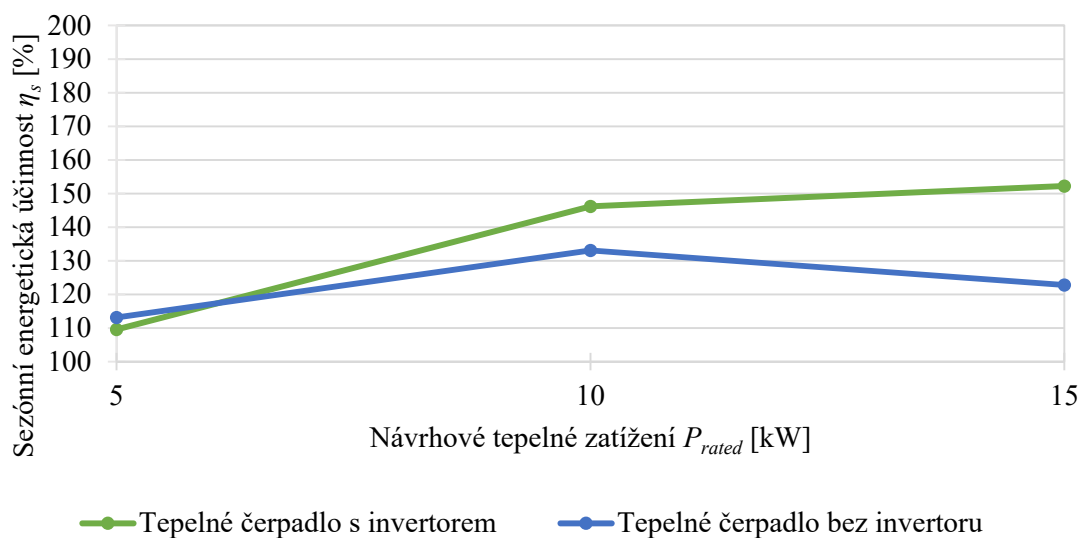
Obr. 22: Model simulovaného systému v prostředí TRNSYS.

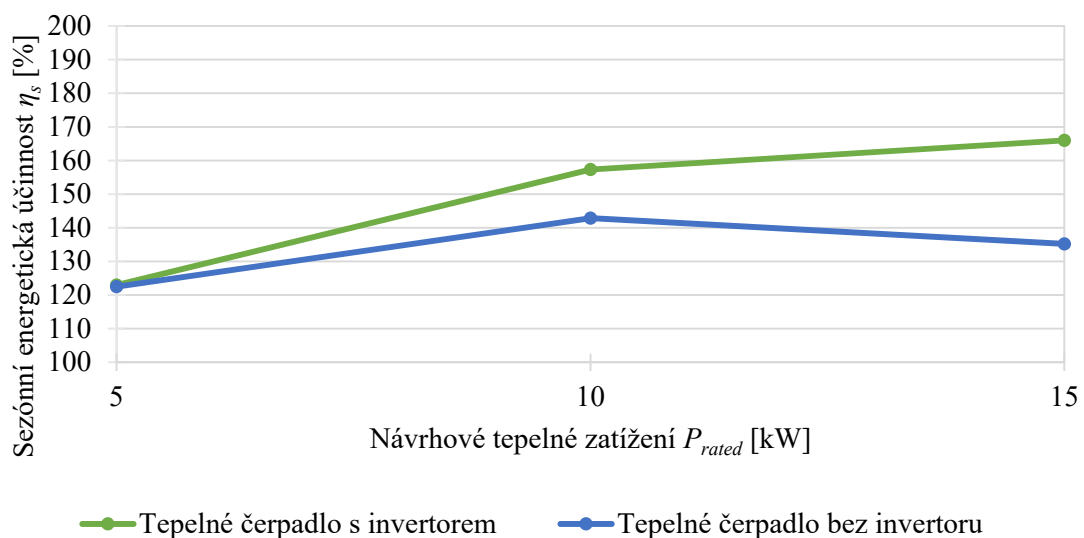
### 3.5.1 Výsledky simulací

Ze simulovaného modelu jsou zaznamenávány spotřeby elektrické energie na pohon kompresoru tepelného čerpadla, oběhových čerpadel a bivalentního zdroje tepelné energie. Na vstupu do otopné soustavy je měřena dodávaná tepelná energie. Dosazením těchto energií do rovnice (10) je získán sezónní topný faktor  $SCOP$ , z něj je vypočtena sezónní energetická účinnost. Dosažené hodnoty účinnosti jsou shrnuty v Tab. 14. Graficky znázorněné průběhy sezónní energetické účinnosti na návrhovém tepelném zatížení jsou na Obr. 23, Obr. 24 a Obr. 25.

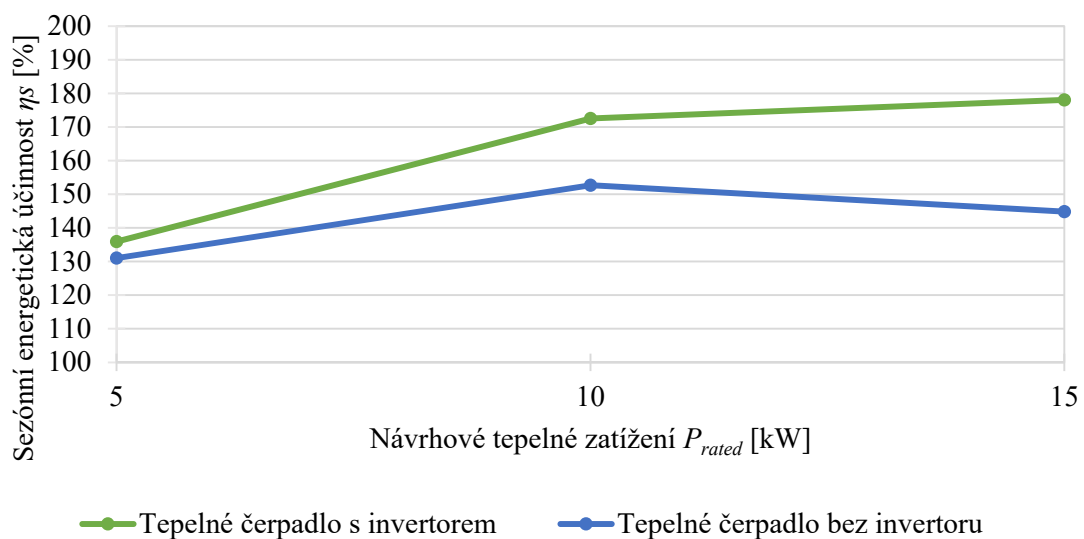
Tab. 14: Sezónní energetické účinnosti získané simulací.

Návrhové tepelné zatížení $P_{rated}$ [kW].		5	10	15	
Sezónní energetická účinnost $\eta_s$ [%].	Helsinki	TČ s invertorem	110	146	152
		TČ bez invertoru	113	133	123
	Praha	TČ s invertorem	123	157	166
		TČ bez invertoru	122	143	135
	Štrasburk	TČ s invertorem	136	173	178
		TČ bez invertoru	131	153	145

Obr. 23: Závislost sezónní energetické účinnosti  $\eta_s$  na návrhovém tepelném zatížení  $P_{rated}$  pro klimatickou oblast Helsinky.



Obr. 24: Závislost sezónní energetické účinnosti  $\eta_s$  na návrhovém tepelném zatížení  $P_{rated}$  pro klimatickou oblast Praha.



Obr. 25: Závislost sezónní energetické účinnosti  $\eta_s$  na návrhovém tepelném zatížení  $P_{rated}$  pro klimatickou oblast Štrasburk.

### 3.6 Porovnání sezónních energetických účinností dle normy ČSN EN 14825 a simulace

Jmenovitý topný výkon zkoumaného tepelného čerpadla při podmínkách A7/W35 a frekvenci otáček kompresoru 50 Hz je roven 11,3 kW. S návrhovým tepelným zatížením 10 kW je při výpočtu podle normy ve všech uvažovaných případech dosaženo nejvyšších sezónních energetických účinností. U výsledků simulace je při návrhovém tepelném zatížení 10 kW dosahováno maxim sezónních energetických účinností pouze v případech tepelného čerpadla bez invertoru. U tepelného čerpadla s invertorem sezónní energetická účinnost s rostoucím návrhovým tepelným zatížením dále mírně stoupá.

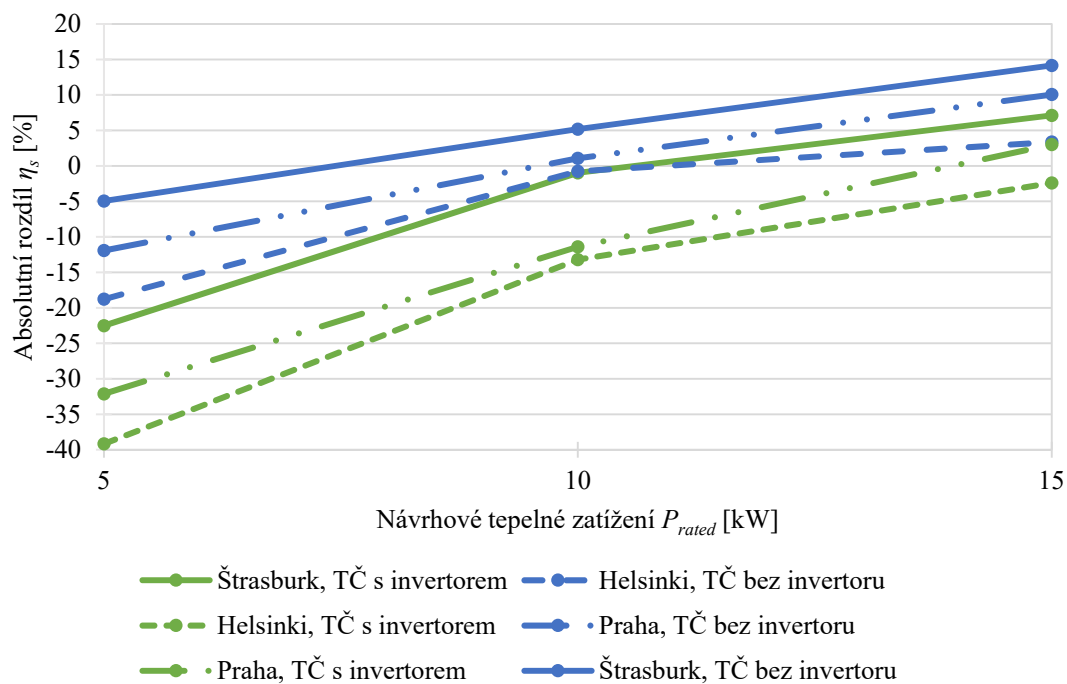
Z výsledků simulací plyne, že absolutní rozdíl mezi sezónními energetickými účinnostmi pro odpovídající návrhová tepelná zatížení je mezi, dle venkovní návrhové teploty sousedními, simulovanými klimatickými podmínkami zhruba roven  $\Delta\eta_s = 10\%$  pro tepelné čerpadlo bez invertoru a  $\Delta\eta_s = 13\%$  pro tepelné čerpadlo s invertorem. Tvar průběhu sezónních energetických účinností je pro všechny simulované klimatické podmínky podobný. Při nejnižším simulovaném návrhovém tepelném zatížení,  $P_{rated} = 5$  kW, nabývají výsledné sezónní energetické účinnosti tepelného čerpadla s invertorem a bez invertoru téměř shodných hodnot, se vzrůstající hodnotou návrhového tepelného zatížení  $P_{rated}$  jejich rozdíl narůstá.

U výsledných sezónních energetických účinností podle normy nelze při porovnání výsledků pro, dle venkovní návrhové teploty sousední, klimatické podmínky a odpovídající návrhová tepelná zatížení vysledovat jasný trend. Absolutní rozdíl sezónních energetických účinností  $\Delta\eta_s$  se v těchto případech pohybuje do 10 %. Stejně jako u výsledků simulací, absolutní rozdíl mezi sezónní energetickou účinností pro tepelné čerpadlo s invertorem a bez invertoru roste, pro všechny uvažované klimatické podmínky, spolu se vzrůstající hodnotou návrhového tepelného zatížení  $P_{rated}$ .

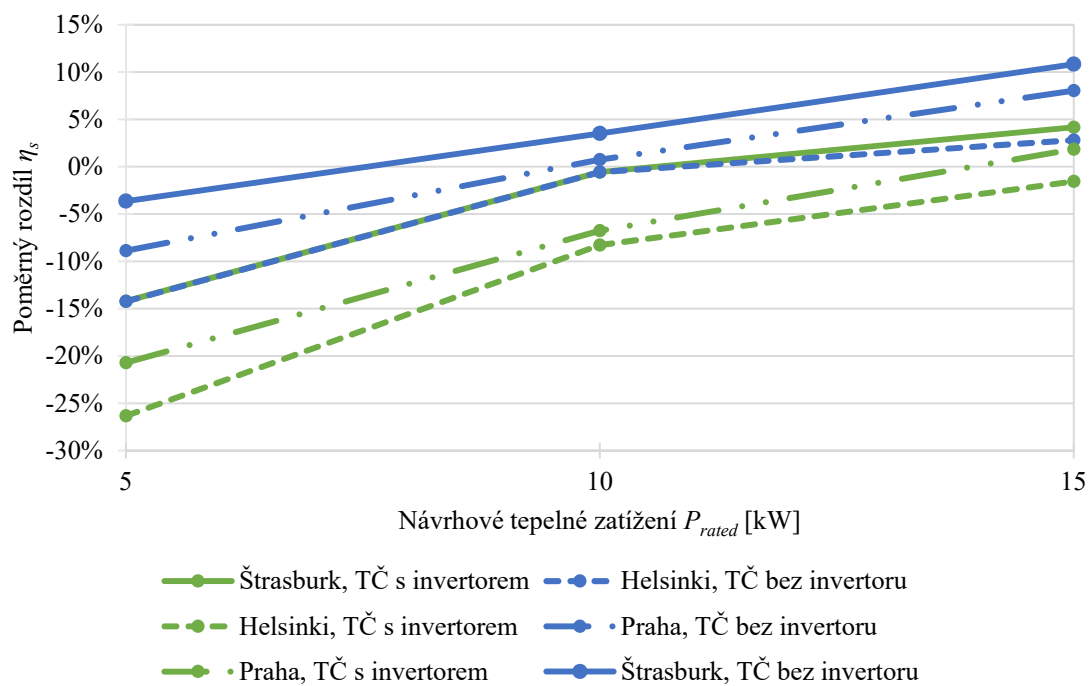
Na Obr. 26 je znázorněn průběh absolutního rozdílu sezónních energetických účinností  $\Delta\eta_s$ , který byl získán odečtením výsledků vypočtených podle normy od výsledků simulace. Na Obr. 27 je zobrazen poměrný rozdíl výsledků, ve kterém byl jako základ uvažován výsledek získaný simulací.

Z grafů je zřejmé, že v hodnocených případech, vychází z normy vesměs vyšší hodnoty sezónních energetických účinností než ze simulací. Tento rozdíl je zvláště markantní při určení sezónní energetické účinnosti pro předdimenzované tepelné

čerpadlo – ve vztahu mezi návrhovým tepelným zatížením a jmenovitým tepelným výkonem tepelného čerpadla. Toto „přecenění“ může dosahovat více než poměrných 25 %. Určení sezónní energetické účinnosti podle normy lépe odpovídá reálnému výsledku při hodnocení tepelných čerpadel bez invertoru.



Obr. 26: Absolutní rozdíl mezi sezónní energetickou účinností získanou simulací a podle normy.



Obr. 27: Poměrný rozdíl mezi sezónní energetickou účinností získanou simulací a podle normy.

#### 4 ZÁVĚR

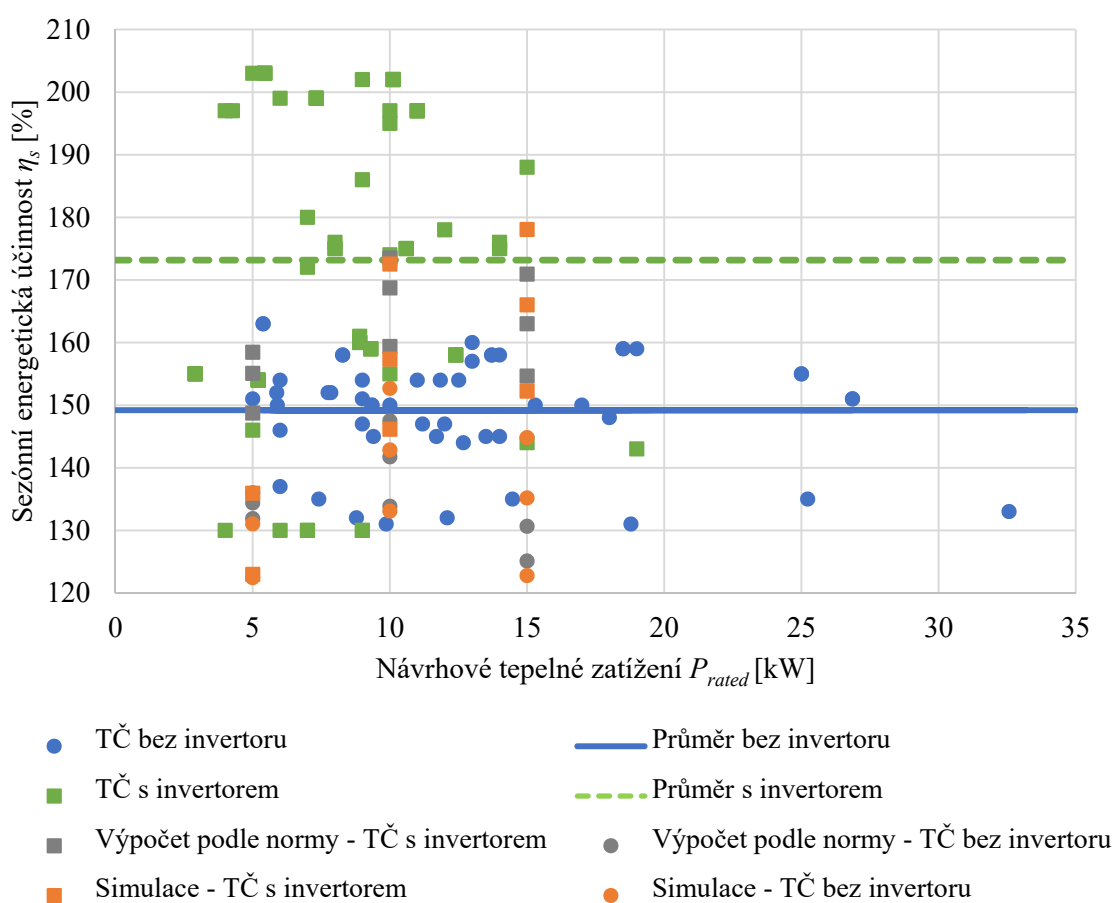
V první části této práce byla do kontextu zasazena problematika štítkování tepelných čerpadel, včetně analýzy situace na trhu. Popsána byla metodika výpočtu sezónní energetické účinnosti, podle normy ČSN EN 14 825. Následně byla podle normalizovaného postupu provedena sada výpočtů sezónních energetických účinností pro konkrétní tepelné čerpadlo, s invertorem a bez invertoru, pro různé klimatické podmínky, a pro různá návrhová tepelná zatížení. Za srovnatelných podmínek byla provedena rovněž sada simulačních výpočtů s využitím prostředí TRNSYS. Cílem bylo vzájemné porovnání výsledků z obou výpočetních přístupů a nalezení vlivu okrajových podmínek výpočtu na jeho výsledek.

Bylo zjištěno, že bez ohledu na způsob výpočtu nebo jeho okrajové podmínky dosahuje tepelné čerpadlo s invertorem spíše vyšších hodnot sezónní energetické účinnosti než tepelné čerpadlo bez invertoru. Výjimku tvoří výsledky simulací, ve kterých bylo tepelné čerpadlo svým jmenovitým výkonem při podmínkách A7/W35 relativně předdimenzováno vůči návrhovému tepelnému zatížení  $P_{rated}$ . V těchto případech dosahovala sezónní energetická účinnost tepelného čerpadla s invertorem a bez invertoru podobných hodnot. Na základě těchto zjištění lze, s přihlédnutím na hodnoty sezónních energetických účinností uvedených v kapitolách 3.4 a 3.5, prohlásit že sezónní energetická účinnost dosahovaná tepelným čerpadlem s invertorem je silně ovlivněna návrhovým tepelným zatížením. Pro dosažení optimální energetické účinnosti v reálném nasazení se tedy nelze spoléhat pouze na jeho schopnost přizpůsobení tepelného výkonu, ale musí být, stejně jako tepelné čerpadlo bez invertoru správně dimenzováno na konkrétní tepelné zatížení.

Srovnáním hodnot sezónní energetické účinnosti dosažených simulací a výpočtem podle normy bylo zjištěno, že normalizovaný výpočetní postup má, vůči simulaci, tendenci přeceňovat výsledky u tepelných čerpadel s invertorem. Při provozu tepelného čerpadla s návrhovým tepelným zatížením, které zhruba odpovídá jeho jmenovitému výkonu, byla zjištěna shoda výsledků získaných podle normy a ze simulace – ve všech hodnocených případech byl relativní rozdíl do 10 %.



Na Obr. 28 jsou, v kontextu deklarovaných parametrů u vybraných tepelných čerpadel z trhu (viz kapitola 2.4) zaneseny výsledné sezónní energetické účinnosti, kterých bylo dosaženo simulací nebo výpočtem podle normy v této práci. Vzhledem k použití jednoho konkrétního modelu tepelného čerpadla k dosažení všech výsledků, a relativně širokému dosažených hodnot, lze prohlásit, že sezónní energetická účinnost je silně ovlivňována okrajovými podmínkami, jako je tepelné zatížení a klimatické podmínky. Hodnota sezónní energetické účinnosti deklarovaná na energetickém štítku tepelného čerpadla nemusí nutně odpovídat hodnotě, kterou bude tepelné čerpadlo dosahovat při konkrétním nasazení.



Obr. 28: Získané hodnoty sezónní energetické účinnosti zasazené do kontextu současného trhu s tepelnými čerpadly.

## 5 LITERATURA

- [1] *Nařízení Komise 811/2013 o uvádění spotřeby energie na energetických štítcích ohřivačů pro vytápění vnitřních prostorů, kombinovaných ohřivačů, souprav sestávajících z ohřivače pro vytápění vnitřních prostorů.* Brusel: . 2013
- [2] ÚNMZ. *ČSN EN 14 825 - 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.* Brusel: .
- [3] EU. *Rozhodnutí evropského parlamentu a rady č. 1386/2013/EU o všeobecném akčním programu Unie pro životní prostředí na období do roku 2020 „Spokojený život v mezích naší planety“.* 2013
- [4] EU. *Směrnice Evropského parlamentu a rady 2009/28/ES o podpoře využívání energie z obnovitelných zdrojů a o změně a následném zrušení směrnic 2001/77/ES a 2003/30/ES.* 2009
- [5] *Nařízení komise 813/2013 - požadavky na ekodesign ohřivačů pro vytápění vnitřních prostorů a kombinovaných ohřivačů.* 2013
- [6] ÚNMZ. *ČSN EN 14 511 - Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru*
- [7] ÚNMZ. *ČSN EN 12 102 - 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.* 2014
- [8] MATUŠKA, Tomáš, Jan SEDLÁŘ a Tomáš STRAKA. *Hodnocení tepelných čerpadel ve světle nové legislativy.* 1. vydání. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2016. ISBN 978-80-02-02662-4.
- [9] *Sdělení Komise 2014/C 207/02 v rámci provádění nařízení 813/2013 a 811/2013.* 2015

- [10] *Zelená úsporám - Seznam výrobků a technologií* [online]. [vid. 2017-04-04]. Dostupné z: <http://www.zelenausporam.cz/sekce/474/seznam-vyrobku-a-technologie/>
- [11] KLEIN, S A. TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program. *Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA*. 2010.
- [12] SEDLÁŘ, Jan. TRNSYS Type 260 „Matematický model tepelného čerpadla země-voda pro prostředí TRNSYS, založený na modelování chladičového okruhu s kompresorem s proměnnými otáčkami". *UCEEB* [online]. 2016 [vid. 2017-04-08]. Dostupné z: <http://www.uceeb.eu/vysledky-rp2>
- [13] METEONORM. Meteonorm: Irradiation data for every place on Earth. *Meteonorm Software and Weather Stations and Satellites, NREL TMY Dataset Downloads* [online]. 2016, 1, 1–3. Dostupné z: <http://www.meteonorm.com/downloads>
- [14] TRANSSOLAR & ENERGIETECHNIK GMBH. Multizone Building Modeling with Type 56 and TRNBuild. *TRNSYS Documentation*. 2010, 5, 1–230.
- [15] THERMAL ENERGY SYSTEM SPECIALISTS, *TESS COMPONENT LIBRARIES* [online]. [vid. 2017-04-29]. Dostupné z: [http://www.trnsys.com/tess-libraries/TESSLibs17\\_General\\_Descriptions.pdf](http://www.trnsys.com/tess-libraries/TESSLibs17_General_Descriptions.pdf)