

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
Fakulta elektrotechniky a informatiky

DISERTAČNÍ PRÁCE

Ostrava 2013

Ing. Petr Zach

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta elektrotechniky a informatiky

Katedra elektroenergetiky

Energetické problémy vytápění

Disertační práce

Vypracoval: Ing. Petr Zach

Školitel: Prof. Ing. Zdeněk Hradílek, DrSc.

Ostrava 2013

PROHLÁŠENÍ:

Prohlašuji, že jsem tuto disertační práci vypracoval samostatně. Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

podpis

PODĚKOVÁNÍ:

Děkuji svému školiteli Prof. Ing. Zdeňku Hradílkovi, DrSc., za vedení a cenné připomínky při vypracování této disertační práce. Dále bych chtěl poděkovat kolegům z Katedry elektroenergetiky, VŠB-TU Ostrava za přínosnou spolupráci.

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratek	5
Anotace	7
Klíčová slova	8
Annotation.....	9
Keywords.....	10
1 Úvod	11
2 Cíle disertační práce.....	12
3 Geotermální energie	13
3.1 Tepelné pole Země	13
3.2 Přenos tepla v zemské kůře.....	13
3.3 Zdroje geotermální energie.....	14
4 Přenos tepla	15
4.1 Přenos tepla vedením.....	15
4.2 Přenos tepla prouděním	16
4.3 Přenos tepla sáláním.....	16
4.4 Zákony sálání	17
4.4.1 Zákon Stefan-Boltzmannův	17
4.4.2 Zákon Planckův	17
4.4.3 Zákon Wienův	17
4.4.4 Zákon Kirchhoffův	18
5 Výpočet tepelných ztrát	19
5.1 Princip výpočtové metody.....	19
5.2 Výpočtový postup pro vytápěný prostor	19
5.3 Výpočtový postup pro část budovy nebo celou budovu	20
5.4 Výpočet tepelných ztrát podle normy ČSN EN 12831	20
5.4.1 Tepelná ztráta postupem a tepelné mosty.....	20
5.4.2 Tepelné ztráty větráním	21
5.4.3 Prostory s přerušovaným vytápěním	21
5.4.4 Zjednodušená metoda určení tepelného zátopového výkonu	22
5.4.5 Navrhovaný tepelný výkon.....	22
5.4.6 Projektovaný tepelný výkon pro část budovy nebo celou budovu	22

5.5	Výpočet tepelných ztrát podle normy ČSN 06 0210	23
5.5.1	Výpočet celkových tepelných ztrát.....	23
5.5.2	Tepelná ztráta prostupem.....	23
5.5.3	Tepelná ztráta větráním	25
5.6	Porovnání normy ČSN EN 12831 s ČSN 06 0210	26
6	Navrhování zemních vrtů	27
6.1.1	Hloubka a počet vrtů.....	27
6.1.2	Technologie vrtání	27
6.1.3	Zásady při dimenzování vrtů	27
6.1.4	Kolektor ve vrtu.....	28
6.1.5	Vratné U koleno.....	29
6.1.6	Instalace vystrojení vrtu.....	29
7	Tepelná čerpadla.....	30
7.1	Princip tepelného čerpadla	30
7.2	Typy kompresorů	30
7.2.1	Tepelné čerpadlo s pístovými kompresory	31
7.2.2	Tepelné čerpadlo se spirálovými kompresory (SCROLL)	31
7.2.3	Tepelné čerpadlo s rotačními kompresory.....	31
7.2.4	Tepelné čerpadlo se šroubovými kompresory	31
7.3	Provoz tepelného čerpadla	31
7.3.1	Monovalentní provoz tepelného čerpadla.....	31
7.3.2	Bivalentní provoz tepelného čerpadla	31
7.3.2.1	Bivalentní sériové zapojení.....	32
7.3.2.2	Bivalentní paralelní zapojení	32
7.4	Topný faktor tepelného čerpadla	32
8	Systémy tepelných čerpadel.....	33
8.1	Tepelná čerpadla Země - voda	33
8.1.1	Tepelná čerpadla s horizontálními kolektory	33
8.1.2	Tepelná čerpadla s vertikálními kolektory	34
8.2	Tepelná čerpadla voda - voda.....	34
8.3	Tepelná čerpadla vzduch - voda.....	35
9	Vytápění budovy Auly na VŠB-TUO.....	36
9.1	Tepelná čerpadla IVT	37
9.2	Bivalentní zdroj tepla	40
9.3	Primární zdroj tepla	41
9.4	Vrtná souprava Nordmeyer.....	43
9.5	Zkouška teplotní odezvy průzkumných vrtů	45
9.6	Geologické složení ve zkušebním vrtu	45

9.7	Systémy vytápění budovy Auly	46
9.7.1	Tepl vodní podlahové vytápění	46
9.7.2	Otopná tělesa	46
9.7.3	Tepl vzdušný systém	46
9.8	Příprava teplé užitkové vody	47
9.9	Klimatizace v budově Auly	48
9.10	Způsob měření teploty	48
9.10.1	Teplotní čidla typ PT100	48
9.10.2	Teplotní čidla typu PT1000	48
9.11	Způsob měření tepla	48
9.11.1	Měření spotřeby tepla pro ústřední topení	48
9.11.2	Měření spotřeby tepla pro vzduchotechniku	49
9.11.3	Měření spotřeby chladu pro vzduchotechniku	49
10	Databáze naměřených hodnot	50
11	Vyhodnocení naměřených dat	51
11.1	Vyhodnocení spotřebované a vyrobené energie	51
11.2	Vyhodnocení topného faktoru tepelných čerpadel	53
11.3	Vyhodnocení průběhu teplot v jednotlivých okruzích vrtů	55
11.4	Vyhodnocení průběhu teploty otopné vody	57
11.5	Vyhodnocení průběhu dodané energie tepelnými čerpadly	59
11.6	Histogramy topného faktoru	61
11.7	Regresní analýza z naměřených dat	63
11.7.1	Průběhy vyrobené energie tepelnými čerpadly	63
11.7.2	Průběhy spotřebované energie tepelnými čerpadly	64
11.7.3	Průběhy topného faktoru tepelných čerpadel	65
11.8	Vyhodnocení provozních hodin oběhových čerpadel	66
11.9	Vyhodnocení provozních hodin tepelných čerpadel	70
11.10	Vyhodnocení topné sezóny 2012/2013	73
12	Ekonomické zhodnocení vytápění budovy Auly	81
13	Optimalizace provozu vytápění budovy Auly	84
13.1	Zvýšení topného faktoru pomocí zvýšení vstupní teploty	84
13.2	Zvýšení topného faktoru pomocí snížení výstupní teploty	84
13.3	Zvýšení topného faktoru pomocí regenerace zemních vrtů	84
14	Přínos disertační práce	85
15	Závěr	86
16	Conclusion	88

17	Literatura	90
18	Seznam publikací.....	92
19	Seznam obrázků	93
20	Seznam tabulek.....	95
21	Seznam příloh	96

Seznam použitých symbolů a zkratek

a	záření pohlcené	(-)
A_i	plocha podlahy vytápěného prostoru	(m^2)
a_v	koeficient tepelné vodivosti	($m^2 \cdot s^{-1}$)
B	charakteristické číslo budovy	($Pa^{0,67}$)
b	záření odražené	(-)
c	záření procházející tělesem	(-)
COP	topný faktor tepelného čerpadla	(-)
c_v	objemová tepelná kapacita vzduchu	($J \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$)
e_k, e_l	korekční činitele pro vystavení povětrnostním vlivům	(-)
f_{RH}	korekční součinitel závislý na době zátoku	($W \cdot m^{-2}$)
$H_{T,ie}$	tepelná ztráta prostupem přímo do venkovního prostředí	($W \cdot K^{-1}$)
$H_{T,ig}$	tepelná ztráta prostupem do zeminy	($W \cdot K^{-1}$)
$H_{T,ij}$	tepelná ztráta prostupem přes prostor vytápěný na jinou teplotu	($W \cdot K^{-1}$)
$H_{T,iue}$	tepelná ztráta prostupem přes nevytápěný prostor	($W \cdot K^{-1}$)
$H_{V,i}$	součinitel tepelné ztráty větráním	($W \cdot K^{-1}$)
i_{lv}	součinitel spárové provzdušnosti	($m^3 \cdot s^{-1} / m \cdot Pa^{0,67}$)
L	délka spár otvíratelných částí oken a venkovních dveří	(m)
l_l	délka tepelného mostu	(m)
M	charakteristické číslo místnosti	(-)
M	intenzita vyzařování	($W \cdot m^{-2}$)
m_k	vektor hustoty toku hmotnosti	($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)
M_λ	spektrální intenzita záření	($W \cdot m^{-3}$)
n_h	intenzita výměny vzduchu	(h^{-1})
n_{min}	minimální intenzita výměny venkovního vzduchu	(h^{-1})
P	tepelný tok	(W)
p_1	přirážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí	(-)
p_2	přirážka na urychlení zátoku	(-)
p_3	přirážka na světovou stranu	(-)
q	hustota tepelného toku	($W \cdot m^{-2}$)
Q	teplo	(J)
q_k	vektor hustoty tepelného toku	($W \cdot m^{-2}$)
S	plocha	(m^2)
S_j	plocha ochlazované stěny	(m^2)
S_k	plocha stavební části	(m^2)
t	čas	(s)

T	termodynamická teplota	(K)
TUV	teplá užitková voda	(-)
U_k	součinitel prostupu tepla stavební částí	$(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$
UT	ústřední topení	(-)
V	objem	(m^3)
V_i	výměna vzduchu ve vytápěném prostoru	$(m^3 \cdot h^{-1})$
V_v	objemový tok větracího vzduchu	$(m^3 \cdot s^{-1})$
V_{vh}	průtok	$(m^3 \cdot s^{-1})$
VZT	vzduchotechnika	(-)
w	objemová hustota energie	$(J \cdot m^{-3})$
α_j	součinitel prostupu tepla	$(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$
λ	tepelná vodivost	$(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$
φ	difúzní přenos energie	$(W \cdot m^{-2})$
Φ_c	celková tepelná ztráta	(W)
$\Phi_{HL,i}$	navrhovaný tepelný výkon	(W)
Φ_o	základní tepelná ztráta prostupem tepla	(W)
Φ_p	tepelná ztráta prostupem	(W)
$\Phi_{RH,i}$	zátopový tepelný výkon	(W)
$\Phi_{T,i}$	tepelná ztráta prostupem konstrukcí	(W)
$\Phi_{V,i}$	tepelná ztráta větráním	(W)
Φ_z	tepelné zisky	(W)
ψ_l	činitel prostupu tepla tepelného mostu	$(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$
Φ_i	tepelná ztráta prostupem a větráním	(W)
$\Phi_{V,i}$	navrhována tepelná ztráta větráním	(W)
$\Phi_{T,i}$	navrhována tepelná ztráta prostupem konstrukcí	(W)
ϑ_e	výpočtová venkovní teplota	(°C)
ϑ_{ej}	teplota na vnější straně j-té stěny	(°C)
ϑ_i	výpočtová vnitřní teplota	(°C)
σ	Stefan-Boltzmannova konstanta	$(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4})$

Ostatní symboly a zkratky se vyskytují v textu s jejich okamžitým vysvětlením.

Anotace

Disertační práce se zabývá energetickými problémy vytápění budov tepelnými čerpadly. Příkladem používání geotermální energie je vytápění budovy Auly na Vysoké škole báňské - Technické univerzitě v Ostravě.

Kapitola 3 řeší problematiku geotermální energie, způsoby využívání geotermální energie a rozdělení zdrojů geotermální energie.

Kapitola 4 popisuje teoretické poznatky k přenosu tepla. Přenos tepla nastává třemi způsoby vedením, prouděním a sáláním. Teplo se vždy přenáší jedním z těchto způsobů, nebo jejich současnou kombinací.

Kapitola 5 se zabývá výpočtem tepelných ztrát objektů. Tepelné ztráty se počítají podle normy ČSN EN 12 831. Tato norma je aktuálně platná a nahrazuje dřívější normu ČSN 06 0210.

Kapitola 6 popisuje návrh zemních vrtů. Návrh spočívá v určení správné délky vrtu a celkového počtu vrtů s ohledem na potřebný odebíraný výkon ze Země. Dále je popsáno vystrojení vrtu a jeho provádění.

Kapitola 7 řeší princip tepelného čerpadla, druhy kompresů používaných v tepelných čerpadlech a způsob provozování tepelných čerpadel.

Kapitola 8 rozděluje systémy tepelných čerpadel na Země - voda, voda - voda, vzduch - voda. Dále popisuje jednotlivé systémy jejich výhody a nevýhody.

Kapitola 9 popisuje budovu Auly na VŠB-TU v Ostravě, způsob jejího vytápění tepelnými čerpadly Země - voda, zdroj geotermální energie a způsob předávání tepelné energie.

Kapitola 10 nás seznamuje s řídicím programem Procop. V databázi jsou zaznamenány elektrické veličiny, neelektrické veličiny jako jsou teploty a řídicí povely.

Kapitola 11 vyhodnocuje databázi naměřených dat z programu Procop.

Kapitola 12 se zabývá ekonomikou provozu tepelných čerpadel.

Kapitola 13 řeší optimalizaci provozu vytápění.

Přínosem této disertační práce je možnost provedení optimalizace vytápění objektů tepelnými čerpadly Země - voda.

Klíčová slova

Geotermální energie, tepelná čerpadla, topný faktor, šíření tepla, výpočet tepelných ztrát.

Annotation

The dissertation deals with energy issues building heating heat pumps. An example of the use of geothermal energy for heating buildings Aula VSB - Technical University of Ostrava.

Chapter 3 addresses the issue of geothermal energy uses of geothermal energy and geothermal energy resource allocations.

Chapter 4 describes the theoretical knowledge to transfer heat. Heat transfer occurs in three ways conduction, convection and radiation. Heat is always transferred from one of these methods, or their current combinations.

Chapter 5 deals with the calculation of heat loss of the building. Heat losses are calculated according to standard EN 12 831. This standard is currently in force and replaces the previous standard CSN 06 0210.

Chapter 6 describes the design of underground wells. The proposal consists in determining the proper length of the borehole and the total numbers of wells needed with regard to the power take off from the ground. The following describes the cased borehole and its implementation.

Chapter 7 addresses the principle of heat pump, the kind of compression used in heat pumps and method of operation of heat pumps.

Chapter 8 distributes heat pump systems on earth - water, water - water, air - water. It also describes the various systems, their advantages and disadvantages.

Chapter 9 describes the building Aula the VSB-TU Ostrava, the method of heating heat pumps ground - water, as well as geothermal energy and how the transfer of heat energy.

Chapter 10 introduces the control program Procope. The database recorded electrical quantities, non-electric quantities, such as temperature and control commands.

Chapter 11 evaluates database of measured data from the Procope.

Chapter 12 deals with the economy in the operation of heat pumps.

Chapter 13 addresses the optimization of heating operation.

The contribution of this dissertation is the ability to perform optimization space heating heat pumps ground - water.

Keywords

Geothermal energy, heat pumps, heating factor, heat transfer, thermal losses.

1 Úvod

Geotermální energie patří do skupiny obnovitelných zdrojů energie. Geotermální energie je akumulována v hlubinách Země prakticky od jejího vzniku. V nitru Země je dostatek geotermální energie v současnosti energii odebíráme pouze ze svrchní části zemské kůry.

Vytápění objektů lze zajistit různými způsoby. Pro vytápění a klimatizaci objektu lze použít tepelná čerpadla. V porovnání s jinými zdroji vytápění a chlazení vycházejí tepelná čerpadla výhodněji jak z hlediska úspory nákladů na vytápění tak vlivu na okolní životní prostředí. Tepelná čerpadla se systémem Země - voda lze provozovat v duálním režimu. Systém v prvním režimu funguje jako vytápění a odebírá teplo ze Země pomocí zemních výměníků. Systém v druhém režimu funguje jako chlazení a vrací teplo do Země. Výhodou tepelných čerpadel odebírajících teplo z vrtů je poměrně stabilní teplota v Zemi a tudíž výkon tepelných čerpadel není ovlivněn změnou venkovních teplot v průběhu topné sezóny.

Budova Auly a Centra informačních technologií je vytápěna pomocí tepelných čerpadel Země - voda. Zdrojem nízkopotenciálního tepla je soustava zemních vrtů. Zdroj tepla pro vytápění je tvořen 10 tepelnými čerpadly švédské firmy IVT o celkovém výkonu 700 kW využívající systém 110 vrtů hlubokých 140 m. Tepelná ztráta budovy Auly při venkovní teplotě vzduchu $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ je cca 1200 kW. Tepelná čerpadla zabezpečují v průběhu topné sezóny dodávku tepla pro budovu Auly. Pokud by tepelná čerpadla nestačila vytápět budovu Auly tak nastupuje doplňkový zdroj tepla, kterým je výměňková stanice centrálního zásobování teplem. Otopná soustava je tvořena podlahovým vytápěním, otopnými tělesy a vzduchotechnikou.

2 Cíle disertační práce

Cílem disertační práce je navrhnout optimalizaci vytápění budovy Auly. Tepelná čerpadla vytápějící budovu Auly pracují nyní s určitým topným faktorem. Cílem disertační práce je navrhnout změny vedoucí ke zvýšení topného faktoru. Pokud se zvýší topný faktor tak dojde ke zlepšení ekonomiky provozování tepelných čerpadel. Dalším cílem je průzkum geotermální energie, kterou odebíráme pomocí hlubinných vrtů.

3 Geotermální energie

Geotermální energie je jedním ze zdrojů obnovitelné alternativní energie. Jde o tok geotermálního tepla z hloubky naší Země prakticky od jejího vzniku. V nitru Země je dostatek geotermální energie. Zdroje geotermální energie jsou dosažitelné jen ve svrchní části zemské kůry. Součástí tepla Země je teplo, které bylo dodáno Zemi v souvislosti se vznikem naší sluneční soustavy. Slunce je zdrojem veškeré energie, kterou Země přijímá z vesmíru. Povrch Země má přísun sluneční energie v průměrné hodnotě $0,35 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$, což pro celou Zemi představuje tepelnou energii 2,5 milionů MW. Toto teplo však prohřívá vzdušný obal, vodní plochy a jen velmi malou povrchovou vrstvu hornin kontinentů. Sluneční záření tak dodává tepelnou energii do Země a také brání rychlému úniku tepla z vnitřních částí planety Země.

3.1 Tepelné pole Země

Tepelné pole Země je charakterizováno několika základními pojmy: geotermickým stupněm, teplotním gradientem, tepelným tokem a tepelnou vodivostí hornin.

Geotermický stupeň je počet metrů, o který musíme sestoupit pod povrch, aby teplota stoupla o $1 \text{ }^\circ\text{C}$. Je ovšem nutno počítat s neutrálním pásmem blízko povrchu, kde se teploty nemění a jsou ovlivněny vnějšími vlivy. Průměrná hodnota geotermického stupně je 33 m, což znamená, že s rostoucí stometrovou hloubkou se zvyšuje teplota o $3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Teplotní gradient je vertikální gradient teploty v zemské kůře. Vyjadřuje se v stupních Celsia na metr hloubky. Jeho hodnota kolísá v rozmezí teplot $0,01 \text{ }^\circ\text{C}$ až $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ na metr rostoucí hloubky. Teplotní údaje z hloubek větších než dosud dosažitelných se vypočítávají na geofyzikálních modelech.

Tepelný tok (W) vyjadřuje množství tepla Q , které prochází jednotkou plochy za jednotku času t . Z hodnoty tepelného toku lze částečně odvodit rychlost růstu teploty s hloubkou. Z hlediska využití geotermální energie jsou potenciální možnosti hlavně tam, kde je vysoká hodnota tepelného toku.

$$P = \frac{dQ}{dt} \quad (1)$$

Hustota tepelného toku ($\text{mW} \cdot \text{m}^{-2}$) se vyjadřuje jako průchod daného tepelného výkonu plochou 1 m^2 . Na zemském povrchu je hustota tepelného toku v rozmezí 30 až $120 \text{ mW} \cdot \text{m}^{-2}$. Střední hodnota vypočítaná z několika desítek tisíc měření je $70 \text{ mW} \cdot \text{m}^{-2}$.

$$q = \frac{dP}{dS} = \frac{d^2Q}{dS \cdot dt} \quad (2)$$

Tepelná vodivost ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) hornin nám udává schopnost vedení tepla a je závislá na druhu horniny v zemské kůře.

3.2 Přenos tepla v zemské kůře

Teplo v zemi se přenáší od míst teplejších k chladnějším a dále ze zemského povrchu se tepelná energie vyzářuje do atmosféry. V zemi se tepelná energie šíří dvěma způsoby vedením a prouděním.

3.3 Zdroje geotermální energie

Zdroje geotermální energie můžeme rozdělit podle teploty na nízkoteplotní, středně teplotní a vysokoteplotní.

Nízkoteplotní zdroje mají teplotu pod 150 °C. Využívají se na vytápění obydlí, průmyslové procesy a tepelná čerpadla.

Středně teplotní zdroje mají teploty v rozmezí 150 až 200 °C. Používají se na přímé vytápění a výrobu elektřiny.

Vysokoteplotní mají teploty nad 200 °C. Lze je použít na přímou výrobu elektřiny.

Zdroje můžeme dále klasifikovat na základě kritérií vztahujících se k jejich fyzikálním a chemickým vlastnostem nebo geologickým procesům souvisejícím s jejich vznikem.

Na základě typů teplotních režimů uvnitř Země rozdělujeme zdroje geotermální energie:

- energie Země, která je ve smyslu této klasifikace chápána jako tepelná energie v zóně u jejího povrchu bez anomálního zvýšení teploty při geologických procesech
- energii magmy, která představuje koncentraci tepla v zóně vzájemně nesouvisejících regionů při povrchu Země, která vznikla při jednom nebo více geologických procesech
- geotlakovou energii, koncentrace tepla v sedimentárních pánvích vzájemně nesouvisejících regionů, která vznikla při jednom nebo více geologických procesech
- energii tepla suchých hornin, která je vázána na větší hloubky spojené se zvýšením teploty při geologických procesech
- hydrogeotermální energii, kterou tvoří přírodní horká voda a pára

Ve vztahu k přenosu tepla hornin můžeme zdroje geotermální energie rozdělit:

- hydrogeotermální zdroje u nichž přenos tepla na povrch z hornin uložených v hloubce zabezpečuje teplotonosná látka ve formě geotermální vody nebo geotermální páry, přičemž využívání těchto zdrojů geotermální energie má dlouhou tradici a propracované technologické postupy přinášející ekonomický efekt
- teplo suchých hornin, u nichž přenos tepla na povrch z hornin zabezpečuje teplotonosná látka ve formě obyčejné vody recirkulující přes uměle vytvořený štěrbinový výměník tepla mezi dvěma hlubokými vrty, přičemž využívání těchto zdrojů geotermální energie je v současnosti v poloze vědeckých projektů realizovaných v zahraničí v posledních letech [24]

4 Přenos tepla

Mezi tělesy s různými teplotami dochází k přenosu tepla vždy z tělesa teplejšího na těleso chladnější. Nejčastěji se setkáváme s různými kombinacemi těchto třech způsobů. K přenosu tepla dochází třemi způsoby:

- vedením (kondukcí)
- prouděním (konvekcí)
- sáláním (radiací)

4.1 Přenos tepla vedením

Šíření tepla vedením se uplatňuje v pevných látkách. Teplo se šíří od teplejšího místa k chladnějšímu. Objemová hustota energie ($\text{J}\cdot\text{m}^{-3}$) je množství energie W příslušející jednotce objemu prostředí V .

$$w = \frac{dW}{dV} \quad (3)$$

Difúzní přenos energie ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$) je podmíněný pohybem částic prostředí proti gradientu hustoty energie.

$$\varphi = -\frac{1}{2} \cdot v_{av} \cdot l_{av} \cdot \text{grad } w \quad (4)$$

Výraz $\frac{1}{2} \cdot v_{av} \cdot l_{av} = a_D$ se nazývá koeficient difúzního přenosu energie.

Energii v tuhém prostředí, které má blízko termodynamické rovnováže zastupuje pouze vnitřní energie, její hustota a teplota prostředí. Poté se změna této vnitřní energie dw a teploty dT rovná tepelné kapacitě v jednotce objemu prostředí. Proto lze využít analogie mezi $dw = du$.

$$\frac{dw}{dT} \equiv \frac{du}{dT} = \rho \cdot c \quad (5)$$

$$dw \equiv du = \rho \cdot c \cdot dT \quad (6)$$

Pokud dosadíme rovnice (5) a (6) do (4), získáme hustotu tepelného toku vedením tepla.

$$q_v = -a_v \cdot \text{grad } u = -a_v \cdot \text{grad } (\rho \cdot c \cdot T) \quad (7)$$

Pokud se bude měnit pouze gradient teploty, pak platí rovnice:

$$q_v = -a_v \cdot \rho \cdot c \cdot \text{grad } T = -\lambda \cdot \text{grad } T \quad (8)$$

Tato rovnice vyjadřuje hustotu tepelného toku vedením tepla a zároveň je tato rovnice matematickým vyjádřením Fourierova zákona pro vedení tepla. Tepelná vodivost λ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) vyjadřuje termofyzikální vlastnost prostředí. Soubor fyzikálních parametrů nazýváme koeficient teplotní vodivosti a_v ($\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$). Ten je ekvivalentem koeficientu a_D .

$$a_v = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad (9)$$

Spojnice míst se stejnou hladinou tepelné energie se nazývají izotermy, izotermické plochy jsou tedy místa se stejnou teplotou. Největší změny teploty nastávají ve směru normály k izotermické ploše. Limitní hodnotou teplotního spádu je gradient teploty. Je to vektor kolmý k izotermické ploše.

Množina teplotních gradientů tvoří vektorové pole. Existence pole znamená, že v prostoru dochází k šíření tepla. [16]

$$\text{grad } \mathcal{G} = \lim_{n \rightarrow 0} \frac{\Delta \mathcal{G}}{\Delta n} \mathbf{n}^0 \quad (10)$$

4.2 Přenos tepla prouděním

K šíření tepla prouděním dochází v kapalinách nebo v plynech. Proudění je takový způsob přenosu tepla, který je vázán na přenos hmoty o určité vnitřní energii z jednoho místa na druhé. Z makroskopického pohledu se nejedná o přenos tepla, ale o přenos hmoty, na kterou je teplo vázané. Tento pohyb je iniciován buď gradientem teploty, nebo také vnějším působením. Rozlišují se tedy dvě možnosti přirozené proudění a nucené proudění. V obou případech se přenos hmotnosti prostředí vyjadřuje pomocí vektoru hustoty toku hmotnosti ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$).

$$m_k = \rho \cdot v \quad (11)$$

Vektor hustoty tepelného toku proudění získáme vynásobením hustoty toku hmotnosti m_k přenášenou vnitřní energií ($m \cdot c \cdot \mathcal{G}$) v jednotce hmotnosti, tedy platí rovnice:

$$q_k = m_k \cdot c \cdot T = v \cdot \rho \cdot c \cdot T = v \cdot u \quad (12)$$

Což je v souladu s 1. větou termodynamiky a vyjadřuje přenos tepla pouze prouděním. V reálném prostředí se na přenosu tepla v prostředí podílí i difúze. Celkový přenos tepla je poté difúzně-konvekční.

$$q_{v,k} = q_v + q_k = -\lambda \cdot \text{grad } T + v \cdot \rho \cdot c \cdot T \quad (13)$$

Příspěvek jednotlivých tepelných toků v předchozí rovnici je závislý na druhu, rychlosti, termodynamických a hydrodynamických podmínkách prostředí. Toto posouzení je v praxi velmi složité a náročné, proto se pro běžné potřeby používá matematicko-experimentální model. Pro obtékání povrchu pevného prostředí s teplotou T_p a proudící tekutinou s teplotou T_i platí rovnice:

$$q_k = \alpha \cdot (T_p - T_i) = \alpha \cdot \Delta T \quad (14)$$

To znamená, že hustota tepelného toku prouděním je přímo dána teplotním rozdílem mezi povrchem a tekutinou. Velikost hustoty ovlivňuje součinitel přestupu tepla α ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$). Součinitel přestupu tepla prouděním α je závislý na tlaku, teplotě, rychlosti proudění tekutiny, na druhu proudění, na fyzikálních vlastnostech kapaliny, dále na tvaru, rozměrech a drsnosti obtékaného tělesa. [16]

4.3 Přenos tepla sáláním

Každé těleso s teplotou větší než 0 K, vyzařuje do svého okolí energii ve formě elektromagnetických vln, které se šíří v průzračném prostředí šíří přímočaře a všemi směry. Na těleso rovněž dopadá tepelný tok od ostatních těles v prostoru. K ohřevu tělesa pochopitelně dochází, pokud přijímá ze svého okolí více energie, než samo vyzáří a naopak. Množství vyzařované energie je úměrné ploše aktivního povrchu tělesa a čtvrté mocnině jeho termodynamické teploty. Je rovněž závislé na charakteru povrchu tělesa.

Tok energie dopadající na těleso se rozdělí na tři části:

- odražený tok
- prostupný tok
- pohlcený tok

$$a + b + c = 1 \quad (15)$$

kde	a	záření pohlcené (-)
	b	záření odražené (-)
	c	záření procházející tělesem (-)

Lze definovat tyto extrémy:

$a = 1$	absolutně černý povrch
$b = 1$	absolutně bílý povrch
$c = 1$	průzračné prostředí [16]

4.4 Zákony sálání

Přenos tepla sáláním se řídí fyzikálními zákony.

4.4.1 Zákon Stefan-Boltzmannův

Zákon Stefan-Boltzmannův popisuje celkovou intenzitu záření absolutně černého tělesa. Tento zákon říká, že intenzita vyzařování M ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$) roste se čtvrtou mocninou termodynamické teploty zářícího tělesa:

$$M = \sigma \cdot T^4 \quad (16)$$

kde	σ	Stefan-Boltzmannova konstanta $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$
	T	termodynamická teplota (K)

4.4.2 Zákon Planckův

Zákon Planckův popisuje závislost spektrální intenzity záření M_λ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-3}$) absolutně černého tělesa na jeho povrchové teplotě:

$$M_\lambda = f(T, \lambda) = \frac{C_1}{\lambda^5 \left(e^{\frac{C_2}{\lambda \cdot T}} - 1 \right)} \quad (17)$$

kde	$C_1 = 3,74 \cdot 10^{-16} \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$
	$C_2 = 1,44 \cdot 10^{-2} \text{ m}\cdot\text{K}$

Rovnice nám udává vyzářený výkon z 1 m^2 plochy pouze pro 1 vlnovou délku λ . Celkový vyzářený výkon bude sumou pro všechny vlnové délky, tedy pro $\lambda = 0$ do $\lambda = \infty$.

4.4.3 Zákon Wienův

Spektrální intenzita záření M_λ je za dané teploty nejintenzivnější pro vlnovou délku λ_m , která je nepřímo úměrná této teplotě T . Z toho vyplývá, že těleso vyzařuje svým povrchem při nízké teplotě pouze dlouhovlnné (infračervené) záření. S rostoucí teplotou tedy nejen stoupá zářivost tělesa, ale maximum vyzařovaného spektra se rovněž posouvá ke kratším vlnovým délkám - Wienův posunovací zákon.

$$\lambda_m = \frac{2892}{T} \quad (18)$$

4.4.4 Zákon Kirchhoffův

Zákon Kirchhoffův platí pro spektrální i úhrnnou zářivost šedých těles ve vztahu k tělesům s absolutně černým povrchem.

Poměr úhrnné zářivosti a relativní pohltivosti šedého tělesa je závislý pouze na absolutní teplotě tělesa T a nezávisí na barvě povrchu. Můžeme tedy napsat Kirchhoffův zákon pro záření také v této podobě pro spektrální zářivost:

$$\frac{M_{\text{š}}}{A_{\text{š}}} = f(T) = \frac{M_{\text{č}}}{A_{\text{č}}} = M_{\text{č}} \quad (19)$$

$$\frac{M_{\lambda\text{š}}}{A_{\lambda\text{š}}} = f(T, \lambda) = M_{\lambda\text{č}} \quad (20)$$

kde $M_{\text{š}}, M_{\text{č}} (M_{\lambda\text{š}}, M_{\lambda\text{č}})$ úhrnné (spektrální) zářivosti šedého a černého povrchu
 $A_{\text{š}}, A_{\text{č}} (A_{\lambda\text{š}}, A_{\lambda\text{č}})$ relativní (spektrální) pohltivosti šedého a černého povrchu
[16]

5 Výpočet tepelných ztrát

Při návrhu vytápění se musí nejprve určit výpočtem tepelné ztráty objektu. Výpočet tepelné ztráty se určuje podle normy ČSN EN 12831. Tato norma je aktuálně platná a nahrazuje dřívější normu ČSN 06 0210. Tepelné ztráty se vždy určují pomocí výpočetní techniky s využitím specializovaných programů.

5.1 Princip výpočtové metody

Výpočtová metoda pro základní případy je založena na těchto předpokladech:

- rozložení teplot je rovnoměrné
- tepelné ztráty jsou vypočítány pro podmínky ustáleného stavu za předpokladu konstantních vlastností: teplot, charakteristik stavebních konstrukcí

Výpočtový postup pro základní případy může být použit pro většinu budov:

- jejichž výška místností nepřesahuje 5 m
- které se vytápějí, nebo se předpokládá, že se vytápějí konstantní teplotou

Při výpočtu projektovaných tepelných ztrát vytápěného prostoru se musejí zohlednit tyto předpoklady:

- projektovaná tepelná ztráta prostupem, která představuje tepelnou ztrátu prostupem tepla přes ohraničující konstrukce, jakož i prostup tepla mezi prostory vzhledem ke skutečnosti, že sousedující prostory se mají vytápět, nebo se obvykle předpokládá, že jsou vytápěny na různé teploty
- projektovaná tepelná ztráta větráním, která představuje tepelnou ztrátu jako výsledek potřeby větrání či infiltrace přes obalové konstrukce budovy nebo šíření tepla větráním z jednoho vytápěného prostoru do druhého vytápěného prostoru uvnitř budovy [16]

5.2 Výpočtový postup pro vytápěný prostor

Výpočtový postup pro vytápěný prostor se skládá z těchto kroků:

- určení hodnot venkovní výpočtové teploty a průměrné roční venkovní teploty
- určení stavu prostorů (vytápěný nebo nevytápěný) a určení hodnot vnitřní výpočtové teploty každého vytápěného prostoru
- určení rozměrových a tepelných charakteristik všech stavebních konstrukcí pro všechny vytápěné nebo nevytápěné prostory
- výpočet měrné tepelné ztráty prostupem a její vynásobení výpočtovým rozdílem teplot, výsledkem je projektovaná tepelná ztráta prostupem tepla
- výpočet měrné tepelné ztráty větráním a její vynásobení výpočtovým rozdílem teplot, výsledkem je projektovaná tepelná ztráta větráním
- výpočet celkové projektované tepelné ztráty vytápěného prostoru jako součet projektovaných tepelných ztrát prostupem tepla a projektovaných tepelných ztrát větráním
- výpočet zátopového tepelného výkonu, doplňkového příkonu potřebného k vyrovnání vlivu přerušovaného vytápění
- výpočet celkového projektovaného tepelného příkonu vytápěného prostoru jako součet celkové projektované tepelné ztráty a zátopového tepelného výkonu [16]

5.3 Výpočtový postup pro část budovy nebo celou budovu

Pro návrh zdroje tepla, například výměníku tepla nebo kotle, se musí vypočítat celkový projektovaný tepelný příkon části budovy nebo celé budovy. Výpočtový postup se zakládá na výsledcích výpočtu po jednotlivých místnostech.

Kroky výpočtového postupu pro část budovy nebo pro celou budovu jsou:

- sčítání projektovaných tepelných ztrát prostupem tepla všech vytápěných prostorů bez uvažování šíření tepla uvnitř určených systémových hranic s cílem vypočítat celkovou projektovanou tepelnou ztrátu prostupem tepla pro část budovy nebo celou budovu
- sčítání projektovaných tepelných ztrát větráním všech vytápěných prostorů bez uvažování šíření tepla uvnitř určených systémových hranic s cílem vypočítat celkovou projektovanou tepelnou ztrátu větráním pro část budovy nebo celou budovu
- sčítání celkové projektované tepelné ztráty prostupem tepla a celkové projektované tepelné ztráty větráním s cílem vypočítat celkovou projektovanou tepelnou ztrátu pro část budovy nebo celou budovu
- sčítání hodnot zátopových tepelných výkonů ve veškerých vytápěných prostorech s cílem vypočítat celkový zátopový tepelný výkon pro část budovy nebo celou budovu, který je potřebný k vyrovnání vlivu přerušovaného vytápění
- výpočet celkového projektovaného tepelného příkonu pro část budovy nebo celou budovu jako součet celkové projektované tepelné ztráty a celkového zátopového tepelného výkonu [16]

5.4 Výpočet tepelných ztrát podle normy ČSN EN 12831

Norma stanoví postup výpočtu dodávky tepla nutné pro vytápění a dosažení potřebné vnitřní teploty. Novým prvkem je započítání tepelných mostů, naopak v normě není uvažováno s žádnými tepelnými zisky.

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} \quad (21)$$

kde Φ_i tepelná ztráta prostupem a větráním (W)
 $\Phi_{T,i}$ navrhovaná tepelná ztráta prostupem konstrukcí (W)
 $\Phi_{V,i}$ navrhovaná tepelná ztráta větráním (W)

5.4.1 Tepelná ztráta prostupem a tepelné mosty

Navrhovaná tepelná ztráta prostupem se určí podle vztahu:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\vartheta_{int,i} - \vartheta_e) \quad (22)$$

kde $H_{T,ie}$ tepelná ztráta prostupem přímo do venkovního prostředí ($W \cdot K^{-1}$)
 $H_{T,iue}$ tepelná ztráta prostupem přes nevytápěný prostor ($W \cdot K^{-1}$)
 $H_{T,ig}$ tepelná ztráta prostupem do zeminy ($W \cdot K^{-1}$)
 $H_{T,ij}$ tepelná ztráta prostupem přes prostor vytápěný na jinou teplotu ($W \cdot K^{-1}$)
 $\vartheta_{int,i}$ výpočtová vnitřní teplota ($^{\circ}C$)
 ϑ_e výpočtová venkovní teplota ($^{\circ}C$).

Pojem tepelný most je novinkou v normě a charakterizuje tepelnou ztrátu prostupující stěnou v místě styku dvou různých konstrukcí. Tepelný most je charakterizován lineárním činitelem prostupu tepla ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) a také jeho délkou (m).

$$H_{T,ie} = \sum_k S_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_l \Psi_l \cdot l_l \cdot e_l \quad (23)$$

kde S_k plocha stavební části (m^2)
 e_k, e_l korekční činitelé pro vystavení povětrnostním vlivům (-)
 U_k součinitel prostupu tepla stavební částí ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
 l_l délka tepelného mostu (m)
 ψ_l činitel prostupu tepla tepelného mostu ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)

5.4.2 Tepelné ztráty větráním

Pro určení tepelné ztráty větráním se vychází z následující rovnice.

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\mathcal{G}_{int,i} - \mathcal{G}_e) \quad (24)$$

kde $H_{V,i}$ součinitel tepelné ztráty větráním ($W \cdot K^{-1}$)

$$H_{V,i} = 0,34 \cdot V_i \quad (25)$$

kde V_i výměna vzduchu ve vytápěném prostoru ($m^3 \cdot h^{-1}$)

Pro určení V_i je důležitý zejména fakt, jestli se jedná o přirozené nebo nucené větrání. Při přirozeném větrání je dostatečná výměna vzduchu dána infiltrací obvodovým pláštěm budovy a hygienickým množstvím vzduchu, který se musí vyměnit.

Při přirozeném větrání se předpokládá, že přiváděný vzduch má teplotní charakteristiku venkovního vzduchu. Proto je tepelná ztráta úměrná rozdílu mezi vnitřní výpočtovou teplotou a venkovní oblastní výpočtovou teplotou. Hodnota objemového průtoku vzduchu, která se používá při výpočtu projektované měrné tepelné ztráty větráním, je vyšší hodnotou z hodnot objemového průtoku vzduchu infiltrací v důsledku proudění vzduchu skrze spáry a styky obalových konstrukcí a minimálního objemového průtoku vzduchu potřebného z hygienických důvodů.

Se systémem nuceného větrání přiváděný vzduch nemusí mít nevyhnutelně teplotní charakteristiku venkovního vzduchu, pokud se používá systém zpětného získání tepla z odváděného vzduchu, nebo se venkovní vzduch upravuje (předehřívá) v centrálním vzduchotechnickém zařízení. Další možností je, že přiváděný vzduch přichází ze sousedních prostorů.

V těchto případech se použije teplotní redukční činitel, který zohledňuje rozdíl mezi teplotou přiváděného vzduchu a venkovní oblastní výpočtovou teplotou.

$$V_{min,i} = n_{min} \cdot V_i \quad (26)$$

kde n_{min} minimální intenzita výměny venkovního vzduchu (h^{-1})
 V_i objem vytápěné místnosti (m^3)

Minimální intenzita výměny vzduchu je pro základní obytnou místnost $0,5 h^{-1}$ a pro koupelnu $1,5 h^{-1}$.

5.4.3 Prostory s přerušovaným vytápěním

Prostory s přerušovaným vytápěním vyžadují zátopový tepelný výkon, aby během určené doby bylo zajištěno dosažení požadované vnitřní výpočtové teploty po teplotním útlumu, nebo přerušování vytápění.

Zátopový tepelný výkon závisí na těchto činitelích

- akumulační vlastnosti stavebních konstrukcí
- doba zátoku
- snížení teploty během teplotního útlumu
- vlastnosti řídicího a regulačního systému

Zátopový tepelný výkon není nezbytný pokud řídicí a regulační systém je schopen skončit teplotní útlum v případě nejchladnějších dní, nebo lze snížit tepelné ztráty (například tepelné ztráty větráním) během teplotního útlumu.

Zátopový tepelný výkon lze určit detailním způsobem pomocí dynamických výpočtových postupů. K určení zátopového tepelného výkonu pro zdroj tepla a otopná tělesa lze použít zjednodušenou výpočtovou metodu v těchto případech:

pro budovy k bydlení

- když doba snížení teploty (noční teplotní útlum) trvá méně než 8 hodin
- když konstrukce budovy nejsou lehké (jako jsou dřevostavby)

pro jiné než budovy k bydlení

- když doba snížení teploty trvá méně než 48 hodin (víkendový teplotní útlum)
- když doba obsazenosti budovy během pracovních dní je delší než 8 hodin denně
- když vnitřní výpočtová teplota je od 20 do 22 °C

5.4.4 Zjednodušená metoda určení tepelného zátopového výkonu

Zátopový tepelný výkon $\Phi_{RH,i}$, který je potřebný k vyrovnání vlivu přerušovaného výkonu ve vytápěném prostoru, se vypočítá podle následujícího vzorce.

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH} \quad (27)$$

kde $\Phi_{RH,i}$ zátopový tepelný výkon (W)

A_i plocha podlahy vytápěného prostoru (m²)

f_{RH} korekční součinitel, který závisí na době zátoku a uvažovaném snížení vnitřní teploty během teplotního útlumu (W·m⁻²)

5.4.5 Navrhovaný tepelný výkon

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} \quad (28)$$

kde $\Phi_{HL,i}$ navrhovaný tepelný výkon (W)

$\Phi_{T,i}$ tepelná ztráta prostupem konstrukcí (W)

$\Phi_{V,i}$ tepelná ztráta větráním (W)

$\Phi_{RH,i}$ zátopový výkon nutný při přerušovaném vytápění (W)

5.4.6 Projektovaný tepelný výkon pro část budovy nebo celou budovu

Výpočet projektovaného tepelného výkonu pro část budovy nebo celou budovu nebude počítat s teplem, které se šíří prostupem nebo větráním uvnitř obalových konstrukcí částí budovy, například s tepelnými ztrátami mezi jednotlivými byty.

Projektovaný tepelný výkon pro část budovy nebo celou budovu Φ_{HL} se vypočítá podle vzorce:

$$\Phi_{HL,i} = \Sigma\Phi_{T,i} + \Sigma\Phi_{V,i} + \Sigma\Phi_{RH,i} \quad (29)$$

kde	$\Sigma\Phi_{HL}$	projektovaný tepelný výkon pro část budovy (W)
	$\Sigma\Phi_{T,i}$	součet tepelných ztrát prostupem tepla všech vytápěných prostorů kromě tepla šířícího se uvnitř části budovy nebo celé budovy (W)
	$\Sigma\Phi_{V,i}$	tepelné ztráty větráním všech vytápěných prostorů kromě tepla šířícího se uvnitř části budovy nebo celé budovy (W)
	$\Sigma\Phi_{RH,i}$	součet hodnot zátopových tepelných výkonů (W) [16]

5.5 Výpočet tepelných ztrát podle normy ČSN 06 0210

Pro výpočet tepelných ztrát budov jsou nutné tyto předpoklady:

1. situační plán, ze kterého je zřejmá poloha budovy vzhledem ke světovým stranám, výška a vzdálenost okolních budov a terénních překážek
2. půdorys jednotlivých podlaží budov se všemi hlavními stavebními rozměry, včetně rozměrů oken a dveří
3. řezy budov s udáním hlavních světlých a konstrukčních výšek podlaží
4. tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí
5. součinitel spárové průvzdušnosti oken i_w , součinitel prostupu tepla oken a dveří k , dále údaje o materiálu konstrukci oken a dveří potřebné k výpočtu tepelných ztráty místnosti prostupem a infiltrací
6. údaje o druhu místnosti.
7. údaje o teplotách, pro volbu výpočtové venkovní teploty t_e je vhodné použít údaje nejbližší hydrometeorologické stanice. Výpočet vnitřní teploty t_i se volí podle normy v souladu s hygienickými předpisy nebo na základě výslovného požadavku investora

Součinitel tepla prostupu tepla konstrukce k a součinitel prostupu tepla zabudovanou konstrukcí se stanoví podle normy. Plochy stropů, podlah a svislých stěn se vypočítají s vnitřních rozměrů místností, pouze u výšky se počítá s konstrukční výškou podlaží. Tato zásada platí také pro určení celkové plochy všech konstrukcí pro stanovení ΣS při výpočtu průměrného součinitele prostupu tepla konstrukcemi místnosti k_C . Plocha okenních a dveřních otvorů se stanoví podle jejich skladebných rozměrů včetně rámu a zárubní. [16]

5.5.1 Výpočet celkových tepelných ztrát

Celková tepelná ztráta místnosti Φ_c podle ČSN 06 0210 se rovná součtu tepelné ztráty prostupem stěnami Φ_p a tepelné ztráty větráním Φ_v snížená o trvalé tepelné zisky Φ_z .

$$\Phi_c = \Phi_p + \Phi_v - \Phi_z \quad (30)$$

5.5.2 Tepelná ztráta prostupem

Tepelná ztráta prostupem stěnami se určuje z tepelné (základní) ztráty připočítáním přírážek podle vztahu:

$$\Phi_p = \Phi_o \cdot (1 + p_1 + p_2 + p_3) \quad (31)$$

kde	Φ_o	základní tepelná ztráta prostupem tepla (W)
	p_1	přírážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí (-)
	p_2	přírážka na urychlení zátoku (-)
	p_3	přírážka na světovou stranu (-)

Základní tepelná ztráta Φ_o je rovna součtu tepelných toků prostupem jednotlivými stěnami ohraničujícími vytápěnou místnost do venkovního prostředí nebo sousedních místností.

$$\Phi_o = \alpha_1 \cdot S_1 \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{e1}) + \alpha_2 \cdot S_2 \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{e2}) + \dots + \alpha_n \cdot S_n \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{en})$$

$$= \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot S_j \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{ej}) \quad (32)$$

kde S_j plocha ochlazované stěny (m^2)
 α_j součinitel prostupu tepla ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
 ϑ_i výpočtová vnitřní teplota ($^{\circ}C$)
 ϑ_{ej} teplota na vnější straně j-té stěny ($^{\circ}C$)

Je-li u některé ze stěn teplota na vnější straně vyšší než teplota ve vytápěné místnosti, má tepelný tok touto stěnou zápornou hodnotu. V tomto případě jde o tepelný zisk Φ_z , který zmenšuje základní tepelnou ztrátu Φ_o .

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty výpočtové vnitřní teploty ϑ_i pro různé typy místností.

Druh vytápěné místnosti	Vnitřní teplota ϑ_i ($^{\circ}C$)
obývací místnosti, jako obývací pokoj, ložnice, pracovny, dětské pokoje	20
kuchyně	20
koupelny	24
klozety	20
předsíně, chodby	15

Tab. 1 Hodnoty výpočtové vnitřní teploty ϑ_i pro různé typy místností

Přirážka na vyrovnání vlivu chladných stěn p_1 umožňuje zvýšení teploty vnitřního vzduchu tak, aby při nižší povrchové teplotě ochlazovaných stěn ϑ_p bylo ve vytápěné místnosti dosaženo požadované vnitřní teploty ϑ_i , pro kterou je základní tepelná ztráta počítána. Tato přirážka závisí na průměrném součiniteli prostupu tepla všech stěn místnosti α_c , který lze vyjádřit následujícím vztahem.

$$\alpha_c = \frac{\Phi_o}{\sum S \cdot (\vartheta_i - \vartheta_e)} \quad (33)$$

kde $\sum S$ celková plocha všech konstrukcí, které ohraničují vytápěnou místnost (m^2)
 ϑ_e výpočtová venkovní teplota pro určitou oblast daná normou ($^{\circ}C$)

Přirážku na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí p_1 lze pak stanovit ze vztahu $p_1 \sim 0,15 \cdot \alpha_c$ nebo přibližně určit z následující tabulky.

α_c ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	do 0,1	0,1 - 0,9	0,9 - 1,5	1,5 - 2,0
p_1	0	0,03 - 0,12	0,15 - 0,21	0,25 - 0,30

Tab. 2 Přirážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí p_1

S přírážkou na urychlení zátopu p_2 se v bytové výstavbě, nemocnicích apod. počítá jen v případech, kdy ani při nejnižších venkovních teplotách nelze zajistit nepřerušovaný provoz vytápění. Za normálních okolností se s přírážkou p_2 nepočítá. Pro přerušovaný provoz se volí podle doby vytápění takto $p_2 = 0,1$ při denní době vytápění delší než 16 hodin, $p_2 = 0,2$ při denní době vytápění kratší než 16 hodin.

O výši přírážky na světovou stranu p_3 rozhoduje poloha nejvíce ochlazované stavební konstrukce místnosti, při více ochlazovaných konstrukcích poloha jejich společného rohu. Hodnoty přírážky p_3 udává následující tabulka.

Světová strana	J	JZ	Z	SZ	S	SV	V	JV
p_3	-0,05	0	0	0,05	0,1	0,05	0,05	0

Tab. 3 Výše přírážky p_3 podle světové strany

5.5.3 Tepelná ztráta větráním

Tepelná ztráta větráním Φ_v vyjadřuje ztrátu tepla způsobenou přirozeným větráním infiltrací nebo při nuceném podtlakovém větrání.

$$\Phi_v = c_v \cdot V_v \cdot (g_i - g_e) \quad (34)$$

kde c_v objemová tepelná kapacita vzduchu při teplotě 0 °C, $c_v = 1300 \text{ J} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$
 V_v objemový tok větracího vzduchu ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

Objemový tok větracího vzduchu prostoru V_v musí vycházet z hygienických, nebo technologických požadavků. Hygienické a technologické požadavky jsou dány potřebnou intenzitou výměny vzduchu n_h (h^{-1}).

Potřebný průtok se stanoví ze vztahu:

$$V_{vh} = \frac{n_h}{3600} \cdot V_m \quad (35)$$

kde V_{vh} průtok ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)
 V_m vnitřní objem prostoru (m^3)

Při přirozeném větrání infiltrací se objemový tok větracího vzduchu V_{vp} ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) stanoví ze vztahu:

$$V_{vp} = \sum (i_{iv} \cdot L) \cdot B \cdot M \quad (36)$$

kde $\sum (i_{iv} \cdot L)$ součet průvzdušnosti oken a venkovních dveří dané místnosti ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-0,67}$)
 i_{iv} součinitel spárové průvzdušnosti ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} / \text{m} \cdot \text{Pa}^{0,67}$)
 L délka spár otvíratelných částí oken a venkovních dveří (m)
 B charakteristické číslo budovy ($\text{Pa}^{0,67}$)
 M charakteristické číslo místnosti (-)

Hodnoty činitele spárové průvzdušnosti i_{iv} oken a venkovních dveří nalezneme v normě. Celková délka spáry L se stanovuje ze skladebných rozměrů otvíratelných oken a dveří.

Součet součinů $\sum (i_{iv} \cdot L)$ se vztahuje na okna a venkovní dveře na návětrné straně budovy. U řadových místností s jednou venkovní konstrukcí se za návětrnou stranu považuje stana, na které je

venkovní konstrukce s oknem. U rohových místností s okny v obou venkovních stavebních konstrukcích se počítá se $\sum(i_{iv} \cdot L)$ pro okna v obou stavebních konstrukcích. U místností s okny v protilehlých konstrukcích se za návětrnou stranu považuje strana, pro kterou má $\sum(i_{iv} \cdot L)$ větší hodnotu.

Charakteristické číslo budovy **B** závisí na rychlosti větru volené podle polohy budovy vzhledem ke krajině a na druhu budovy (rozlišují se řadové budovy a osamělé stojící budovy). Podle toho jak je budova v krajině vystavena náporu větru, se rozlišuje:

Chráněná poloha

- domy ve vnitřních částech měst, pokud příliš nepřevyšují okolí
- domy ve střední části sídlišť s převážně řadovou zástavbou
- domy ze všech stran a v celé výšce chráněné okolím

Nechráněná poloha

- domy ve vnitřních částech měst a sídlišť, pokud značně převyšují okolí
- domy na okraji sídlišť s převážně řadovou zástavbou
- domy v sídlištích s převážně bodovou zástavbou, pokud značně převyšují okolí
- osamělé stojící domy v údolích, v zalesněné krajině

Velmi nepříznivá poloha

- domy v sídlištích s převážně bodovou zástavbou, pokud značně převyšují okolí
- osamělé stojící domy na březích řek a jezer, na nezalesněných návrších, na rozlehlých rovinách

Charakteristické číslo místnosti **M** závisí na poměru mezi průvzdušností oken a vnitřních dveří. Rozlišujeme tyto případy:

- místnosti, kde průvzdušnost vnitřních dveří je menší než průvzdušnost oken ($M = 0,4$)
- místnosti, kde průvzdušnost vnitřních dveří je přibližně stejná jako průvzdušnost oken ($M = 0,5$)
- místnosti, kde průvzdušnost vnitřních dveří je větší než průvzdušnost oken ($M = 0,7$)
- místnosti bez vnitřních stěn, sály, velkoprostorové kanceláře ($M = 1$)

Výpočtová venkovní teplota se pro území ČR volí -12 °C , -15 °C , -18 °C . [16]

5.6 Porovnání normy ČSN EN 12831 s ČSN 06 0210

Největší rozdíl v obou normách je tepelná ztráta přestupem konstrukcí, která se zejména odlišuje existencí, nebo absencí tepelných mostů. Dále norma ČSN EN 12831 nepočítá s tepelnými zisky získanými přítomností osob, nebo působení slunečního záření. K výpočtu tepelných ztrát se musí přistupovat velmi detailně, aby bylo zaručeno správné navržení tepelného zdroje.

6 Navrhování zemních vrtů

Vytápění budovy Auly zajišťují tepelná čerpadla Země - voda, které používají zemní vertikální vrty. Pomocí kolektorů uložených ve vrtech získáváme geotermální energii ze Země. Tepelná čerpadla s použitím vrtů mají vyšší pořizovací cenu, ale nemají omezený výkon vlivem venkovního počasí, jako je tomu u tepelných čerpadel vzduch - voda. Výhodou použití tepelných čerpadel se systémem zemních vrtů je možnost používat konstantní teplotu ve vrtu pro chlazení objektu v letním období. Při chlazení objektu získáváme tepelnou energii, kterou dodáváme vrtům a tím zregenerujeme vrty pro další využívání v zimním období.

6.1.1 Hloubka a počet vrtů

Obvyklé hloubky vrtů se pohybují od 70 až 140 m, v některých případech lze dosáhnout i 160 m. Hloubka vrtu je dána místními podmínkami a dostupností vrtací techniky. V případě většího množství vrtů se celková délka rozdělí do více vrtů stejné délky. Pokud geologické podmínky nebo technologie vrtání neumožní dosáhnout hloubky 50 m, je možné v krajním případě vrtat i kratší vrty, ale doporučuje se zvýšit celková délka vrtů o 10 %. Při větším počtu krátkých vrtů je možné spojit vždy dva vrty do jedné smyčky. Při větším počtu smyček se snažíme, aby jejich délky včetně přípojek byly přibližně stejné. Výrazně se tak zjednoduší vyregulování průtoků jednotlivými smyčkami. Vzdálenost vrtů od sebe by neměla být menší než 10 m. [18]

6.1.2 Technologie vrtání

Vrty se provádí metodou rotačně příklepového vrtání. Vrtné kladivo je poháněno stlačeným vzduchem a ten zároveň vynáší vyvrtaný materiál z vrtu. Tato technologie je používána ve většině případů. Pokud podloží není pro tento typ vrtání vhodné, nasazuje se vrtání s výplachem, kdy je vzduch nahrazen směsí vody a dalších příměsí. Ta pak vynáší materiál z odvrtného vrtu i v případech silného zvětrání podloží nebo při nestabilní stěně vrtu. Vrtné stroje jsou vybaveny technologií řízeného odvádění vývrtné směsi mimo vrtané místo do připravených kalových jímek nebo vodotěsných kontejnerů. Vrtání může probíhat téměř bez negativních vlivů na čistotu v místě vrtání. Vrtné stroje jsou umístěné na podvozku nákladního terénního vozu nebo na pásovém podvozku. Hmotnost těchto strojů včetně podvozku se pohybuje v rozmezí 6 až 20 tun. Kompresor, který pohání vzduchem vrtné kladivo a odvod vývrtné směsi může být odstaven na vzdálenější plochu. Pro zajištění rychlejšího vrtání a manipulace kolem strojů je nutné v blízkosti zajištění místa na složení vrtných tyčí. [18]

6.1.3 Zásady při dimenzování vrtů

Výhodou hlubinných vrtů je malá prostorová náročnost, nezhodnocení pozemku a dobré tepelné zisky během topné sezóny. Potřebnou hloubku vrtů vždy stanovuje hydrogeolog, který má k dispozici hydrogeologické mapy s charakterem podloží. Vhodně zvolená celková délka vrtů, vztažená na složení podloží dané lokality zabezpečuje provoz tepelných čerpadel bez omezení výkonu. Shodně jako u zemních plošných kolektorů je nutné co nejpřesněji dimenzovat. Poddimenzování vede při velkém odběru tepla k silnému ochlazení Země a dochází až k zamrznutí vrtu. Tím se zmenšuje nejen výkonnost tepelného čerpadla, ale v letním období se nemůže podloží v místě vrtu dokonale regenerovat. Pokud projektant vrty silně poddimenzuje a navrhne tedy vrty kratší, než by bylo vhodné tak dochází v průběhu 3 až 7 let ke snižování efektivnosti systému vytápění. V tomto případě není tedy zaručena rovnováha mezi přenosem tepla v podloží a jeho čerpáním. Aby bylo možno navrhovat hloubky vrtů u malých zařízení do 30 kW výkonu, byly specifikovány směrné hodnoty možného zatížení vrtu chladicím výkonem tepelného čerpadla.

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty možného odběru energie z vrtů. Hodnoty jsou vždy vztaženy na 1 m hloubky vrtu, platí pro samotný vrt nebo vrty v lince, hodnoty je možno využívat do 30 kW výkonu zařízení a pro vystrojení vrtu čtyři trubky o průměru 32 mm. [18]

podloží v zemské kůře	možný odběr	
	1800 hodin provozu	2400 hodin provozu
horší podloží (suché sedimenty) ($\lambda < 1,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	25 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	20 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$
normální pevná hornina nebo vodou nasycený sediment ($\lambda = 1,5-3,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	60 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	50 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$
pevná hornina s vysokou tepelnou vodivostí ($\lambda > 1,5-3,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	84 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	70 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$

Tab. 4 Obecné hodnoty možného odběru energie ze Země [18]

typ horniny v zemské kůře	možný odběr	
	1800 hodin provozu	2400 hodin provozu
suché štěrky a písky	< 25 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	< 20 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$
zvodněné štěrky a písky	65-80 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	55-65 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$
protékající spodní voda, štěrky a písky	80-100 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	80-100 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$
vlhký jíl	35-50 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	30-40 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$
masivní vápenec	55-70 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	45-60 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$
pískovec	65-80 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	55-65 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$
kyselé vyvřeliny (žula)	65-85 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	55-70 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$
zásadité vyvřeliny (čedič)	40-65 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	35-55 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$
rula	70-85 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$	60-70 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$

Tab. 5 Horninové hodnoty možného odběru energie ze Země [18]

Větší aplikace tepelných čerpadel výkonu nad 30 kW, vždy vyžadují individuální přístup s provedením měření možného odebíraného výkonu z vrtů. Jedině tak lze zohlednit veškeré anomálie v podloží, pohyby spodních vod v průběhu celé délky vrtu.

6.1.4 Kolektor ve vrtu

Vrty pro tepelná čerpadla se nedají po zavedení kolektoru již nikdy opravit, proto používáme vždy materiál vhodný pro vystrojení vrtů. S ohledem na cenu vrtných prací se nesmí na vystrojení vrtu šetřit. Na kolektor působí statický tlak v hloubce 120 m je u dna vrtu až 12 barů, dále se tlak zvyšuje o 4 bary při tlakové zkoušce těsnosti kolektoru. Proto se používají speciálně navržené materiály pro vystrojení vrtů. Během zavádění potrubí do vrtu dochází k podélným vrypům na vnější ploše potrubí. U pokládek do vodorovných výkopů je nutné potrubí uložit v pískovém loži, které zajišťuje ochranu

potrubí proti vrypu, nebo bodového tlaku. Pískové lože u vertikálních vrtů až 150 m hlubokých nelze nikdy zajistit. Proto používáme speciální materiál, který je vůči vrypům odolný a nepodporuje jejich další šíření. Jednou z možností je používání materiálu PE 100 RC, který v aplikacích vrtů vykazuje až 10 krát vyšší odolnost než běžná PE 100+. Dalším podceněním v složení kolektoru může být špatné provedení spodní části kolektoru, která je nejvíce namáhána během montáže a provozu. [18]

6.1.5 Vratné U koleno

Kolektor tvoří uzavřený okruh potrubí, na jeho konci se používá vratné U koleno. Tato součást kolektoru je nejvíce namáhána po celou dobu provozu systému. Vratné U koleno musí mít tlakovou ztrátu menší než 10 mbar při rychlosti průtoku $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Zařízení s větší tlakovou ztrátou jsou považována za neekonomická a nevhodná pro tepelná čerpadla. Vratná U kolena jsou ze svařených bloků s frézovanou drážkou, nebo vyráběné vstřikovací technologií. [18]

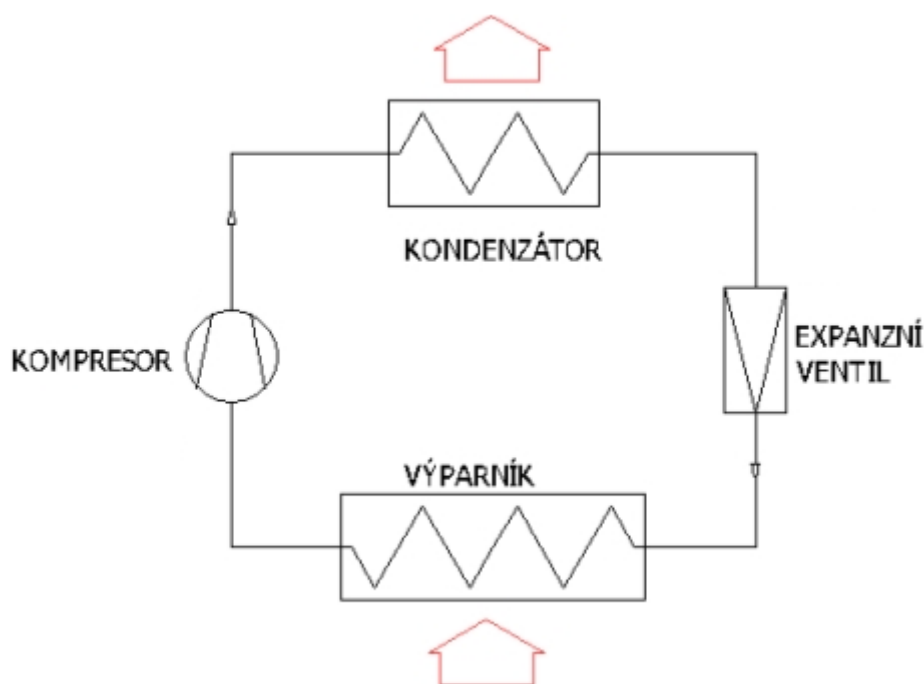
6.1.6 Instalace vystrojení vrtu

Instalace vystrojení vrtů se musí provádět s použitím rozvíjecího zařízení, které se vyzdvihne nad vrt a kolektor se pomalu zapouští do vrtu. Pro snazší zasunutí je sonda na konci opatřena závažím. Vystrojení se napouští vodou, aby se vyrovnal vztlak vody ve vrtu. Spolu s vystrojením vrtu se mezi dva okruhy vkládá další potrubí, které je následně použito k injektování vrtu. Potrubím se tlakově vrt vyplní odspoda vzhůru a tím se zajistí vytlačení nežádoucího vzduchu, který by způsoboval špatný přenos tepelné energie mezi kolektorem a horninou. U každého vrtu musí být vytěžená hornina nahrazena. Pokud se navrtají různé horizonty spodních vod, může docházet k pronikání hlubinné tlakové vody s obsahem železitých prvků do vrchních částí zemské kůry, odkud se čerpá v řadě oblastí pitná voda. Vyplněním vrtu zabráníme těmto nevratným ekologickým katastrofám. Zároveň injektováním zabezpečíme důležitý termický styk kolektoru s podložím země. Pro injektáž je možné použít běžné směsi cementu, vody a bentonitu. Na trhu jsou již také k dispozici speciální směsi se sníženým obsahem pórů a dodanou příměsí minerálů, které výrazně ovlivňují tepelný přenos a zisk z vrtu. [18]

7 Tepelná čerpadla

7.1 Princip tepelného čerpadla

Princip činnosti tepelného čerpadla je shodný s obrácenou činností kompresorové chladničky. Výparník odnímá teplo z prostředí s relativně nízkou teplotou a přenáší jej do vytápěcí soustavy s vyšší teplotou prostřednictvím kondenzátoru. Jde o uzavřený Carnotův cyklus.



Obr. 1 Princip tepelného čerpadla

Princip funkce tepelného čerpadla, které používá nízkopotenciální energii z hlubinného vrtu. Ze Země se získává teplo pomocí kolektoru, kterým proudí nemrznoucí směs. Ta se pomocí čerpadla čerpá kolektorem, kde se ohřívá. Takto ohřátá kapalina se dostává do tepelného čerpadla, kde ve výparníku předává teplo pracovnímu médiu. Pracovní médium je látka s nízkým bodem varu, která v expanzním ventilu přechází z tekutého stavu do plynného, což je doprovázeno ochlazením. Díky tomu dokáže absorbovat teplo ve výparníku z teplotního média, které se ochladí na teplotu nad bod mrazu a je čerpáno zpět do vrtu, aby se opět zahřálo. Pracovní médium je poté kompresorem dopravováno do kondenzátoru, ve kterém dojde při zvýšeném tlaku k jeho zkapalnění. Zároveň se změnou skupenství dochází k uvolnění akumulovaného tepla a ohřátí topného média na teplotu kolem 55 °C. Pracovní médium se o několik stupňů ochladí. Poté se opět dostává přes expanzní ventil do výparníku a celý cyklus se opakuje. Pro přečerpání tepla na vyšší teplotní hladinu, tedy pro provoz tepelného čerpadla, je třeba dodat určité množství energie. Prakticky to znamená, že tepelné čerpadlo spotřebovává pro pohon kompresoru elektrickou energii. Zjednodušeně lze potom říci, že tepelné čerpadlo spotřebovává přibližně jednu třetinu svého výkonu ve formě elektrické energie. Zbývající dvě třetiny tvoří teplo, které je odnímáno z ochlazované látky (vzduchu, země, vody).

7.2 Typy kompresorů

Důležitým a nejdražším prvkem tepelného čerpadla je kompresor. Obvykle je hermeticky uzavřen v ocelové nádobě. Můžeme se setkat se čtyřmi nejčastějšími typy kompresorů.

7.2.1 Tepelné čerpadlo s pístovými kompresory

Jsou levnější, ale mají horší topný faktor a jsou mírně hlučnější. Životnost pístového kompresoru je okolo 15 roků. Většina starších zařízení má pístový kompresor.

7.2.2 Tepelné čerpadlo se spirálovými kompresory (SCROLL)

Jsou dražší, dosahují však dobrých topných faktorů. V současnosti je to nejpoužívanější typ. Je běžné, že tepelná čerpadla různých firem používají kompresor téhož výrobce. Životnost kompresoru SCROLL se udává 80 až 100 tisíc provozních hodin, to znamená životnost 20 let.

7.2.3 Tepelné čerpadlo s rotačními kompresory

Lze se s nimi setkat jen zřídka, využívají se spíše v klimatizačních jednotkách. Hodí se pro malé výkony. Nedosahují vysokých topných faktorů.

7.2.4 Tepelné čerpadlo se šroubovými kompresory

Používají se v průmyslových a speciálních aplikacích, zejména tam, kde je potřeba velký výkon. Důvodem je vysoká cena kompresoru.

7.3 Provoz tepelného čerpadla

Potřebný výkon pro vytápění objektu je dán vypočtenou tepelnou ztrátou. Tepelná ztráta objektu udává potřebný výkon pro vytápění určený pro venkovní oblastní výpočtovou teplotu. Celý výkon vypočtený podle tepelných ztrát je tedy třeba pro vytápění dodávat pouze při nejnižších venkovních teplotách, které trvají jen několik málo dní v roce. Abychom nemuseli instalovat dražší tepelné čerpadlo, jehož výkon bude po většinu topné sezóny nevyužit, používá se často kombinace s druhým zdrojem tepla. Dalším důvodem je i fakt, že předimenzované tepelné čerpadlo má podstatně kratší životnost, protože dochází k častějšímu spínání kompresoru.

7.3.1 Monovalentní provoz tepelného čerpadla

U moderních, dobře izolovaných rodinných domů se tepelná ztráta pohybuje do 10 kW. V takovém případě lze uvažovat o monovalentním provozu tepelného čerpadla. Zvýšení investičních nákladů už není tak výrazné. Výhodou je to, že systém nemusí spolupracovat s dalším zdrojem. Mírné předimenzování zdroje není na závadu, naopak zvyšuje jeho spolehlivost.

7.3.2 Bivalentní provoz tepelného čerpadla

Potřeba výkonu pro vytápění se během roku mění. Dimenzovat tepelné čerpadlo pro maximální výkon je obvykle neekonomické, protože je nutno pořídit nejen dražší tepelné čerpadlo, ale zejména jeho nízkoteplotní zdroj. Větší tepelné čerpadlo a delší vrty či zemní kolektor zvyšují pořizovací náklady. Proto se systém doplňuje špičkovým zdrojem tepla. Tento zdroj slouží i jako záloha pro případ výpadku tepelného čerpadla.

V praxi většina systémů pracuje v bivalentním provozu, kdy po určitou dobu běží kromě tepelného čerpadla i druhý zdroj tepla. Instalovaný tepelný výkon tepelného čerpadla je v tomto provozu nižší, než je maximální potřebný (obvykle 50 až 80 %). U správně navrženého systému špičkový zdroj dodává pouze 10 až 20 % celkové roční spotřeby tepla. Bivalentní systém se vyskytuje ve dvou variantách v sériovém nebo paralelním zapojení. V sériovém zapojení je zdroj tepla dimenzován na pouhé pokrytí špiček potřeby tepla, v paralelním zapojení je dimenzován k pokrytí veškerých tepelných ztrát v nejchladnějších dnech v roce.

7.3.2.1 Bivalentní sériové zapojení

U bivalentního sériového zapojení pracuje tepelné čerpadlo nejdříve jako jediný zdroj tepla. Pokud venku klesá teplota a topný výkon tepelného čerpadla už nestačí k pokrytí tepelné potřeby, doplňuje ho přídatný zdroj tepelné energie. Oba zdroje tepla jsou potom v provozu současně. Zapnutí přídatného zdroje a jeho dodávaný výkon je závislý na potřebě tepla, vše řídí regulace tepelného čerpadla. Tento způsob provozu předpokládá, že se dá tepelné čerpadlo i při nižších venkovních teplotách ještě stále ekonomicky provozovat.

7.3.2.2 Bivalentní paralelní zapojení

Nad stanovenou venkovní teplotou, takzvaný bivalentní bod pracuje výhradně tepelné čerpadlo. Při nízkých teplotách se tepelné čerpadlo vypíná a zásobování teplem přebírá jiný zdroj tepla. Regulace tepelného čerpadla automaticky zajišťuje přepínání mezi zdroji tepla. Bivalentní paralelní zapojení se hodí zejména pro topná zařízení s vysokými teplotami systému, s jakými se často setkáváme ve starších budovách. Jiný zdroj energie potom dodává teplo, když je při klesajících venkovních teplotách potřeba vyšších výstupních teplot, které leží nad dosažitelnou výstupní teplotou tepelného čerpadla.

7.4 Topný faktor tepelného čerpadla

Topný faktor je základním parametrem tepelného čerpadla, spočítá se jako poměr mezi vyrobeným teplem a spotřebovanou elektrickou energií.

$$COP = \frac{Q}{E} \quad (-) \quad (37)$$

kde	COP	topný faktor tepelného čerpadla (-)
	Q	vyrobené teplo tepelným čerpadlem (kWh)
	E	spotřebovaná elektrická energie tepelným čerpadlem (kWh)

8 Systémy tepelných čerpadel

Podle způsobu získávání tepla lze rozdělit tepelná čerpadla na několik skupin. Volba primárního zdroje tepla má zásadní vliv na konstrukci a vlastnosti tepelného čerpadla. V názvech systémů tepelných čerpadel první slovo znamená zdroj tepla, druhé slovo znamená způsob předávání tepla.

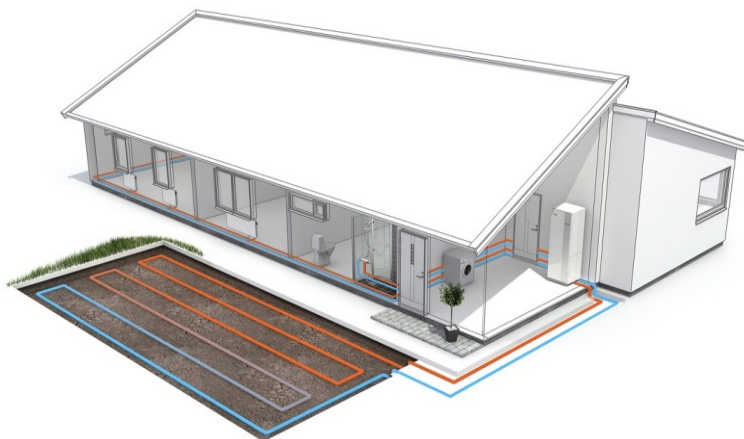
8.1 Tepelná čerpadla Země - voda

Odebírá teplo z povrchové vrstvy zemského povrchu nebo z jeho hloubky, vždy pomocí výměníků tzv. kolektorů. Primární okruh tepelného čerpadla je uzavřený. Používaná teplotně odolná kapalina je nemrznoucí a ekologicky nezávadná. Teplo se předává do otopné vody. Geotermální teplo je naakumulováno v zemním masivu. Jeho odběr způsobuje postupný a nerovnoměrný pokles teploty ve vrstvě kolem kolektoru a dochází k postupnému rozšiřování této vrstvy. Toto je závislé zejména na měrném výkonu kolektoru, způsobu uložení kolektoru, materiálu masivu a průběžné době odběru tepla v otopném období. Teplota u kolektoru může klesnout až na podnulové hodnoty a může dojít k promrzání masivu. Výhodou je tepelné čerpadlo má vysoký topný faktor, dlouhodobá životnost, absolutně tichý chod. Nevýhodou jsou rozsáhlé pozemní práce.

Tepelné čerpadlo odebírá teplo ze Země pomocí kolektorů umístěných ve vrtu. Použitím vertikálních vrtů odebíráme teplo z větší hloubky hornin Země než je tomu u plošných kolektorů. Obvyklé hloubky vrtů se pohybují v rozmezí 70 až 140 m. Hloubka vrtu je dána geologickými podmínkami v podloží Země. Pokud potřebujeme získávat více tepelné energie ze Země tak navrhujeme soustavu vrtů. Soustava vrtů se pospojuje do jednotlivých smyček. Při větším počtu smyček se snažíme, aby jejich délky včetně přípojek byly přibližně stejné. Výrazně se tak zjednoduší vyregulování průtoků jednotlivými smyčkami. Vzdálenost vrtů od sebe by neměla být menší než 10 m. Primární okruh tepelného čerpadla je uzavřený.

8.1.1 Tepelná čerpadla s horizontálními kolektory

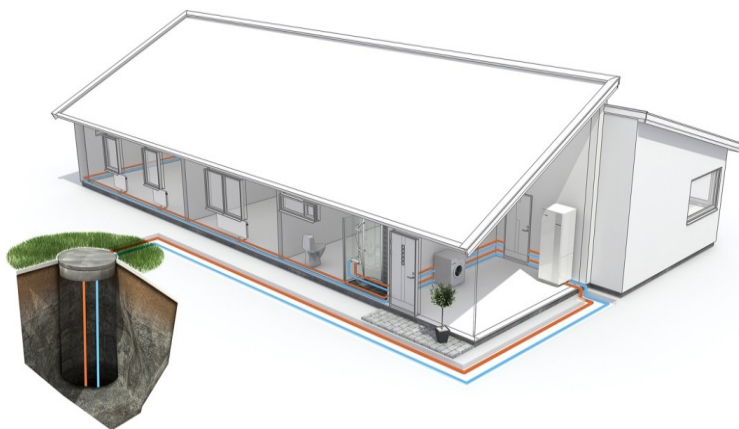
Na pozemku jsou ve zhruba metrové nezámrzné hloubce a s metrovou roztečí zakopány plastové hadice naplněné nemrznoucí směsí, která přenáší teplo mezi Zemí a tepelným čerpadlem. Výhodou jsou nižší náklady než u vrtů a poměrně vysoký topný faktor. Největší nevýhodou tohoto řešení je nutnost velkého pozemku. V místě položení kolektorů nelze nic stavět a ani sázet stromy. Při správném provedení kolektoru nedochází k ovlivnění vegetace nad kolektorem. Při odběru energie dochází k ochlazení pozemku a zemní vrstva potřebuje dostatek času na regeneraci do původního teplotního stavu. Z tohoto důvodu není zpravidla možný celoroční provoz tepelného čerpadla, zejména při jeho intenzivním využívání pro ohřev bazénové vody.



Obr. 2 Tepelné čerpadlo Země - voda s horizontálními kolektory [16]

8.1.2 Tepelná čerpadla s vertikálními kolektory

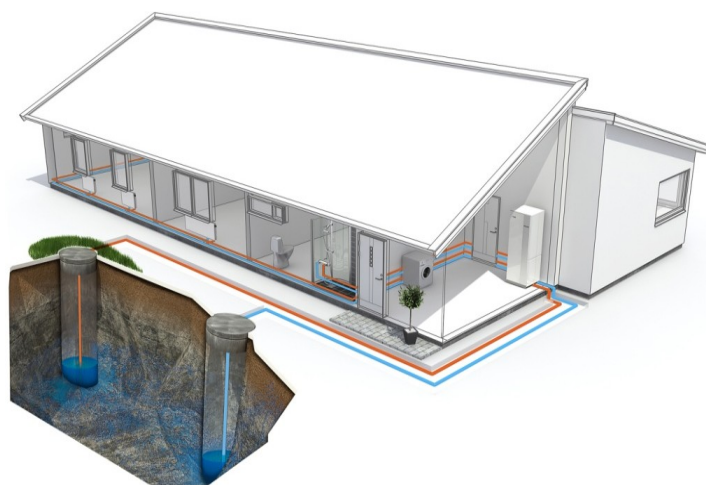
Tepelné čerpadlo odebírá teplo z vrtu, ve kterém jsou zasunuty plastové hadice naplněné nemrznoucí směsí. Ty přenáší teplo mezi Zemí a tepelným čerpadlem. Vrt je zaplněn suspenzí cementu a bentonitu pro lepší vodivost tepla mezi zdrojem a jímacím zařízením. Výhodou je stabilní teplota zdroje nezávislost na okolní teplotě, vysoký topný faktor, dlouhodobá životnost, absolutně tichý chod. Nevýhodou jsou vysoké pořizovací náklady kvůli zemním pracím. Běžně se hloubí vrty v hloubce 50 až 120 m.



Obr. 3 Tepelné čerpadlo Země - voda s vertikálními kolektory [16]

8.2 Tepelná čerpadla voda - voda

Odebírá teplo z vody, která přímo protéká výměníkem na primární straně tepelného čerpadla. Voda musí mít vhodné chemické složení, dostatečnou čistotu, po celé topné období teplotu minimálně $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ a dostatečné množství. Primární okruh je tedy otevřený. Teplo z podzemní vody se získává tak, že voda je čerpána z čerpací studny do výparníku tepelného čerpadla. V něm se ochladí a ochlazená je vrácena do druhé vsakovací studny. Ta musí být dostatečně vzdálená a pokud možno umístěná tak, aby proudění podzemních vod směřovalo od vsakovací studny ke studni čerpací. Průtokem mezi oběma studněmi se voda v zemi opět ohřeje. Tak nedochází ani ke ztrátám podzemní vody. Výhodou je tepelné čerpadlo má vysoký topný faktor a krátkou dobu návratnosti. Nevýhodou je potřeba odběrových a vsakovacích studní, čerpací zkoušky studny. Jinak by mohlo dojít k vyčerpání studny a přerušení funkce tepelného čerpadla právě v nejchladnější části otopného období, kdy je množství čerpané vody největší.



Obr. 4 Tepelné čerpadlo voda - voda [16]

8.3 Tepelná čerpadla vzduch - voda

Vzduch je jako zdroj tepla nejdostupnější, prakticky neomezený a dá se říci, že z ekologického hlediska nejvýhodnější, protože teplo odebrané vzduchu z okolí je opět do okolí vráceno tepelnými ztrátami objektu. Tepelná čerpadla odebírající teplo ze vzduchu nenarušují teplotní rovnováhu okolí na rozdíl od tepelných čerpadel odebírajících teplo ze Země nebo podzemní vody. Teplo obsažené ve vzduchu se využívá přímo. Výparníkem tepelného čerpadla přímo proudí venkovní vzduch. Teplota vzduchu se v průběhu otopného období mění ve značném rozmezí. V souvislosti s tím se mění i topný výkon a topný faktor tepelného čerpadla. Při extrémně nízkých teplotách vzduchu topný výkon i topný faktor klesá. Při teplotách venkovního vzduchu od -5 °C do 7 °C se tvoří na spodní části vzduchového výparníku námraza z vlhkosti vzduchu. Ta se odstraňuje reverzací při, které se asi na dvě minuty obrací oběh tepelného čerpadla ventilátor se zastaví, teplo odebíráme z topné soustavy, tím se výparník ohřívá a led odtaje. Při teplotách nižších než -5 °C se námraza již netvoří, protože vzduch je suchý. Při teplotách vyšších než 7 °C se námraza také netvoří, vzduch je teplý, pouze odkapává voda. Tepelná čerpadla mohou pracovat do teploty okolního vzduchu až -20 °C . Vzhledem k tomu, že délka období s extrémně nízkými teplotami vzduchu je v porovnání s délkou otopného období poměrně krátká, není význam tohoto období na spotřebu energie pro vytápění podstatný. Přitom negativní vliv „studeného“ období je zcela eliminován funkcí čerpadla v podstatně delším „teplém“ období na začátku a konci otopné sezóny. Výhodou je tepelné čerpadlo má dobrý poměr cena/výkon, univerzální použití, jednoduchá instalace a možnost jejich celoročního využívání pro přípravu teplé užitkové vody, nebo ohřev bazénové vody. Nevýhodou je za silných mrazů nižší účinnost a hlučnost venkovní jednotky.



Obr. 5 Tepelné čerpadlo voda - voda [16]

9 Vytápění budovy Auly na VŠB-TUO

Vytápění budovy Auly a Centra informačních technologií na Vysoké škole báňské - Technické univerzitě v Ostravě je zajištěno tepelnými čerpadly Země - voda. Zdrojem nízkopotenciálního tepla jsou zemní vrty. Bivalentním zdrojem je výměňková stanice centrálního zásobování teplem. Objekt obsahuje slavnostní Aulu, posluchárny, víceúčelový sál, centrum informačních technologií, ve kterém jsou umístěny počítačové učebny, vývojová pracoviště a kancelářské prostory. Budova Auly je čtyřpodlažní podsklepený objekt se železobetonovou monolitickou konstrukcí s lehkým sklometalickým pláštěm. Suterén budovy je vyhrazen podzemním garážím s kapacitou 40 parkovacích míst. Je zde také umístěno technické vybavení objektu: trafostanice, strojovna vytápění a vzduchotechniky, elektrorozvodna a skladovací prostory. Celková zastavěná plocha činí 3917 m². Tepelná ztráta budovy Auly pro venkovní teplotu vzduchu -15 °C je 1200 kW. Otopná soustava je tvořena podlahovým vytápěním, otopnými tělesy a vzduchotechnikou. Příprava teplé užitkové vody je zajištěna přes deskový výměník v akumulacích zásobnících teplé vody.



Obr. 6 Budova Auly na VŠB-TUO pohled východní



Obr. 7 Budova Auly na VŠB-TUO pohled jižní



Obr. 8 Budova Auly na VŠB-TUO pohled západní



Obr. 9 Budova Auly na VŠB-TUO pohled severní

9.1 Tepelná čerpadla IVT

Tepelná čerpadla jsou umístěna v místnosti strojovny tepelných čerpadel v suterénu budovy Auly. Zdroj tepla pro vytápění je tvořen 10 tepelnými čerpadly švédské firmy IVT o celkovém výkonu 700 kW. Tepelná čerpadla jsou napojena na společné rozdělovací a sběrné potrubí o průměru 200 mm, které se nachází nad tepelnými čerpadly. Tepelná čerpadla jsou zapojena v kaskádě. Oběh vody v tomto okruhu zajišťují oběhová čerpadla. Tepelná čerpadla využívají jako zdroj nízkopotenciální energie systém 110 vrtů hlubokých 140 m. Vrtů jsou provedeny v prostoru parkoviště Auly a knihovny VŠB-TUO. Pro vytápění budovy Auly jsou hlavním zdrojem tepla tepelná čerpadla. V případě nedostatečného výkonu tepelných čerpadel, nebo jejich odstávce se může budova Auly vytápět z výměňkové stanice.



Obr. 10 Satelitní snímek budovy Auly [40]



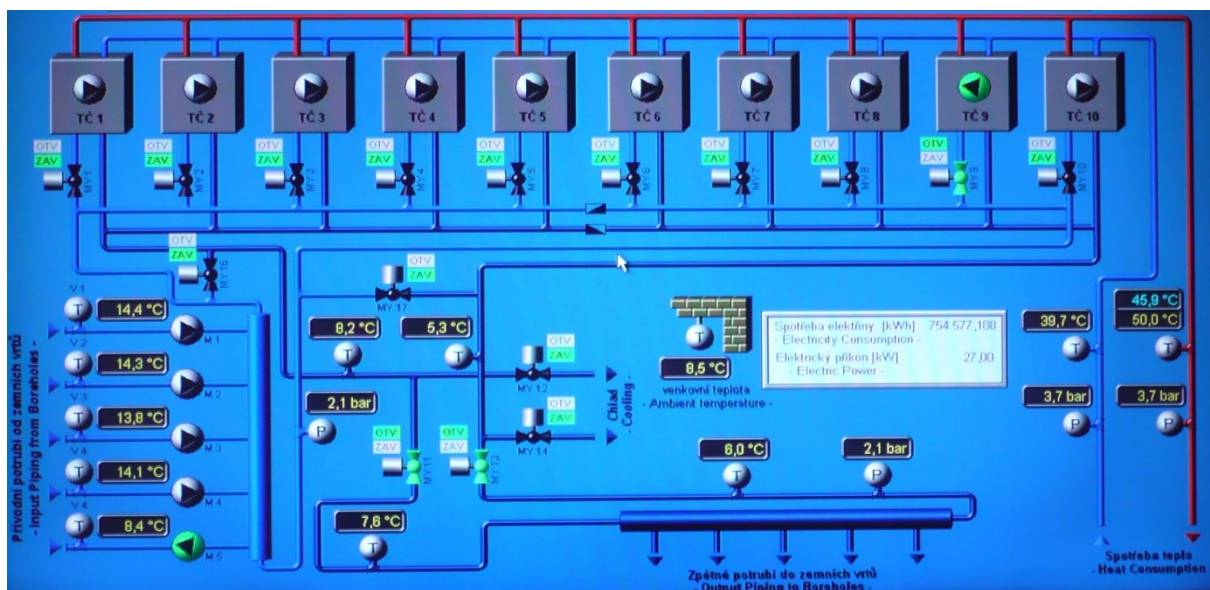
Obr. 11 Tepelná čerpadla 10 ks

Teplota (°C)	Topný výkon (kW)	Elektrický příkon (kW)	Topný faktor (-)
0/35	67,8	16,7	4,06
0/50	69,8	22,3	3,13

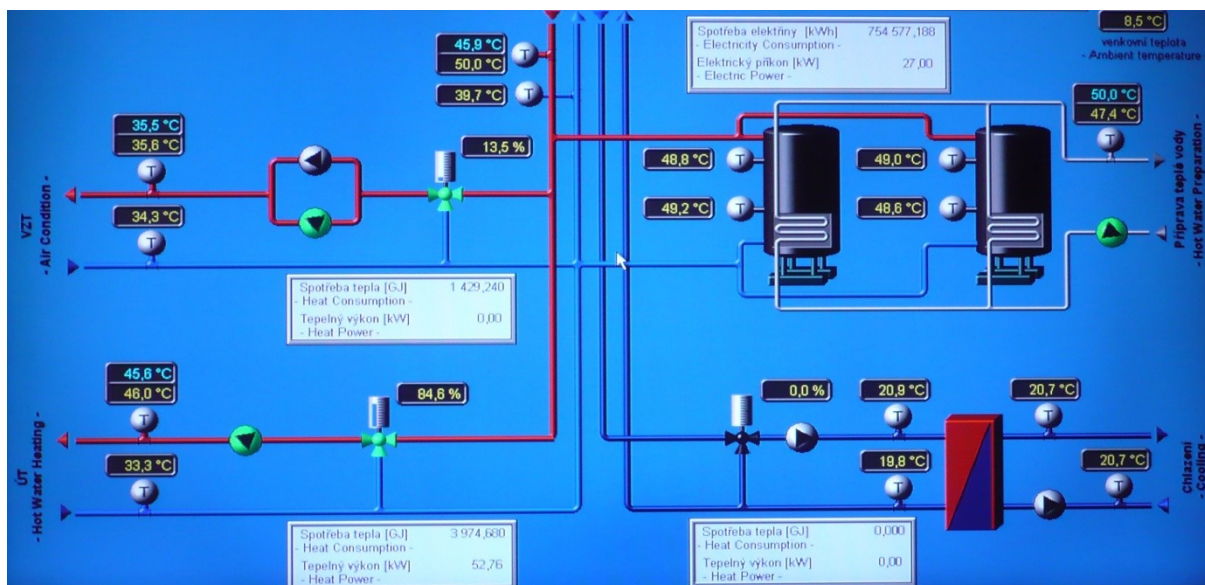
Tab. 6 Výkonové parametry tepelných čerpadel IVT [39]

Topný výkon	69,8 kW
Elektrický příkon při 0/50 °C	22,3 kW
Provozní napětí	400V 50 Hz
Rozběhový proud kompresoru	164 A
Jištění, motorová charakteristika	50 A
Množství chladiva R407C	9,8 kg
Průtok primárního média	3,95 l·s ⁻¹
Průtok sekundárního média	1,73 l·s ⁻¹
Teplotní spád sekundárního okruhu	55/45 °C
Hmotnost	510 kg

Tab. 7 Technické parametry tepelných čerpadel IVT Greenline D70 [39]



Obr. 12 Schéma zapojení tepelných čerpadel



Obr. 13 Schéma zapojení dodávané energie tepelnými čerpadly

9.2 Bivalentní zdroj tepla

Bivalentní zdroj tepla tvoří výměňková stanice umístěná v suterénu budovy Auly a obsahuje samostatné předávací stanice KPS Sympatik. Jedna je určena pro potřeby ústředního topení o výkonu 250 kW, tepelný spád je 55/45 °C, druhá pro potřeby vzduchotechniky o výkonu 909 kW, tepelný spád je 80/60 °C a teplé užitkové vody o výkonu 150 kW, tepelný spád je 55/45 °C. Součástí výměňkové stanice jsou regulační ventily, zabezpečovací zařízení systému, doplňování vody do systému a čerpadla. Měření odebraného tepla zajišťuje provozovatel horkovodní sítě.

Venkovní výpočtová teplota	-15 °C
Tepelný spád ústředního topení	55/45 °C
Tepelný spád vzduchotechniky	80/60 °C
Tepelný spád teplé užitkové vody	55/45 °C
Konstrukční tlak a teplota ústředního topení	0,6 MPa, 100 °C
Konstrukční tlak a teplota vzduchotechniky	0,6 MPa, 100 °C
Konstrukční tlak a teplota teplé užitkové vody	1 MPa, 100 °C
Maximální spotřeba tepla ústředního topení	250 kW
Maximální spotřeba tepla vzduchotechniky	909 kW
Maximální spotřeba tepla teplé užitkové vody	150 kW

Tab. 8 Technické parametry výměňková stanice tepla

9.3 Primární zdroj tepla

Primární zdroj tepla tvoří zemní vrtů. Vystrojení vrtů je čtyřtrubkové dvě smyčky polyetylenového potrubí o průměru 32 mm se speciální spojovací patičí. Ve vrtech bylo instalováno přibližně 70 000 m polyetylenového potrubí. Vrtů jsou injektovány cementobentonitovou směsí. Primární okruh je naplněn nemrznoucí teplotonosnou kapalinou celkem 18 000 litrů. Teplotonosným médiem je směs 30 % denaturovaného lihu a vody. Teplota teplotonosného média se může pohybovat v rozmezí -10 °C až 20 °C.



Obr. 14 Kolektor pro uložení do vrtů



Obr. 15 Zavádění kolektoru do vrtů

Systém 110 vrtů je sveden do pěti sběrných šachtic. To znamená, že 22 vrtů je zapojeno na 1 šachtici. Ke každé šachtici pak vede samostatné potrubí, a to má samostatné oběhové čerpadlo. V každém vrtů jsou nataženy dvě dvojsmyčky polyetylenového potrubí 32x2,9 mm, které jsou na povrchu propojeny vždy do jedné dvojsmyčky polyetylenového potrubí 40x2,4 mm. Trubky od vrtů o průměru 40x2,4 mm jsou dále vedeny do příslušných šachet v závislosti na umístění vrtů na pozemku. V šachticích jsou umístěny rozdělovače a sběrače pro jednotlivé okruhy. Propojení oběhových čerpadel primárního okruhu je potrubím z polyetylenového materiálu 110x6,6 mm. Veškeré rozvody primárních okruhů mezi hlubinnými vrtů a tepelnými čerpadly jsou provedeny z polyetylenového potrubí PE 100 SDR spojovaných svařováním na tupo, elektrotvarovkami, nebo spojováno svěrnými spojkami.



Obr. 16 Sběrná šachtice



Obr. 17 Oběhová čerpadla primárního okruhu 5 ks

Výkon	5,5 kW
Účinnost	0,87
Provozní napětí	400V 50 Hz
Proud	11,4 A
Otáčky	2850 min ⁻¹
Hmotnost	41 kg

Tab. 9 Technické parametry motoru oběhových čerpadel primárního okruhu

Typ čerpadla	WILO NP 50/160
Průtok	33 m ³ .h ⁻¹
Otáčky	2942 min ⁻¹
Max. tlak při 20 °C	16 bar
Dopravní výška	25 m
Max. teplota čerpané kapaliny	140 °C
Min. teplota čerpané kapaliny	-20 °C
Hmotnost	44 kg

Tab. 10 Technické parametry oběhových čerpadel primárního okruhu

9.4 Vrtná souprava Nordmeyer

V současné době se vrty pro tepelná čerpadla realizují pomocí speciální technologie vrtání. Jednou z firem je německý výrobce vrtných souprav typu Nordmeyer. Tato technologie je založena na rotačně příklepném vrtání s vodovzdušným výplachem od povrchu terénu do konečné hloubky vrtu 150 m. Pouze v jílovitých horninách je používána technologie rotačního vrtání s listovým dlátem a vodovzdušným výplachem. Obrovskou výhodou této technologie je aplikace dvojité rotační hlavy v úvodním intervalu vrtu umožňující současné vrtání a pažení vrtu v nesoudržných a nestabilních horninách.

Používání vrtné soupravy má tyto výhody umožňuje nám úspěšně realizovat vrty i ve velmi nepříznivých geologických podmínkách. Vrtná souprava umožňuje rychlou realizaci a vystrojení vrtu. Injektáž vrtu se provádí odspoda nahoru. Vrtná souprava je velmi šetrná k okolnímu prostředí, protože ústí vrtu je po celou dobu realizace vrtu těsněné tak lze vrtat, aniž by došlo k potřísnění okolí vrtu vrtným výplachem.



Obr. 18 Provádění vrtů v prostoru parkoviště Auly



Obr. 19 Vrtná souprava Nordmeyer na vozidle Mercedes



Obr. 20 Vrtná souprava Nordmeyer řídicí panel vrtné soupravy

Typ soupravy	Nordmeyer na podvozku Mercedes
pohon	diesel-hydraulický výkon motoru 100 kW při 1168 ot·min ⁻¹
těžní vrátek	průměr lana 10 mm, maximální tah 19 kN maximální rychlost těžení 1,4 m·s ⁻¹
výplachové čerpadlo	šnekové na nástavbě vrtné soupravy

Tab. 11 Parametry vrtné soupravy Nordmeyer

Typ kompresoru	Max. pracovní tlak	Max. dopravované množství vzduchu
ATLAS COPCO XRHS 385	21bar	21 - 23 m ³ ·min ⁻¹

Tab. 12 Parametry kompresoru Atlas

9.5 Zkouška teplotní odezvy průzkumných vrtů

Zkouška teplotní odezvy se provádí pro stanovení výkonu kolektoru ve vrtu. Provedením teplotní odezvy se získávají tyto údaje tepelná vodivost podloží, tepelný odpor vrtu a stálá teplota Země. Měření probíhá nejméně 50 hodin, kdy se zkoumá teplotní odezva. Souprava pro test teplotní odezvy obsahuje tepelný zdroj a oběhové čerpadlo. Tepelný zdroj dodává do vrtu maximální výkon 9 až 10 kW. Tepelná čerpadla pak z kolektoru během topné sezóny odebírají 30 až 90 W·m⁻¹. Test teplotní odezvy je použitelný pro vrty o hloubce do 200 m. Nejprve při testu cirkuluje teplotnosné médium bez jakékoliv vnější dodávky tepla. Přibližně za 4 hodiny se stabilizuje hodnota teploty Země. Na základě vyhodnocení měření byla stanovena stálá teplota Země 10,8 °C. Poté test pokračuje 3 dny s tepelným příkonem 8,2 kW. Test trvá celkem 75,4 hodin. Během testu jsou měřeny v 5 minutových intervalech tyto parametry příkon, průtok, vstupní a výstupní teploty, teplota mezi oběhovým čerpadlem a topným tělesem, referenční teplota v přívěsu, kde je umístěno měření a venkovní teplota. Na základě vyhodnocení celého měření byla stanovena tepelná vodivost země 2,15 W·m⁻¹·K⁻¹ a teplotní odpor 0,16 K·m⁻¹·K⁻¹.

Průměr vrtu	120 mm
Hloubka vrtu	130 m
Vystrojení vrtu	materiál HDPE 40/32 mm
Injektáž vrtu	bentonit
Teplotnosná kapalina	25 % líh
Stav vody v průběhu vrtání	silný přítok v hloubce 105 m

Tab. 13 Parametry průzkumného vrtu

9.6 Geologické složení ve zkušebním vrtu

Toto území je z geologického hlediska situováno na západním okraji ostravské pánve. Geologické poměry ověřené ve zkušebním vrtu jsou následující.

kvartér

0 m až 3 m - žlutohnědý jíl konzistence tuhé při bázi s podílem šterku

3 m až 13 m - hrubozrnný písek s polohami hnědých drobnozrnných šterků, který přechází ve spodní polovině do zajílovaného šterkopísku. Poloha je nepravidelně zvodněná.

13 m až 14 m - žlutohnědý zajílovaný písek

polohu 3 m až 14 m řadíme mezi glacigenní sedimenty sálského zalednění

miocén

14 m až 83,5 m - šedý až zelenošedý monotónní vápnitý jíl mořského původu, konzistence tuhé až pevné bez písčitých vložek

spodní karbon - kyjovické vrstvy

83,5 m až 130 m - rytmicky se opakující tmavé jílovce s laminami až polohami prachovců s nepravidelnými vrstvami jemnozrnných nevytřídných pískovců.

Komplex spodnokarbonských sedimentů dosahuje v dané lokalitě mocnost několika kilometrů. Ve zkušebním vrtu byl navrtán v hloubce 105 m silný přítok slabě mineralizované.

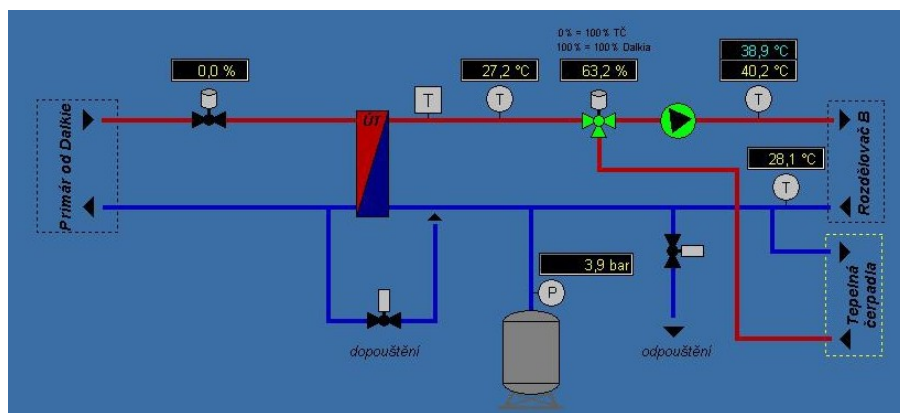
9.7 Systémy vytápění budovy Auly

9.7.1 Teplovodní podlahové vytápění

Teplovodní podlahové vytápění patří mezi systémy velkoplošné. Otopné trubky se umísťují v podlahové konstrukci. Vzhledem k hygienickým požadavkům souvisejícím s limitovanou povrchovou teplotou podlahy a tím i relativně nižším měrným tepelným výkonem otopné podlahové plochy ukládáme otopné trubky téměř vždy pod celou plochou podlahy. To mimořádně pozitivně ovlivňuje rovnoměrnost vertikálního průběhu teploty v místnosti. Teplota otopné vody se obvykle volí do 50 °C. Proto teplovodní podlahové vytápění provozujeme jako nízkoteplotní. Jako zdroj tepla můžeme použít tepelná čerpadla využívající teplo prostředí. Střední povrchová teplota podlahové otopné plochy nemá z fyziologických důvodů překročit hodnotu teploty 28 °C v místnostech pro trvalý pobyt člověka. Pro podlahové vytápění v obytných a administrativních budovách nám vystačí střední teplota otopné vody 35 °C a ve většině místností standardní rozestup otopných trubek 0,15 m. Ve srovnání s konvekčním vytápěním má velkoplošné podlahové vytápění větší schopnost akumulace tepla. V důsledku toho se každý regulační zásah projeví ve změně tepelného výkonu odevzdávaného podlahou až s velkým časovým zpožděním. Velké změny akční veličiny vyvolají citelné změny prostorové teploty teprve asi po jedné až dvou hodinách.

9.7.2 Otopná tělesa

Otopná tělesa se umísťují přímo ve vytápěném prostoru. Otopná tělesa předávají tepelnou energii prouděním a sáláním. Tepelný výkon otopných těles je závislý na uspořádání otopného tělesa. Otopná tělesa rozdělujeme na článková, desková a trubková. V budově Auly jsou použita desková otopná tělesa. Výhodou deskových otopných těles je, že mají malý vodní obsah, což nám umožňuje rychlou změnu tepelného výkonu. Pokud provádíme regulační zásah, projeví se změna tepelného výkonu odevzdávaného přes otopná tělesa s malým časovým zpožděním.

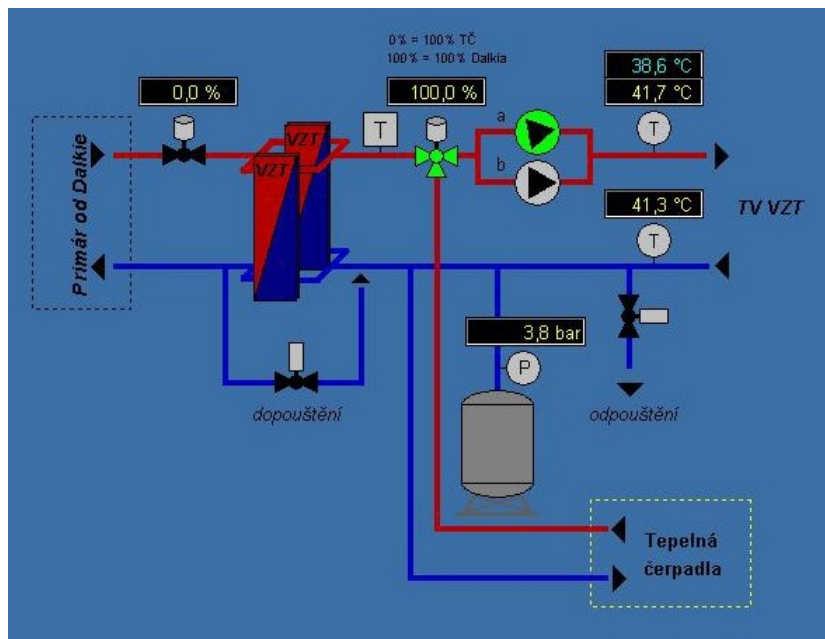


Obr. 21 Schéma zapojení dodávky tepla do ústředního vytápění

9.7.3 Teplovzdušný systém

Větrací a klimatizační zařízení jsou určeny k vytvoření tepelné pohody v objektu. Pro vytvoření vhodného vnitřního klimatu je zapotřebí upravit přiváděný vzduch ještě před zavedením do objektu. K úpravě a dopravě vzduchu pro jednotlivé prostory slouží větrací a klimatizační jednotky. Ty se zhotovují jako jednotlivá zařízení v strojovně vzduchotechniky. Zařízení strojoven vzduchotechniky tvoří v současnosti zejména sestavné větrací a klimatizační jednotky, které jsou složeny z typizovaných sestav prvků sloužících k úpravě a dopravě vzduchu. Jednotlivé díly sestavy tvoří skříně, které mají stejné přípojovací rozměry a mohou se jednoduchým způsobem spojovat a tím utvořit sestavu pro vyžadovanou úpravu vzduchu. Základní sestavu pro teplovzdušné větrání tvoří filtrační komora, ohřívač vzduchu a ventilátorová komora. Při komplexní úpravě vzduchu je tato sestava doplněna chladičem, zvlhčovačem a případně komorou pro vícestupňovou filtraci. Pro rozvod a distribuci vzduchu používáme potrubní síť, kterou tvoří potrubí, klapky a koncové části. Potrubní

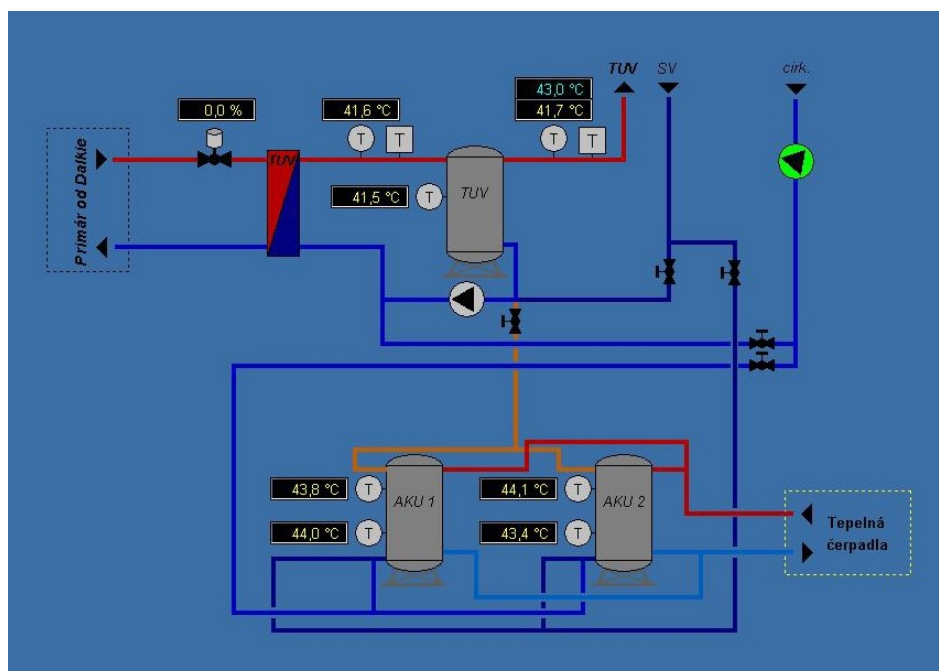
sítě představují důležitou část větracích a klimatizačních zařízení. Potrubní síť dělíme na jednotlivé větve a úseky. Větev s největší tlakovou ztrátou vedená nejčastěji od ventilátoru k nejbližší vyústce tvoří hlavní větev. Na hlavní větev se napojují odbočky prvního řádu, které se mohou dále rozvětvit na odbočky druhého až vyššího řádu.



Obr. 22 Schéma zapojení dodávky tepla do vzduchotechniky

9.8 Příprava teplé užitkové vody

System přípravy teplé užitkové vody je navržen s dvěma akumulacími nádobami. Přívod studené vody má průměr 50 mm. System přípravy teplé užitkové vody dále obsahuje uzavírací a zabezpečovací armatury. Přípravu teplé užitkové vody zajišťují tepelná čerpadla. V případě odstávky, nebo poruchy tepelných čerpadel zajišťuje přípravu teplé užitkové vody výměnková stanice.



Obr. 23 Schéma zapojení přípravy teplé užitkové vody

Objem nádoby	700 litrů
Šířka	980 mm
Výška	1820 mm
Připojení topné vody	2“
Počet topných vložek	3 x 2 ks
Plocha vložek výměníku	18,6 m ²
Max. povolený tlak	3 bar
Hmotnost bez vody	190 kg

Tab. 14 Parametry akumulčních nádob typ IVT

9.9 Klimatizace v budově Auly

Instalovaný chladicí výkon vzduchotechniky je 475,5 kW. Teplotní spád je 8/14 °C, průtok 67810 kg·h⁻¹. Zdroj chladu je chiller typ Aermec s teplotním spádem 8/14 °C výkon 485,2 kW, průtok 67,8 m³·h⁻¹. Chiller používá čerpadlo Grundfos NB65, průtok 67,8 m³·h⁻¹, provozní napětí 3x400V, příkon 5,5 kW.

9.10 Způsob měření teploty

9.10.1 Teplotní čidla typ PT100

Odporové platinové teplotní čidlo PT100 se používá pro měření teploty. Tepelné čidlo je dodáváno se speciálním kabelem, který odstraňuje chybu vedení. Tyto čidla mění svůj odpor v závislosti na teplotě. Jako základní měřená teplota se většinou uvádí 0 °C. Odpor čidla se liší dle výrobců jednotlivých čidel. V malém rozsahu teplot jsou čidla lineární, jinak chyba teploty bývá kolem 0,4 °C. Citlivost bývá okolo 0,384 Ω na 1 °C. Většinou neměříme přímo odpor čidla, ale bývá zapojeno do odporového můstku a změna odporu je tím převedena na změnu proudu (napětí).

9.10.2 Teplotní čidla typu PT1000

Odporové platinové teplotní čidlo PT1000 se odlišuje od teplotního čidla PT100 vysokou přesností měření v rozsahu -200 °C až 850 °C. Teplotní čidla PT1000 se vyrábějí ve dvou třídách přesnosti. Třída A má přesnost ± 0,15 °C, třída B má přesnost ± 0,3 °C při 0 °C.

9.11 Způsob měření tepla

9.11.1 Měření spotřeby tepla pro ústřední topení

Měření spotřeby tepla ústředního topení je zajištěno měřičem Calor 40, který se vyznačuje vysokou provozní spolehlivostí, přesností měření. Parametry použitého snímače výrobce Comac Cal, DN 65, průtok 40 m³·h⁻¹, délka kabelu čidla průtoků 4 m, délka kabelu teploměrů 2x4 m, 55/45 °C, 1 pár trubkový přechod DN 100 na DN 65.

9.11.2 Měření spotřeby tepla pro vzduchotechniku

Měření spotřeby tepla vzduchotechniky je zajištěno měřičem Calor 40, který se vyznačuje vysokou provozní spolehlivostí, přesností měření. Parametry použitého snímače výrobce Comac Cal, DN 80, průtok $40 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, délka kabelu čidla průtoků 4 m, délka kabelu teploměrů $2 \times 4 \text{ m}$, $55/45 \text{ }^\circ\text{C}$, 1 pár trubkový přechod DN 125 na DN 80.

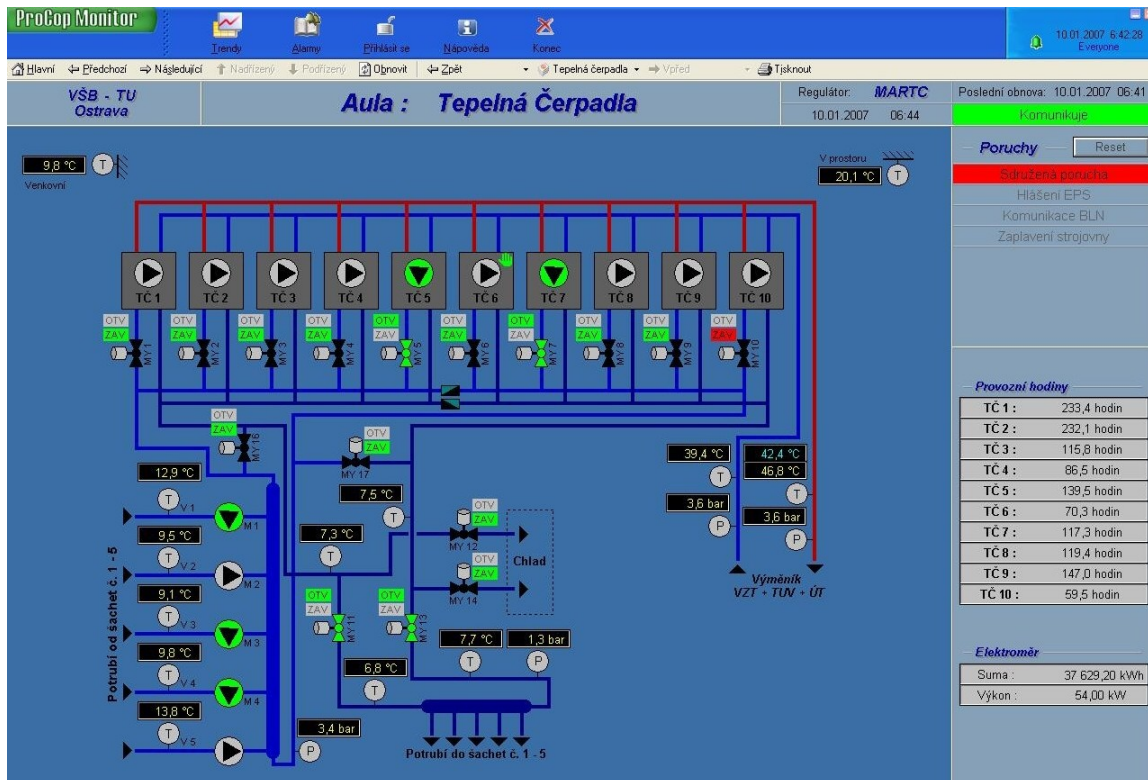
9.11.3 Měření spotřeby chladu pro vzduchotechniku

Měření spotřeby chladu vzduchotechniky je zajištěno měřičem Calor 40, který se vyznačuje vysokou provozní spolehlivostí, přesností měření. Parametry použitého snímače výrobce Comac Cal, DN 80, průtok $70 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, délka kabelu čidla průtoků 4 m, délka kabelu teploměrů $2 \times 4 \text{ m}$, $55/45 \text{ }^\circ\text{C}$.

10 Databáze naměřených hodnot

Tepelná čerpadla jsou řízena programem ProCop. Program ProCop umožňuje sledování a zobrazování hodnot technologických veličin, dále všechny tyto veličiny ukládá do databáze. Program umožňuje spolupráci s nejrůznějšími prvky dané technologie, které jsou připojeny k monitorovacímu počítači. Program automaticky ukládá v 10 minutových časových intervalech veškeré veličiny do databáze. [38]

Data použitá pro vyhodnocení jsou za topné sezóny 2007 až 2013. Vyhodnocované topné sezóny začínaly vždy dnem 1. října a končily 30. dubnem. V příloze 1 je seznam vyhodnocovaných veličin z naměřené databáze. [36]



Obr. 24 Obrazovka řídicího programu ProCop

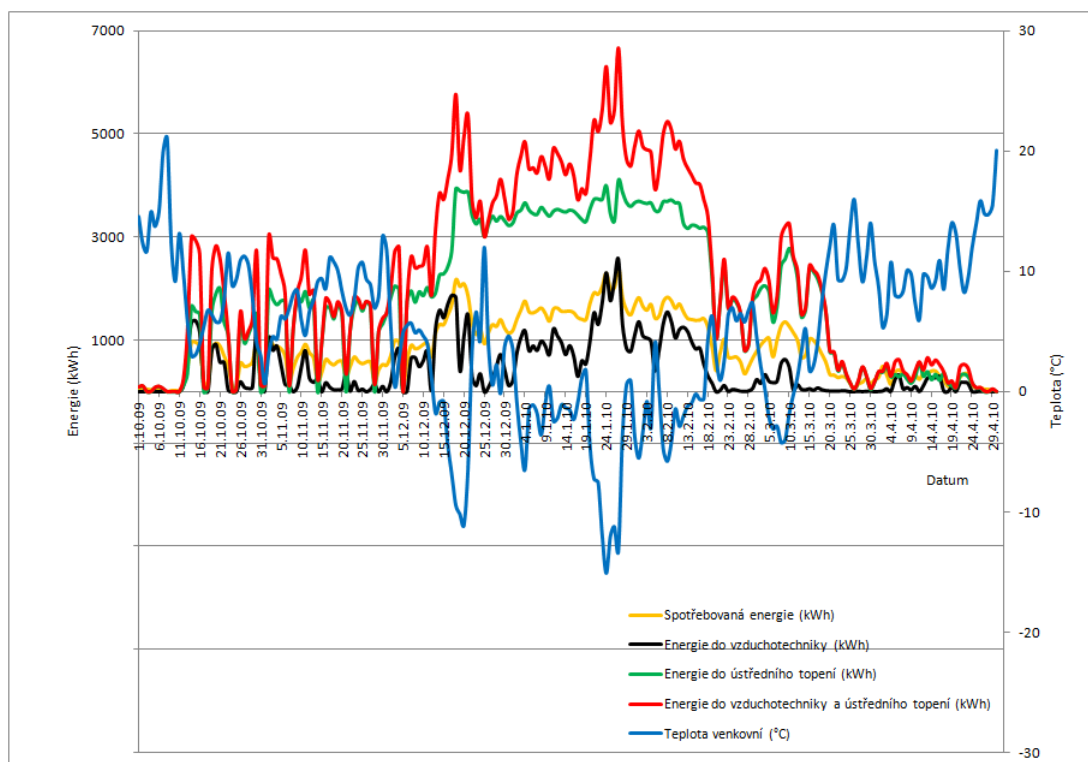
11 Vyhodnocení naměřených dat

11.1 Vyhodnocení spotřebované a vyrobené energie

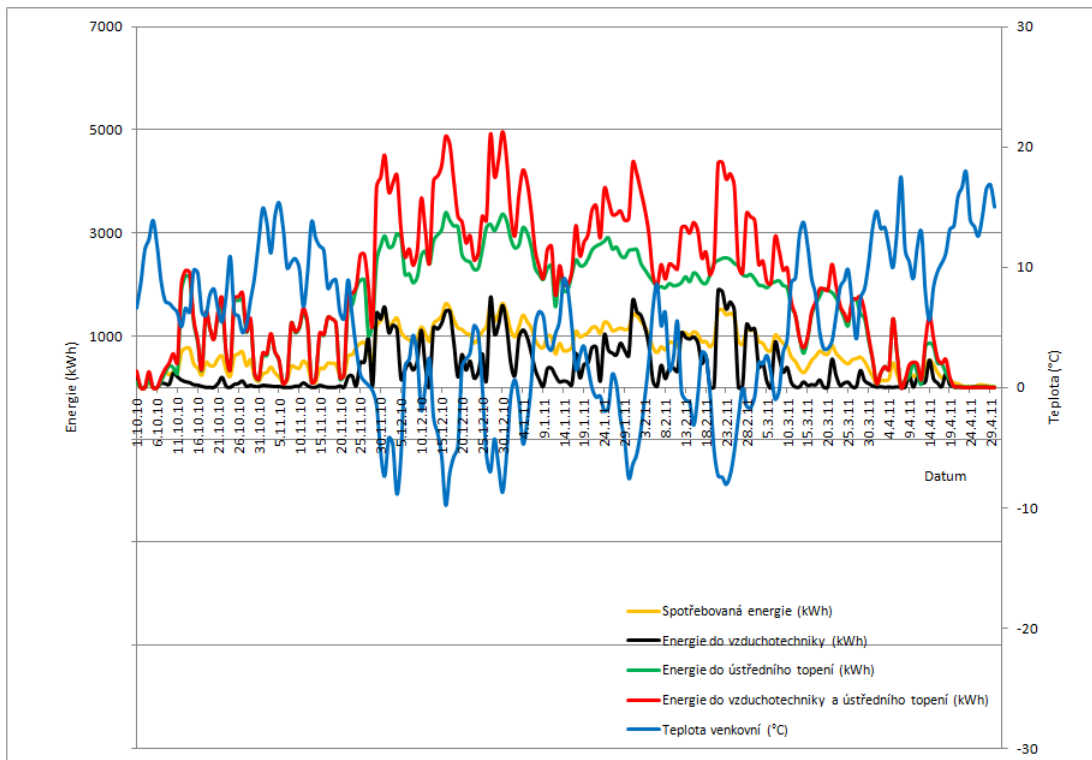
V následujících grafech je znázorněn průběh spotřebované a vyrobené energie tepelnými čerpadly za jednotlivé topné sezóny. Vyrobena energie z tepelných čerpadel je dodávána do systému ústředního topení a vzduchotechniky. V grafu je zřejmá závislost vyrobené energie tepelnými čerpadly na venkovní teplotě, protože s klesající venkovní teplotou se nám zvyšují tepelné ztráty budovy Auly. Spotřebovaná energie je dána součtem energie pro pohon kompresoru tepelných čerpadel, oběhových čerpadel primárního okruhu a napájení regulace. V příloze 2 je uvedena první a druhá topná sezóna.

Topná sezóna	2007/2008	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012
Spotřebovaná energie tepelnými čerpadly (kWh)	143114,23	160988,17	178908,69	150239,75	143178,50
Dodávaná energie do ústředního topení (kWh)	394436,38	341447,38	378508,40	342374,81	316702,66
Dodávaná energie do vzduchotechniky (kWh)	85522,28	83419,54	95455,59	81014,03	84958,36
Celková dodávaná energie do ÚT + VZT (kWh)	479958,66	424866,92	473963,99	423388,84	401661,02
Průměrná venkovní teplota (°C)	5,44	5,96	4,54	4,63	4,15

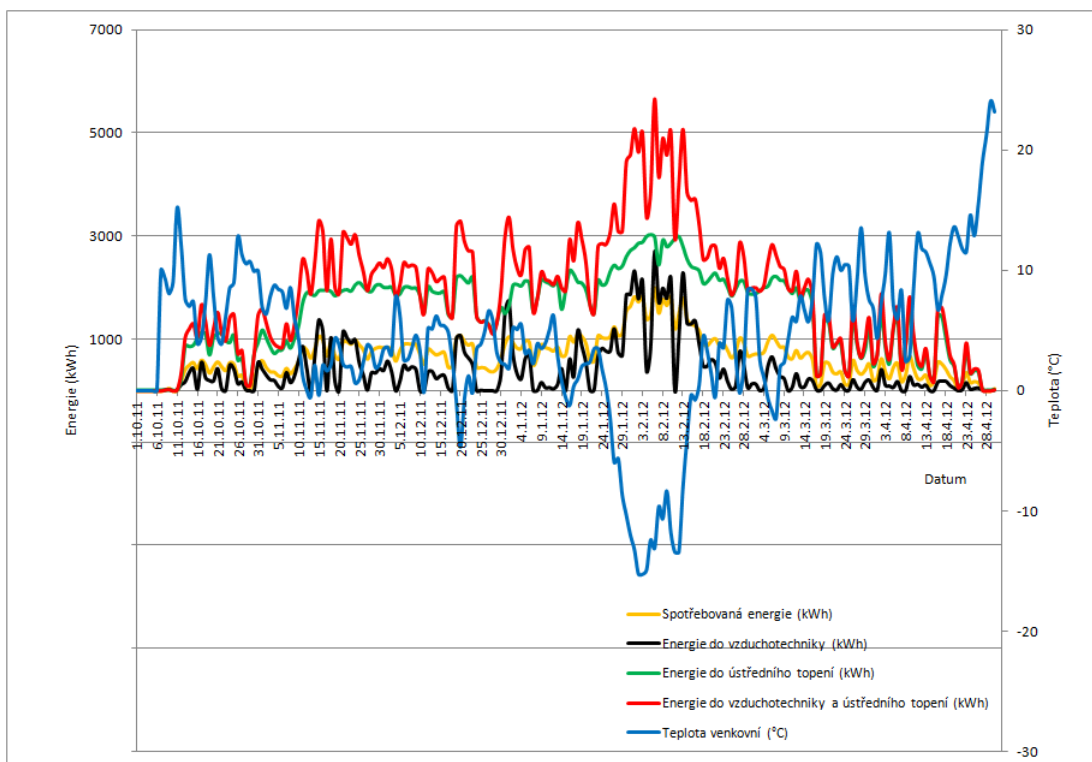
Tab. 15 Spotřebovaná a vyrobená energie pro jednotlivé topné sezóny



Obr. 25 Průběhy vyrobené a spotřebované energie za topnou sezónu 2009/2010



Obr. 26 Průběhy vyrobené a spotřebované energie za topnou sezónu 2010/2011



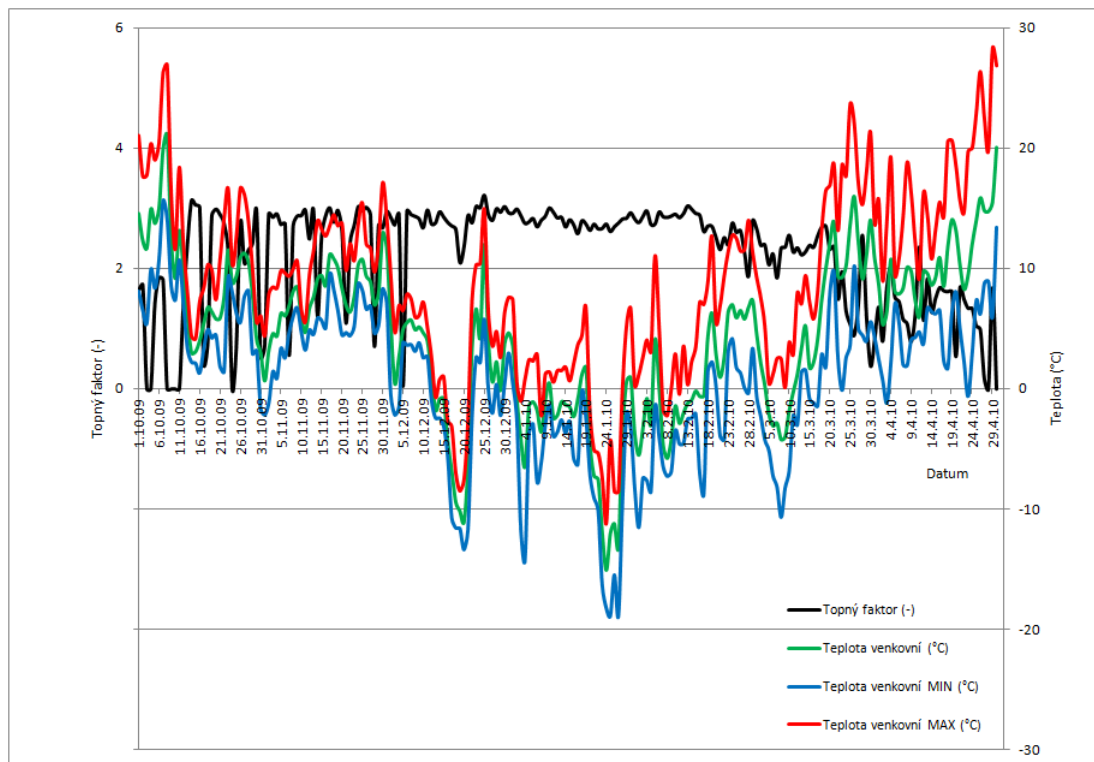
Obr. 27 Průběhy vyrobené a spotřebované energie za topnou sezónu 2011/2012

11.2 Vyhodnocení topného faktoru tepelných čerpadel

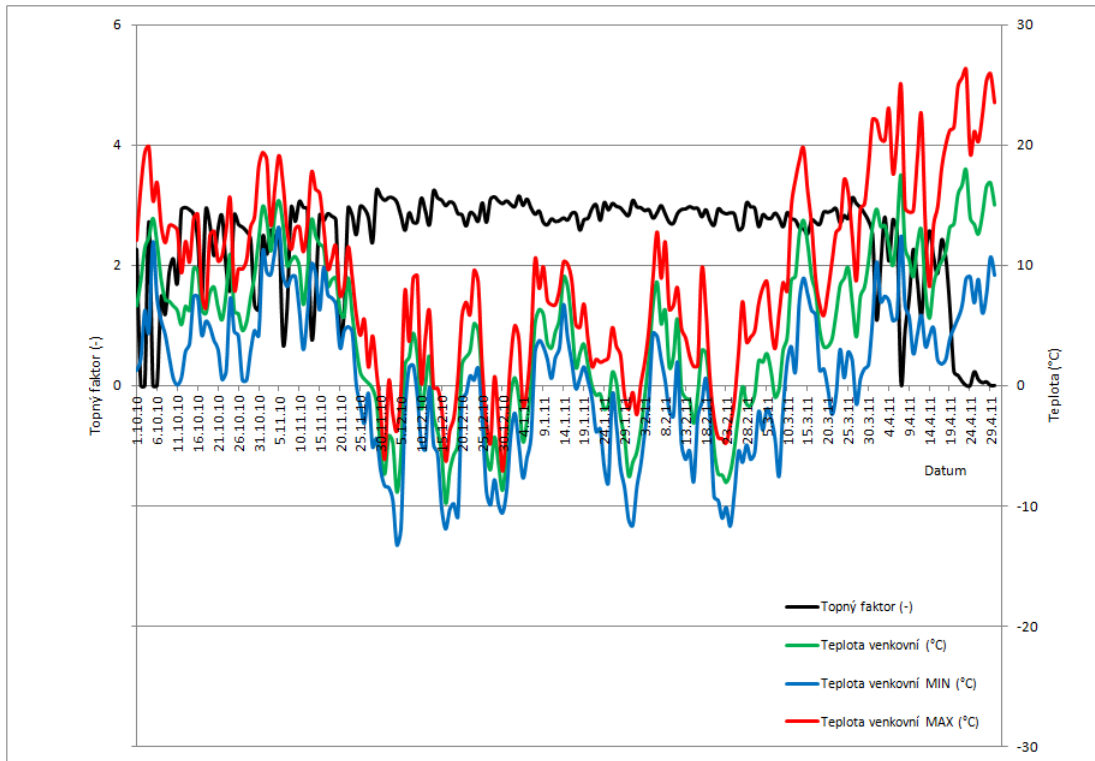
V následujících grafech je znázorněn průběh topného faktoru tepelných čerpadel za jednotlivé topné sezóny. Z tohoto grafu lze určit závislost topného faktoru na venkovní teplotě. Venkovní teplota je vyjádřena v denní, minimální a maximální hodnotě. V kladných hodnotách venkovní teploty topný faktor není zcela vyrovnaný, to je způsobeno spínáním tepelných čerpadel a oběhových čerpadel. V záporných hodnotách venkovní teploty topný faktor mírně klesá, ale tepelná čerpadla mají stále dostatek primární energie z vrtů. V příloze 3 je uvedena první a druhá topná sezóna.

Topná sezóna	2007/2008	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012
Topný faktor tepelných čerpadel (-)	3,35	2,64	2,65	2,82	2,81
Průměrná venkovní teplota (°C)	5,44	5,96	4,54	4,63	4,15
Mínimální venkovní teplota (°C)	-10,95	-10,00	-18,90	-13,30	-19,15

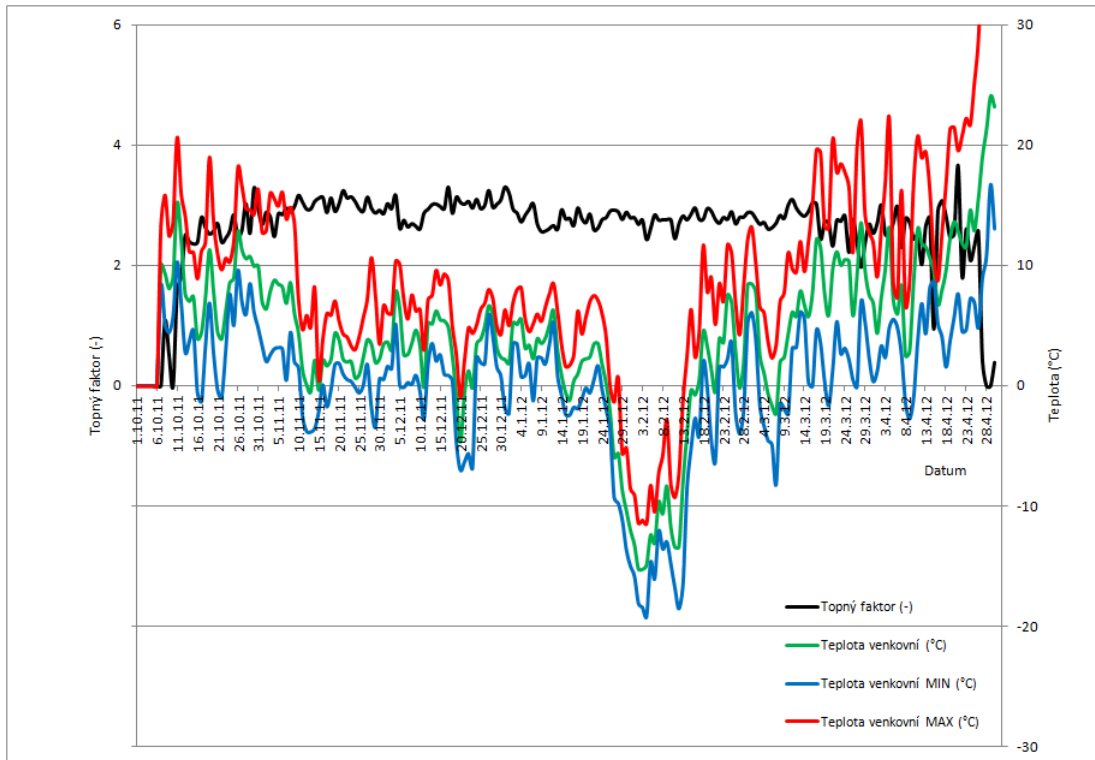
Tab. 16 Topný faktor pro jednotlivé topné sezóny



Obr. 28 Průběh topného faktoru za topnou sezónu 2009/2010



Obr. 29 Průběh topného faktoru za topnou sezónu 2010/2011



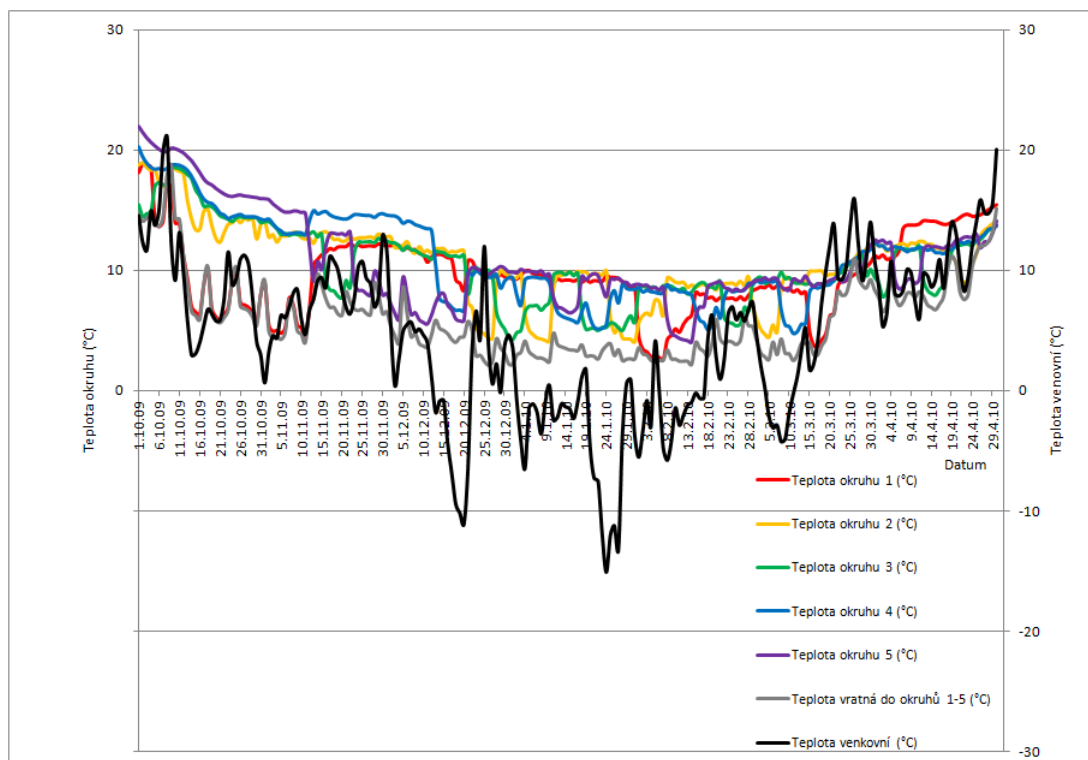
Obr. 30 Průběh topného faktoru za topnou sezónu 2011/2012

11.3 Vyhodnocení průběhu teplot v jednotlivých okruzích vrtů

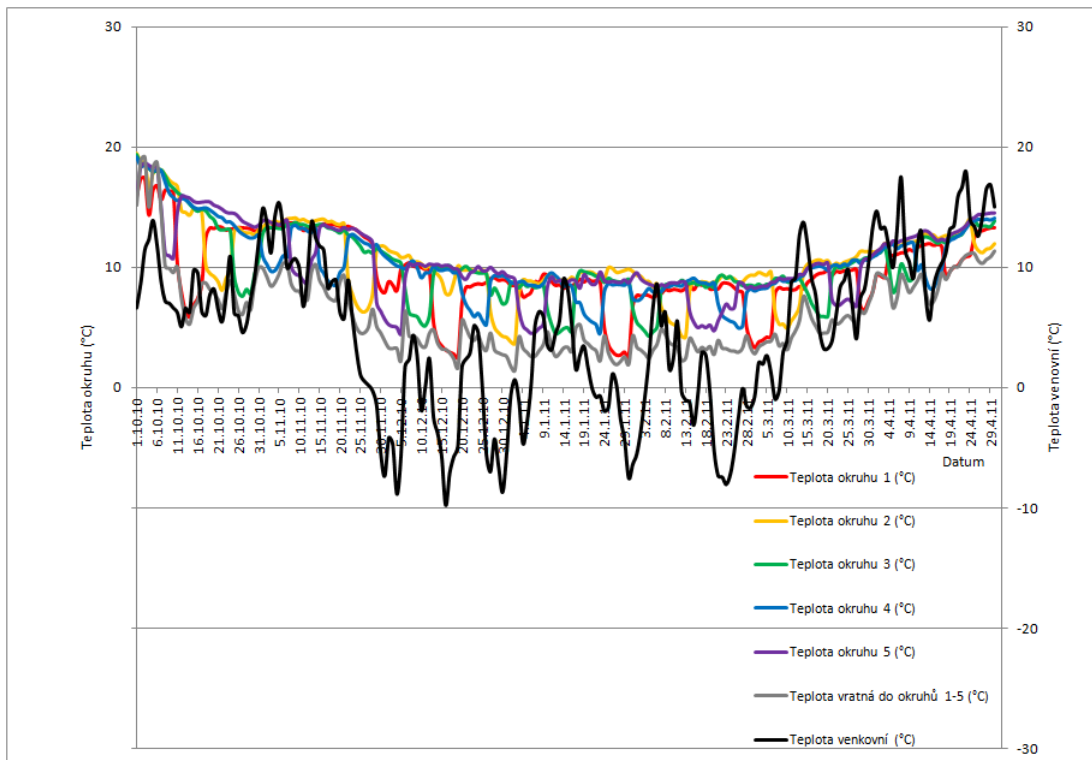
V následujících grafech je znázorněn průběh teplot v jednotlivých okruzích vrtů a venkovní teploty za jednotlivé topné sezóny. Tepelná čerpadla využívají systém 110 vrtů hlubokých 140 m. Vrty tvoří vrtné pole, které se rozkládá v prostoru parkoviště Auly a knihovny. Vrty jsou umístěny v rastru 10x10 m pod parkovišti. Vrty jsou pospojovány do 5 okruhů. Na 1 okruh je tedy zapojeno 22 vrtů. Pokud z jednotlivého okruhu odebíráme teplo, tak v něm za určitý čas klesá teplota. Vyčerpaný okruh se proto odpojí, vrty se v něm regenerují a mezitím používáme jiný nevyčerpaný okruh. Doba používání jednotlivého okruhu je 7 dní. V příloze 4 je uvedena první a druhá topná sezóna.

Topná sezóna	2007/2008	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012
Teplota okruhu 1 (°C)	9,95	8,92	9,72	9,72	9,37
Teplota okruhu 2 (°C)	10,67	9,51	10,72	10,56	10,66
Teplota okruhu 3 (°C)	11,04	9,46	10,47	10,38	10,19
Teplota okruhu 4 (°C)	10,60	9,79	11,16	10,38	9,87
Teplota okruhu 5 (°C)	10,90	9,91	10,85	10,50	10,35
Teplota vratná do vrtů (°C)	7,00	6,18	6,06	6,02	5,77

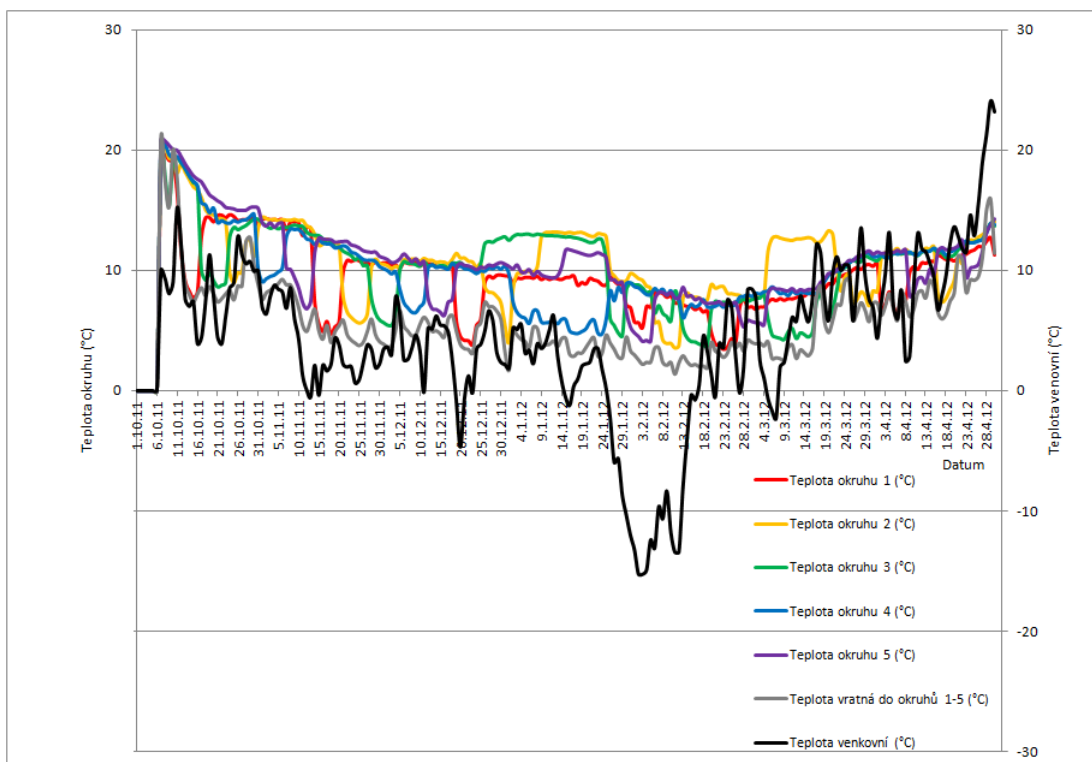
Tab. 17 Průměrné teploty v jednotlivých okruzích vrtů



Obr. 31 Průběhy teplot v jednotlivých okruzích vrtů za topnou sezónu 2009/2010



Obr. 32 Průběhy teplot v jednotlivých okruzích vrtů za topnou sezónu 2010/2011



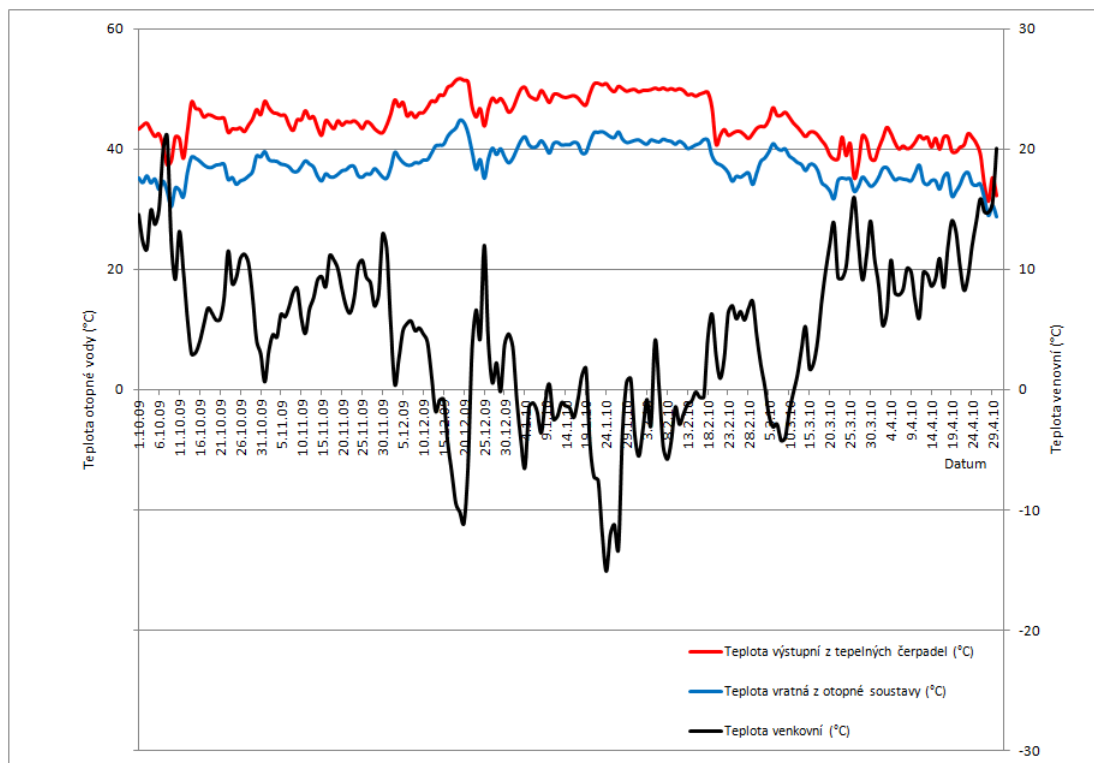
Obr. 33 Průběhy teplot v jednotlivých okruzích vrtů za topnou sezónu 2011/2012

11.4 Vyhodnocení průběhu teploty otopné vody

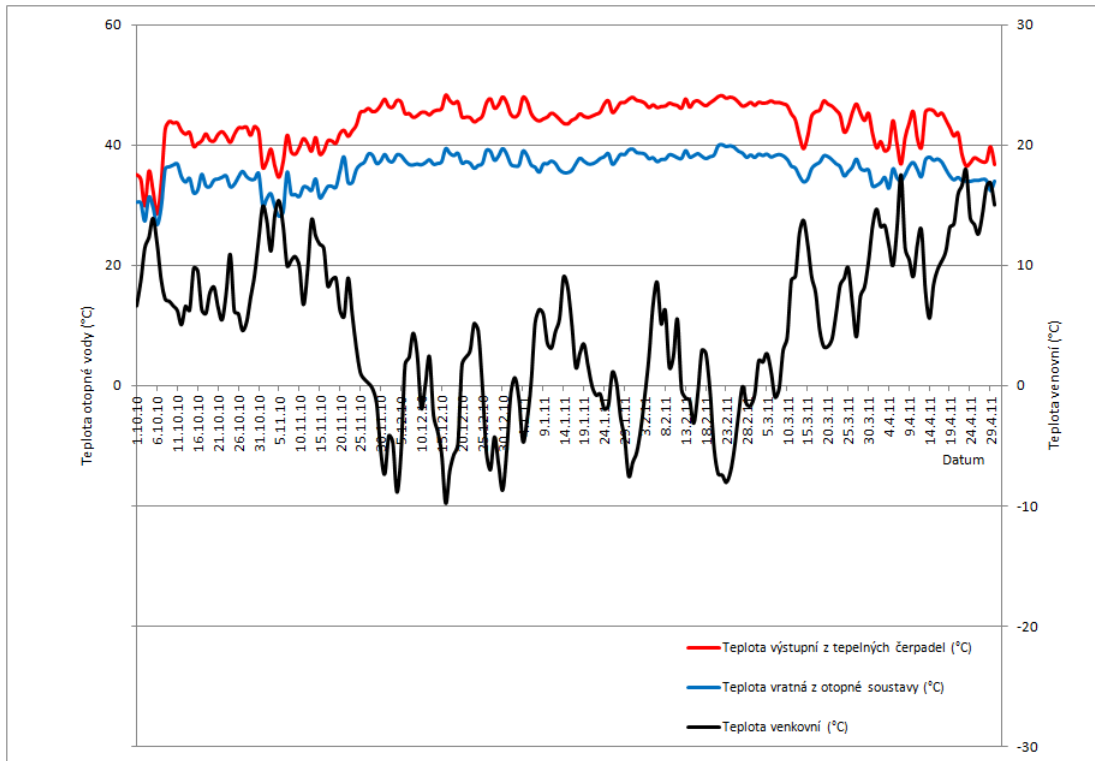
V následujících grafech je znázorněn průběh vstupní a výstupní teploty otopné vody za jednotlivé topné sezóny. Tepelná čerpadla dodávají otopnou vodu do systému ústředního topení, vzduchotechniky a pro přípravu teplé užitkové vody. V příloze 5 je uvedena první a druhá topná sezóna.

Topná sezóna	2007/2008	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012
Teplota vstupní otopné vody (°C)	45,39	40,19	44,80	43,69	43,54
Teplota výstupní otopné vody (°C)	38,44	33,98	37,46	39,95	35,55
Průměrná venkovní teplota (°C)	5,44	5,96	4,54	4,63	4,15

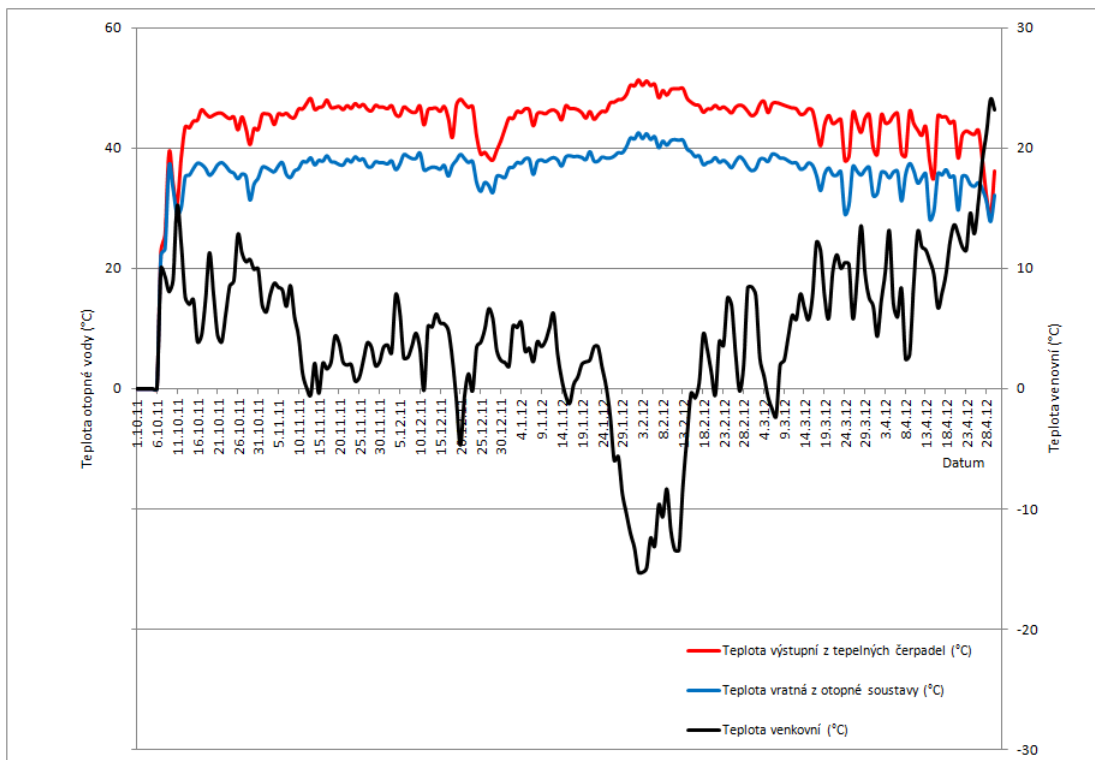
Tab. 18 Průměrné teploty otopné vody



Obr. 34 Průběhy teplot otopné vody za topnou sezónu 2009/2010



Obr. 35 Průběhy teplot otopné vody za topnou sezónu 2010/2011



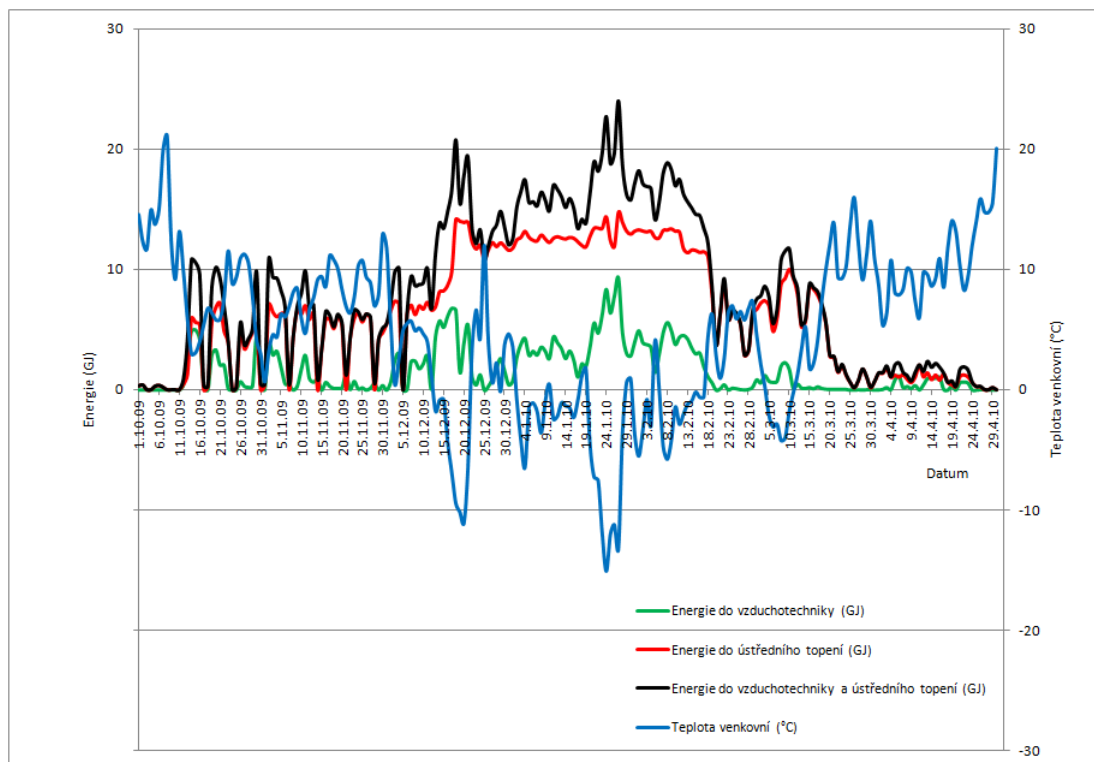
Obr. 36 Průběhy teplot otopné vody za topnou sezónu 2011/2012

11.5 Vyhodnocení průběhu dodané energie tepelnými čerpadly

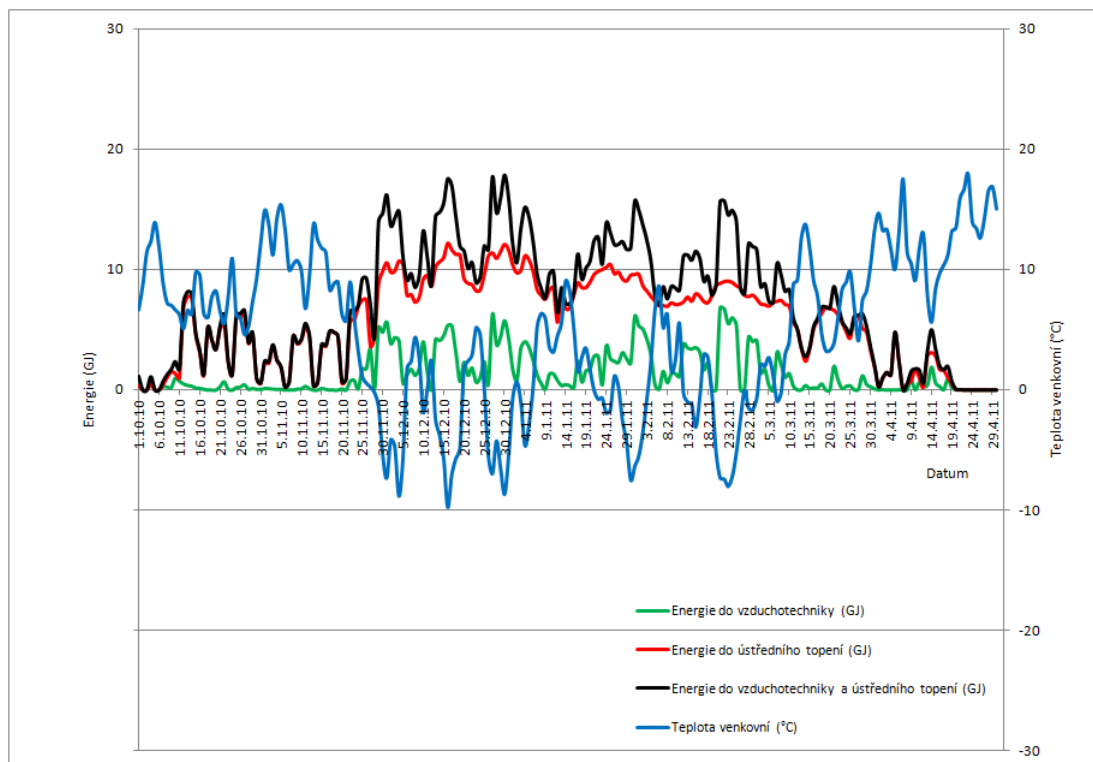
V následujících grafech je znázorněn průběh dodané energie tepelnými čerpadly za jednotlivé topné sezóny. Vyrobená energie z tepelných čerpadel je dodávána do systému ústředního topení a vzduchotechniky. V grafu je zřejmá závislost vyrobené energie tepelnými čerpadly na venkovní teplotě, protože s klesající venkovní teplotou se nám zvyšují tepelné ztráty budovy Auly. V příloze 6 je uvedena první a druhá topná sezóna.

Topná sezóna	2007/2008	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012
Dodávaná energie do ústředního topení (GJ)	1419,97	1229,21	1362,63	1232,55	1140,13
Dodávaná energie do vzduchotechniky (GJ)	307,88	300,31	343,64	291,65	305,85
Celková dodávaná energie do ÚT + VZT (GJ)	1727,85	1529,52	1706,27	1524,20	1445,98
Průměrná venkovní teplota (°C)	5,44	5,96	4,54	4,63	4,15

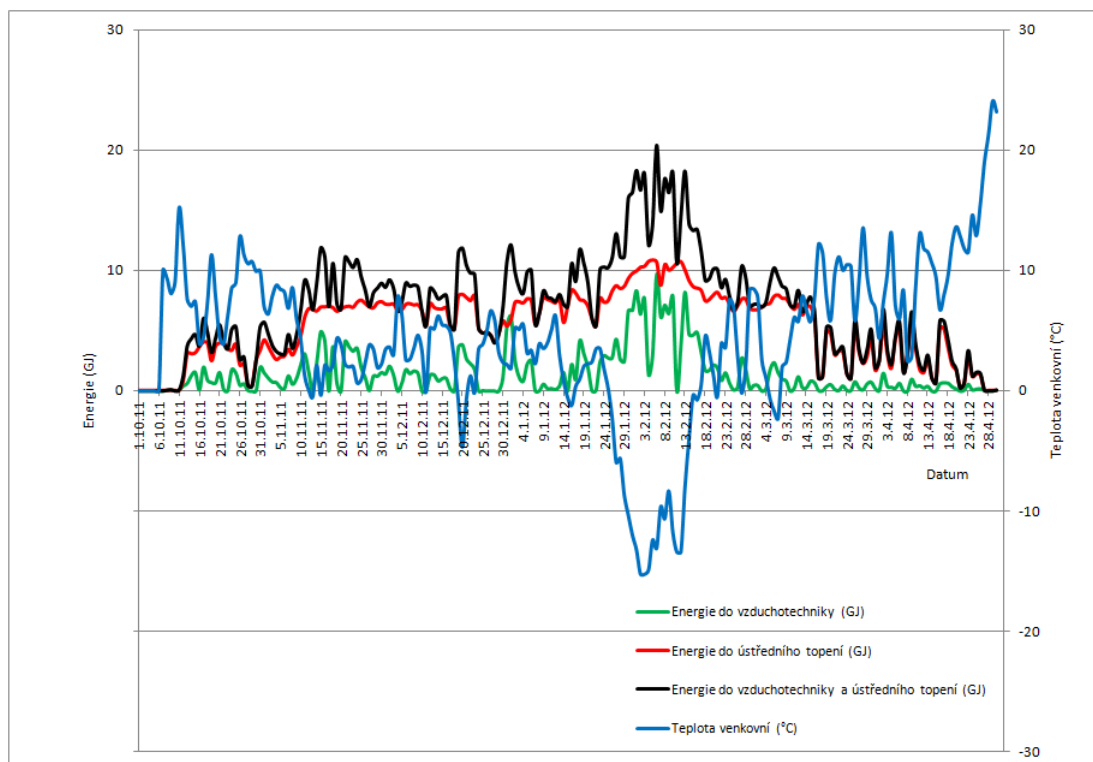
Tab. 19 Dodaná energie tepelnými čerpadly



Obr. 37 Dodaná energie tepelnými čerpadly za topnou sezónu 2009/2010



Obr. 38 Dodaná energie tepelnými čerpadly za topnou sezónu 2010/2011



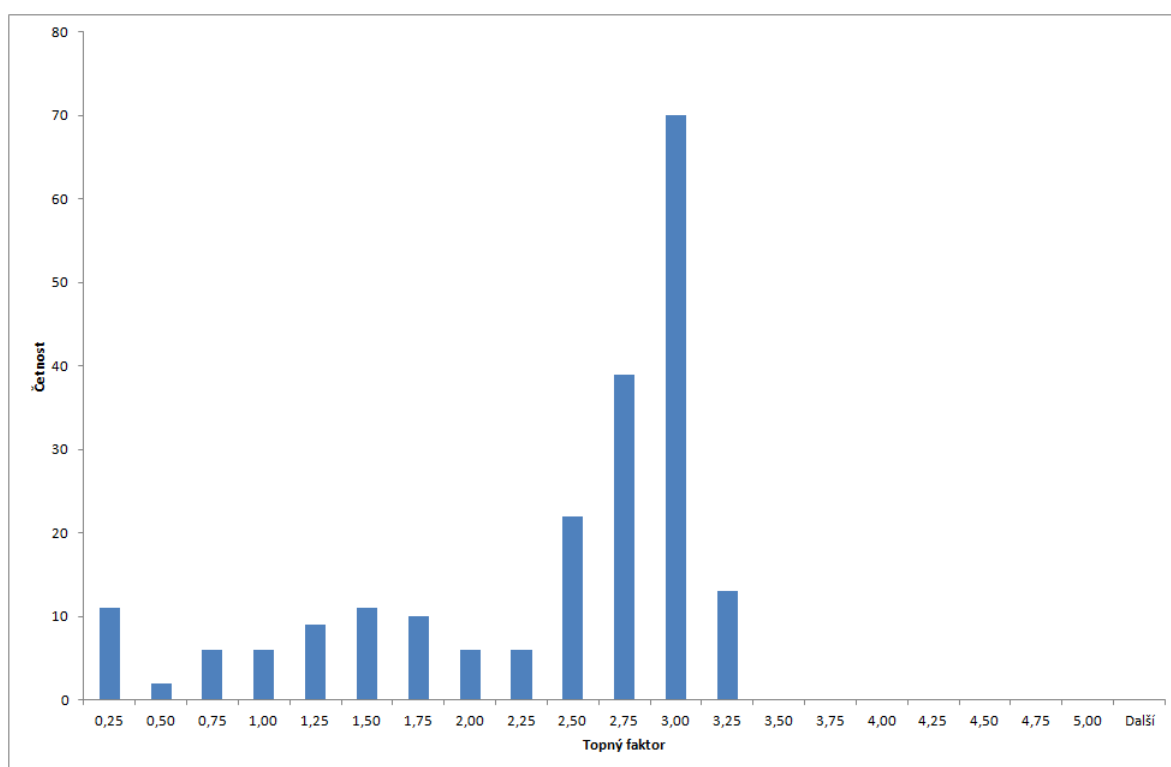
Obr. 39 Dodaná energie tepelnými čerpadly za topnou sezónu 2011/2012

11.6 Histogramy topného faktoru

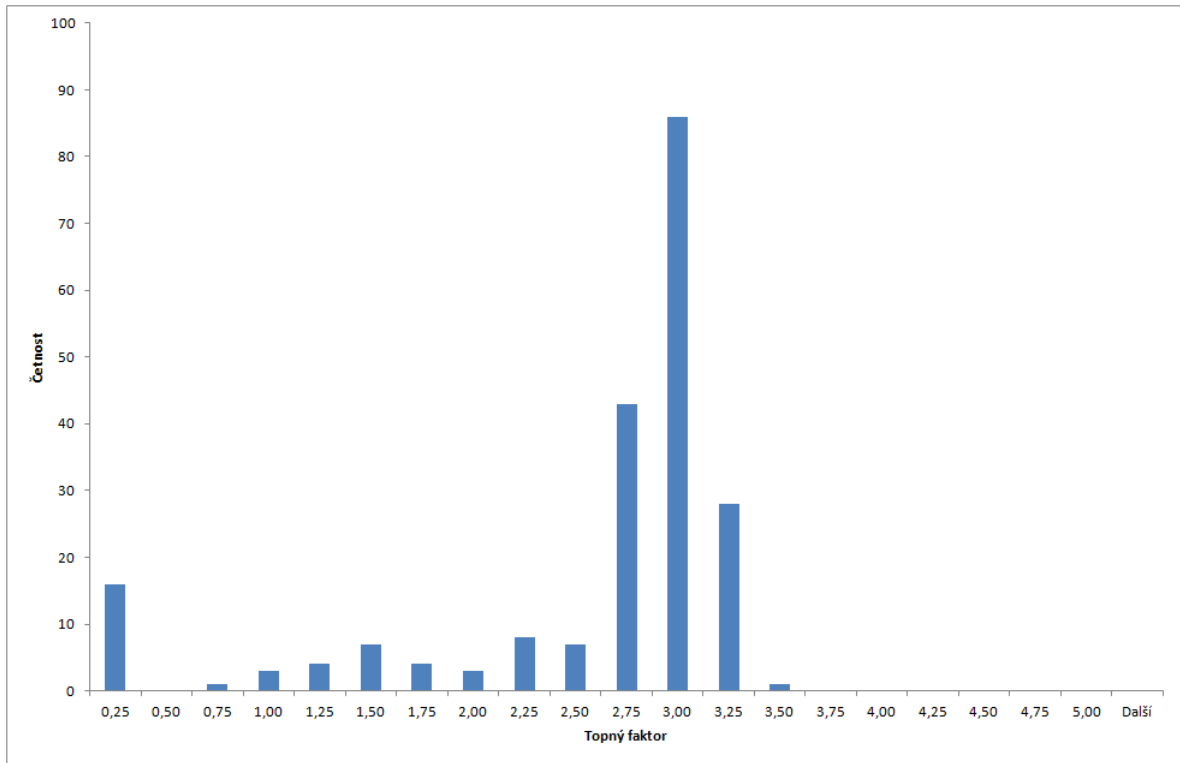
Aplikace Excel počítá datové body v každé třídě dat. Datový bod je zahrnut do konkrétní třídy dat, pokud je jeho hodnota větší než dolní mez a menší než horní mez třídy dat. Z těchto naměřených dat je vidět četnost rozložení topného faktoru v jednotlivých topných sezónách. Topný faktor je nižší na začátku a konci topné sezóny, to je způsobeno spínáním oběhových čerpadel primárního okruhu a tepelných čerpadel. V průběhu topné sezóny je topný faktor ustálený na vyšších hodnotách to znamená, že tepelná čerpadla mají stále dostatek nízkopotenciální energie z vrtů i v nejchladnějších dnech topné sezóny. Nejchladnějším dnem z vyhodnocovaných topných sezón byl 3. únor 2012, kdy průměrná denní teplota dosáhla hodnoty $-15,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ i v tento den stačila tepelná čerpadla pro vytápění budovy Auly. V následující tabulce jsou uvedeny topné faktory za jednotlivé topné sezóny. V příloze 7 je uvedena první a druhá topná sezóna.

Topná sezóna	2007/2008	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012
Topný faktor tepelných čerpadel (-)	3,35	2,64	2,65	2,82	2,81
Průměrná venkovní teplota ($^{\circ}\text{C}$)	5,44	5,96	4,54	4,63	4,15

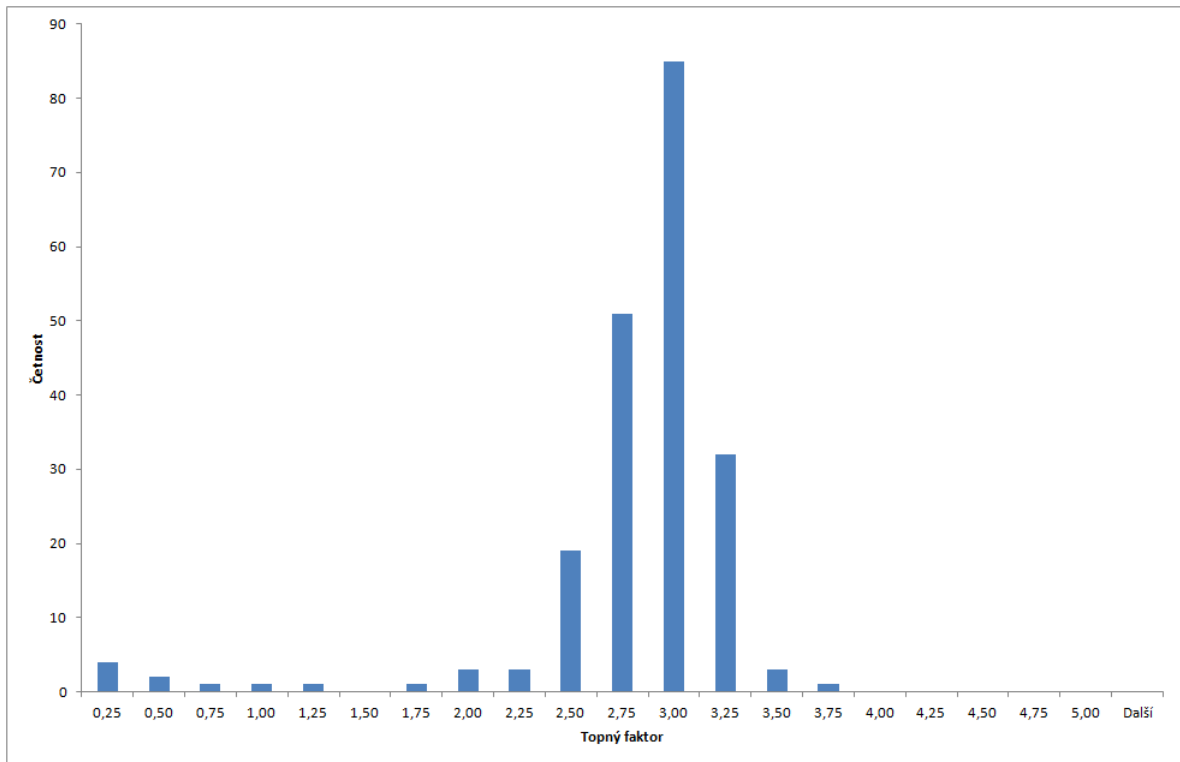
Tab. 38 Topné faktory tepelných čerpadel za jednotlivé topné sezóny



Obr. 40 Histogram topného faktoru topná sezóna 2009/2010



Obr. 41 Histogram topného faktoru topná sezóna 2010/2011



Obr. 42 Histogram topného faktoru topná sezóna 2011/2012

11.7 Regresní analýza z naměřených dat

Pro vyhodnocení naměřených dat z tepelných čerpadel na Aule VŠB-TUO jsem použil program Microsoft Excel. Program Excel provede lineární regresi proložením přímkou množinou pozorování s použitím metody nejmenších čtverců. Regrese se používá k analýze ovlivnění jedné závislé proměnné hodnotami jedné nezávislé proměnné. Nástroj regrese je použit k analýze vyrobené energie tepelnými čerpadly, spotřebované energie tepelnými čerpadly a topného faktoru. Analýza je provedena pro pět topných sezón od roku 2007 až 2012. Po provedení regrese lze pak na základě jejího výsledku určit průběh vyrobené energie tepelnými čerpadly, spotřebované energie tepelnými čerpadly a topného faktoru.

Postup provedení lineární regrese je takový, že nejprve se vybere oblast závislých dat, kterou chceme analyzovat. Data musí být uspořádána v jednom sloupci. Dále zadáme oblast nezávislých dat. Po provedení výpočtu se vygeneruje graf s regresní přímkou a pozorovanými hodnotami. Hodnota spolehlivosti R odpovídá druhé mocnině Pearsonova koeficientu korelace R^2 , někdy nazývaného koeficient determinace.

11.7.1 Průběhy vyrobené energie tepelnými čerpadly

Následující graf znázorňuje průběhy vyrobené energie tepelnými čerpadly v závislosti na venkovní teplotě. Vyrobená energie je vyhodnocena za pět topných sezón. Použitím regrese vyšla lineární závislost s předpokládaným průběhem vyrobené energie v závislosti na venkovní teplotě.

Pro topnou sezónu 2007/2008 vyšel průběh vyrobené energie tepelnými čerpadly jako přímka s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = -0,65x + 11,94 \quad R^2 = 0,85$$

Pro topnou sezónu 2008/2009 vyšel průběh vyrobené energie tepelnými čerpadly jako přímka s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = -0,75x + 12,63 \quad R^2 = 0,96$$

Pro topnou sezónu 2009/2010 vyšel průběh vyrobené energie tepelnými čerpadly jako přímka s hodnotou spolehlivosti R:

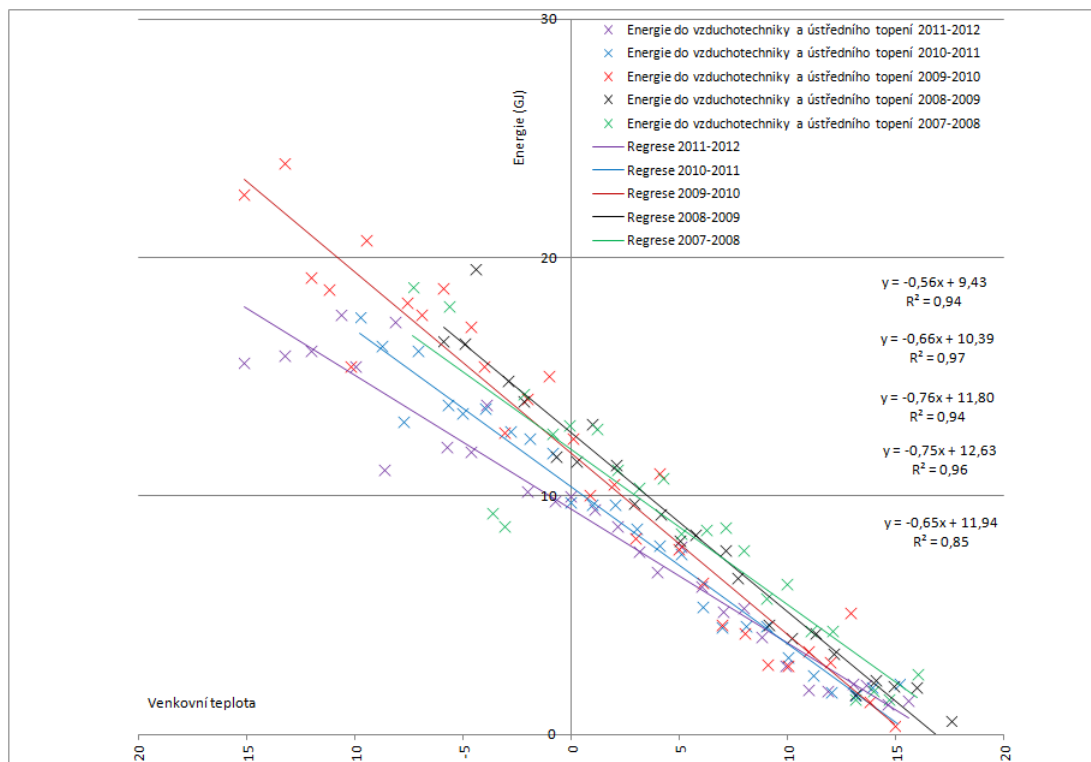
$$y = -0,76x + 11,80 \quad R^2 = 0,94$$

Pro topnou sezónu 2010/2011 vyšel průběh vyrobené energie tepelnými čerpadly jako přímka s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = -0,66x + 10,39 \quad R^2 = 0,97$$

Pro topnou sezónu 2011/2012 vyšel průběh vyrobené energie tepelnými čerpadly jako přímka s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = -0,56x + 9,43 \quad R^2 = 0,94$$



Obr. 43 Průběh vyrobené energie za jednotlivé topné sezóny 2007/2012

11.7.2 Průběhy spotřebované energie tepelnými čerpadly

Následující graf znázorňuje průběhy spotřebované energie tepelnými čerpadly v závislosti na venkovní teplotě. Spotřebovaná energie je vyhodnocena za pět topných sezón. Použitím regrese vyšla lineární závislost s předpokládaným průběhem spotřebované energie v závislosti na venkovní teplotě.

Pro topnou sezónu 2007/2008 vyšel průběh spotřebované energie tepelnými čerpadly jako přímka s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = -56,98x + 1\,013,34 \quad R^2 = 0,86$$

Pro topnou sezónu 2008/2009 vyšel průběh spotřebované energie tepelnými čerpadly jako přímka s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = -81,93x + 1\,361,81 \quad R^2 = 0,96$$

Pro topnou sezónu 2009/2010 vyšel průběh spotřebované energie tepelnými čerpadly jako přímka s hodnotou spolehlivosti R:

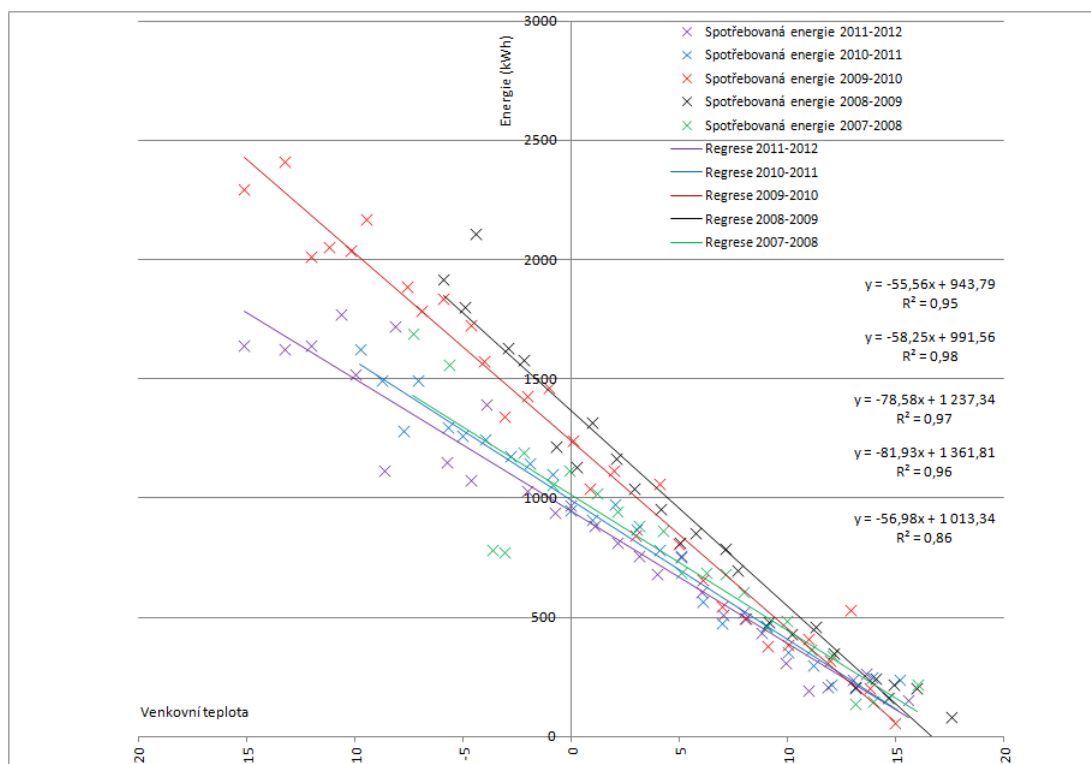
$$y = -78,58x + 1\,237,34 \quad R^2 = 0,97$$

Pro topnou sezónu 2010/2011 vyšel průběh spotřebované energie tepelnými čerpadly jako přímka s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = -58,25x + 991,56 \quad R^2 = 0,98$$

Pro topnou sezónu 2011/2012 vyšel průběh spotřebované energie tepelnými čerpadly jako přímka s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = -55,56x + 943,79 \quad R^2 = 0,95$$



Obr. 44 Průběh spotřebované energie za jednotlivé topné sezóny 2007/2012

11.7.3 Průběhy topného faktoru tepelných čerpadel

Následující graf znázorňuje průběhy topného faktoru v závislosti na venkovní teplotě. Topný faktor je vyhodnocen za pět topných sezón. Použitím regrese vyšel polynom třetího řádu s předpokládaným průběhem topného faktoru v závislosti na venkovní teplotě. Závislost topného faktoru v záporných venkovních teplotách je skoro lineární z čehož vyplývá, že tepelná čerpadla mají stále dostatek primární energie z vrtů a nedochází k jejímu úplnému vyčerpání. Závislost topného faktoru v kladných venkovních teplotách je klesající, což je způsobeno spínáním tepelných a oběhových čerpadel.

Pro topnou sezónu 2007/2008 vyšel průběh topného faktoru jako polynom třetího řádu s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = -0,000311x^3 + 0,000531x^2 + 0,037408x + 3,271465 \quad R^2 = 0,503637$$

Pro topnou sezónu 2008/2009 vyšel průběh topného faktoru jako polynom třetího řádu s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = 0,000046x^3 - 0,003230x^2 + 0,019309x + 2,659301 \quad R^2 = 0,427087$$

Pro topnou sezónu 2009/2010 vyšel průběh topného faktoru jako polynom třetího řádu s hodnotou spolehlivosti R:

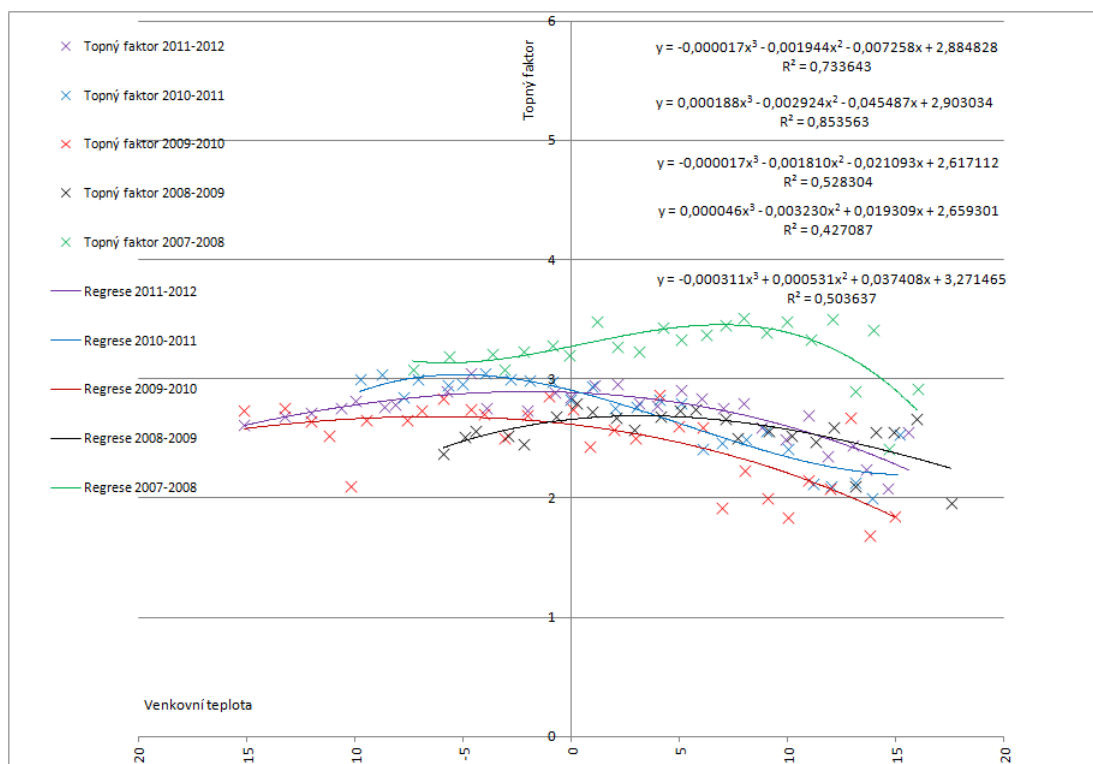
$$y = -0,000017x^3 - 0,001810x^2 - 0,021093x + 2,617112 \quad R^2 = 0,528304$$

Pro topnou sezónu 2010/2011 vyšel průběh topného faktoru jako polynom třetího řádu s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = 0,000188x^3 - 0,002924x^2 - 0,045487x + 2,903034 \quad R^2 = 0,853563$$

Pro topnou sezónu 2011/2012 vyšel průběh topného faktoru jako polynom třetího řádu s hodnotou spolehlivosti R:

$$y = -0,000017x^3 - 0,001944x^2 - 0,007258x + 2,884828 \quad R^2 = 0,733643$$



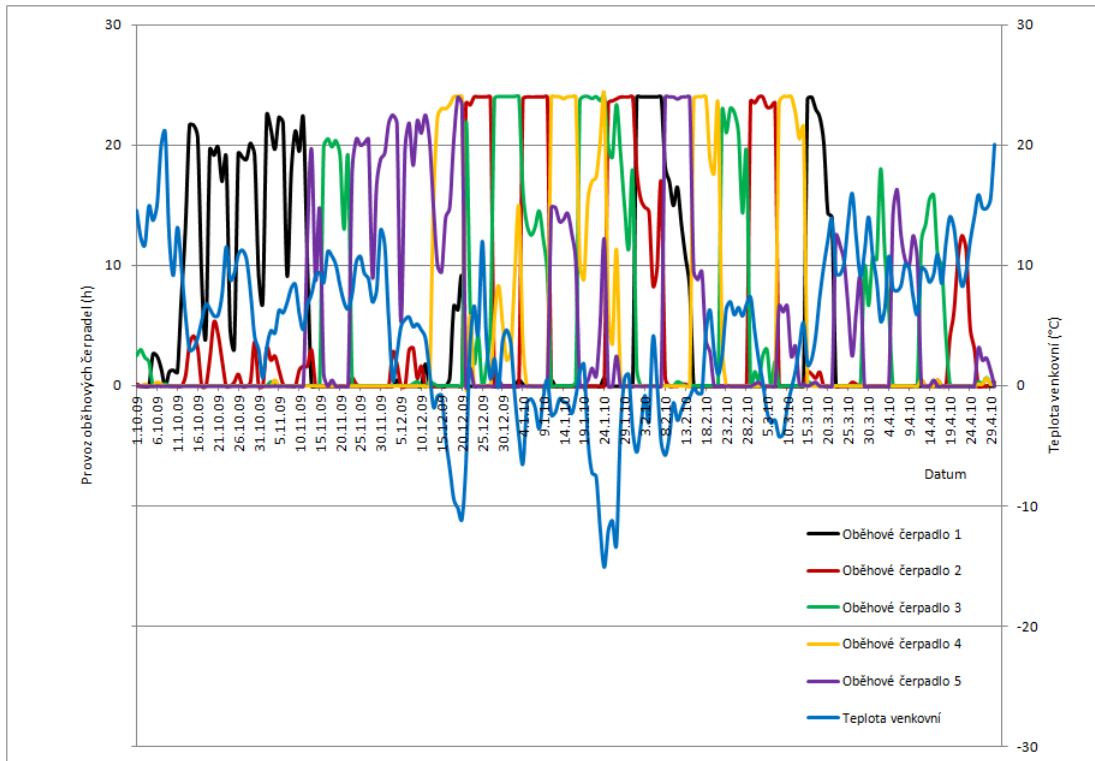
Obr. 45 Průběh topného faktoru za jednotlivé topné sezóny 2007/2012

11.8 Vyhodnocení provozních hodin oběhových čerpadel

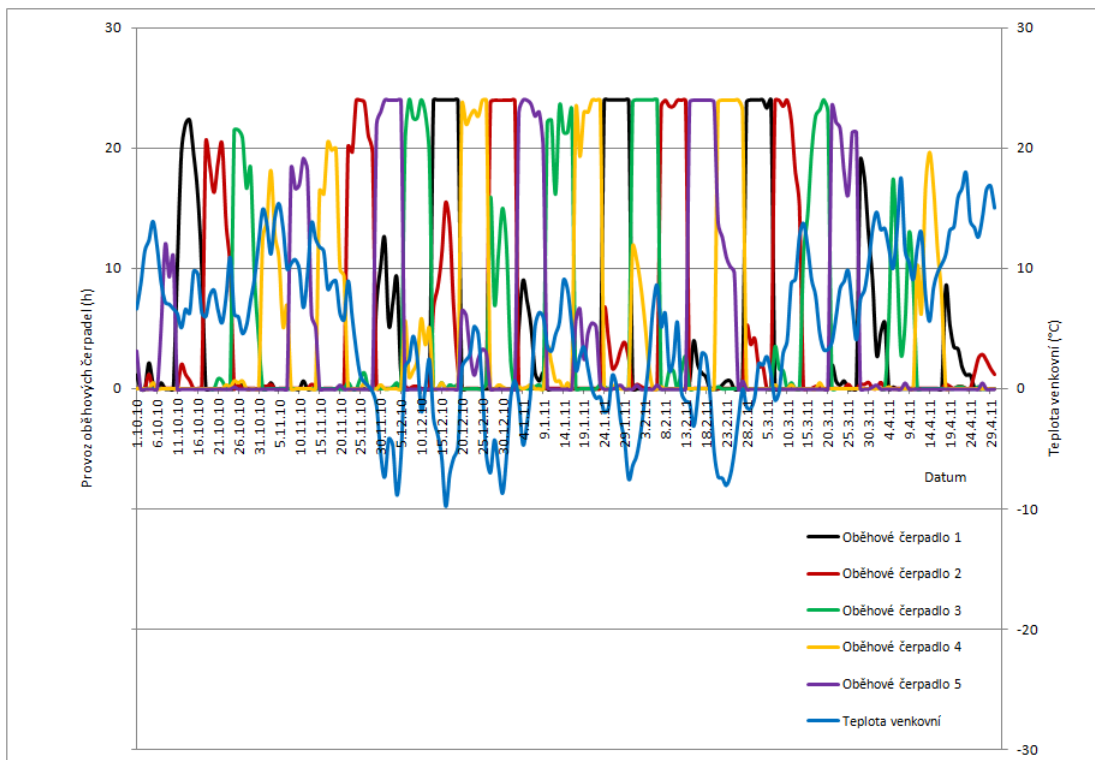
V následujících grafech je vyhodnocen průběh provozních hodin oběhových čerpadel primárního okruhu. Primární okruh tepelných čerpadel tvoří soustava 110 vrtů, která je spojena do 5 okruhů. V příloze 8 je uvedena první a druhá topná sezóna.

Topná sezóna	Oběhové čerpadlo 1 (h)	Oběhové čerpadlo 2 (h)	Oběhové čerpadlo 3 (h)	Oběhové čerpadlo 4 (h)	Oběhové čerpadlo 5 (h)
2007/2008	758,50	812,83	741,33	968,83	835,50
2008/2009	797,83	792,33	770,00	556,33	670,83
2009/2010	966,17	886,67	1047,83	862,33	1071,17
2010/2011	823,33	883,50	873,00	848,83	895,83
2011/2012	797,83	770,67	1007,50	890,00	752,50

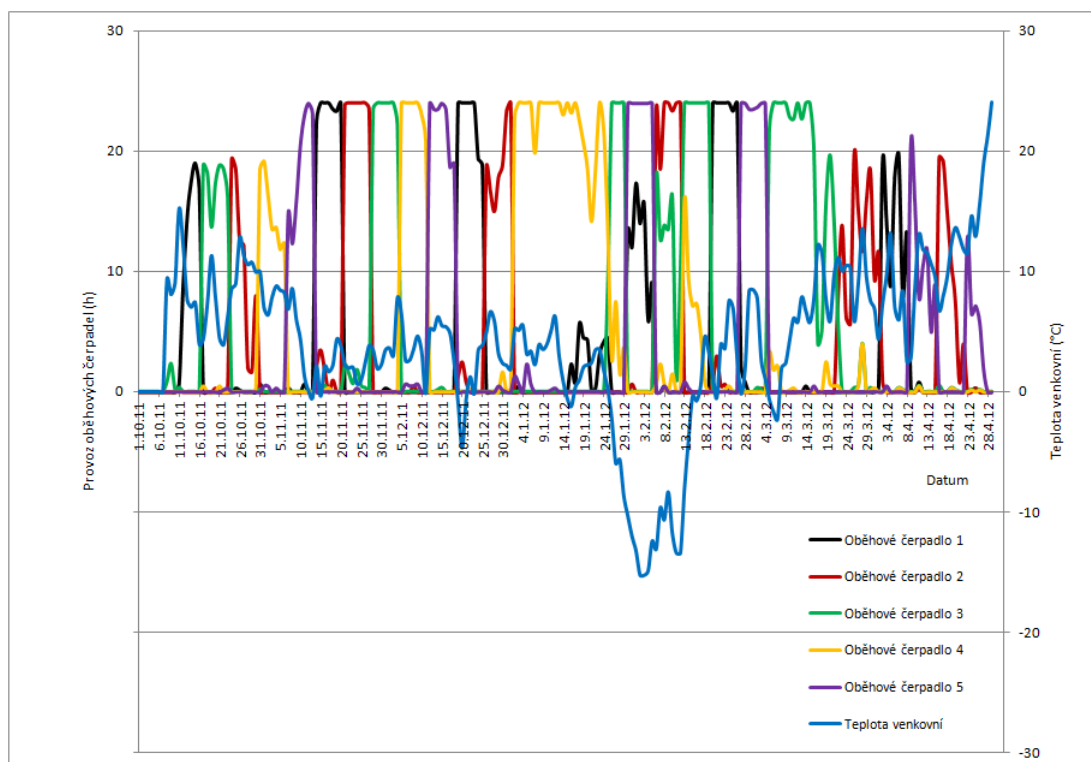
Tab. 20 Provozní hodiny oběhových čerpadel za jednotlivé topné sezóny



Obr. 46 Provozní hodiny oběhových čerpadel za topnou sezónu 2009/2010



Obr. 47 Provozní hodiny oběhových čerpadel za topnou sezónu 2010/2011

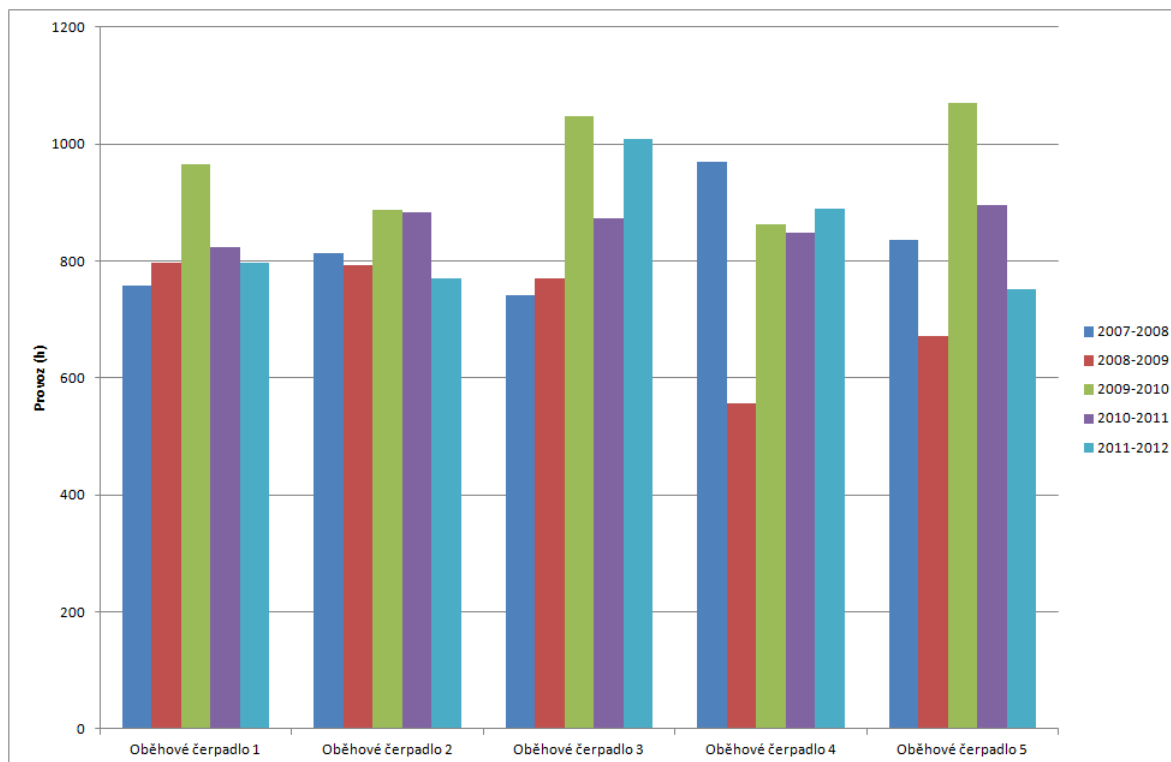


Obr. 48 Provozní hodiny oběhových čerpadel za topnou sezónu 2011/2012

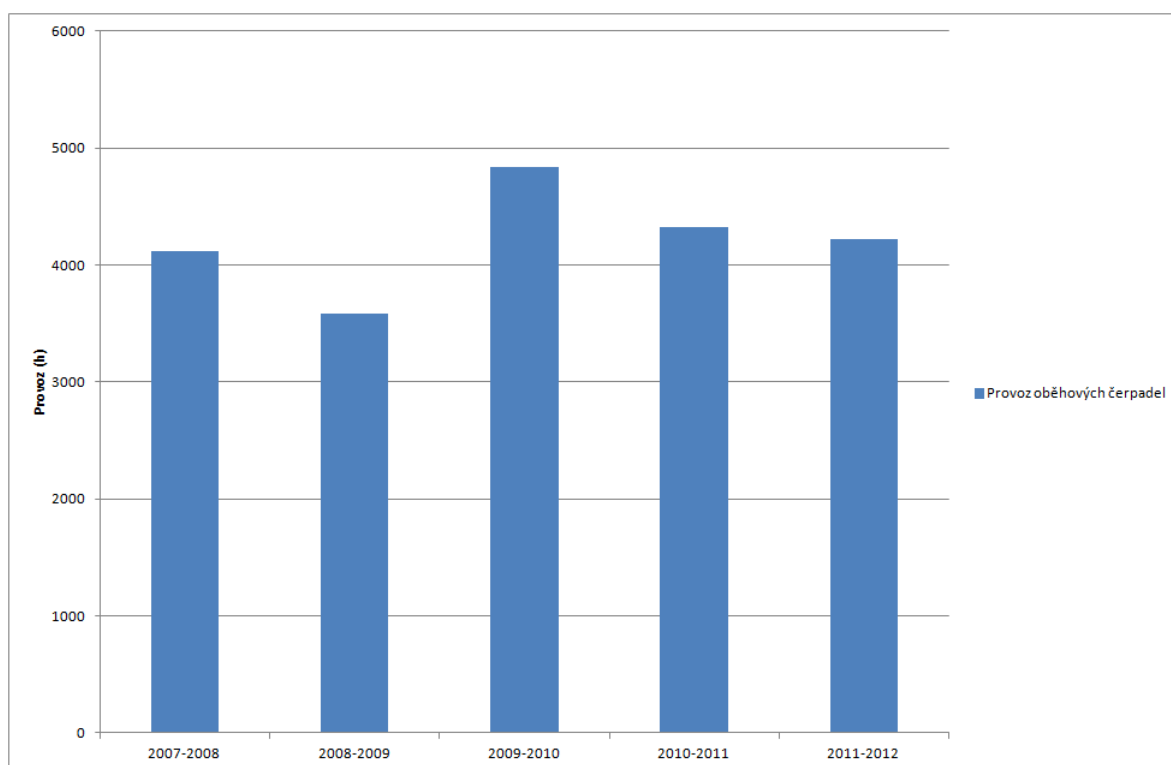
V následující tabulce je vyhodnocen celkový počet provozních hodin oběhových čerpadel primárního okruhu za dané topné sezóny.

Topná sezóna	Provoz oběhových čerpadel (h)
2007/2008	4117,00
2008/2009	3587,33
2009/2010	4834,17
2010/2011	4324,50
2011/2012	4218,50

Tab. 21 Provozní hodiny oběhových čerpadel za topné sezóny



Obr. 49 Provozní hodiny oběhových čerpadel za jednotlivé topné sezóny



Obr. 50 Provozní hodiny oběhových čerpadel za topné sezóny

11.9 Vyhodnocení provozních hodin tepelných čerpadel

V následujících grafech je vyhodnocen průběh provozních hodin tepelných čerpadel vytápějících budovu Auly. Pro vytápění Auly je použito 10 tepelných čerpadel zapojených v kaskádě. V příloze 9 je uvedena první a druhá topná sezóna.

Topná sezóna	Tepelné čerpadlo 1 (h)	Tepelné čerpadlo 2 (h)	Tepelné čerpadlo 3 (h)	Tepelné čerpadlo 4 (h)	Tepelné čerpadlo 5 (h)
2007/2008	536,17	556,33	594,67	574,17	522,50
2008/2009	579,50	547,17	603,00	639,67	390,83
2009/2010	695,17	701,67	739,67	681,00	744,50
2010/2011	621,33	620,00	611,50	610,33	591,33
2011/2012	493,50	531,00	549,83	509,00	718,67

Tab. 22 Provozní hodiny tepelných čerpadel 1-5 za jednotlivé topné sezóny

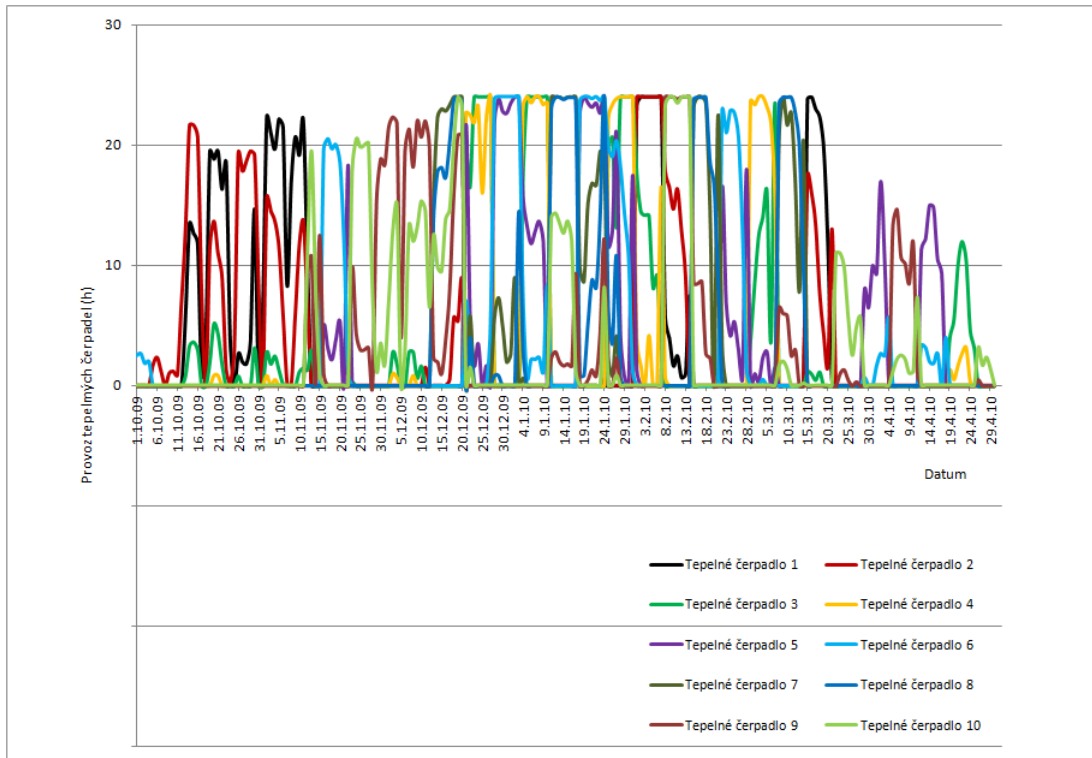
Topná sezóna	Tepelné čerpadlo 6 (h)	Tepelné čerpadlo 7 (h)	Tepelné čerpadlo 8 (h)	Tepelné čerpadlo 9 (h)	Tepelné čerpadlo 10 (h)
2007/2008	554,83	681,00	772,00	530,17	625,00
2008/2009	733,33	395,17	412,00	521,83	528,33
2009/2010	752,67	767,33	720,00	737,00	732,67
2010/2011	623,17	651,00	590,67	591,50	686,00
2011/2012	699,17	594,33	672,00	573,00	451,17

Tab. 23 Provozní hodiny tepelných čerpadel 6-10 za jednotlivé topné sezóny

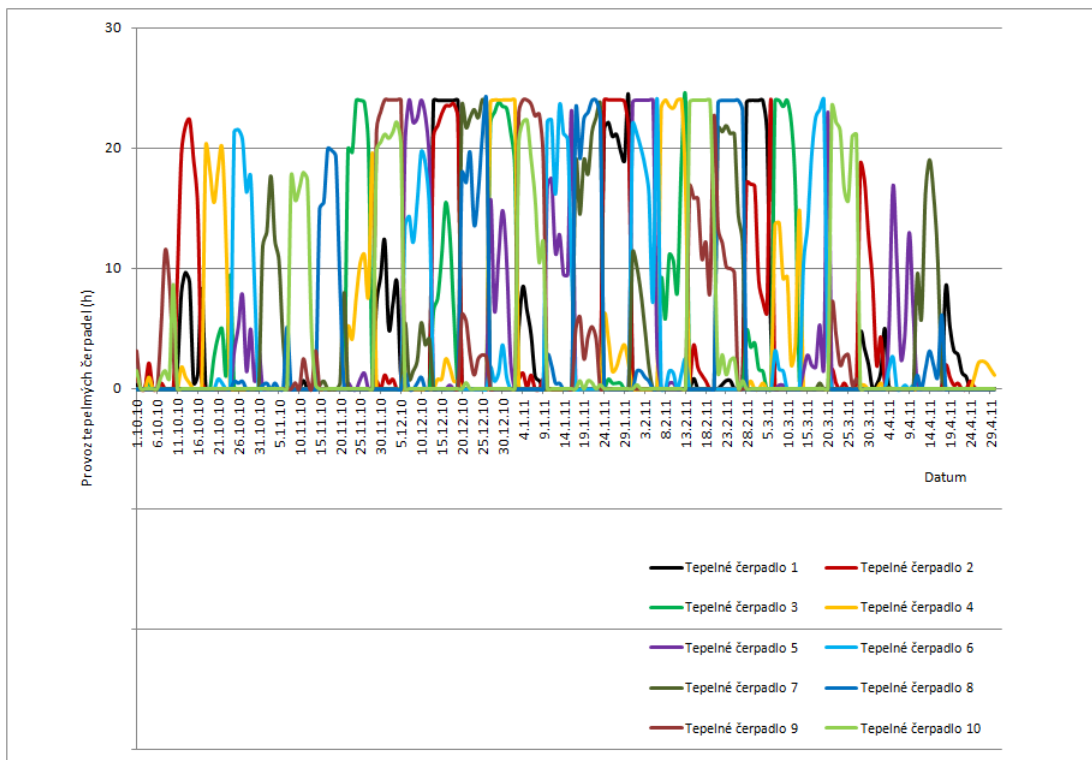
V následující tabulce je vyhodnocen celkový počet provozních hodin tepelných čerpadel primárního okruhu za dané topné sezóny.

Topná sezóna	Provoz tepelných čerpadel (h)
2007/2008	5946,83
2008/2009	5350,83
2009/2010	7271,67
2010/2011	6196,83
2011/2012	5791,67

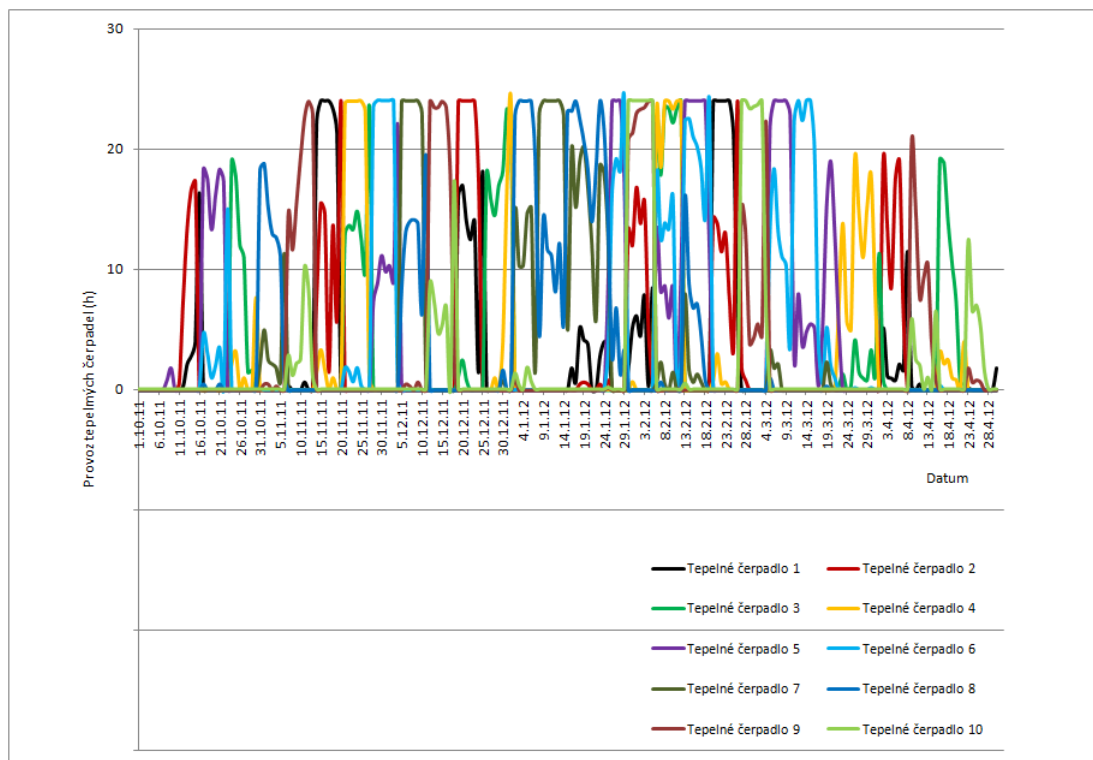
Tab. 24 Provozní hodiny tepelných čerpadel za topné sezóny



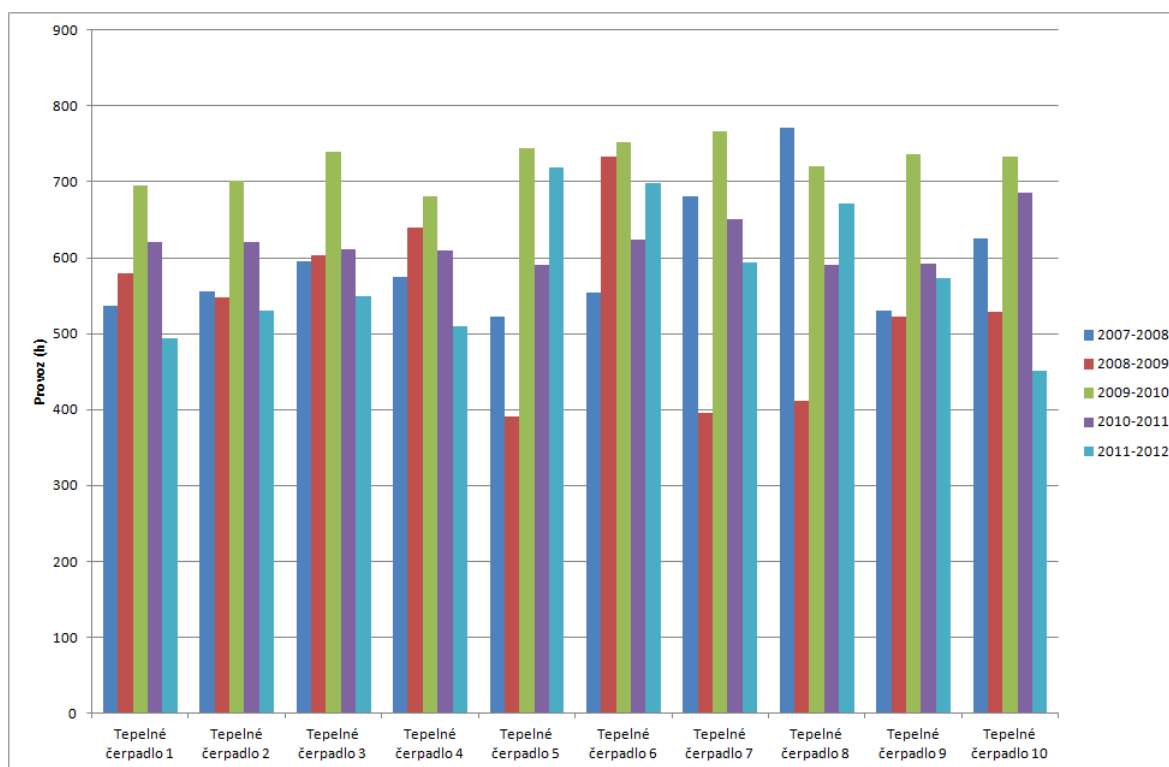
Obr. 51 Provozní hodiny tepelných čerpadel za topnou sezónu 2009/2010



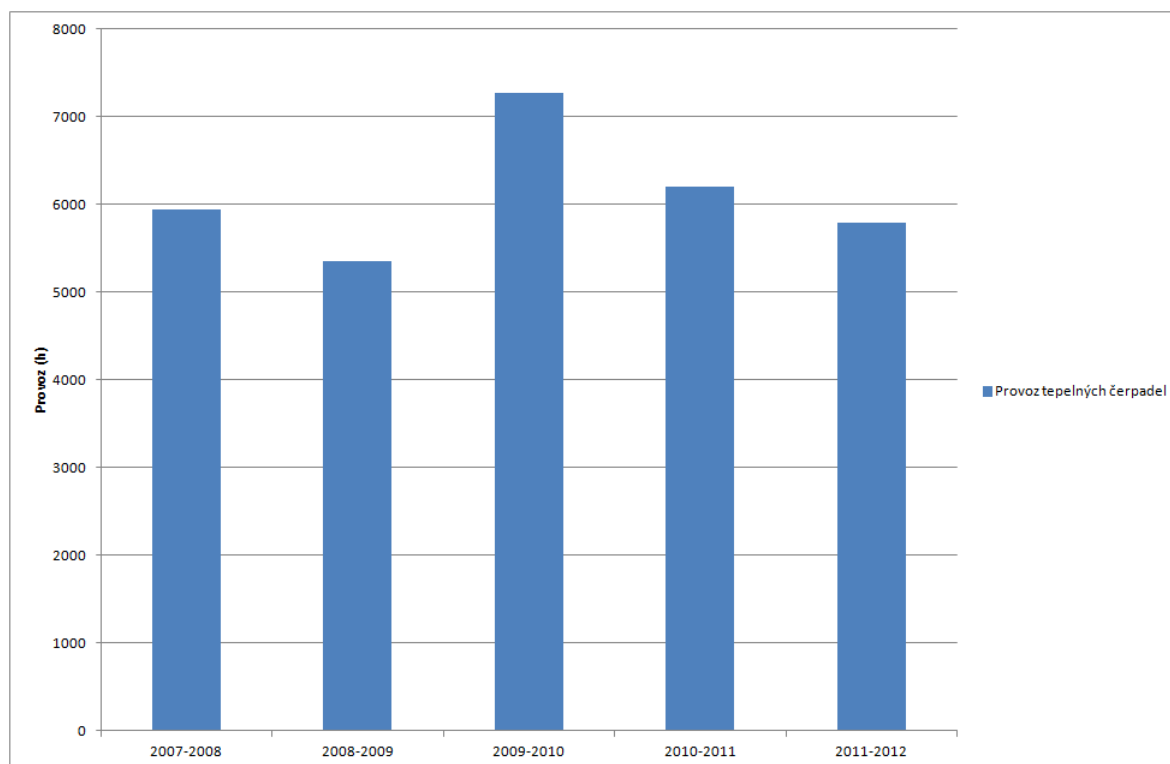
Obr. 52 Provozní hodiny tepelných čerpadel za topnou sezónu 2010/2011



Obr. 53 Provozní hodiny tepelných čerpadel za topnou sezónu 2011/2012



Obr. 54 Provozní hodiny tepelných čerpadel za jednotlivé topné sezóny



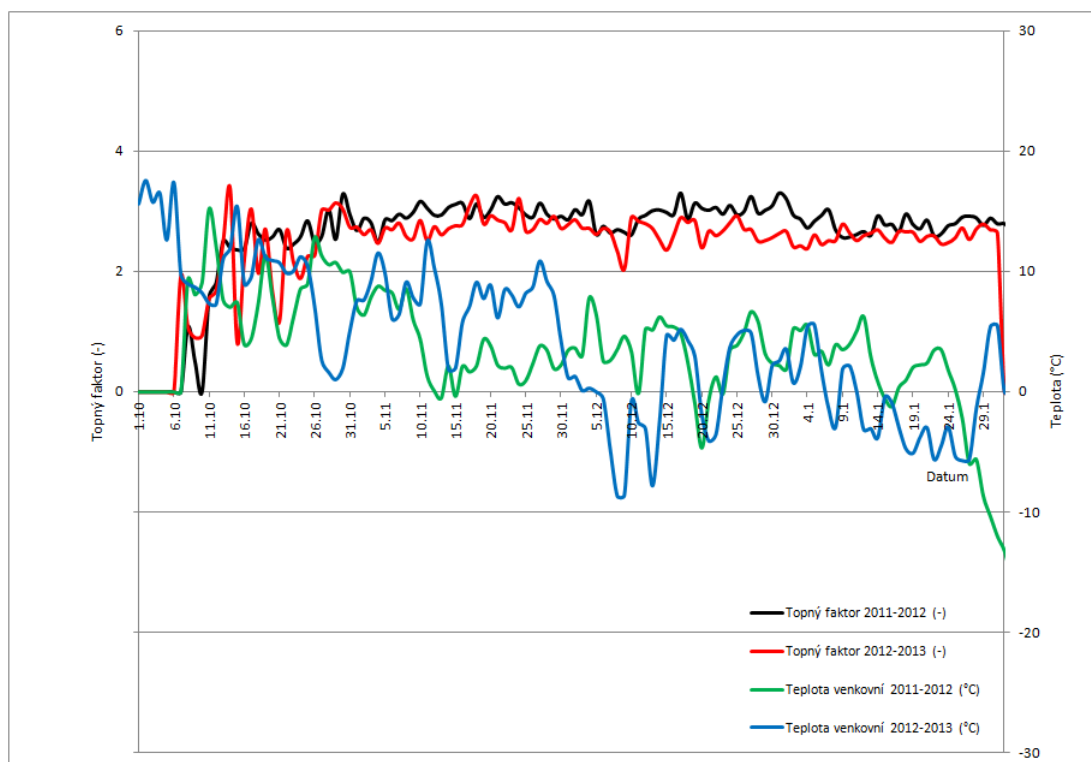
Obr. 55 Provozní hodiny tepelných čerpadel za topné sezóny

11.10 Vyhodnocení topné sezóny 2012/2013

V následujících grafech je vyhodnocen průběh topné sezóny 2012/2013. Tato topná sezóna je nyní aktuální, proto ve vyhodnocení nejsou zahrnuta všechna data. V databázi chybí naměřená data pro únor 2013, březen 2013 a duben 2013. Tato vyhodnocení topné sezóny je důležité, protože v letních měsících se regenerovala soustava vrtů. Do vrtů se dodávala tepelná energie, která vzniká při používání klimatizace v budově Auly v letních měsících. V létě se místo předávání tepla z klimatizace do chilleru předávalo teplo oběhovými čerpadly do soustavy vrtů.

Měsíc	Topná sezóna 2011/2012		Topná sezóna 2012/2013	
	Průměrná venkovní teplota (°C)	Topný faktor (-)	Průměrná venkovní teplota (°C)	Topný faktor (-)
Říjen	6,72	2,56	9,96	2,34
Listopad	3,70	2,99	7,79	2,77
Prosinec	3,33	2,94	0,00	2,65
Leden	0,76	2,80	-0,98	2,58

Tab. 25 Topný faktor za topné sezóny 2011/2012 a 2012/2013



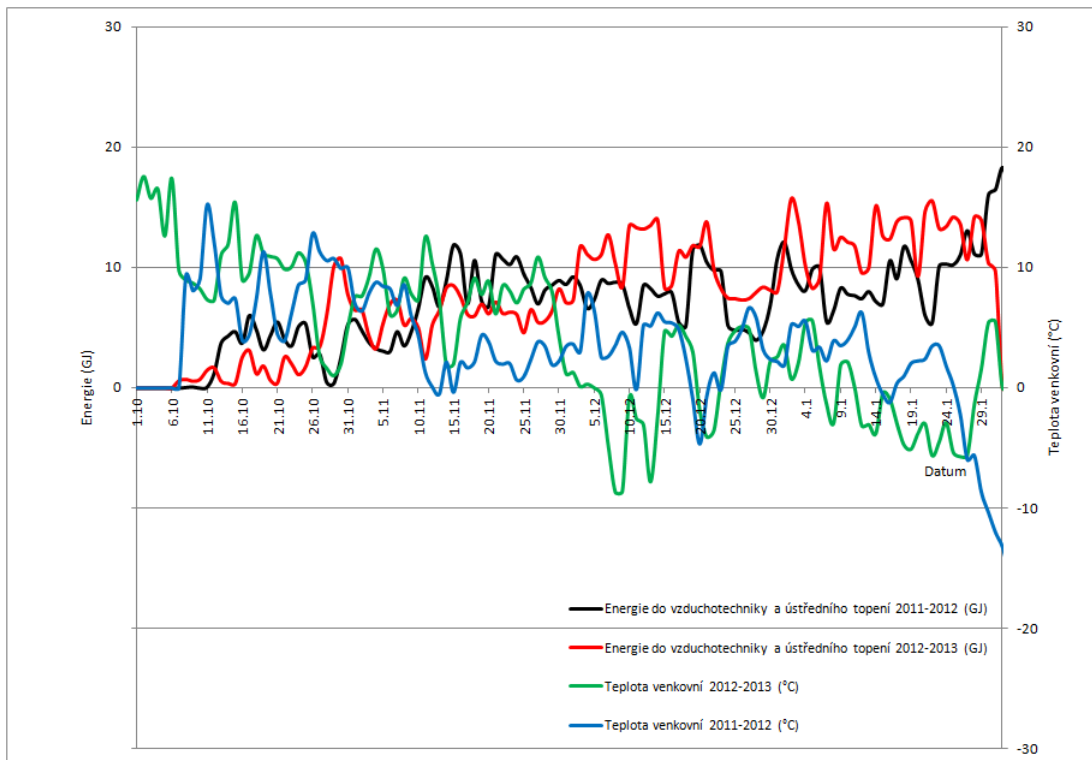
Obr. 56 Topný faktor za topné sezóny 2011/2012 a 2012/2013

Datum	Energie do vzduchotechniky (GJ)	Energie do ústředního topení (GJ)	Energie do VZT a UT (GJ)	Spotřebovaná energie (kWh)
Říjen 2011	16,58	57,22	73,80	8004,81
Listopad 2011	51,65	172,30	223,95	20787,19
Prosinec 2011	38,24	198,46	236,70	22345,38
Leden 2012	64,68	230,47	295,15	29319,44

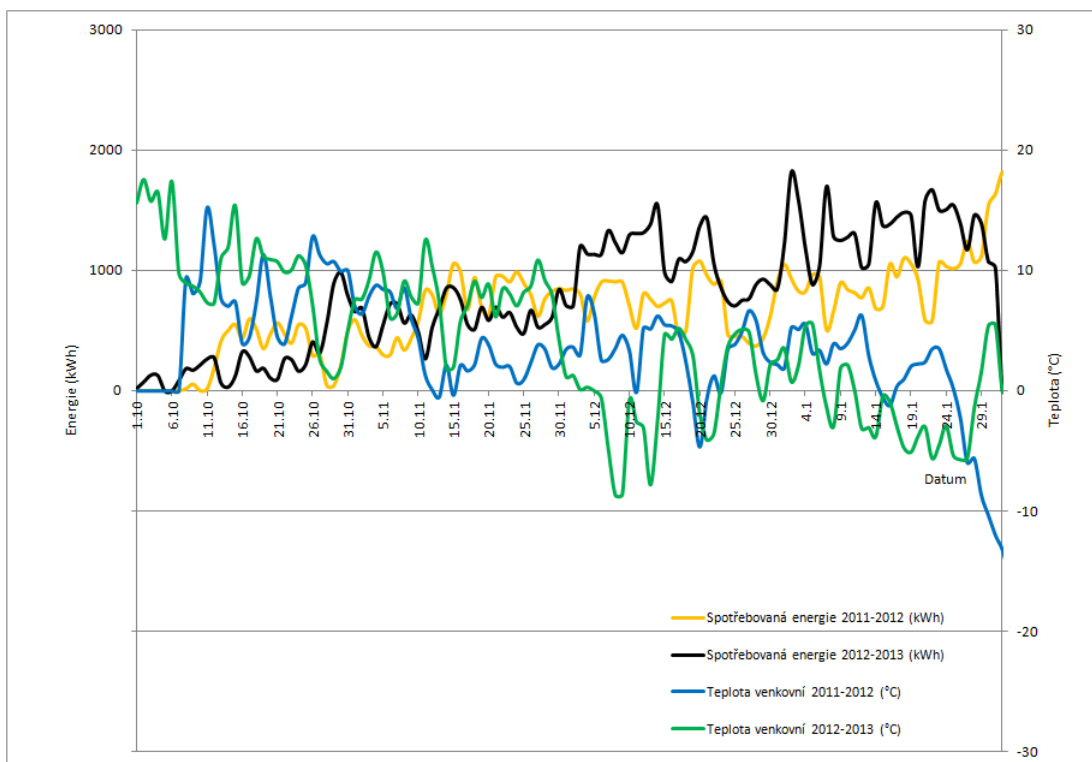
Tab. 26 Vyrobená a spotřebovaná energie v topné sezóně 2011/2012

Datum	Energie do vzduchotechniky (GJ)	Energie do ústředního topení (GJ)	Energie do VZT a UT (GJ)	Spotřebovaná energie (kWh)
Říjen 2012	13,06	52,47	65,53	7779,06
Listopad 2012	14,71	167,45	182,16	18262,50
Prosinec 2012	62,42	251,84	314,26	32945,25
Leden 2013	112,70	273,42	386,12	41566,38

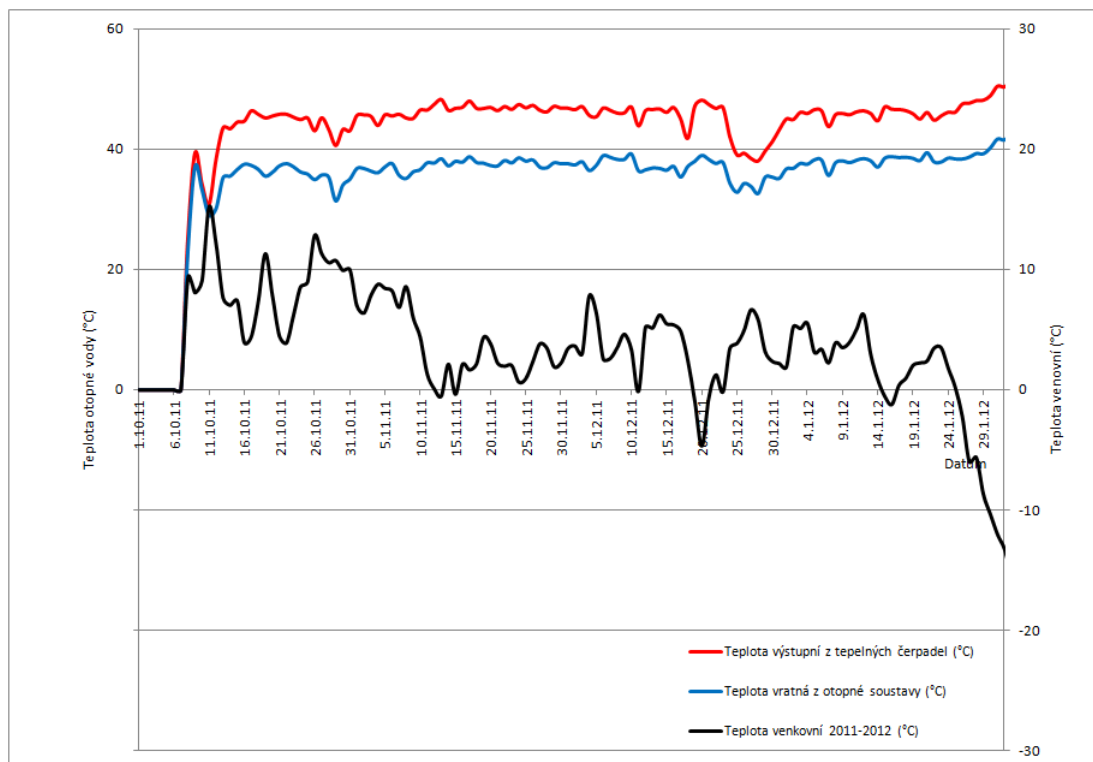
Tab. 27 Vyrobená a spotřebovaná energie v topné sezóně 2012/2013



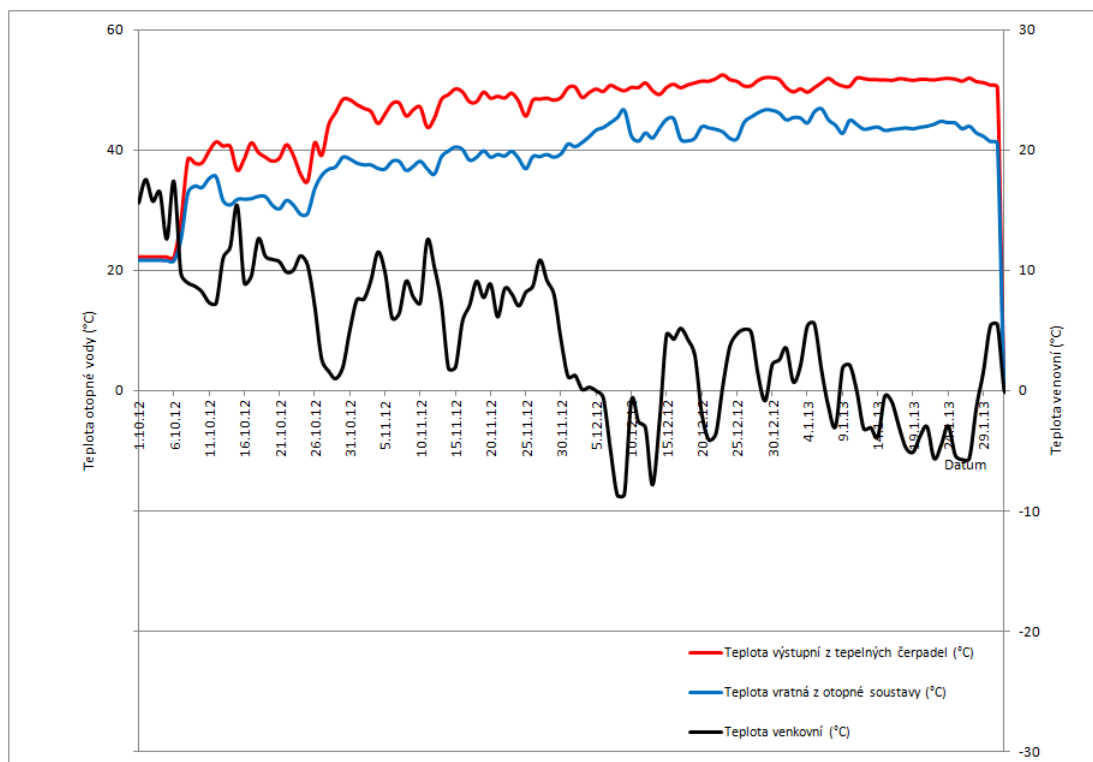
Obr. 57 Dodávaná energie za topné sezóny 2011/2012 a 2012/2013



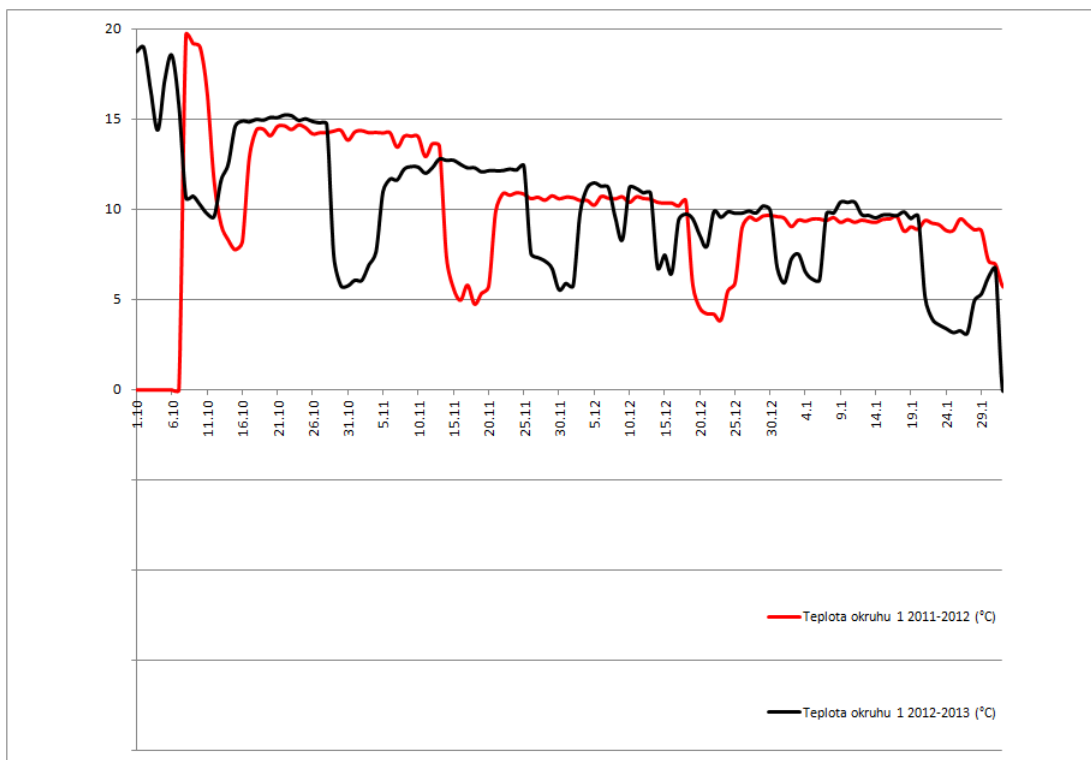
Obr. 58 Spotřebovaná energie za topné sezóny 2011/2012 a 2012/2013



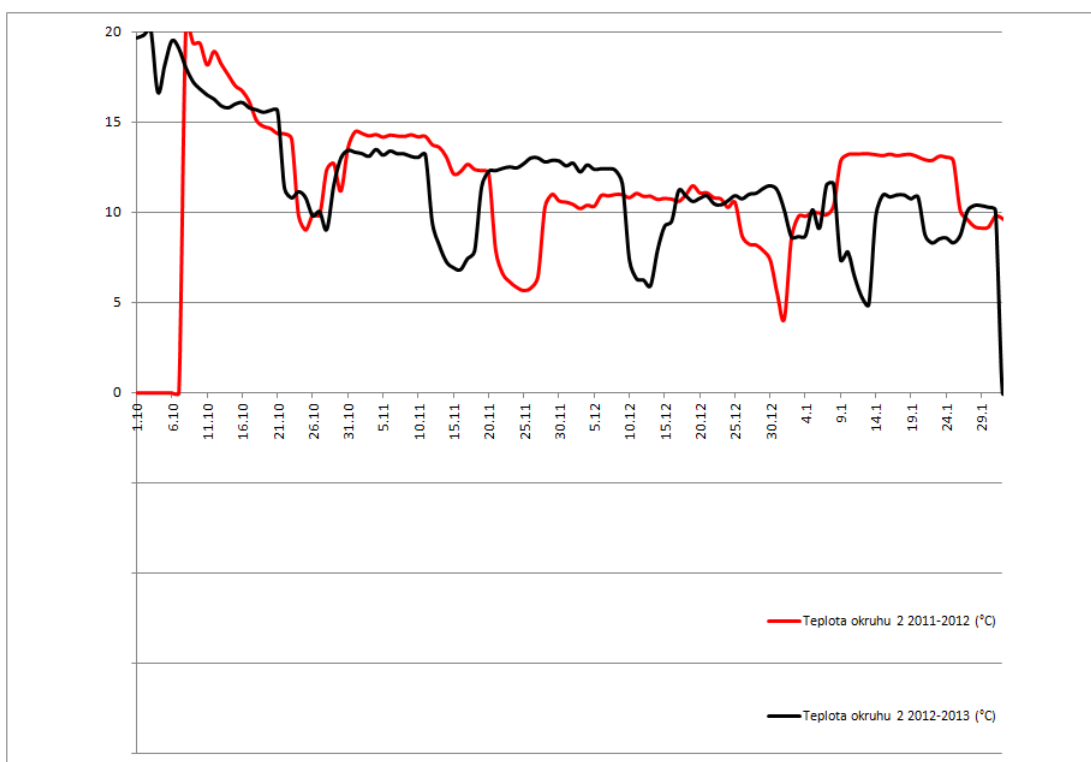
Obr. 59 Průběhy teplot otopné vody za topnou sezónu 2011/2012



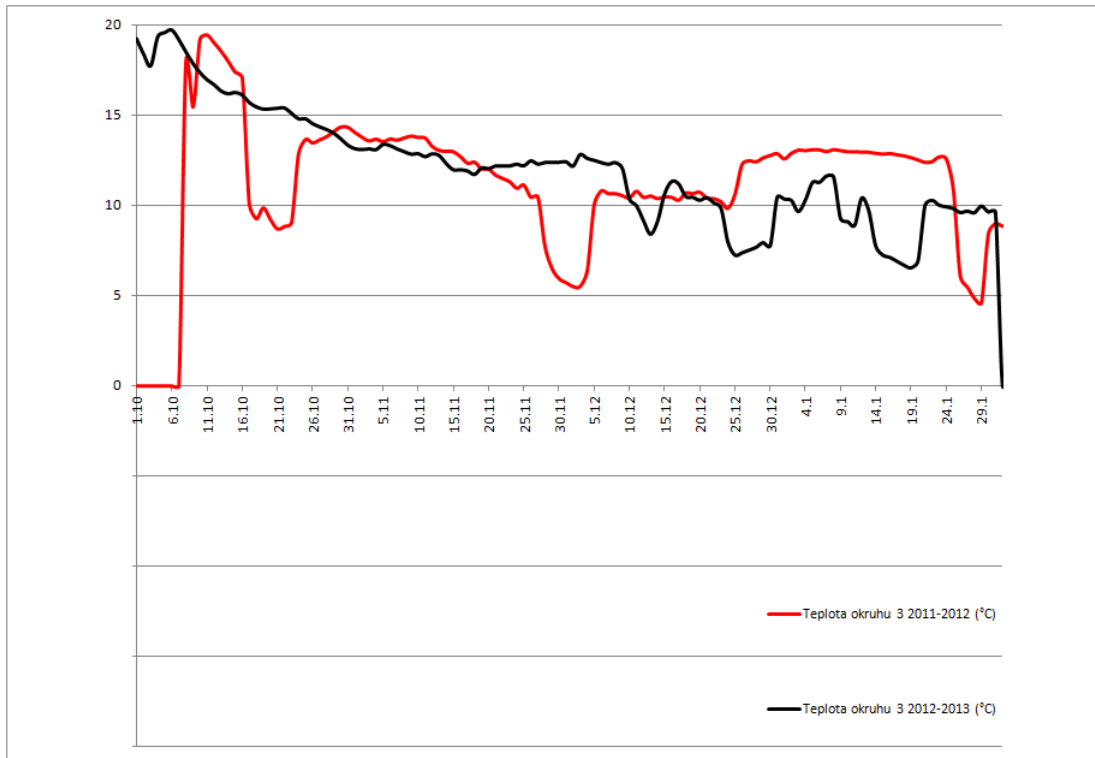
Obr. 60 Průběhy teplot otopné vody za topnou sezónu 2012/2013



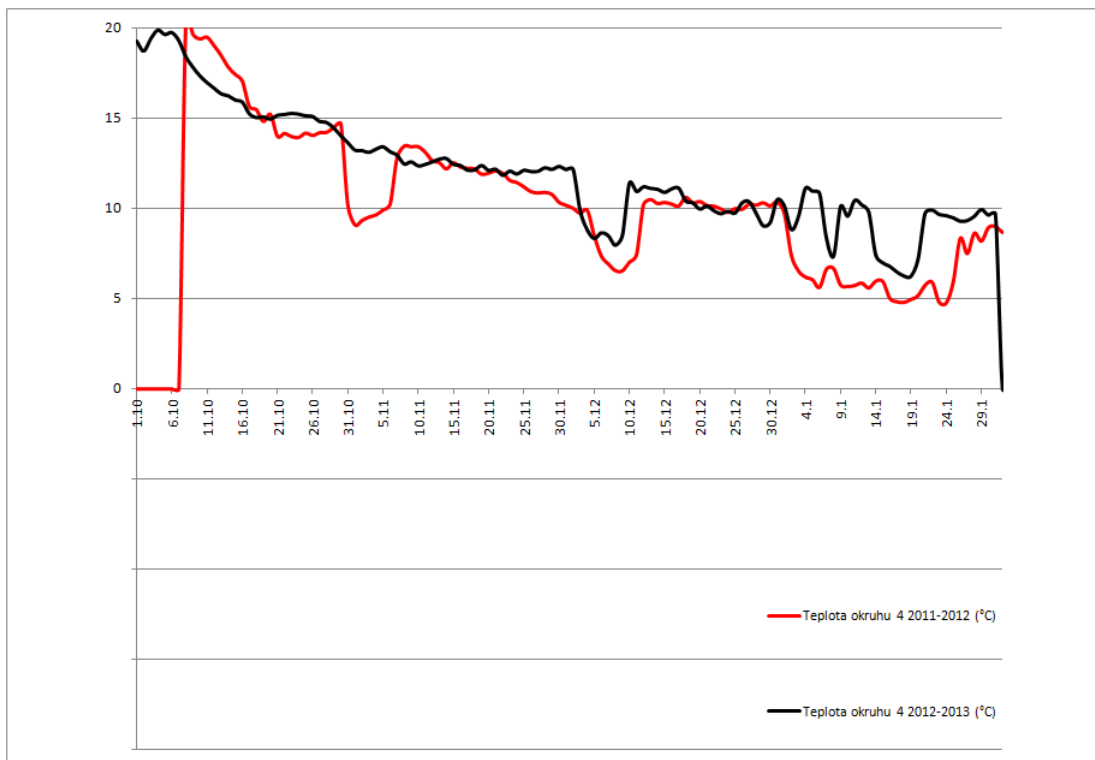
Obr. 61 Průběhy teplot v okruhu 1 za topné sezóny 2011/2012 a 2012/2013



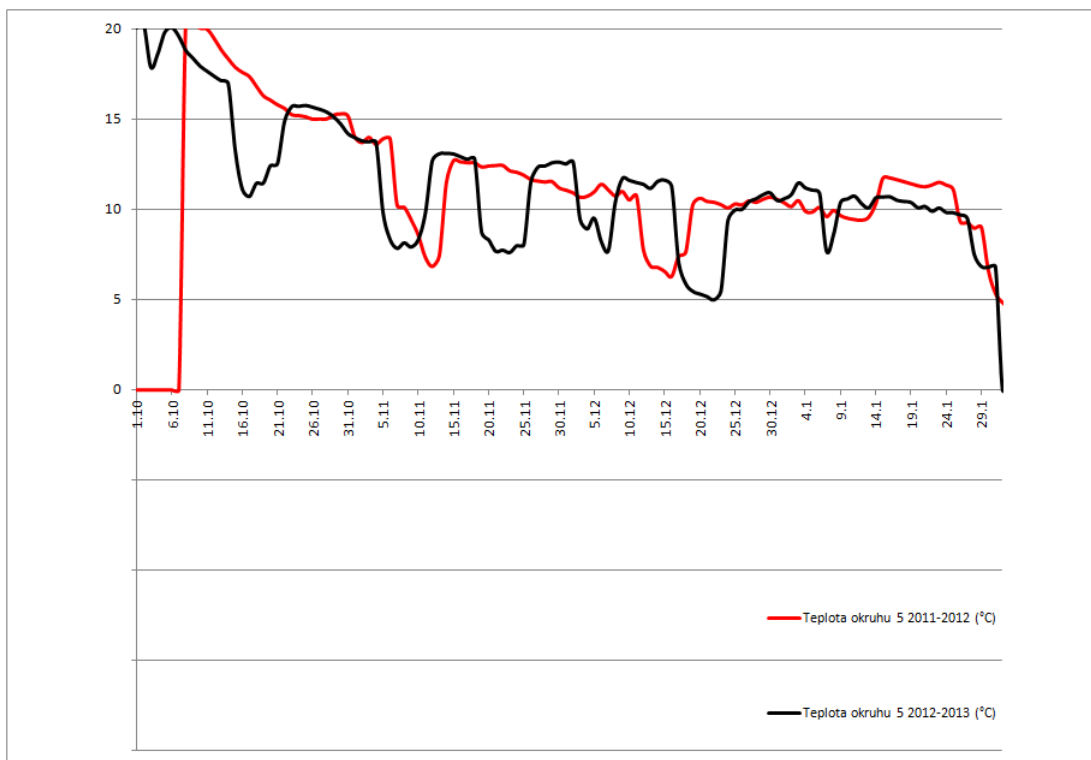
Obr. 62 Průběhy teplot v okruhu 2 za topné sezóny 2011/2012 a 2012/2013



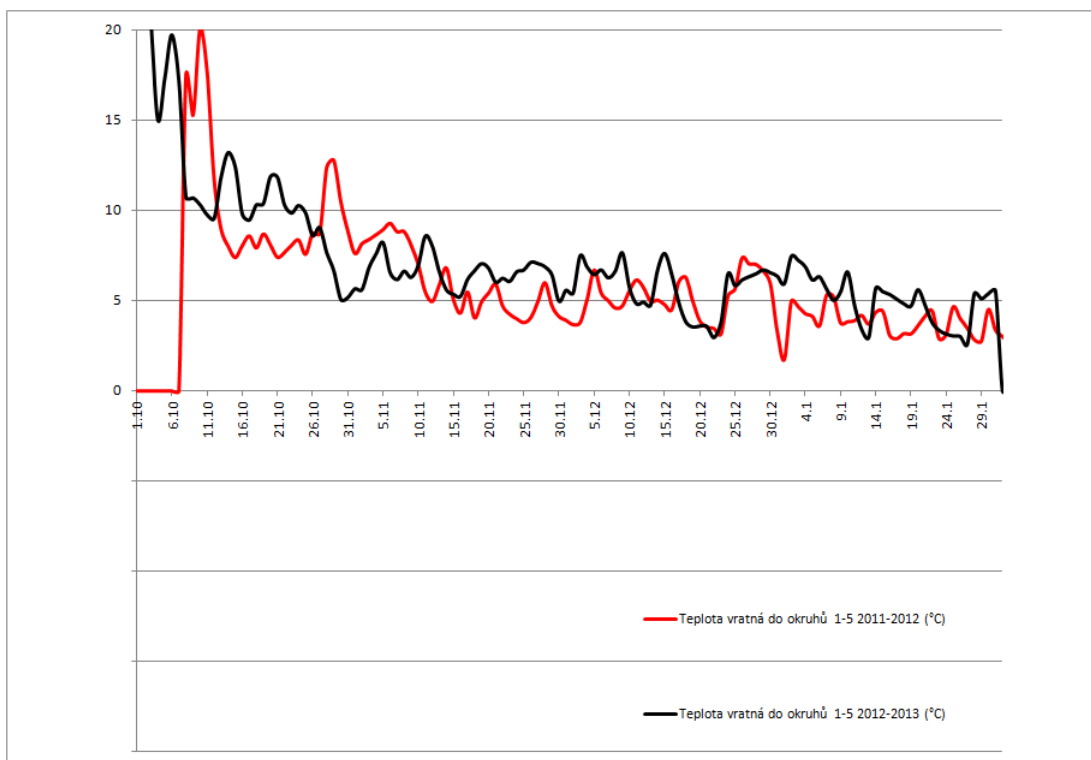
Obr. 63 Průběhy teplot v okruhu 3 za topné sezóny 2011/2012 a 2012/2013



Obr. 64 Průběhy teplot v okruhu 4 za topné sezóny 2011/2012 a 2012/2013



Obr. 65 Průběhy teplot v okruhu 5 za topné sezóny 2011/2012 a 2012/2013



Obr. 66 Průběhy vratné teploty do okruhů 1-5 za topné sezóny 2011/2012 a 2012/2013

Topná sezóna	2011/2012	2012/2013
Dodaná energie tepelnými čerpadly (GJ)	829,60	948,07
Dodaná energie do vzduchotechniky (GJ)	171,15	202,89
Dodaná energie do ústředního topení (GJ)	658,45	745,18
Spotřebovaná energie tepelnými čerpadly (kWh)	80456,81	100553,19
Topný faktor tepelných čerpadel za sezónu (-)	2,86	2,62
Průměrná venkovní teplota za sezónu (°C)	2,09	2,40
Minimální venkovní teplota za sezónu (°C)	-14,95	-13,45
Maximální venkovní teplota za sezónu (°C)	20,70	25,10

Tab. 28 Porovnání topných sezón 2011/2012 a 2012/2013

12 Ekonomické zhodnocení vytápění budovy Auly

V následující kapitole je vyhodnocena ekonomika provozu tepelných čerpadel sloužících k vytápění budovy Auly. V následujících tabulkách jsou uvedeny provozní náklady na vytápění budovy Auly v jednotlivých topných sezónách. Je vyhodnoceno celkem pět topných sezón od roku 2007 do 2012. Pro další topné sezóny se počítá s průměrnými hodnotami z topných sezón od roku 2007 do 2012. To je z důvodu nemožnosti předpovědi hodnoty venkovní teploty v nadcházejících topných sezónách. Venkovní teplota je důležitým parametrem pro vyhodnocení topné sezóny.

Dodavatel elektrické energie: Dalkia Commodities CZ, s.r.o
Průměrná cena za rok 2012 je 2,60 Kč/kWh bez DPH

Tab. 29 Cena elektrické energie pro budovu Auly

Dodavatel tepelné energie: Dalkia Česká republika, a.s.
Cena tepla 224,60 Kč/GJ bez DPH
Cena za výkon 89 150,00 Kč/MW bez DPH
Výkon na Aule je 0,226MW, ročně se platí částka $0,226 \cdot 89150 \cdot 12 = 241774,80$ Kč

Tab. 30 Cena tepelné energie pro budovu Auly

Topná sezóna	Provozní náklady při vytápění tepelnými čerpadly (Kč)	Provozní náklady při vytápění z centrálního zdroje tepla (Kč)
2007/2008	446516,40	718029,20
2008/2009	502283,09	667247,92
2009/2010	558195,11	712503,56
2010/2011	468748,02	665885,49
2011/2012	446716,92	645857,69

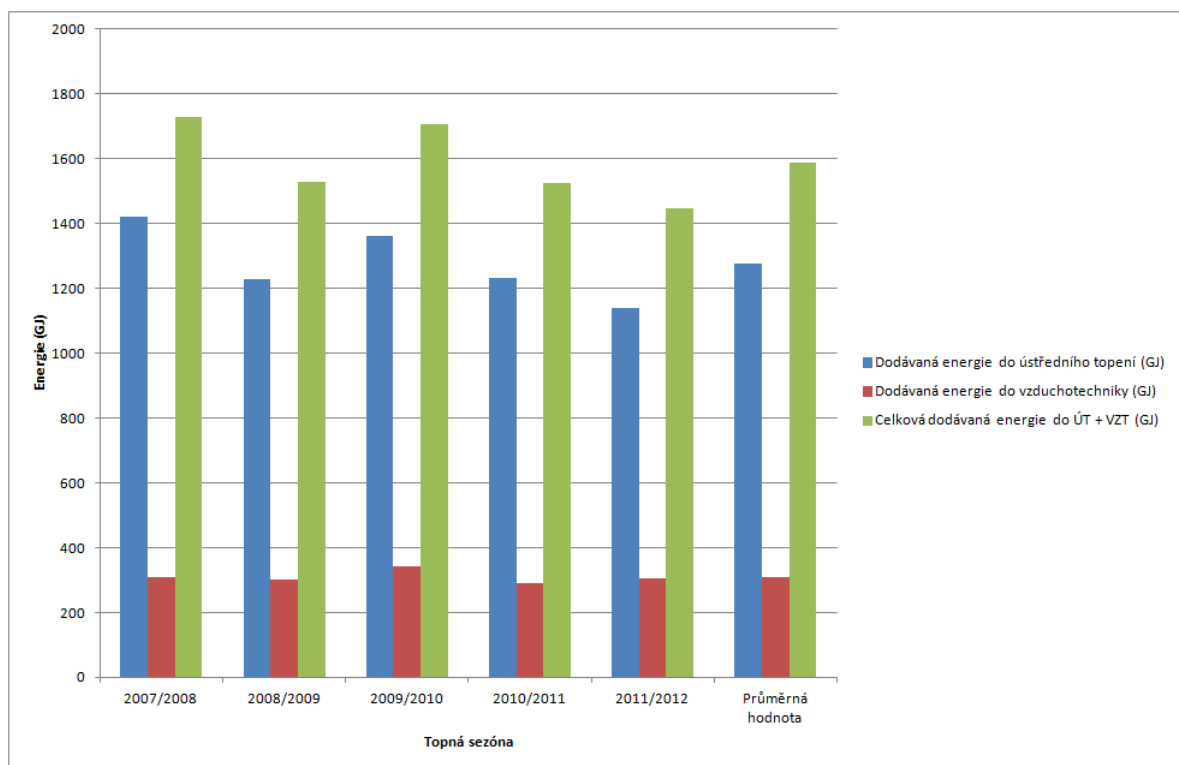
Tab. 31 Provozní náklady pro vytápění budovy Auly

Topná sezóna	2007/2008	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012	Průměrná hodnota
Spotřebovaná energie (kWh)	143114	160988	178909	150240	143179	155286

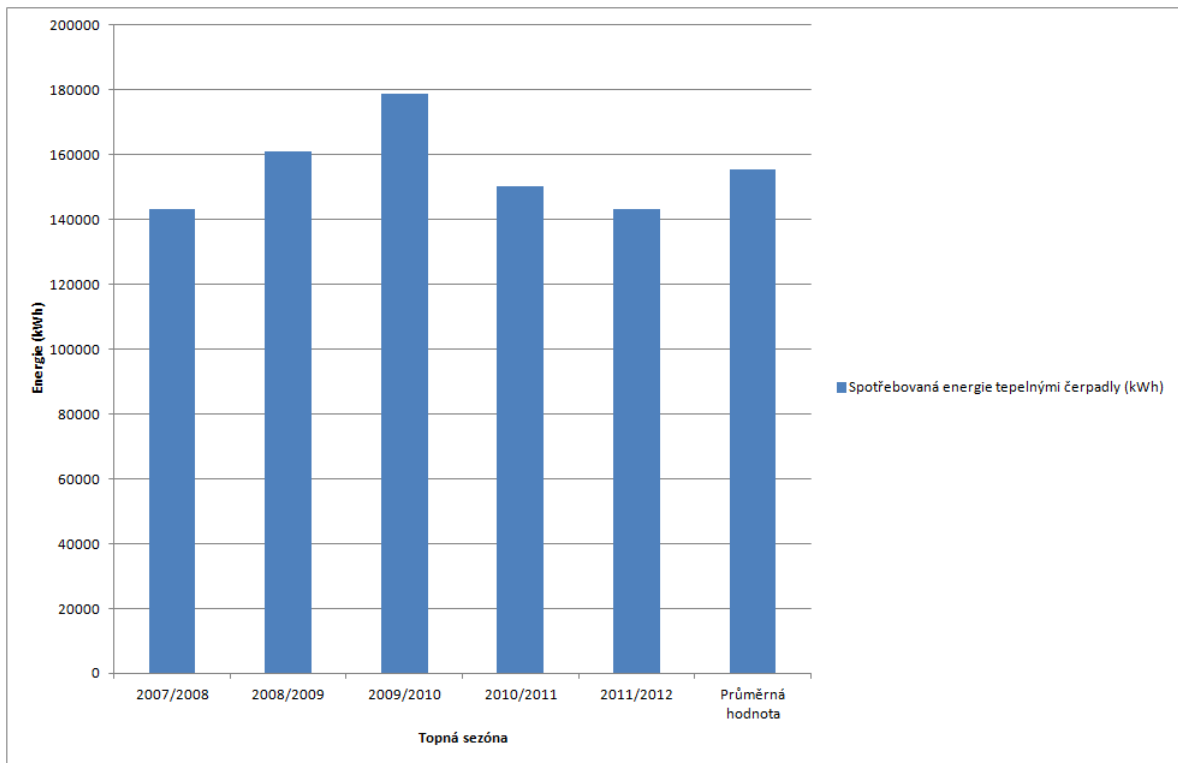
Tab. 32 Spotřebovaná energie pro vytápění budovy Auly

Topná sezóna	2007/2008	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012	Průměrná hodnota
Dodávaná energie do ústředního topení (GJ)	1420	1229	1363	1233	1140	1277
Dodávaná energie do vzduchotechniky (GJ)	308	300	344	292	306	310
Celková dodávaná energie do ÚT + VZT (GJ)	1728	1530	1706	1524	1446	1587

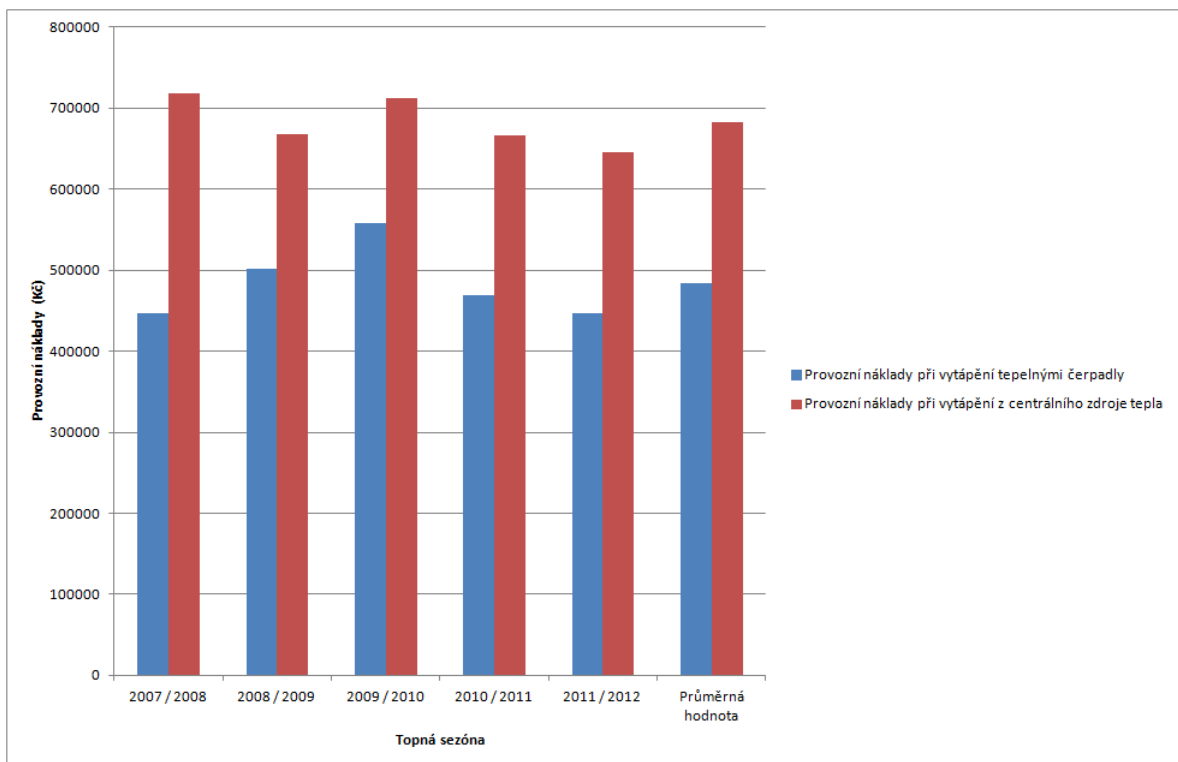
Tab. 33 Dodávaná energie pro vytápění budovy Auly



Obr. 67 Dodávaná energie pro vytápění budovy Auly za jednotlivé topné sezóny



Obr. 68 Spotřebovaná elektrická energie pro vytápění budovy Auly za jednotlivé topné sezóny



Obr. 69 Provozní náklady pro vytápění budovy Auly za jednotlivé topné sezóny

13 Optimalizace provozu vytápění budovy Auly

Disertační práce se zabývá zvýšením topného faktoru tepelných čerpadel a optimalizací vytápění v budově Auly. Z naměřených dat za všechny topné sezóny je provedena podrobná analýza provozu tepelných čerpadel. Jsou vyhodnoceny průběhy spotřebované a vyrobené energie tepelnými čerpadly. Je analyzován topný faktor v průběhu topné sezóny, dále jeho histogramy. Je určeno rozložení průběhu teplot v jednotlivých okruzích vrtů, průběhy teplot otopné vody, dodávky tepelné energie tepelnými čerpadly. Z naměřených dat je také provedena regresní analýza pro vyrobenou, spotřebovanou energii a topný faktor. Dále jsou vyhodnoceny provozní hodiny oběhových a tepelných čerpadel. Jsou také porovnány dvě topné sezóny, ve kterých se v letním období regenerovali vrty teplem z klimatizace. Zvýšení topného faktoru lze provést třemi způsoby. Mohou se změnit tyto parametry ovlivňující topný faktor: zvýšení výstupní teploty z vrtů, snížení výstupní teploty otopné vody a regenerace vrtů v letním období pomocí ukládání tepla vznikajícího při používání klimatizace v budově Auly.

13.1 Zvýšení topného faktoru pomocí zvýšení vstupní teploty

Pokud se zvýší výstupní teplota z jednotlivých okruhů vrtů, tak dochází ke zvýšení topného faktoru. Nízkopotenciální energie je uložena v zemském masivu. Pokud z něj odebíráme tepelnou energii, tak nám postupně klesá výstupní teplota z vrtů. Nyní je nastaveno cyklování primárních vrtů na 7 dní. Z vyhodnocených dat je zřejmé že v posledních dnech 7 denního cyklu už z vrtů dostáváme nízké teploty. Proto je vhodné interval cyklování změnit na 4 dny. Ve čtvrtý den jsou hodnoty teploty ve vrtech stabilní, pak už výrazně klesají. Pokud se cyklování změní na 4 dny, bude soustava vrtů lépe využívána a celková odebíraná tepelná energie z vrtů se rozloží na větší objem zemského masivu.

13.2 Zvýšení topného faktoru pomocí snížení výstupní teploty

Pokud se sníží výstupní teplota z tepelných čerpadel, dojde ke zvýšení topného faktoru. Teplota výstupní vody je už nastavena na své nejnižší možné hodnotě. Dále výstupní teplotu již nelze snižovat s ohledem na teplotní požadavky vzduchotechniky. Kdyby byla budova Auly vytápěna pouze podlahovým vytápěním, mohla by se výstupní teplota z tepelných čerpadel ještě snížit.

13.3 Zvýšení topného faktoru pomocí regenerace zemních vrtů

Pokud se vrty regenerují v letních měsících teplem pocházejícím z klimatizace budovy Auly. Tak v další topné sezóně je výstupní teplota z vrtů o 1 °C větší než v předešlé topné sezóně. Tento teplotní rozdíl je pouze v prvním měsíci topné sezóny. Pak se hodnoty teploty z vrtů ustálí na hodnotách z předešlé topné sezóny. To je dáno velkým objemem zemského masivu. V dalších topných sezónách proto není nutné regenerovat vrty pomocí tepla z klimatizace. V průběhu pěti topných sezón je vždy přibližně stejný topný faktor tepelných čerpadel to znamená, že tepelná čerpadla mají stále dostatek primární nízkopotenciální energie ze Země.

14 Přínos disertační práce

Cílem disertační práce bylo navrhnout optimalizaci vytápění budovy Auly. Tepelná čerpadla nyní vytápějí budovu Auly s daným topným faktorem.

Topný faktor tepelných čerpadel lze zvýšit jedním ze tří způsobů: zvýšením výstupní teploty z kolektorů ve vrtech, snížením výstupní teploty otopné vody, nebo regenerací vrtů v letním období pomocí ukládání nepotřebného tepla vznikajícího klimatizací budovy.

V případě budovy Auly lze zvýšit topný faktor pouze jedním způsobem a to změnou cyklováním primárních vrtů z nynějších 7 dní na 4 dny. Tato změna se provede pouze softwarovou úpravou řídicího programu ProCop.

Při vyhodnocení databáze bylo dále zjištěno, že tepelná čerpadla mají stále dostatek nízkopotenciální energie, kterou odebírají pomocí hlubinných vrtů. To znamená, že není nutné v dalších letních měsících ukládat tepelnou energii pocházející z klimatizace budovy Auly do soustavy vrtů.

Regresní analýza naměřených dat nám ukazuje rozložení vyrobené a spotřebované energie tepelnými čerpadly. Použitím regrese vyšla vždy lineární závislost s předpokládaným průběhem vyrobené a spotřebované energie v závislosti na venkovní teplotě. Pro jednu hodnotu venkovní teploty je většinou více hodnot vyrobené a spotřebované energie. Toto je způsobeno nesoudobým používáním budovy Auly.

Regresní analýzou topného faktoru tepelných čerpadel bylo zjištěno, že závislost topného faktoru je polynom třetího řádu. Průběh topného faktoru v záporných hodnotách venkovní teploty je skoro lineární, z čehož vyplývá, že tepelná čerpadla mají stále dostatek primární energie z vrtů a také nedochází k jejímu úplnému vyčerpání. Průběh topného faktoru v kladných hodnotách venkovní teploty je mírně klesající, což je způsobeno spínáním tepelných a oběhových čerpadel v závislosti na používání budovy Auly.

15 Závěr

Geotermální energie je jedním ze zdrojů obnovitelné energie. V Zemi je stále dostatek geotermální energie, kterou odebíráme zatím pouze ze svrchní části zemské kůry pomocí kolektorů. Přenos tepelné energie ze Země nám zajišťují tepelná čerpadla se systémem Země - voda. Vytápění budov tepelnými čerpadly má budoucnost, protože stále dochází ke zdražování všech energií. Tepelné čerpadlo běžně dodává několikanásobně více energie, než spotřebuje. U vytápění se systémem tepelných čerpadel lze nastavit vždy plně automatický provoz s vynikající regulací výkonu podle zatížení budovy. Pokud používáme pro vytápění tepelná čerpadla se systémem Země - voda může jejich zemní výměníky využít také k chlazení objektu v letních měsících. Výhodou tepelných čerpadel odebírajících teplo z vrtů je poměrně stabilní teplota v Zemi. Výkon tepelných čerpadel není proto závislý na venkovní teplotě tak jako u systému tepelných čerpadel vzduch - voda.

Vytápění objektu Auly je úspěšně zajištěno tepelnými čerpadly Země - voda. Tepelná čerpadla dodávají až trojnásobek tepelné energie ve srovnání s elektrickou energií, kterou odebírají z elektrické sítě. Naměřená data z tepelných čerpadel jsou za šest topných sezón od roku 2007 do 2013. Z těchto dat je vyhodnocen průběh šesti topných sezón celkové dodané energie tepelnými čerpadly, dodané energie do vzduchotechniky, dodané energie do ústředního topení, spotřebované energie tepelnými čerpadly a venkovní teploty. Dále je vypočítán topný faktor za jednotlivé topné sezóny. Při vyhodnocení spotřebované a vyrobené energie je zjištěno, že tepelná čerpadla dodávají průměrně ročně do ústředního topení 1276 GJ, do vzduchotechniky 309 GJ, celkově 1585 GJ, při průměrné venkovní teplotě 4,94 °C. Roční dodávky tepla jsou vždy závislé na hodnotě venkovní teploty a na využívání budovy Auly.

Topný faktor z naměřených dat za pět topných sezón vyšel 2,85. Důvodem nižšího topného faktoru je nerovnoměrné využívání budovy Auly. Rozložení topného faktoru v průběhu topných sezón je následující. V kladných hodnotách venkovní teploty topný faktor není zcela vyrovnaný, to způsobuje spínání tepelných čerpadel a oběhových čerpadel. V záporných hodnotách venkovní teploty topný faktor mírně klesá, ale tepelná čerpadla mají stále dostatek primární energie z vrtů. Nejchladnějším dnem z vyhodnocovaných topných sezón byl 3. únor 2012, kdy průměrná denní teplota dosáhla hodnoty -15,2 °C. Tento den také stačila tepelná čerpadla vytápnout budovu Auly. Prozatím se v žádné z vyhodnocovaných topných sezón nepoužilo doplňkového zdroje tepla. To je také dáno nerovnoměrným zatížením budovy Auly.

Pokud se topný faktor analyzuje pomocí histogramů. Výsledkem je rozložení četnosti topného faktoru v jednotlivých topných sezónách. Topný faktor je vždy nižší na začátku a konci topné sezóny, to je způsobeno častým spínáním oběhových čerpadel primárního okruhu a tepelných čerpadel. V průběhu topné sezóny i při nižších hodnotách venkovní teploty je topný faktor ustálený na vyšších hodnotách.

Vyhodnocením průběhu teplot v jednotlivých okruzích vrtů je zjištěno, že nyní používáme jednotlivé okruhy vždy 7 dní. Nízkopotenciální zdroj tepla je tvořen systémem 110 vrtů hlubokých 140 m. Vrty tvoří vrtné pole, které se rozkládá v prostoru parkoviště Auly a knihovny. Vrty jsou pospojovány do 5 okruhů. Na 1 okruh máme zapojeno 22 vrtů. Pokud z jednotlivého okruhu odebíráme teplo, tak v něm za 7 dní významně klesá teplota. Vyčerpaný okruh se proto odpojí vždy po 7 dnech, vrty se v něm mezitím regenerují a používáme jiný nevyčerpaný okruh. Doba používání jednotlivého okruhu je nyní pevně nastavena na 7 dní.

Zhodnocením průběhu teploty otopné vody je zjištěno, že tepelná čerpadla dodávají průměrně v topných sezónách otopnou vodu o teplotě 43,52 °C. Z topné soustavy, která je tvořena ústředním vytápěním a vzduchotechnikou se vrací voda o teplotě 37,07 °C.

Regresní analýzou je zjištěno rozložení vyrobené energie tepelnými čerpadly, spotřebované energie tepelnými čerpadly a topného faktoru v závislosti na venkovní teplotě. Vyrobená a spotřebovaná energie je vyhodnocena za pět topných sezón. Použitím regrese vždy vyšla lineární závislost s předpokládaným průběhem vyrobené a spotřebované energie v závislosti na venkovní teplotě. Topný faktor je vyhodnocen za pět topných sezón. Použitím regrese vyšel polynom třetího

řádu s předpokládaným průběhem topného fakturu v závislosti na venkovní teplotě. Průběhy topného fakturu jsou v záporných venkovních teplotách skoro lineární. To znamená, že tepelná čerpadla mají stále dostatek primární energie z vrtů. Závislost topného fakturu v kladných venkovních teplotách je klesající to způsobuje spínání tepelných a oběhových čerpadel.

Vyhodnocením provozních hodin oběhových a tepelných čerpadel je zjištěno, že oběhová a tepelná čerpadla jsou přibližně stejně zatěžována a tudíž nedochází k přetěžování některých oběhových a tepelných čerpadel.

Při zhodnocení aktuální topné sezóny 2012/2013, je zjištěno rozložení topného fakturu mírně nižšího, než jak to bylo u předešlé topné sezóny 2011/2012. V letních měsících se regenerovala soustava vrtů. Do vrtů se dodávala tepelná energie, která vzniká při používání klimatizace v budově Auly. V létě se místo předávání tepla z klimatizace do chilleru předávalo teplo oběhovými čerpadly do soustavy vrtů. Topný faktor v topné sezóně 2012/2013 byl nižší i po regeneraci vrtného pole, což bylo způsobeno vyšší průměrnou venkovní teplota v této topné sezóně.

Dále je také určena ekonomika provozování tepelných čerpadel. Tepelná čerpadla ročně průměrně spotřebují elektrickou energii 155286 kWh. Z toho vycházejí provozní náklady při vytápění tepelnými čerpadly 484491 Kč, pokud by se vytápělo z centrálního zdroje tepla tak náklady jsou 681904 Kč. Roční úspora při vytápění tepelnými čerpadly je 197413 Kč.

Návrh optimalizace provozu tepelných čerpadel spočívá v možnosti zvýšení topného fakturu. Zvýšení topného fakturu lze provést třemi způsoby. Mohou se změnit tyto parametry ovlivňující topný faktor zvýšení výstupní teploty z vrtů, snížení výstupní teploty otopné vody a regenerace vrtů v letním období pomocí ukládání tepla vznikajícího při používání klimatizace v budově Auly.

Zvýšení topného fakturu lze provést jen zvýšením vstupní teploty přicházející do tepelných čerpadel. Pokud se zvýší výstupní teplota z jednotlivých okruhů vrtů, tak dojde ke zvýšení topného fakturu. Nízkopotenciální energie je uložena v zemském masivu. Pokud z něj odebíráme tepelnou energii, tak nám postupně klesá výstupní teplota z vrtů. Nyní je nastaveno cyklování primárních vrtů na 7 dní. Z vyhodnocených dat je zřejmé že v posledních dnech 7 denního cyklu už z vrtů dostáváme nízké teploty. Proto je vhodné interval cyklování změnit na 4 dny. Ve čtvrtý den jsou hodnoty teplot ve vrtech ještě dobré, pak už výrazně klesají. Pokud se cyklování změní na 4 dny, bude soustava vrtů lépe využívána a celková odebíraná tepelná energie z vrtů se rozloží na větší objem zemského masivu.

16 Conclusion

Geothermal energy is one of the sources of renewable energy. The country is still plenty of geothermal energy, which removes not only the upper part of the Earth's crust by collectors. Transfer of heat energy from the earth for us the heat pump system in the country - water. Heating buildings using heat pumps have a future, because it still leads to rising prices of energy. Heat Pump usually comes several times more energy than it consumes. For heating, the heat pump system can be set up fully automatic operation with excellent power control according to the load of the building. If we use for heating heat pump system in the country - the water can take advantage of their natural heat exchangers for cooling the building in summer. The advantage of heat pumps take heat from the wells is relatively stable temperature of the earth. Performance of heat pumps is therefore dependent on the outdoor temperature so that the heat pump system air - water.

Heating there is Aula successfully ensured heat pumps ground - water. Heat pumps deliver up to three times the thermal energy than the electricity consumption from the grid. The measured data of the heat pump is heating for six seasons from 2007 to 2013. This data is evaluated over a six heating seasons: the total energy supplied by heat pumps, air-supplied energy, the energy supplied to the heating, heat pumps, energy consumption, outside temperature. It is calculated COP for each heating season. The evaluation of the energy produced and consumed is found that heat pumps deliver an annual average in 1276 GJ central heating, air-to GJ 309, GJ 1585 overall, with an average outdoor temperature of 4.94 ° C. The annual heat supply are always dependent on the size of the outdoor temperature and the use of the building Aula.

Heat factor from the measured data for five heating seasons went 2.85. The reason for the lower heat factor is uneven use of the building Aula. The distribution of COP during the heating seasons is as follows. The positive values outside temperature coefficient is not completely balanced, it causes the switching of heat pumps and circulators. The negative values of outdoor temperature coefficient decreases slightly, but heat pumps are still plenty of primary energy wells. The coldest day of the evaluated heating season was the third February 2012, when the average daily temperature reached -15.2 ° C. This day could also heat pumps to heat the building Aula. So far, none of the evaluated heating seasons did not use supplemental heat source. It is also due to the disproportionate burden of the building Aula.

If the heating factor analyzes using histograms. The result is a frequency distribution of the COP in the heating seasons. Heat factor is always less at the beginning and end of the heating season, it is caused by frequent switching of the primary circuit circulation pump, and heat pumps. During the heating season at lower values of outdoor temperature coefficient is stable at higher values.

The evaluation of the temperature curve in the headings of the wells is found that we now use individual circuits always 7 days. Low-potential heat source system consists of 110 boreholes 140 m deep wells are drilling field, which is located in the parking Aula and libraries. Wells are connected to 5 circuits. On 1 circuit have involved 22 wells. If the individual circuit takes heat, so there for 7 days significantly decreases the temperature. Exhausted circuit is therefore always disconnected after 7 days, wells in the meantime regenerate it and use another unused circuit. The period of use of the individual circuit is now fixed at 7 days.

By exploiting the temperature of heating water is found that heat pumps deliver average in heating seasons heating water temperature of 43.52 ° C. The heating system, which is composed of a central heating and air conditioning return water temperatures of 37.07 ° C.

Regression analysis is the distribution of the energy produced by heat pumps, energy consumed by heat pumps and heat factor depending on the outdoor temperature. Produced and consumed energy is evaluated for five heating seasons. Using linear regression always came dependency with the anticipated course produced and consumed energy depending on the outdoor temperature. Heat factor is evaluated for five heating seasons. Using regression came third order polynomial with the anticipated course of the heating bill depending on the outdoor temperature. The courses of COP are in negative ambient temperatures almost linear. This means that heat pumps have

still enough energy from the primary borehole. The dependence of the coefficient of positive outdoor temperatures falling to cause switching and thermal circulators.

By evaluating the operating hours of circulation and heat pumps is found that circulation and heat pumps are approximately equally loaded and therefore there is no overloading of some circulation and heat pumps.

In assessing the current heating season 2012/2013, is found the layout COP slightly lower than it had been in previous heating season 2011/2012. In the summer months, regenerated system wells. Into wells to supply the heat that results from the use of air conditioning in the building Aula. In the summer, instead of transferring heat from air conditioning to chiler transmitting heat circulation pumps in the system of wells. COP was lower even after regeneration of the drilling field, which was due to higher average outdoor temperature in the heating season.

It is also intended economy operation of heat pumps. Heat pumps annually consume an average of 155,286 kWh of electrical energy. Of which are based on operating costs for heating heat pumps 484 491 CZK if was heated from a central heat source such costs are 681904 CZK. Hence the annual savings in heating heat pumps 197 413 CZK.

Design optimization operation of heat pumps is the possibility of increasing the heat factor. Increase heat factor can be done in three ways. They can change these parameters influencing heat factor: the outlet temperature of the wells, reducing the output of water temperature and recovery wells in the summer by storing heat from air-conditioning in the building Aula.

Increase heat factor can be done only by increasing the inlet temperature coming into heat pumps. If you increase the exhaust temperature of each circuit wells and will increase the COP. Low potential energy stored in the earth's mass. If it picks the thermal energy, so we gradually decrease the output temperature of the wells. Now set cycling primary wells for 7 days. The evaluated data shows that in the last days, 7 day cycle had come from boreholes low temperatures. Therefore, it is appropriate to change the cycle interval of 4 days. In the fourth day of the values of temperature in the borehole still good, then it decreases considerably. If cycling changed to four days, will be better utilized system of wells and total consumed energy from thermal wells are spread over a larger volume of Earth's mass.

17 Literatura

- [1] Bašta J.: Hydraulika a řízení otopných soustav, Vydavatelství ČVUT, Praha, 2002, 1. vydání, ISBN 80-01-02808-9
- [2] Bašta J.: Otopné plochy, Vydavatelství ČVUT, Praha, 2001, 1. vydání, ISBN 80-01-02365-6
- [3] Bašta J.: Regulace vytápění, Česká technika - nakladatelství ČVUT, Praha, 2007, 1. vydání, ISBN 978-80-01-02582-6
- [4] Beranovský J., Truxa J.: Alternativní energie pro váš dům, ERA, Brno, 2003, 1. vydání, ISBN 80-86517-59-4
- [5] Boyle G.: Renewable energy, Oxford University Press, Oxford, 2004, 2. vydání, ISBN 0-19-926178-4
- [6] Brož K.: Vytápění, Vydavatelství ČVUT, Praha, 2002, 2. vydání, ISBN 80-01-02536-5
- [7] Bříza V.: Excel 2007, Grada Publishing, Praha 2007, 1. vydání, ISBN 978-80-247-1964-1
- [8] Bystřický V., Pokorný A.: Technická zařízení budov – B, Nakladatelství ČVUT, Praha, 2006, 2. vydání, ISBN 80-01-03450-X
- [9] Cenek M.: Obnovitelné zdroje energie, FCC public, 2001, Praha, 2. vydání, ISBN 80-901985-8-9
- [10] Doubrava J.: Regulace ve vytápění, Společnost pro techniku prostředí, Praha, 2000, 1. vydání, ISBN 80-02-01384-0
- [11] Dufka J.: Podlahové vytápění, Grada Publishing, Praha, 2006, ISBN 80-247-1530-9
- [12] Dufka J.: Vytápění domů a bytů, Grada Publishing, Praha, 2004, 2. Vydání, ISBN 80-247-0642-3
- [13] Dufka J.: Vytápění netradičními zdroji tepla, BEN, Praha, 2003, 1. vydání, ISBN 80-7300-079-2
- [14] Fabian F., Horálek V., Král J., Křepela J., Michálek J.: Využití podpory Microsoft Excel při aplikaci základních statistických metod, Česká společnost pro jakost, Praha 2009, 1. vydání, ISBN 978-80-02-02102-5
- [15] Hemzal K.: Regulace klimatizace, Nakladatelství ČVUT, Praha 2007, 1. vydání, ISBN 978-80-01-03907-6
- [16] Hradílek Z., Lázničková I., Král V.: Elektrotepelná technika, České vysoké učení technické v Praze, Praha 2011, 1. vydání, ISBN 978-80-01-04938-9.
- [17] Hradílek Z.: Elektroenergetika distribučních a průmyslových zařízení, VŠB-TUO, Ostrava, 2008, 1. vydání, ISBN 978-80-7225-291-6
- [18] Karlík R.: Tepelné čerpadlo pro váš dům, Grada publishing, Praha, 2009, 1. vydání, ISBN 978-80-247-2720-2
- [19] Lázňovský M., Kubín M., Fischer P.: Vytápění rodinných domků, T. Malina, Praha, 1996, 1. vydání, ISBN 80-901975-2-3
- [20] Lulkovičová O.: Zdroje tepla a domovní kotelny, Jaga group, Bratislava, 2004, 1. vydání, ISBN 80-8076-002-0
- [21] Neubarth J., Kaltschmitt M.: Erneuerbare Energien in Österreich: Systemtechnik, Potenziale, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte, Springer, Wien, 2000, 1. vydání, ISBN 3-211-83579-2
- [22] Petráš D., Kotrbatý M.: Vytápění velkoprostorových a halových objektů, Jaga group, Bratislava, 2006, 1. vydání, ISBN 80-8076-040-3

- [23] Petráš D., Koudelková D.: Teplovodní a elektrické podlahové vytápění, Jaga group, Bratislava, 2004, 1. vydání, ISBN 80-88905-97-4
- [24] Petráš D.: Nízkoteplotní vytápění a obnovitelné zdroje energie, Jaga group, Bratislava, 2008, 1. vydání, ISBN 978-80-8076-069-4
- [25] Petráš D.: Vytápění rodinných a bytových domů, Jaga group, Bratislava, 2005, 1. vydání, ISBN 80-8076-020-9
- [26] Počinková M., Treuová L.: Vytápění, ERA, Brno, 2005, 3. vydání, ISBN 80-7366-016-4
- [27] Počinková M.: Podlahové a stěnové vytápění, stropní chlazení, Computer Press, Brno, 2009, 2. vydání, ISBN 978-80-251-2746-9
- [28] Počinková M.: Podlahové a stěnové vytápění, stropní chlazení, ERA, Brno, 2007, 1. vydání, ISBN 978-80-7366-085-7
- [29] Řehánek J.: Tepelně-technické a energetické vlastnosti budov, Grada Publishing, Praha, 2002, 1. vydání, ISBN 80-7169-582-3
- [30] Schels I.: Excel 2007 vzorce a funkce, Grada Publishing, Praha 2008, 1. vydání, ISBN 978-80-247-2074-6
- [31] Srdečný K., Truxa J.: Tepelná čerpadla, EkoWATT, Praha, 2009, 1. vydání, ISBN 978-80-87333-02-0
- [32] Srdečný K., Truxa J.: Tepelná čerpadla, ERA, Brno, 2005, 1. vydání, ISBN 80-7366-031-8
- [33] Srdečný K., Truxa J.: Tepelná čerpadla, ERA, Brno, 2007, 2. vydání, ISBN 978-80-7366-089-5
- [34] Srdečný K.: Energeticky soběstačný dům – realita, či fikce?, ERA, Brno, 2007, 2. vydání, ISBN 978-80-7366-103-8
- [35] Tintěra L.: Tepelná čerpadla, Arch, Praha, 2003, 1. vydání, ISBN 80-86165-61-2
- [36] Vrtek M.: Naměřená databáze z programu ProCop
- [37] Walkenbach J.: 222 tipů a triků pro Microsoft Office Excel 2007, Computer Press, Brno, 2008, 1. vydání, ISBN 978-80-251-2206-8
- [38] Dostupné z www: <http://www.alfamik.cz>
- [39] Dostupné z www: <http://www.cerpadla-ivt.cz>
- [40] Dostupné z www: <http://www.google.cz>

18 Seznam publikací

1. Zach, P., Hradílek, Z.: Tepelná čerpadla, obnovitelný zdroj energie pro Aulu na VŠB-TU Ostrava, sborník konference EPE 2010, Brno, ISBN 978-80-214-4094-4.
2. Zach, P.: Tepelná čerpadla, obnovitelný zdroj energie pro Aulu na VŠB-TU Ostrava - Vyhodnocení topného faktoru, sborník konference WOFEX 2010, Ostrava, ISBN 978-80-248-2276-1.
3. Zach, P., Hradílek, Z.: Tepelná čerpadla, obnovitelný zdroj energie pro Aulu na VŠB-TU Ostrava - Analýza histogramů topného faktoru, sborník konference ELEN 2010, Praha, ISBN 978-80-254-8089-2
4. Zach, P., Hradílek, Z.: Tepelná čerpadla, obnovitelný zdroj energie pro Aulu na VŠB - TU Ostrava - Vyhodnocení topného faktoru, sborník konference ELNET 2010, Ostrava, ISBN 978-80-248-2349-2.
5. Zach, P.: Tepelná čerpadla, obnovitelný zdroj energie pro Aulu na VŠB-TU Ostrava - Vyhodnocení topné sezóny, sborník konference WORKSHOP 2011, Ostrava, ISBN 978-80-248-2378-2.
6. Hradílek, Z., Zach, P.: Tepelná čerpadla, obnovitelný zdroj energie pro Aulu na VŠB-TU Ostrava - Vyhodnocení topné sezóny, sborník konference EPE 2011, Ostrava, ISBN 978-80-248-2393-5.
7. Zach, P.: Tepelná čerpadla pro vytápění Auly na VŠB-TU Ostrava - Vyhodnocení letošní topné sezóny, sborník konference WOFEX 2011, Ostrava, ISBN 978-80-248-2449-9.
8. Hradílek, Z., Zach, P.: Tepelná čerpadla pro vytápění Auly na VŠB-TU Ostrava, sborník konference ELNET 2011, Ostrava, ISBN 978-80-248-2510-6.
9. Zach, P., Hradílek, Z.: Energetické problémy vytápění velkých objektů, sborník konference EPE 2012, Brno, ISBN 978-80-214-4514-7.
10. Zach, P.: Vytápění tepelnými čerpadly, sborník konference WOFEX 2012, Ostrava, ISBN 978-80-248-2769-8.
11. Zach, P., Hradílek, Z.: Využívání geotermální energie tepelnými čerpadly, sborník konference ELEN 2012, Praha, ISBN 978-80-01-05096-5.
12. Zach, P., Hradílek, Z.: Tepelná čerpadla pro vytápění velkých objektů, sborník konference ELNET 2012, Ostrava, ISBN 978-80-248-2926-5.
13. Hradílek, Z., Zach, P.: Využití geotermální energie tepelnými čerpadly, časopis ENERGETIKA 2013, Praha, ISSN 0375-8842.
14. Zach, P., Hradílek, Z.: Tepelná čerpadla Země - voda, časopis TRANSACTIONS ON ELECTRICAL ENGINEERING 2013, Praha, ISSN 1805-3386.
15. Zach, P., Hradílek, Z.: Vytápění budov tepelnými čerpadly Země - voda, sborník konference EPE 2013, Ostrava.

19 Seznam obrázků

OBR. 1 PRINCIP TEPELNÉHO ČERPADLA	30
OBR. 2 TEPELNÉ ČERPADLO ZEMĚ - VODA S HORIZONTÁLNÍMI KOLEKTORY	33
OBR. 3 TEPELNÉ ČERPADLO ZEMĚ - VODA S VERTIKÁLNÍMI KOLEKTORY	34
OBR. 4 TEPELNÉ ČERPADLO VODA - VODA	34
OBR. 5 TEPELNÉ ČERPADLO VODA - VODA	35
OBR. 6 BUDOVA AULY NA VŠB-TUO POHLED VÝCHODNÍ	36
OBR. 7 BUDOVA AULY NA VŠB-TUO POHLED JIŽNÍ	36
OBR. 8 BUDOVA AULY NA VŠB-TUO POHLED ZÁPADNÍ	37
OBR. 9 BUDOVA AULY NA VŠB-TUO POHLED SEVERNÍ	37
OBR. 10 SATELITNÍ SNÍMEK BUDOVY AULY	38
OBR. 11 TEPELNÁ ČERPADLA 10 KS	38
OBR. 12 SCHÉMA ZAPOJENÍ TEPELNÝCH ČERPANEL	39
OBR. 13 SCHÉMA ZAPOJENÍ DODÁVANÉ ENERGIE TEPELNÝMI ČERPADLY	40
OBR. 14 KOLEKTOR PRO ULOŽENÍ DO VRTU	41
OBR. 15 ZAVÁDĚNÍ KOLEKTORU DO VRTU	41
OBR. 16 SBĚRNÁ ŠACHTICE	42
OBR. 17 OBĚHOVÁ ČERPADLA PRIMÁRNÍHO OKRUHU 5 KS	42
OBR. 18 PROVÁDĚNÍ VRTŮ V PROSTORU PARKOVIŠTĚ AULY	43
OBR. 19 VRTNÁ SOUPRAVA NORDMEYER NA VOZIDLE MERCEDES	44
OBR. 20 VRTNÁ SOUPRAVA NORDMEYER ŘÍDÍCÍ PANEL VRTNÉ SOUPRAVY	44
OBR. 21 SCHÉMA ZAPOJENÍ DODÁVKY TEPLA DO ÚSTŘEDNÍHO VYTÁPĚNÍ	46
OBR. 22 SCHÉMA ZAPOJENÍ DODÁVKY TEPLA DO VZDUCHOTECHNIKY	47
OBR. 23 SCHÉMA ZAPOJENÍ PŘÍPRAVY TEPLÉ UŽITKOVÉ VODY	47
OBR. 24 OBRAZOVKA ŘÍDÍCÍHO PROGRAMU PROCOP	50
OBR. 25 PRŮBĚHY VYROBENÉ A SPOTŘEBOVANÉ ENERGIE ZA TOPNOU SEZÓNU 2009/2010	51
OBR. 26 PRŮBĚHY VYROBENÉ A SPOTŘEBOVANÉ ENERGIE ZA TOPNOU SEZÓNU 2010/2011	52
OBR. 27 PRŮBĚHY VYROBENÉ A SPOTŘEBOVANÉ ENERGIE ZA TOPNOU SEZÓNU 2011/2012	52
OBR. 28 PRŮBĚH TOPNÉHO FAKTORU ZA TOPNOU SEZÓNU 2009/2010	53
OBR. 29 PRŮBĚH TOPNÉHO FAKTORU ZA TOPNOU SEZÓNU 2010/2011	54
OBR. 30 PRŮBĚH TOPNÉHO FAKTORU ZA TOPNOU SEZÓNU 2011/2012	54
OBR. 31 PRŮBĚHY TEPLŮ V JEDNOTLIVÝCH OKRUZÍCH VRTŮ ZA TOPNOU SEZÓNU 2009/2010	55
OBR. 32 PRŮBĚHY TEPLŮ V JEDNOTLIVÝCH OKRUZÍCH VRTŮ ZA TOPNOU SEZÓNU 2010/2011	56
OBR. 33 PRŮBĚHY TEPLŮ V JEDNOTLIVÝCH OKRUZÍCH VRTŮ ZA TOPNOU SEZÓNU 2011/2012	56
OBR. 34 PRŮBĚHY TEPLŮ OTOPNÉ VODY ZA TOPNOU SEZÓNU 2009/2010	57
OBR. 35 PRŮBĚHY TEPLŮ OTOPNÉ VODY ZA TOPNOU SEZÓNU 2010/2011	58
OBR. 36 PRŮBĚHY TEPLŮ OTOPNÉ VODY ZA TOPNOU SEZÓNU 2011/2012	58
OBR. 37 DODANÁ ENERGIE TEPELNÝMI ČERPADLY ZA TOPNOU SEZÓNU 2009/2010	59

OBR. 38 DODANÁ ENERGIE TEPELNÝMI ČERPADLY ZA TOPNOU SEZÓNU 2010/2011	60
OBR. 39 DODANÁ ENERGIE TEPELNÝMI ČERPADLY ZA TOPNOU SEZÓNU 2011/2012	60
OBR. 40 HISTOGRAM TOPNÉHO FAKTORU TOPNÁ SEZÓNA 2009/2010	61
OBR. 41 HISTOGRAM TOPNÉHO FAKTORU TOPNÁ SEZÓNA 2010/2011	62
OBR. 42 HISTOGRAM TOPNÉHO FAKTORU TOPNÁ SEZÓNA 2011/2012	62
OBR. 43 PRŮBĚH VYROBENÉ ENERGIE ZA JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY 2007/2012	64
OBR. 44 PRŮBĚH SPOTŘEBOVANÉ ENERGIE ZA JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY 2007/2012	65
OBR. 45 PRŮBĚH TOPNÉHO FAKTORU ZA JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY 2007/2012	66
OBR. 46 PROVOZNÍ HODINY OBĚHOVÝCH ČERPADEL ZA TOPNOU SEZÓNU 2009/2010	67
OBR. 47 PROVOZNÍ HODINY OBĚHOVÝCH ČERPADEL ZA TOPNOU SEZÓNU 2010/2011	67
OBR. 48 PROVOZNÍ HODINY OBĚHOVÝCH ČERPADEL ZA TOPNOU SEZÓNU 2011/2012	68
OBR. 49 PROVOZNÍ HODINY OBĚHOVÝCH ČERPADEL ZA JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY	69
OBR. 50 PROVOZNÍ HODINY OBĚHOVÝCH ČERPADEL ZA TOPNÉ SEZÓNY	69
OBR. 51 PROVOZNÍ HODINY TEPELNÝCH ČERPADEL ZA TOPNOU SEZÓNU 2009/2010	71
OBR. 52 PROVOZNÍ HODINY TEPELNÝCH ČERPADEL ZA TOPNOU SEZÓNU 2010/2011	71
OBR. 53 PROVOZNÍ HODINY TEPELNÝCH ČERPADEL ZA TOPNOU SEZÓNU 2011/2012	72
OBR. 54 PROVOZNÍ HODINY TEPELNÝCH ČERPADEL ZA JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY	72
OBR. 55 PROVOZNÍ HODINY TEPELNÝCH ČERPADEL ZA TOPNÉ SEZÓNY	73
OBR. 56 TOPNÝ FAKTOR ZA TOPNÉ SEZÓNY 2011/2012 A 2012/2013	74
OBR. 57 DODÁVANÁ ENERGIE ZA TOPNÉ SEZÓNY 2011/2012 A 2012/2013	75
OBR. 58 SPOTŘEBOVANÁ ENERGIE ZA TOPNÉ SEZÓNY 2011/2012 A 2012/2013	75
OBR. 59 PRŮBĚHY TEPLOT OTOPNÉ VODY ZA TOPNOU SEZÓNU 2011/2012	76
OBR. 60 PRŮBĚHY TEPLOT OTOPNÉ VODY ZA TOPNOU SEZÓNU 2012/2013	76
OBR. 61 PRŮBĚHY TEPLOT V OKRUHU 1 ZA TOPNÉ SEZÓNY 2011/2012 A 2012/2013	77
OBR. 62 PRŮBĚHY TEPLOT V OKRUHU 2 ZA TOPNÉ SEZÓNY 2011/2012 A 2012/2013	77
OBR. 63 PRŮBĚHY TEPLOT V OKRUHU 3 ZA TOPNÉ SEZÓNY 2011/2012 A 2012/2013	78
OBR. 64 PRŮBĚHY TEPLOT V OKRUHU 4 ZA TOPNÉ SEZÓNY 2011/2012 A 2012/2013	78
OBR. 65 PRŮBĚHY TEPLOT V OKRUHU 5 ZA TOPNÉ SEZÓNY 2011/2012 A 2012/2013	79
OBR. 66 PRŮBĚHY VRATNÉ TEPLoty DO OKRUHŮ 1-5 ZA TOPNÉ SEZÓNY 2011/2012 A 2012/2013	79
OBR. 67 DODÁVANÁ ENERGIE PRO VYTÁPĚNÍ BUDOVY AULY ZA JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY	82
OBR. 68 SPOTŘEBOVANÁ ELEKTRICKÁ ENERGIE PRO VYTÁPĚNÍ BUDOVY AULY ZA JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY ..	83
OBR. 69 PROVOZNÍ NÁKLADY PRO VYTÁPĚNÍ BUDOVY AULY ZA JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY	83

20 Seznam tabulek

TAB. 1 HODNOTY VÝPOČTOVÉ VNITŘNÍ TEPLoty \mathcal{G}_1 PRO RŮZNÉ TYPY MÍSTNOSTÍ.....	24
TAB. 2 PŘIRÁŽKA NA VYROVNÁNÍ VLIVU CHLADNÝCH KONSTRUKCÍ P_1	24
TAB. 3 VÝŠE PŘIRÁŽKY P_3 PODLE SVĚTOVÉ STRANY.....	25
TAB. 4 OBECNÉ HODNOTY MOŽNÉHO ODBĚRU ENERGIE ZE ZEMĚ.....	28
TAB. 5 HORNINOVÉ HODNOTY MOŽNÉHO ODBĚRU ENERGIE ZE ZEMĚ.....	28
TAB. 6 VÝKONOVÉ PARAMETRY TEPELNÝCH ČERPADEL IVT.....	38
TAB. 7 TECHNICKÉ PARAMETRY TEPELNÝCH ČERPADEL IVT GREENLINE D70.....	39
TAB. 8 TECHNICKÉ PARAMETRY VÝMĚNÍKOVÁ STANICE TEPLA.....	40
TAB. 9 TECHNICKÉ PARAMETRY MOTORU OBĚHOVÝCH ČERPADEL PRIMÁRNÍHO OKRUHU.....	42
TAB. 10 TECHNICKÉ PARAMETRY OBĚHOVÝCH ČERPADEL PRIMÁRNÍHO OKRUHU.....	43
TAB. 11 PARAMETRY VRTNÉ SOUPRAVY NORDMEYER.....	44
TAB. 12 PARAMETRY KOMPRESORU ATLAS.....	44
TAB. 13 PARAMETRY PRŮZKUMNÉHO VRTU.....	45
TAB. 14 PARAMETRY AKUMULAČNÍCH NÁDOB TYP IVT.....	48
TAB. 15 SPOTŘEBOVANÁ A VYROBENÁ ENERGIE PRO JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY.....	51
TAB. 16 TOPNÝ FAKTOR PRO JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY.....	53
TAB. 17 PRŮMĚRNÉ TEPLoty V JEDNOTLIVÝCH OKRUZÍCH VRTŮ.....	55
TAB. 18 PRŮMĚRNÉ TEPLoty OTOPNÉ VODY.....	57
TAB. 19 DODANÁ ENERGIE TEPELNÝMI ČERPADLY.....	59
TAB. 20 PROVOZNÍ HODINY OBĚHOVÝCH ČERPADEL ZA JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY.....	66
TAB. 21 PROVOZNÍ HODINY OBĚHOVÝCH ČERPADEL ZA TOPNÉ SEZÓNY.....	68
TAB. 22 PROVOZNÍ HODINY TEPELNÝCH ČERPADEL 1-5 ZA JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY.....	70
TAB. 23 PROVOZNÍ HODINY TEPELNÝCH ČERPADEL 6-10 ZA JEDNOTLIVÉ TOPNÉ SEZÓNY.....	70
TAB. 24 PROVOZNÍ HODINY TEPELNÝCH ČERPADEL ZA TOPNÉ SEZÓNY.....	70
TAB. 25 TOPNÝ FAKTOR ZA TOPNÉ SEZÓNY 2011/2012 A 2012/2013.....	73
TAB. 26 VYROBENÁ A SPOTŘEBOVANÁ ENERGIE V TOPNÉ SEZÓNĚ 2011/2012.....	74
TAB. 27 VYROBENÁ A SPOTŘEBOVANÁ ENERGIE V TOPNÉ SEZÓNĚ 2012/2013.....	74
TAB. 28 POROVNÁNÍ TOPNÝCH SEZÓN 2011/2012 A 2012/2013.....	80
TAB. 29 CENA ELEKTRICKÉ ENERGIE PRO BUDOVU AULY.....	81
TAB. 30 CENA TEPELNÉ ENERGIE PRO BUDOVU AULY.....	81
TAB. 31 PROVOZNÍ NÁKLADY PRO VYTÁPĚNÍ BUDOVY AULY.....	81
TAB. 32 SPOTŘEBOVANÁ ENERGIE PRO VYTÁPĚNÍ BUDOVY AULY.....	81
TAB. 33 DODÁVANÁ ENERGIE PRO VYTÁPĚNÍ BUDOVY AULY.....	82

21 Seznam příloh

Příloha č. 1 - Seznam vyhodnocovaných veličin z naměřené databáze

Příloha č. 2 - Vyhodnocení spotřebované a vyrobené energie

Příloha č. 3 - Vyhodnocení topného faktoru tepelných čerpadel

Příloha č. 4 - Vyhodnocení průběhu teplot v jednotlivých okruzích vrtů

Příloha č. 5 - Vyhodnocení průběhu teploty otopné vody

Příloha č. 6 - Vyhodnocení průběhu dodané energie tepelnými čerpadly

Příloha č. 7 - Histogramy topného faktoru

Příloha č. 8 - Vyhodnocení provozních hodin oběhových čerpadel primárního okruhu

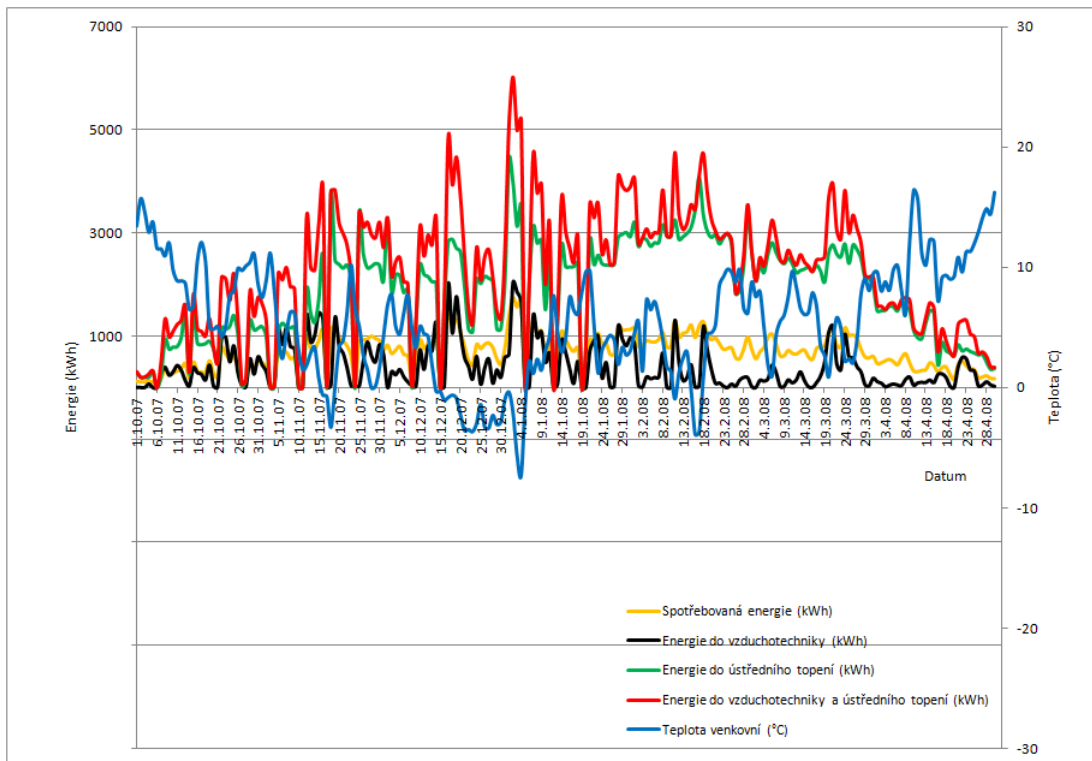
Příloha č. 9 - Vyhodnocení provozních hodin tepelných čerpadel

Příloha č. 1 - Seznam vyhodnocovaných veličin z naměřené databáze

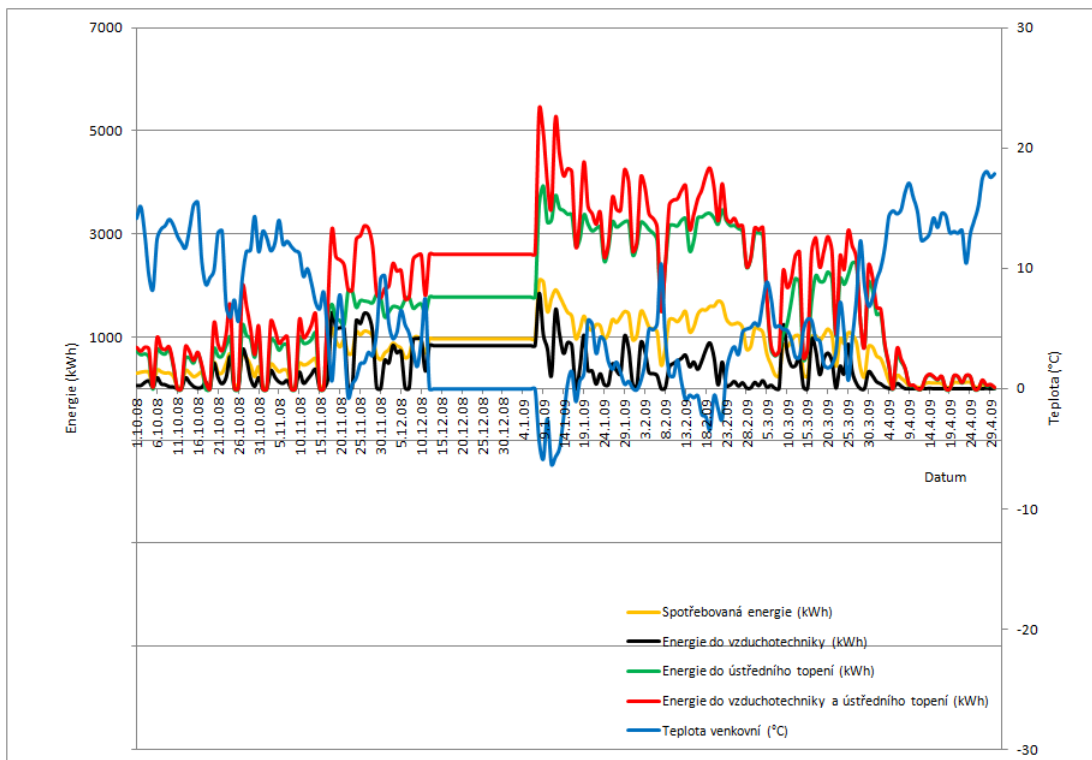
Měřená veličina	Jednotka	Typ veličiny
Okamžitý výkon	(kW)	Analog
Spotřebovaná elektrická energie	(kWh)	Analog
Klimatizace suma	(GJ)	Analog
Klimatizace celkový objem	(m ³)	Analog
Klimatizace výkon	(kW)	Analog
Klimatizace průtok	(m ³ ·h ⁻¹)	Analog
Klimatizace teplota přívod	(°C)	Analog
Klimatizace teplota vrat	(°C)	Analog
Klimatizace teplotní rozdíl	(°C)	Analog
Vzduchotechnika suma	(GJ)	Analog
Vzduchotechnika celkový objem	(m ³)	Analog
Vzduchotechnika výkon	(kW)	Analog
Vzduchotechnika průtok	(m ³ ·h ⁻¹)	Analog
Vzduchotechnika teplota přívod	(°C)	Analog
Vzduchotechnika teplota vrat	(°C)	Analog
Vzduchotechnika teplotní rozdíl	(°C)	Analog
Ústřední topení suma	(GJ)	Analog
Ústřední topení celkový objem	(m ³)	Analog
Ústřední topení výkon	(kW)	Analog
Ústřední topení průtok	(m ³ ·h ⁻¹)	Analog
Ústřední topení teplota přívod	(°C)	Analog
Ústřední topení teplota vrat	(°C)	Analog
Ústřední topení teplotní rozdíl	(°C)	Analog
Venkovní teplota	(°C)	Analog
Teplota v prostoru strojovny	(°C)	Analog

Teplota primární okruhu 1	(°C)	Analog
Teplota primární okruhu 2	(°C)	Analog
Teplota primární okruhu 3	(°C)	Analog
Teplota primární okruhu 4	(°C)	Analog
Teplota primární okruhu 5	(°C)	Analog
Teplota primární vratná z tepelných čerpadel 1-5	(°C)	Analog
Teplota primární vratná z tepelných čerpadel 6-10	(°C)	Analog
Teplota výstupní z tepelný čerpadel	(°C)	Analog
Teplota vratná z otopné soustavy	(°C)	Analog
Žádaná teplota do otopné soustavy	(°C)	Analog
Oběhové čerpadlo 1	(-)	Binary
Oběhové čerpadlo 2	(-)	Binary
Oběhové čerpadlo 3	(-)	Binary
Oběhové čerpadlo 4	(-)	Binary
Oběhové čerpadlo 5	(-)	Binary
Tepelné čerpadlo 1	(-)	Binary
Tepelné čerpadlo 2	(-)	Binary
Tepelné čerpadlo 3	(-)	Binary
Tepelné čerpadlo 4	(-)	Binary
Tepelné čerpadlo 5	(-)	Binary
Tepelné čerpadlo 6	(-)	Binary
Tepelné čerpadlo 7	(-)	Binary
Tepelné čerpadlo 8	(-)	Binary
Tepelné čerpadlo 9	(-)	Binary
Tepelné čerpadlo 10	(-)	Binary

Příloha č. 2 - Vyhodnocení spotřebované a vyrobené energie

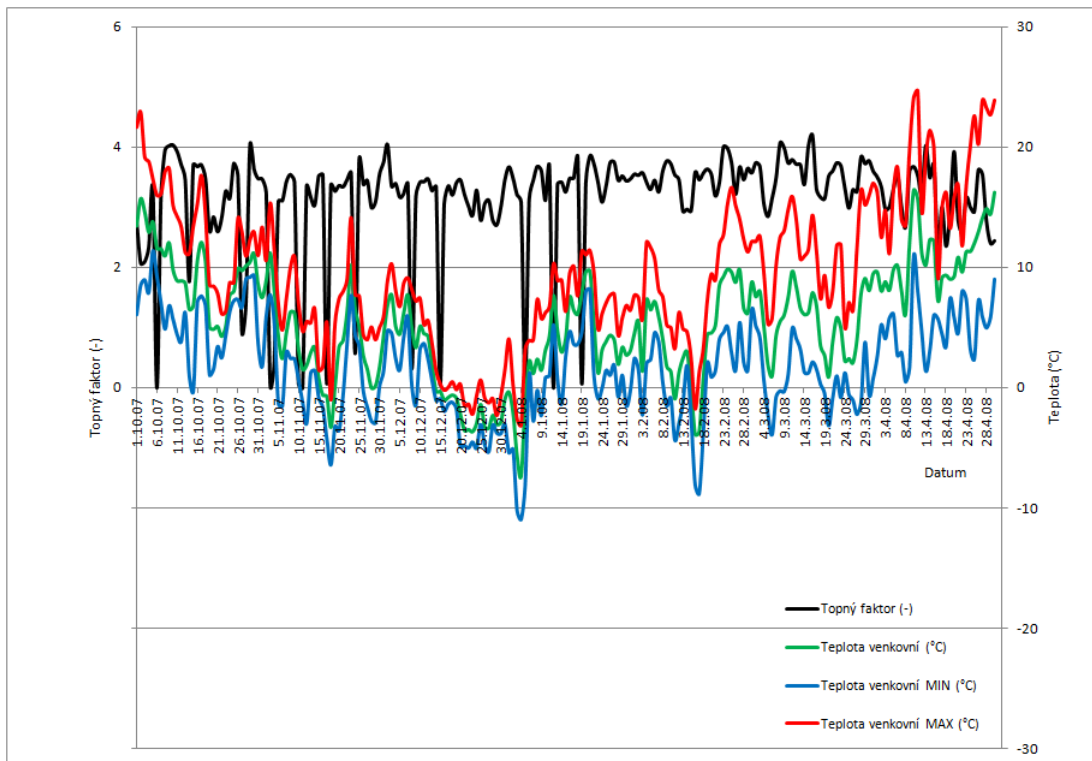


Průběhy vyrobené a spotřebované energie za topnou sezónu 2007/2008

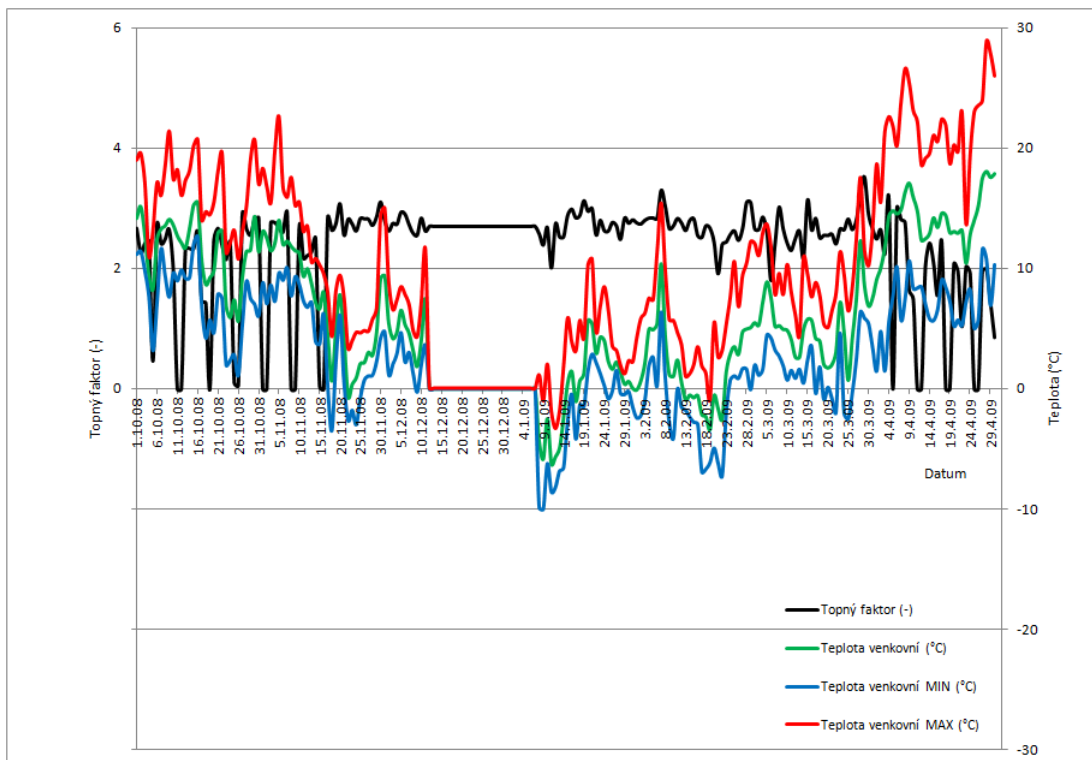


Průběhy vyrobené a spotřebované energie za topnou sezónu 2008/2009

Příloha č. 3 - Vyhodnocení topného faktoru tepelných čerpadel

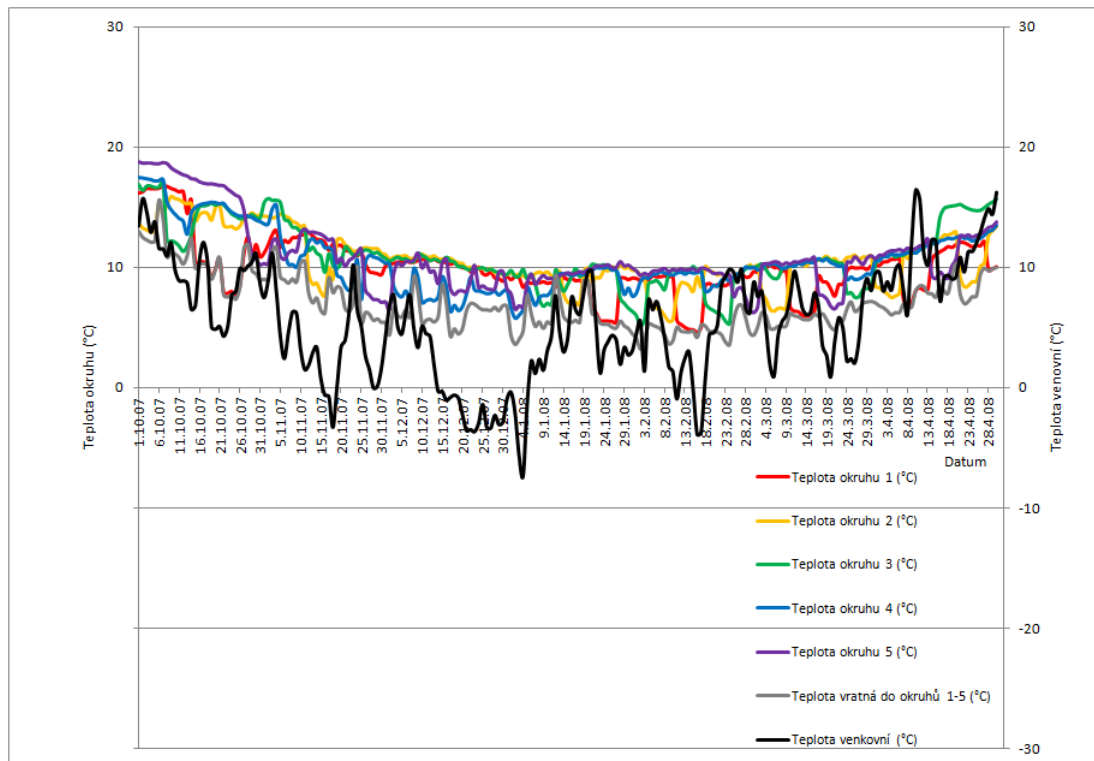


Průběh topného faktoru za topnou sezónu 2007/2008

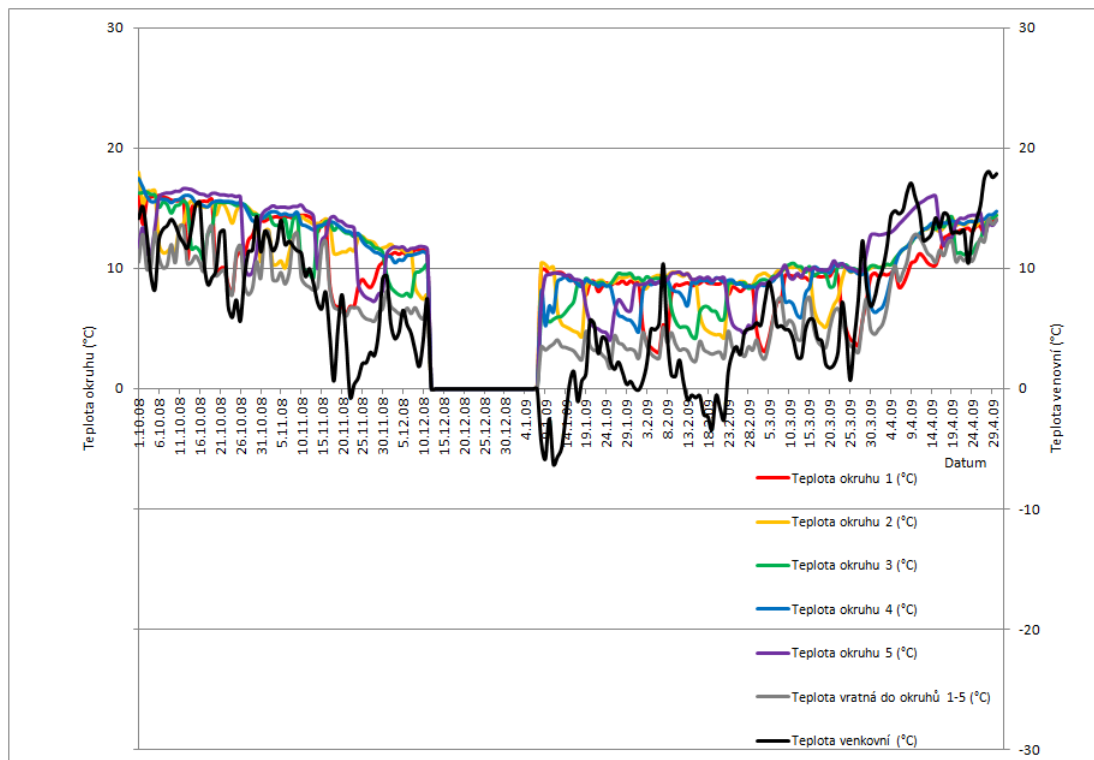


Průběh topného faktoru za topnou sezónu 2008/2009

Příloha č. 4 - Vyhodnocení průběhu teplot v jednotlivých okruzích vrtů

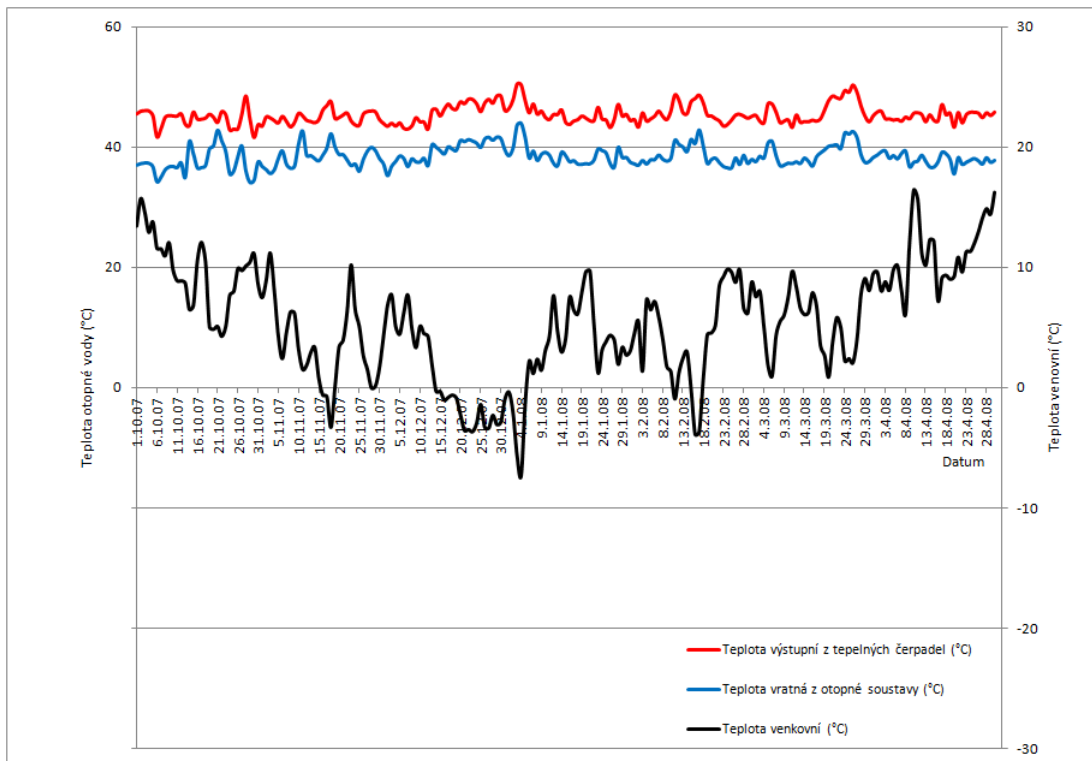


Průběhy teplot v jednotlivých okruzích vrtů za topnou sezónu 2007/2008

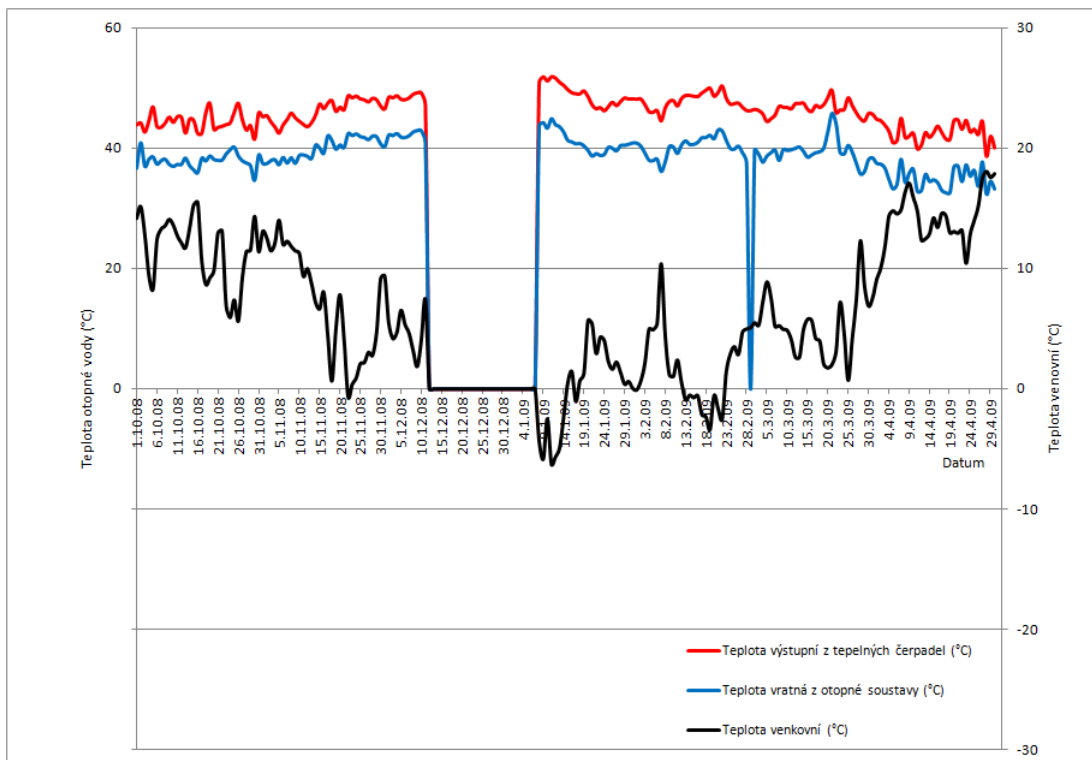


Průběhy teplot v jednotlivých okruzích vrtů za topnou sezónu 2008/2009

Příloha č. 5 - Vyhodnocení průběhu teploty otopné vody

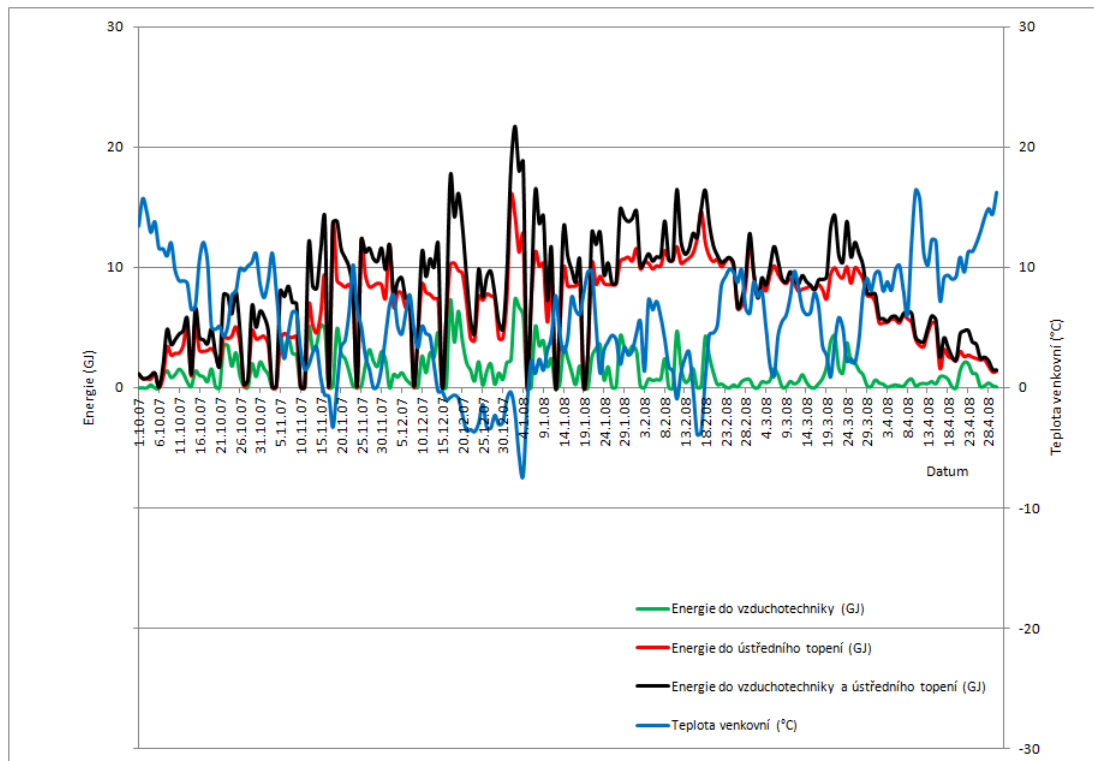


Průběhy teplot otopné vody za topnou sezónu 2007/2008

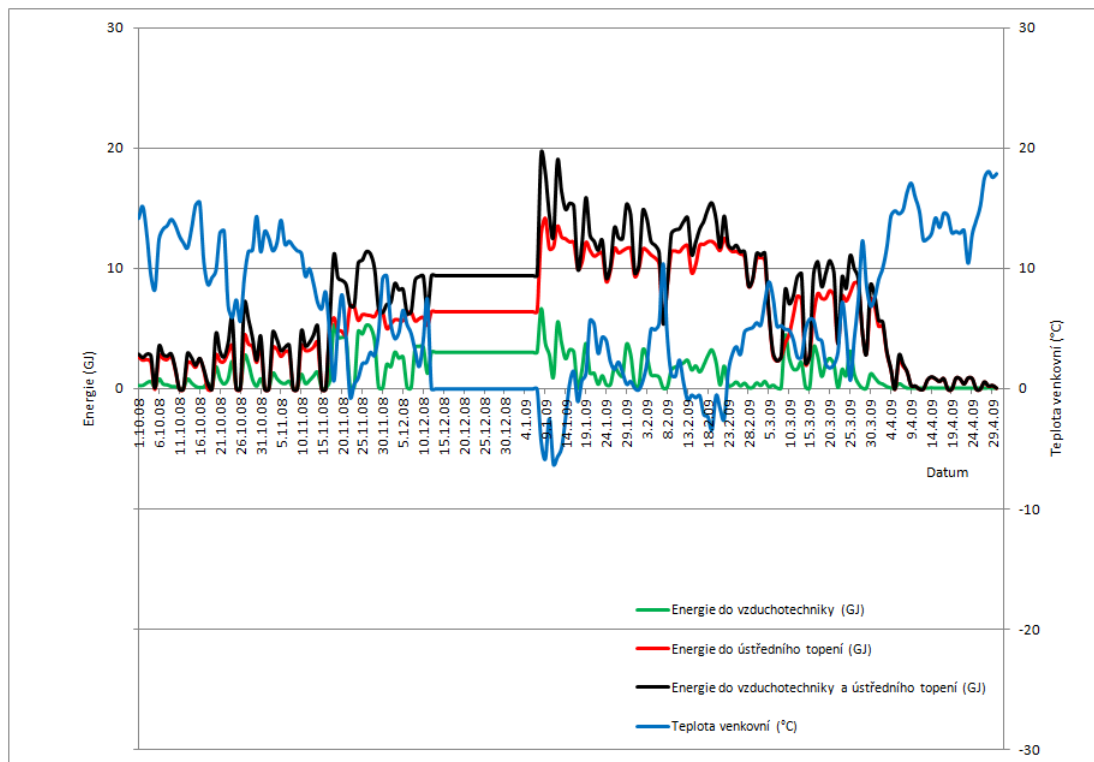


Průběhy teplot otopné vody za topnou sezónu 2008/2009

Příloha č. 6 - Vyhodnocení průběhu dodané energie tepelnými čerpadly

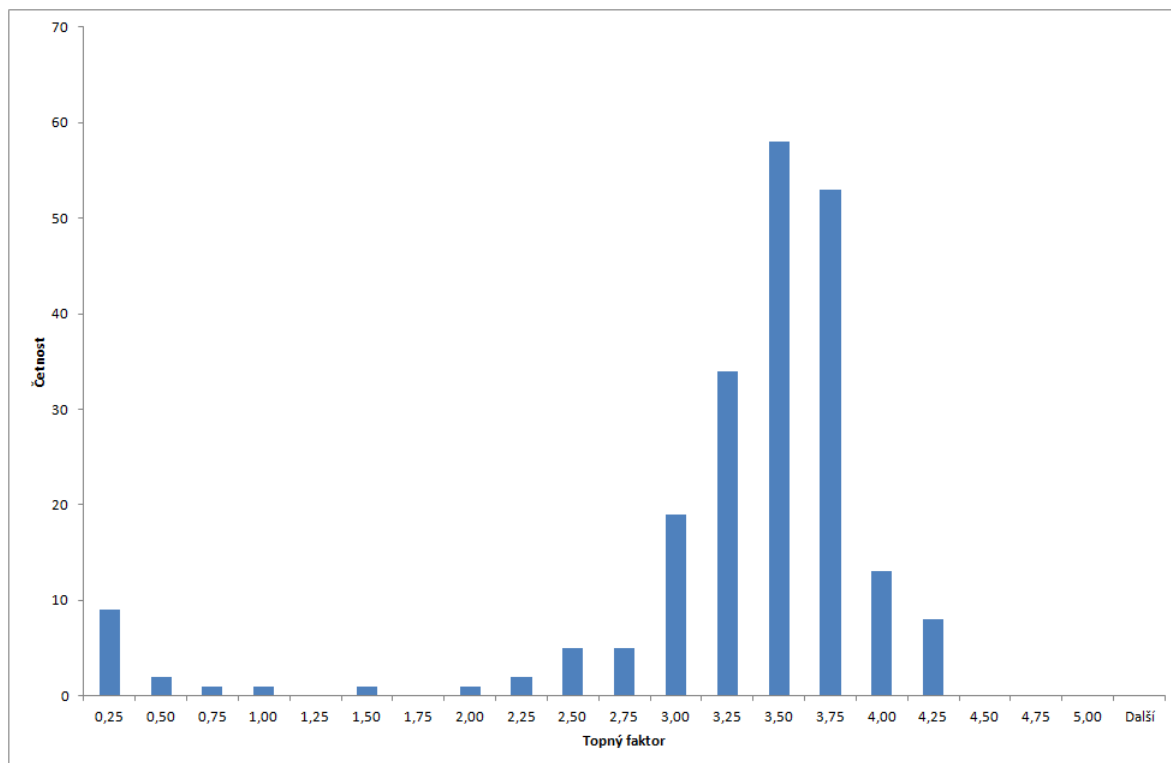


Dodaná energie tepelnými čerpadly za topnou sezónu 2007/2008

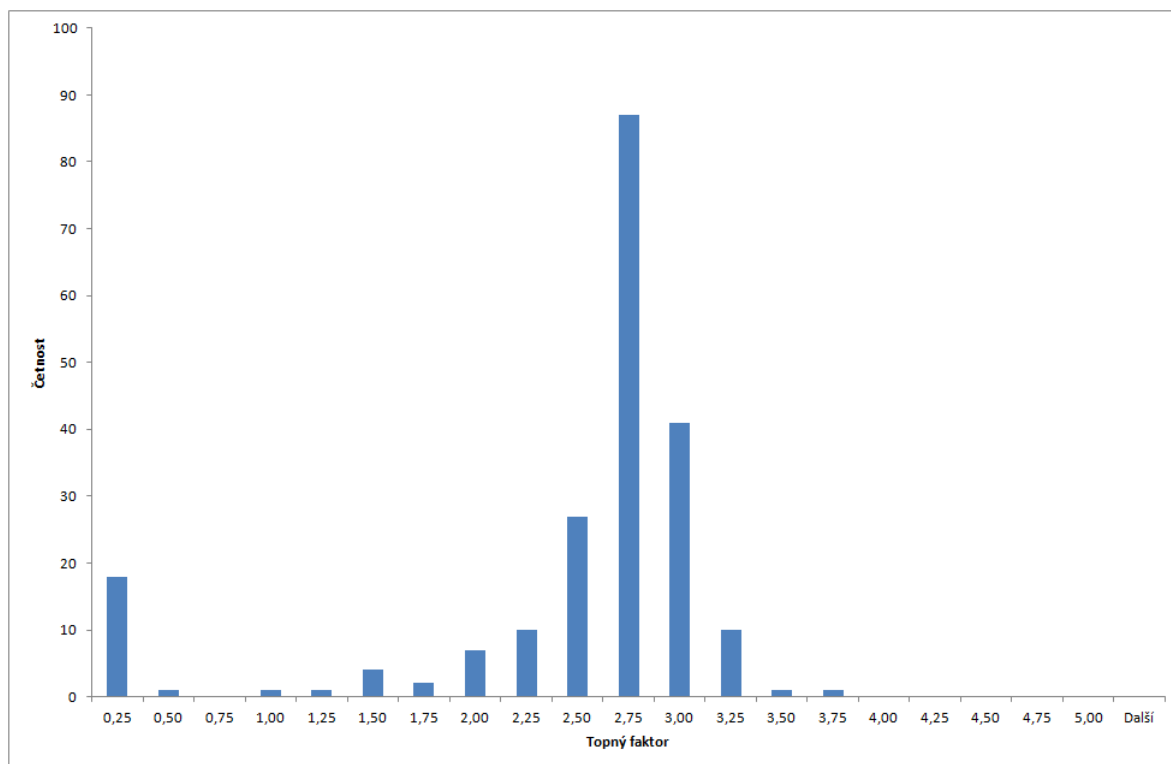


Dodaná energie tepelnými čerpadly za topnou sezónu 2008/2009

Příloha č. 7 - Histogramy topného faktoru

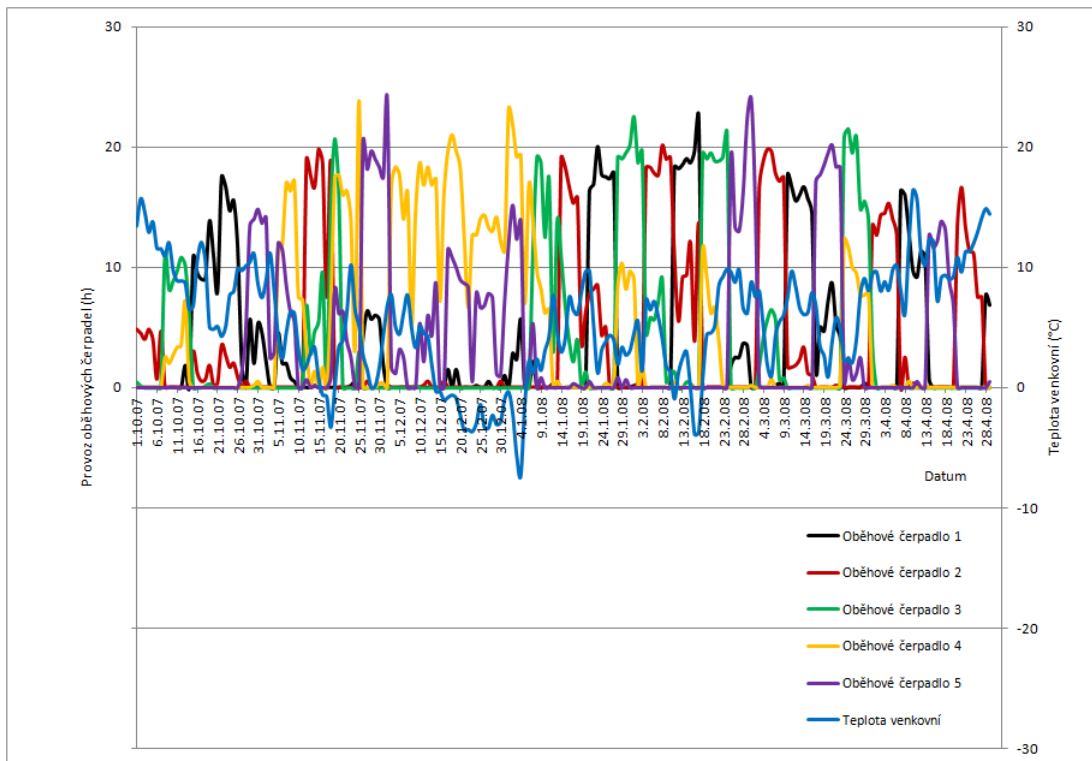


Histogram topného faktoru topná sezóna 2007/2008

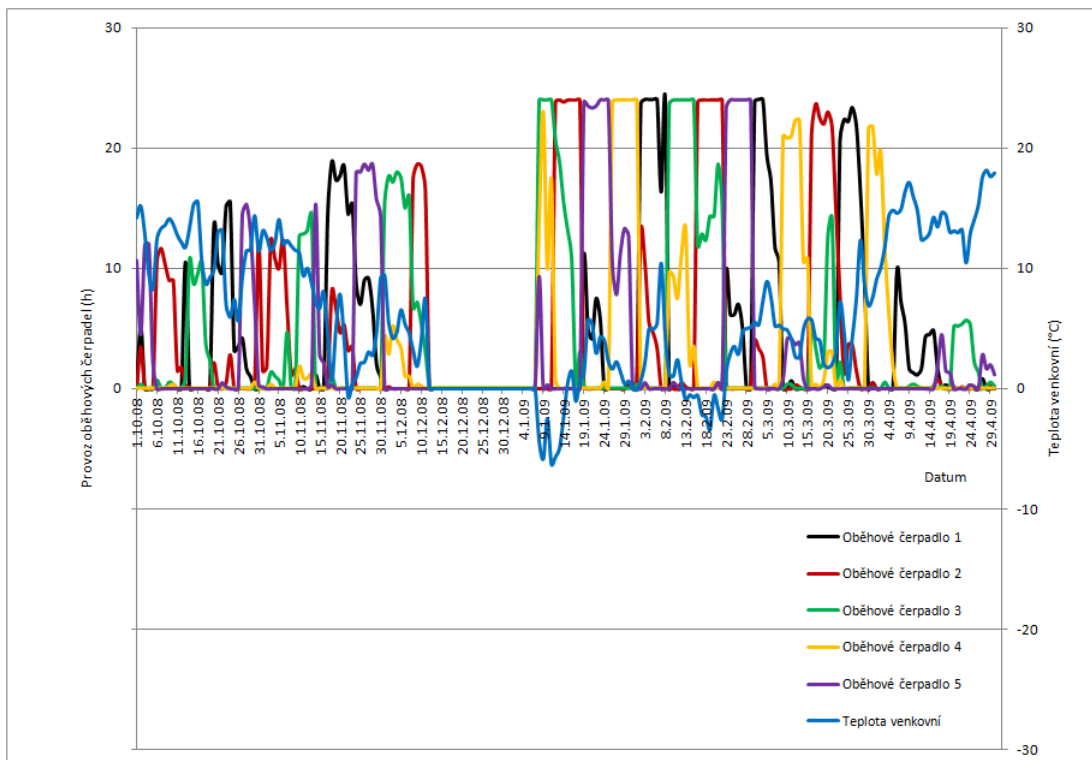


Histogram topného faktoru topná sezóna 2008/2009

Příloha č. 8 - Vyhodnocení provozních hodin oběhových čerpadel primárního okruhu

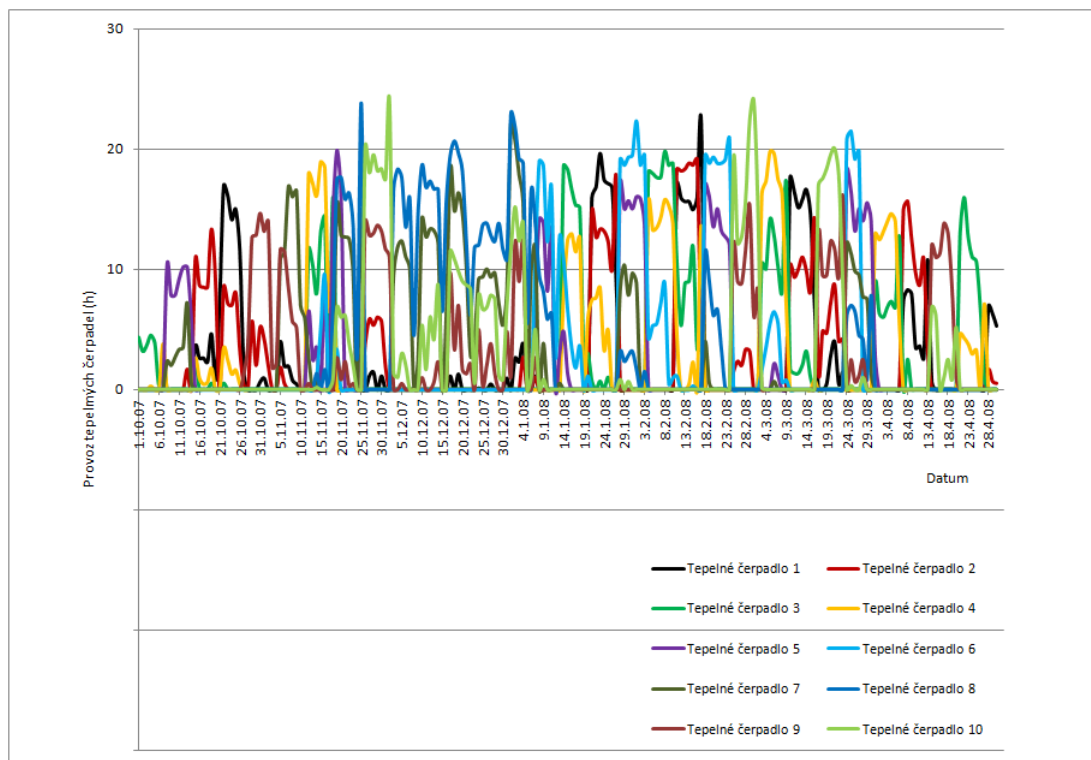


Provozní hodiny oběhových čerpadel za topnou sezónu 2007/2008

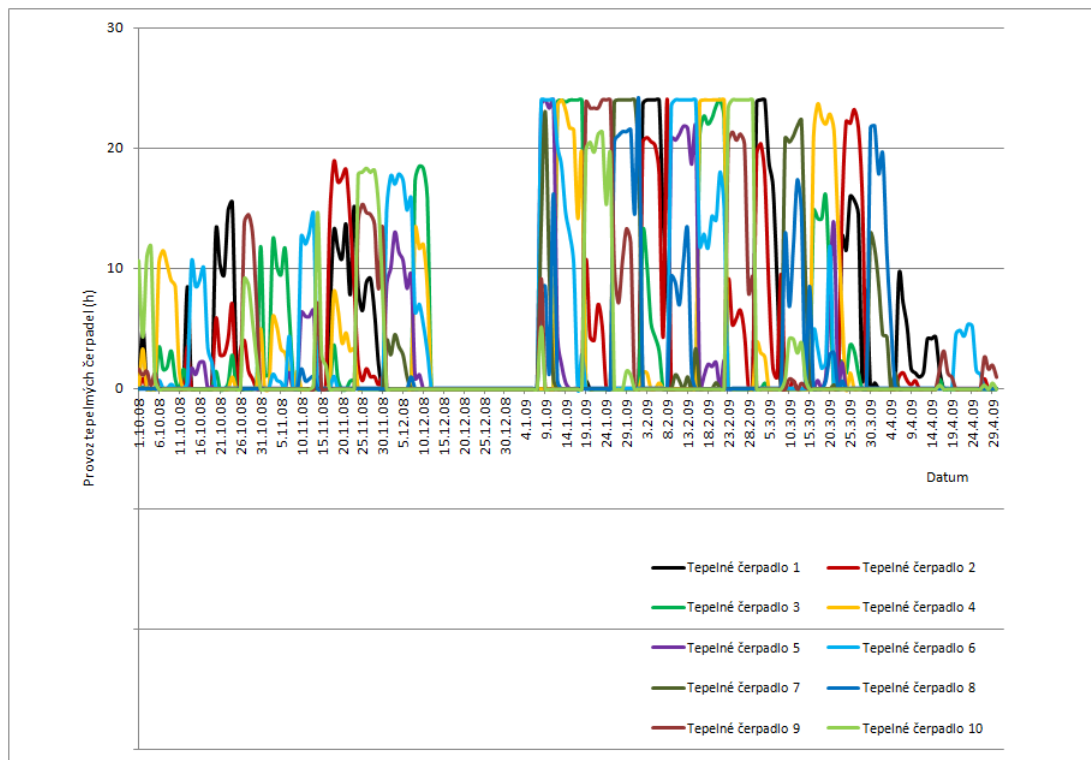


Provozní hodiny oběhových čerpadel za topnou sezónu 2008/2009

Příloha č. 9 - Vyhodnocení provozních hodin tepelných čerpadel



Provozní hodiny tepelných čerpadel za topnou sezónu 2007/2008



Provozní hodiny tepelných čerpadel za topnou sezónu 2008/2009